

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

JOÃO ANTÔNIO DA COSTA MESSA

**GEOMETRIAS PARA USO DE CICLO SUPER-EXPANDIDO EM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

**Alegrete
2018**

JOÃO ANTÔNIO DA COSTA MESSA

**GEOMETRIAS PARA USO DE CICLO SUPER-EXPANDIDO EM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

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

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais).

M583g Messa, João Antônio da Costa

GEOMETRIAS PARA USO DE CICLO SUPER-EXPANDIDO EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA / João Antônio da Costa Messa.

61 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) -- Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2018.

"Orientação: Gustavo Fuhr Santiago".

1. Ciclo Atkinson. 2. Pistão auxiliar. 3. Cabeçote. 4. Motor. I. Título.

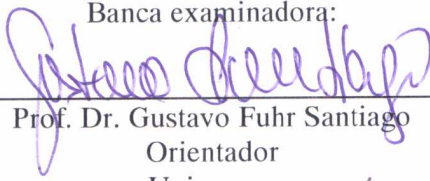
JOÃO ANTÔNIO DA COSTA MESSA

**GEOMETRIAS PARA USO DE CICLO SUPER-EXPANDIDO EM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

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

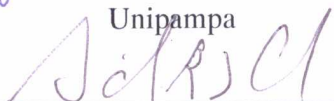
Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 28 de junho de 2018.

Banca examinadora:




Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago

Orientador
Unipampa



Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
Unipampa



Prof. Dra. Ana Claudia Costa de Oliveira
Unipampa

Dedico este trabalho a toda minha família, em especial aos meus pais Roberto e Liane e minha namorada Bruna, que me impulsionam na direção dos meus sonhos através de palavras de motivação e gestos de amor e carinho.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais Liane e Roberto, por me proporcionar esta experiência incrível de estudar em uma universidade, onde não medem esforços para que eu apenas me dedique a tal fim, incentivando e mostrando através de suas histórias de vida que antes da conquista vem a luta. Sou grato a todas as lições que me passam, as palavras que dizem, a todo o amor e carinho dado, tenho orgulho de dizer que meu caráter foi e é moldado por estas pessoas.

À minha namorada Bruna, pessoa na qual me mostrou o verdadeiro significado de companheirismo e afeto, onde sempre estive ao meu lado, apoiando minhas decisões e aconselhando nos momentos difíceis. A ela sou grato por proporcionar momentos de alegria e descontração, que apesar da distância que nos separa nesta etapa da vida, irei zelar para que permaneça por perto.

A minha família, tios, padrinhos, primos e principalmente meus avós João e Maria Cecília, que de uma forma ou outra contribuem para tornar meus dias mais alegres, sempre interessados por meus estudos e compreensíveis pela ausência que tenho tido por me dedicar a isto. Também aos meus avós Antônio e Nelci, que partiram tão cedo deixando um vazio em meu peito, porém, as lembranças e amor que sinto ao lembrar do momentos vividos juntos me tornam grato por ter convivido e aprendido muito com estas pessoas incríveis.

Aos meus atuais colegas de apartamento, Gabriel e Mauricio, e aos ex-colegas, Anderson, Augusto, Don, Ricardo e Thayson, muito obrigado pela parceria de sempre e por me aguentar por tanto tempo. Destaco também os amigos feitos dentro do meio acadêmico, Guilherme, Jeferson, Jonatan, Pedro e Victor, amigos que levarei para a vida toda. Enfim, a todos estes citados neste parágrafo, agradeço por ser minha família de Alegrete, os momentos passados juntos ficarão eternizados em minha memória.

Ao professor e amigo Gustavo, que me ajudou a aprofundar meus estudos e conhecimentos sobre mecânica e automóveis, assunto pelo qual me levou a fazer o curso de engenharia mecânica, onde sempre se mostrou prestativo e atencioso, motivos que determinaram para que eu escolhesse-o como orientador deste trabalho.

Os professores que fizeram parte da minha formação acadêmica e aos demais colegas de sala de aula, estiveram juntos comigo nesta caminhada sendo decisivos para que eu chegasse até aqui.

RESUMO

A evolução dos motores de combustão interna segue o desenvolvimento da sociedade mundial, que nos dias atuais exige motores mais eficientes, mais econômicos e que emitam menos gases poluentes ao meio ambiente. Graças a estes fatores, o uso de motores super-expandidos vem ganhando espaço no cenário automotivo. Ideia proposta por Atkinson no século XIX, que define que motores super-expandidos possuem um melhor rendimento termodinâmico quando comparado a motores de ciclo Otto, por possuírem uma relação de expansão maior que a relação de compressão. Este trabalho sugere diferentes mecanismos com a finalidade de transformar motores de ciclo Otto, encontrados na indústria nacional, em motores de ciclo Atkinson. O trabalho propõe algumas geometrias, as quais possuem um pistão auxiliar que desloca-se através de um cilindro preso ao cabeçote do motor, que faz com que o mesmo opere no ciclo Atkinson graças a total sincronia estabelecida dos movimentos. Em busca de uma solução compacta e de fácil adaptação, que traga valores de relação de Atkinson iguais ou maiores que 1,4 e possua vantagens perante modelos já existentes, a metodologia estabelece novas relações volumétricas de um motor oriundas do movimento do pistão auxiliar, de forma que haja uma evolução nos resultados dos conceitos propostos à medida em que avança a pesquisa. O modelo final obtido permite uma relação de Atkinson superior a 1,4, através da adaptação de um cabeçote com formato *pent-roof* e a substituição do pistão original do motor por um pistão com domo, podendo implementar neste modelo de cabeçote um cilindro auxiliar de 58 mm. Com um curso de 56 mm, o pistão auxiliar desloca-se para dentro da câmara de combustão do motor a uma fração de 50% do valor de seu curso. O movimento do pistão auxiliar possui metade da frequência do pistão principal, movimento que é feito graças a uma biela que conecta-o a um virabrequim junto ao cabeçote do motor. Este virabrequim é acionado através de uma polia com o dobro do diâmetro da polia original do motor, onde ambas são interligadas através de uma correia dentada. O mecanismo é dimensionado tendo como base um motor VW AP de 1.6 L, que no entanto, pode ser adaptado em outros modelos de motor.

Palavras-chave: Ciclo Atkinson, Pistão Auxiliar, Cabeçote.

ABSTRACT

The evolution of internal combustion engines is the development of world society, which presents us with better engines, more efficient, more economical and less polluting to the environment. Due to these factors, the use of over-expanded engines has been gaining space automotive scene. An idea proposed by Atkinson in the XIX century, which defines over-expanded engines that have a better thermodynamic efficiency when compared to Otto engines, because they have a higher expansion ratio than the compression ratio. This work brings different suggestions on how to turn Otto cycle engines, very common on the national industry, into Atkinson cycle engines. This work offers some geometries, which have an auxiliary piston that displaces through a cylinder attached to the motor that causes it to operate in the Atkinson cycle due to a fully synchronized movement of its mechanisms. In search of a compact and easy-to-fit solution that brings Atkinson values equal to, or greater than, 1.4 and has immediate responsiveness, it is the basis of new volumetric forces of an engine coming from the auxiliary piston movement, so that there is an evolution in the results of the proposed concepts as the research progresses. The final model is compatible with a performance ratio higher than 1.4, by adapting a header with the pent-roof format and replacing the original piston with a dome piston, being able to implement a 58mm auxiliary cylinder in this kind of head. With a 56 mm stroke, the auxiliary piston moves into the combustion chamber of the engine at a fraction of 50% of the stroke value. The auxiliary piston movement has half the frequency of the main piston, the movement is performed due to a connecting rod that connects to a crankshaft next to the cylinder head. This crankshaft is driven through a pulley twice the original pulley's diameter, where both are interconnected through a toothed belt. The engine was dimensioned based on a 1.6-liter VW AP engine, being able to be retrofitted into other engine models.

Keywords: Atkinson Cycle, Auxiliary Piston, Head.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Comparação entre as relações de compressão e expansão: a) Ciclo Otto e b) Ciclo Atkinson.	20
Figura 2 - Mecanismo da patente US20110226199A1.	20
Figura 3 - Diagramas P-v e T-s para um ciclo Atkinson.	21
Figura 4 - Patente do motor Atkinson.	22
Figura 5 - Tempo em função do ângulo de abertura das válvulas.	23
Figura 6 - Eficiência de um ciclo Otto comparada a um ciclo Miller.	24
Figura 7 - Motor KJ-ZEM-V6.	26
Figura 8 - Modelo de funcionamento de um motor KJ-ZEM-V6.	26
Figura 9 - Motor GoEngine primeira geração.	27
Figura 10 - Motor GoEngine segunda geração.	28
Figura 11 - Motor EXlink.	29
Figura 12 - Capacidade volumétrica em relação a pressão interna do motor EXlink.	29
Figura 13 - Vantagens mostradas na propaganda do motor EXlink.	30
Figura 14 - Fluxograma do delineamento da pesquisa.	31
Figura 15 - Sincronia do pistão auxiliar em relação ao pistão original do motor.	32
Figura 16 - Relação entre válvulas e espaço interno da parede do cabeçote.	34
Figura 17 - Cabeçote original VW AP 1.6 L 8 válvulas.	36
Figura 18 - Imagem com dimensões consideradas para o cálculo da área do cabeçote.	36
Figura 19 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista lateral da seção A-A.	37
Figura 20 - Pistão auxiliar invadindo a câmara de combustão no momento do fim da admissão.	38
Figura 21 - Esquema de posicionamento de válvulas de um cabeçote Ford®.	39
Figura 22 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista lateral da seção A-A.	40
Figura 23 - Mecanismo com dois pistões auxiliares, sendo que apenas um invade a câmara de combustão.	41
Figura 24 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista frontal detalhada.	41

Figura 25 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista isométrica.....	42
Figura 26 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista isométrica frontal; b) Vista frontal da seção A-A; c) Face de posicionamento das válvulas; d) Face de posicionamento do pistão auxiliar.....	43
Figura 27 - Divisão de áreas por cores.	45
Figura 28 - Dimensões do cabeçote.....	54
Figura 29 - Dimensões do domo.	55
Figura 30 - Volume V_o (em azul) encontrado através de software CAD.....	56
Figura 31 - Esquema de funcionamento do mecanismo que emula o ciclo Atkinson em um motor originalmente de ciclo Otto.....	58
Figura 32 - Protótipo final do mecanismo adaptado em um motor com características de um VW AP 1.6 L de um cilindro.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultado de R_e , R_c e A para a 1ª Alternativa.	46
Tabela 2 - Valores encontrados para S_2 variando K.....	47
Tabela 3 - Resultado de R_e , R_c e A para a 2ª Alternativa.	48
Tabela 4 - Resultado de R_e , R_c e A para a 3ª Alternativa.....	49
Tabela 5 - Valores encontrados para S_2 variando K.....	50
Tabela 6 - Resultado de R_e , R_c e A para a 4ª Alternativa.	51
Tabela 7 - Valores encontrados para S_2 e S_3 variando K.....	51
Tabela 8 - Resultado de R_e , R_c e A para a 5ª Alternativa.....	52
Tabela 9 - Valores encontrados para S_2 , S_3 e S_4 quando K for igual a 37%.....	53
Tabela 10 - Resultado de R_e , R_c e A para a 6ª Alternativa.	56
Tabela 11 - Valor encontrado para S_2 quando K for igual a 37%.	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A - Número ou Relação de Atkinson

CAD - Computer Aided Design

CO – Cateto Oposto

EXlink - Extended Expansion Linkage Engine

MCI - Motor de Combustão Interna

PMI - Ponto Morto Inferior

PMS - Ponto Morto Superior

Q - Questionamento

VVA - Variable Valve Actuation

VW AP - Volkswagen Alta Performance

LISTA DE SÍMBOLOS

A_1, A_2, A_3 e A_4	Área de Seções da Superfície do Cabeçote	mm^2
A_2 e A_3	Área do Cilindro Auxiliar	mm^2
$A_{\text{círculo}}$	Área do Círculo	mm^2
A_{total}	Somatórios das Áreas	mm^2
c_v	Calor Específico a Volume Constante	J/kg.K
D_2, D_3 e D_4	Diâmetro do Cilindro Auxiliar	mm
F_{inv}	Fração de Volume Deslocado Para Dentro da Câmara de Combustão	%
K	Fator de Proporção de Volume em Relação ao Pistão Principal	%
L_1, L_2 e L_3	Medidas de Comprimento	mm
η	Rendimento	-
P	Pressão	Pa
q_{in}	Calor Adicionado	J
q_{out}	Calor Rejeitado	J
R	Constante do Gás Ideal	$\text{J.K}^{-1}.\text{mol}^{-1}$
R_c	Relação de Compressão	-
R_e	Relação de Expansão	-
S	Entropia	J/K
S_2, S_3 e S_4	Curso do Pistão Auxiliar	mm
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$ ou K
V	Volume Específico	mm^3/kg
V_{fadm}	Volume Interno no Final da Admissão	mm^3
V_{fexp}	Volume Interno no Fim da Expansão	mm^3
V_{iadm}	Volume Interno no Início da Admissão	mm^3
V_{iexp}	Volume Interno no Início da Expansão	mm^3
$V_{(2+3+4)}$	Somatório dos Volumes Deslocados Pelos Pistões Auxiliares	mm^3
V_0	Volume Interno do Cabeçote ou Volume Morto	mm^3
V_1	Volume Interno Deslocado Pelo Pistão Principal	mm^3
V_c	Cilindrada	mm^3

V_2, V_3 e V_4	Volume Interno Deslocado Pelo Pistão Auxiliar	mm^3
W_{liq}	Trabalho Líquido	J
ϵ_g	Taxa de Compressão Geométrica	-
ϵ_{ret}	Taxa de Compressão Retida	-

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Contextualização	16
1.2 Definição do Problema de Pesquisa	17
1.3 Objetivos	17
1.4 Hipóteses	17
1.5 Justificativa	18
1.6 Estrutura do Trabalho	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Ciclos Super-Expandidos	19
2.2 Aplicações Práticas do Ciclo Super-Expandido	25
2.2.1 Ciclo Super-Expandido com VVA	25
2.2.2 Ciclo Super-Expandido com Variação de Curso do Pistão	27
3 METODOLOGIA	30
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
5 CONCLUSÕES	59
6 REFERÊNCIAS	61

1 INTRODUÇÃO

Nesta etapa do trabalho será determinado o tema do trabalho bem como suas delimitações, originando a partir destas o objetivo geral e específico, assim como as hipóteses iniciais e a justificativa do tema selecionado.

1.1 Contextualização

Desde seu surgimento o motor a combustão interna tem acompanhado o desenvolvimento da sociedade mundial, evoluindo e participando dos principais avanços tecnológicos atuais. A evolução dos motores vem sendo movida por diferentes motivos de acordo com as prioridades de suas décadas, como no início de seu desenvolvimento, onde o principal objetivo era se ter um motor confiável. Com o passar dos tempos buscou-se mais potência para os motores sem dar muita importância ao nível de emissões gerado pelo mesmo, o que é hoje o principal foco das fábricas de motores.

O crescimento do número de veículos movidos a motor de combustão interna nas ruas e no cotidiano do povo vem ocorrendo de maneira assustadora, o consumo de combustíveis fósseis também, no entanto, sabemos que esta é uma fonte limitada. O estudo de Chen *et al.* (2013) mostra que o aumento do preço do barril de petróleo fez com que se buscasse motores mais eficientes, no qual os motores de ciclo Atkinson foram se destacando e ganhando espaço no mercado.

O uso de motores super-expandidos vem aumentando, porém, ainda ocupam uma pequena parcela dos em circulação pelo mundo. A maioria dos motores fabricados atualmente apresentam uma eficiência, de acordo com Rogers (2008), de 20% a 40% aproximadamente, o que faz com que o uso de motores super-expandidos se torne pertinente devido à sua maior eficiência.

Outro ponto chave são as questões ambientais, as emissões de poluentes vêm sendo controladas e limitadas de acordo com restrições dos regulamentos. Se faz necessária a busca por sistemas capazes de aproveitar melhor o combustível utilizado nos processos de combustão dos motores (LIU *et al.*, 2014).

Com o aumento do número de montadoras ao passar dos anos, a concorrência e o desejo de otimizar seus processos de fabricação vem sendo o foco das empresas, tornando as linhas de produção semelhantes tecnologicamente. A fabricação de motores diferentes dos comumente construídos pelas fábricas, acarreta em uma modificação no seu modo de operar, porém,

desenvolver um motor com uma maior eficiência energética e maior controle de emissões lançados ao ambiente, pode se tornar um grande diferencial perante as empresas concorrentes.

1.2 Definição do Problema de Pesquisa

Este trabalho tem como tema desenvolver um sistema que emule um ciclo super-expandido de forma que melhore o rendimento termodinâmico de um motor de combustão interna (MCI), tendo como base um motor Volkswagen AP 1.6 litros. Acredita-se que uma boa forma de emular esse ciclo é utilizando um sistema de pistão preso a um virabrequim disposto no cabeçote. Esse arranjo de mecanismos tem a função de aumentar a etapa de expansão do motor em relação à etapa de compressão do mesmo.

A partir disso, o problema de pesquisa consiste na seguinte questão: é viável implementar um sistema que emule um ciclo super-expandido em um motor Volkswagen AP 1.6 litros que opera a uma taxa de compressão ente 8:1 a 12:1?

1.3 Objetivos

O objetivo geral da pesquisa é desenvolver um mecanismo de fácil adaptação em motores de combustão interna, analisando diferentes geometrias usadas em ciclos super-expandidos que possam melhorar seu rendimento.

O trabalho apresenta como objetivos específicos os seguintes:

- Definir os melhores parâmetros para que um ciclo super-expandido atinja os objetivos desejados;
- Desenvolver um modelo teórico com uma geometria final compacta;
- Apresentar um arranjo que seja competitivo em relação a outros modelos existentes.

1.4 Hipóteses

As hipóteses iniciais para este trabalho são apresentadas a seguir:

- A adaptação de um sistema de pistões sobreposto no cabeçote é uma maneira promissora de se obter um MCI mais eficiente.

- O posicionamento do mecanismo do pistão sobre o cabeçote é a melhor alternativa de adaptar o sistema.
- O modelo desenvolvido deve poder ser aplicado em cabeçotes de motores convencionais sem a necessidade de grandes alterações.
- O projeto deve apresentar vantagens construtivas e de funcionamento quando comparado a outros modelos semelhantes.

1.5 Justificativa

O desenvolvimento de um modelo de motor mais eficiente capaz de emular um ciclo super-expandido se justifica perante as deficiências termodinâmicas dos motores convencionais. As diferentes formas de se obter um ciclo super-expandido abrem um leque de possibilidades de adaptação em motores já disponíveis no mercado. Esse sistema pode gerar dificuldades de adaptação em motores já existentes, por ser de fabricação mais complexa e cara.

Existem motores na atualidade que operam no ciclo super-expandido, sendo mais comum sua implementação nos automóveis através da atuação de válvula variável (VVA), por apresentar um menor conjunto de mecanismos exigidos na sua aplicação.

Os motores que operam pelo ciclo Atkinson original são mais complexos e utilizam um conjunto maior de peças, podendo resultar em um motor muito grande ou menos acessível à população. Sua implementação em motores para geração de energia elétrica já vem sendo testada, podendo resultar em um desenvolvimento mais voltado para veículos de transporte com vantagens perante os motores atuais.

A metodologia utilizada neste trabalho busca definir e avaliar os novos parâmetros gerados pela implementação de um mecanismo que simula um ciclo super-expandido. Dessa forma, é possível comparar os diferentes métodos de obter este ciclo e analisar suas vantagens em relação aos motores convencionais com mesmas características. Isso tem o objetivo de definir o melhor sistema a ser adaptado em um motor convencional comparando suas vantagens e desafios de sua implementação.

1.6 Estrutura do Trabalho

Este trabalho foi dividido em cinco tópicos de modo a facilitar a compreensão do leitor dos objetivos aqui propostos e alcançados. Os tópicos são divididos em: Introdução, Revisão Bibliográfica, Metodologia, Resultados e Discussões e Considerações Finais.

Na introdução encontra-se um breve relato contextual deste trabalho, determinando o tema abordado bem como suas delimitações, originando a partir destas o objetivo geral e específico, que por fim determinam as hipóteses iniciais e justificativa da escolha do tema a ser abordado.

A revisão bibliográfica contém um breve estudo sobre a definição de ciclo Atkinson, assim como gráficos e patente inicial, também comparando as diferenças de ciclo Otto para o ciclo Atkinson, de forma a familiarizar o leitor a este assunto. São mostrados também, modelos e conceitos de motores comercializados e mecanismos responsáveis por originar as características de um motor de ciclo Atkinson.

A parte que engloba a metodologia, mostra todos as equações e conceitos determinados para este estudo, assim como os métodos e o processo para chegar a tais resultados.

Nas considerações finais apresentam um breve comentário do resultado obtido no trabalho, juntamente com comparações relacionadas ao tema deste estudo, deixando de forma sucinta uma proposta para trabalhos futuros.

E por fim, encontram-se as referências bibliográficas usadas no delineamento do trabalho, no qual, não faz partes dos tópicos textuais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

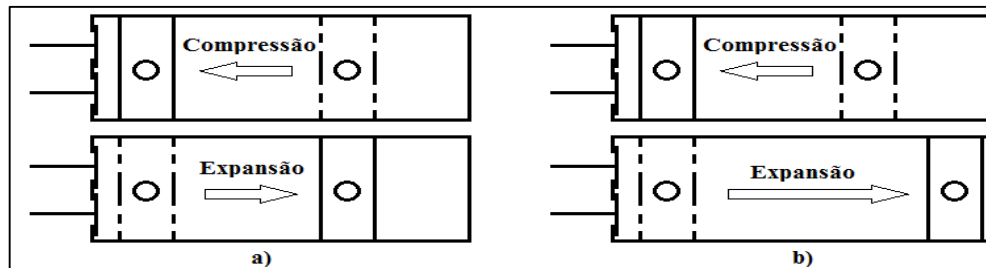
A parte da revisão bibliográfica, irá abordar sobre o conceito de motores de ciclo Atkinson, mostrando seu benéficos quando comparados a motores de ciclo Otto, juntamente com gráficos e imagens para facilitar o entendimento sobre o assunto.

Na segunda parte, encontram-se patentes e mecanismos comercializados que possuem esta característica de ciclo super-expandido, destacando pontos importantes de seus conceitos e resultados.

2.1 Ciclos Super-Expandidos

Segundo Santos (2013), os motores super-expandidos são caracterizados por possuírem uma relação de compressão menor que a relação de expansão. Seu objetivo é aproveitar a entalpia elevada presente nos gases de exaustão, perdidas em um ciclo *Otto* convencional. Entretanto, um motor de ciclo super-expandido de ignição comandada se assemelha ao ciclo *Otto*, considerando que em ambos os casos o ciclo tem duração de quatro tempos, sendo eles: escape, admissão, compressão e expansão.

Figura 1 - Comparação entre as relações de compressão e expansão: a) Ciclo Otto e b) Ciclo Atkinson.



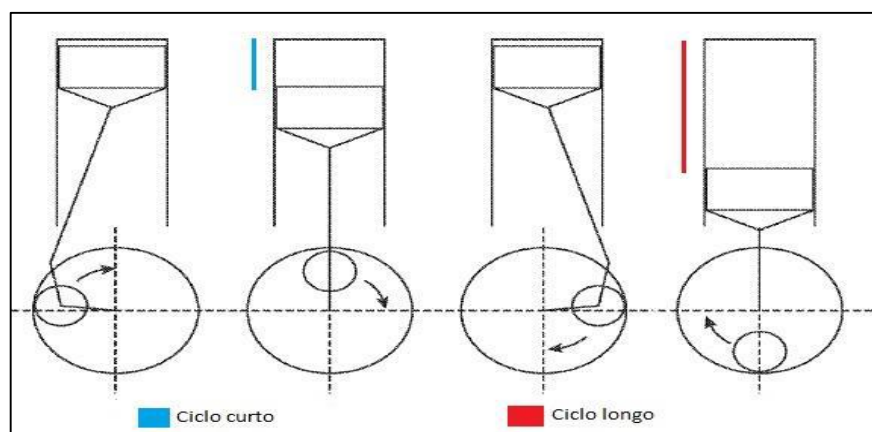
Fonte: Santos (2013).

Esse sistema de sobre-expansão, segundo Martins e Ribeiro (2007), pode ser obtido variando o deslocamento do pistão, elevando o grau de complexidade utilizando um sistema biela manivela ou variando o tempo de fecho das válvulas de admissão (mais atrasado ou adiantado).

Segundo Rogers (2008), a criação do motor Atkinson originou-se em 1882, por James Atkinson, no qual apresenta a ideia dos gases de combustão em um motor de combustão interna expandirem-se até próximo da pressão atmosférica por meio de um pistão que faz um percurso maior do que o percurso da compressão, gerando maior eficiência ao motor.

A figura mostra o motor cuja a cadeia cinemática opera no ciclo Atkinson.

Figura 2 - Mecanismo da patente US20110226199A1.



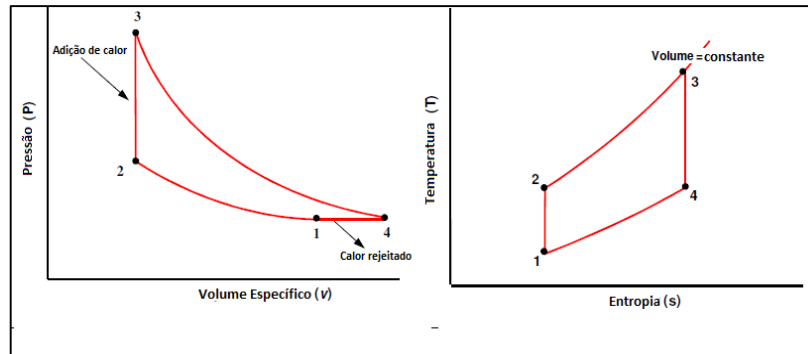
Fonte: Mohtashemi (2010).

Essa variação do curso de expansão resulta em um melhor aproveitamento dos gases de combustão para a produção de trabalho. Portanto, este ciclo térmico é usado quando se busca uma eficiência termicamente maior que do ciclo Otto. Isso faz com que necessite menos

combustível para a queima, considerando que fique uma quantidade de gases de escape no interior do cilindro (Gupta, 2012).

O aumento na eficiência esperada para o ciclo Atkinson pode ser analisado com base na figura.

Figura 3 - Diagramas P-v e T-s para um ciclo Atkinson.



Fonte: Crosby; Akbare (2014).

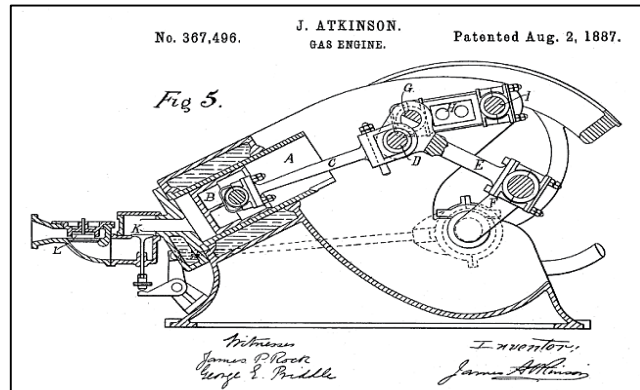
Os diagramas pressão-volume (P-V) e temperatura-entropia (T-S) apresentados na figura para um processo termodinâmico executado por um ciclo Atkinson padrão de acordo com Ebrahimi (2010), descrevem um processo de compressão adiabática (isentrópica) 1-2, em seguida há uma adição de calor a volume constante (2-3), ocorre então uma expansão adiabática (isentrópica) 3-4 e ao final há uma rejeição de calor a uma pressão constante 4-1.

O modelo ideal Atkinson de ar padrão assume que não há perdas e considera o calor específico do ar como constante. É um modelo simplificado, que é tomado como base para o desenvolvimento de outros sistemas reais que adotam este ciclo (Crosby; Akbare, 2014).

Em um caso real segundo Maheshwari (2012), o calor específico do fluido de trabalho varia durante o ciclo, no qual, faz com que implique diretamente no desempenho.

Um motor Atkinson seria extremamente grande, para possibilitar uma grande expansão. No qual resultaria em um motor não muito eficiente considerando as perdas por atrito (Martins, 2006).

Figura 4 - Patente do motor Atkinson.



FONTE: Martins (2004).

Há alguns motivos pelo motor proposto por James Atkinson não ter se tornado popular. Segundo Chen *et al* (2013) um dos pontos foi o sistema de mecanismo biela e manivela que possibilita os cursos de expansão e compressão terem valores diferentes. O mecanismo proposto por Atkinson apresenta vários braços e articulações, bem mais do que seria necessário em um ciclo Otto convencional. Isso faz com esse sistema se torne muito complexo quando comparado a outros sistemas com menor número de mecanismos envolvidos.

Segundo Crosby (2014), eficiência de um ciclo Atkinson ideal pode ser definida pela Equação 1.

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{in}} = \frac{W_{liq}}{c_v(T_3 - T_2)} \quad (1)$$

Sendo:

W_{liq} – Trabalho líquido;

q_{in} – Calor adicionado;

c_v – Calor específico;

T_3 – Temperatura no ponto 3;

T_2 – Temperatura no ponto 2.

Com o passar dos anos surgiu uma adaptação melhorada do motor de Atkinson que otimizou o funcionamento do sistema. Essa adaptação foi criada por Ralph Miller no qual utilizava um sistema único de biela-manivela, sendo o volume de expansão maior que o de compressão variando o tempo de fechamento das válvulas de admissão do motor, no qual retém apenas uma parte da mistura. Com esse novo sistema de funcionamento criou-se um novo ciclo chamado de ciclo de Miller (Melo, 2009).

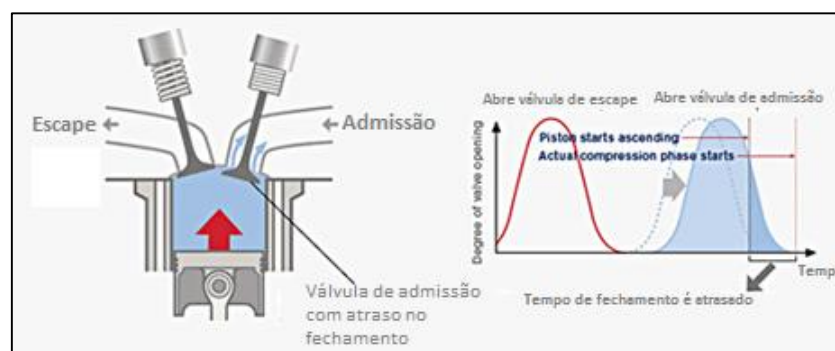
O ciclo Miller permite um maior aproveitamento da entalpia dos gases de escape, permitindo assim uma melhora no rendimento térmico do ciclo de funcionamento do motor de ignição por comandada.

A variação da carga é obtida controlando o tempo de fecho da válvula de admissão, atrasando ou adiantando muito o fecho se tem uma diminuição da carga. Quanto mais distante estiver o adiantamento ou atraso de fecho da válvula do PMS, maior será a diminuição da carga, entretanto o aumento da carga é obtido pela aproximação da válvula de admissão ao PMS (Santos, 2013).

Segundo Lourenço (2012), há mais de uma maneira de se obter o ciclo de Miller, sendo as mais populares, por “*backflow*”, ou seja, manter aberta a válvula de admissão aberta por um certo tempo durante a compressão, desta forma, fazendo com que uma parcela da mistura ar/combustível admitida seja devolvida aos coletores de admissão. Outro método comum de se obter o ciclo Miller, é avançando o fecho da válvula de admissão, ou seja, fechando a válvula antes mesmo de concluir o tempo de admissão diminuindo assim, a mistura ar/combustível. Variando a mecânica do volume do cilindro, é também uma maneira comum de se obter um ciclo Miller, fazendo com que desta forma o volume interno do cilindro seja menor no tempo de admissão e compressão e maior no tempo de expansão e escape.

A figura apresentada a seguir relaciona o tempo de abertura das válvulas com o ângulo de abertura correspondente, onde pode ser observado o processo em que a válvula de admissão permanece aberta após o início da compressão, com o processo normal de um ciclo Otto.

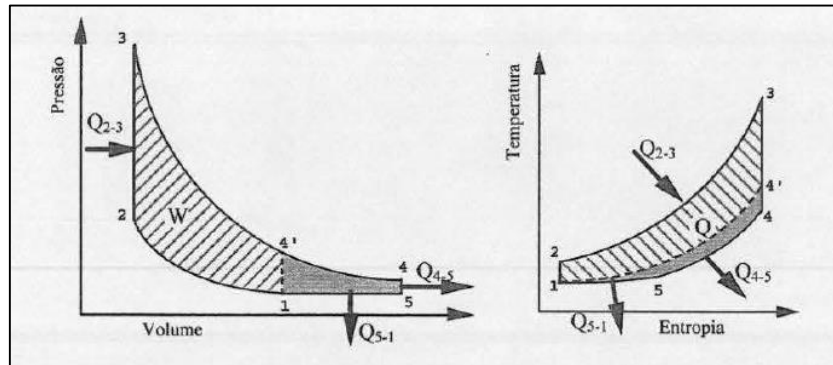
Figura 5 - Tempo em função do ângulo de abertura das válvulas.



Fonte: Adaptado de http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/dual_injector.html.

O aumento na eficiência esperada para o ciclo Miller pode ser analisado com base na figura.

Figura 6 - Eficiência de um ciclo Otto comparada a um ciclo Miller.



Fonte: Martins (2006)

Segundo Martins (2006), na figura anterior está representado o ciclo Miller nos pontos 1-2-3-4'-4-5-1, onde a parcela tracejada 1-2-3-4'-1 se encontra o ciclo Otto e a área mais escura 4'-4-5-1-4' se assinala o trabalho aproveitado pela super-expansão dos gases de escape.

Considerando as diferentes formas de se obter o ciclo Miller torna-se necessário definir a taxa de compressão deste ciclo diferente do ciclo Otto, levando em consideração que a taxa de compressão não se obtém do PMI ao PMS, e sim de uma parcela do percurso. Com base nestes fatos, surge a taxa de compressão retida que pode ser definida segundo Martins (2006).

$$\varepsilon_{ret} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2)$$

Sendo:

V_1 = Volume no ponto 1;

V_2 = Volume no ponto 2.

Onde a cilindrada pode ser considerada como $V_c = V_5 - V_2$, definindo também a taxa de compressão geométrica:

$$\varepsilon_g = \frac{V_5}{V_2} \quad (3)$$

Sendo:

V_5 = Volume no ponto 5;

V_2 = Volume no ponto 2.

Com isso podemos obter a relação de expansão:

$$R_e = \frac{V_5}{V_1} \text{ ou } R_e = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ret}} \quad (4)$$

Portanto segundo Martins (2006), o rendimento do ciclo Miller com taxa de compressão retida é:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{4-5} + Q_{5-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ret}^{\gamma-1} R_e^{\gamma-1}} + \frac{\gamma R_e^{\gamma-1} - (\gamma-1) R_e^{\gamma-1}}{B(\gamma-1) R_e^{\gamma-1}} \quad (5)$$

Onde B é uma constante, considerando que a mistura é sempre estequiométrica:

$$B = \frac{Q_{pi}}{R.T_1(1+A/F)} \quad (6)$$

Sendo:

$\frac{A}{F}$ = relação ar/ combustível;

T_1 = Temperatura no ponto 1;

R = Constante do gás ideal.

Segundo Borretti e Scalzo (2013), é de suma importância a aplicação de tecnologia no setor automotivo de forma a melhorar a eficiência dos motores a combustão interna. O ciclo Atkinson é descrito como uma boa alternativa onde é possível implementar mecanismos auxiliar em uma cadeia cinemática convencional do ciclo Otto.

2.2 Aplicações Práticas do Ciclo Super-Expandido

Como visto anteriormente, um motor que funcione segundo o ciclo Atkinson apresenta um rendimento superior a um motor que trabalho com um ciclo Otto, sendo que esse aumento de rendimento é fruto de um aproveitamento de elevada entalpia dos gases de escape que seriam eliminados em um motor de ciclo Otto. Apesar de comprovado essa melhoria, não é comum encontrar motores de produção em série que trabalhe segundo o ciclo Atkinson, sendo mais comum ver motores deste tipo em casos isolados ou motores fabricados em baixa escala de produção.

Algumas empresas da indústria automotiva lançaram veículos com motores sobre-expandidos. Exemplo disso é o grupo Toyota®, Mazda® e Honda®.

2.2.1 Ciclo Super-Expandido com VVA

A Mazda foi a fábrica de automóveis pioneira a lançar motores super-expandidos, com o lançamento do Mazda Millenia em 1998. O Millenia vinha com um motor KJ-ZEM-V6 super-expandido de 2.3 litros sobrealimentado. O motor foi por alguns anos o único motor a funcionar pelo ciclo Miller (Autoblog, 2007).

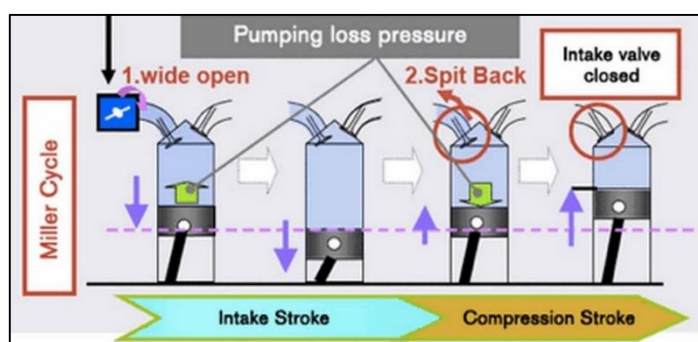
Figura 7 - Motor KJ-ZEM-V6.



Fonte: Grueninger (2007).

Segundo a Mazda® o motor KJ-ZEM-V6 é considerado um motor de ciclo Miller através da variação do tempo de abertura das válvulas, fazendo com que haja um atraso no fechamento da válvula de admissão, que faz com que se mantenha aberta por um tempo ainda na fase de compressão, fazendo com que parte do ar admitido volte para o coletor de admissão, no qual chamamos esse fenômeno de “*backflow*”. Os quatro tempos do motor podem ser vistos na figura a seguir:

Figura 8 - Modelo de funcionamento de um motor KJ-ZEM-V6.



Fonte: <http://www.autosupermarket.it/magazine/nissan-micra-my15-city-car-chic/>.

Devido ao fato deste motor comprimir uma menor mistura ar/combustível no volume do cilindro, faz com que o mesmo tenha uma menor potência em relação ao ciclo Otto. Entretanto, a Mazda® buscando a melhor solução para contornar esse problema projetou este motor com um sistema de sobre alimentação utilizando um compressor volumétrico controlado por uma central eletrônica e usou também um *intercooler*. Essa combinação de compressor e *intercooler* faz com que se tenha um aumento da pressão e um abaixamento da temperatura do ar que é admitido pelo cilindro, tornando-o mais denso, fazendo com que cada tempo de admissão seja aspirado um volume maior de ar para dentro do cilindro.

O sistema eletrônico que controla a sobre alimentação tem trabalho árduo na hora de regular a pressão do compressor, no tempo de compressão se obtém o “*backflow*” em virtude do atraso no fecho da válvula de admissão no qual reenvia o ar admitido para o coletor de

admissão, fazendo com que a eletrônica faça mandar somente a quantidade necessária de ar pretendido.

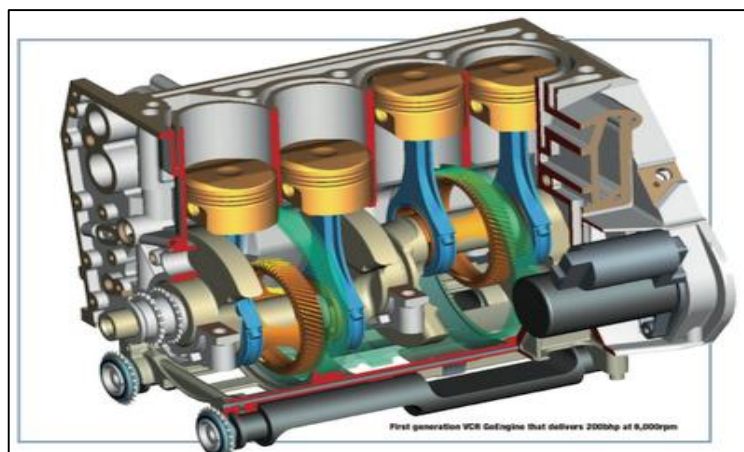
Este motor foi produzido durante 1995 até 1998, considerando que sua complexidade mecânica comparado a um motor convencional de ciclo Otto elevava seu custo de produção.

2.2.2 Ciclo Super-Expandido com Variação de Curso do Pistão

Com leis mais severas e o aumento da procura por carros mais sustentáveis com baixo consumo de combustível, recentemente houve uma maior demanda pelas montadoras, de motores híbridos classificados motores que operam pelo ciclo de Atkinson. Esse crescimento da utilização de motores que operam sobre ciclo super-expandidos, vem aumentando ao passar dos anos e diferentes montadoras estão aderindo a este sistema, como a Toyota®, Lexus®, Chevrolet®, Mercedes-Benz®, Ford®, Hyundai®, Kia®, Honda®, Infinity®, Gomecsys®, entre outras.

A Gomecsys® está desenvolvendo um motor que funciona segundo o ciclo Miller, chamado de GoEngine, que pode partir para a etapa de produção e escala em um futuro próximo. A empresa produziu dois tipos de motores, um de dois e outra de quatro cilindros em linha no qual são considerados motores de primeira geração. Considerados motores de ciclo Miller, utilizam-se de uma roda dentada que gira no seu interior, ligado a cambota, permitindo desta forma, que o volume dentro do cilindro seja maior nas etapas de admissão e compressão e maior na fase de expansão e escape. Este motor também é sobrealimentado, pois utiliza um turbo compressor.

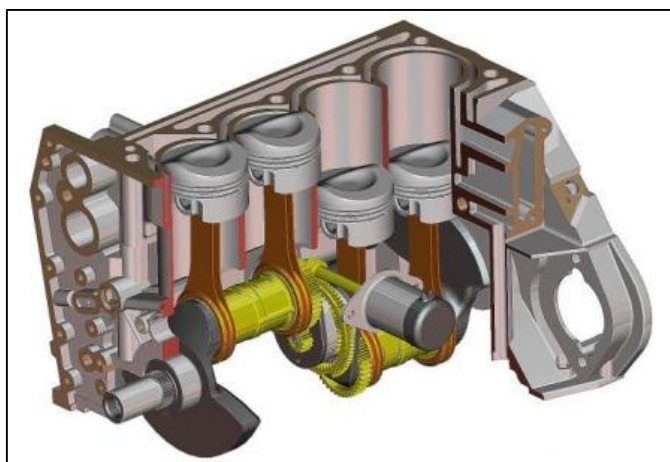
Figura 9 - Motor GoEngine primeira geração



Fonte: <http://www.theautochannel.com/news/2009/12/15/458704.html>.

Tempos depois a empresa desenvolveu a segunda geração deste motor, no qual possuíam três protótipos. A segunda geração do GoEngine difere da primeira geração pelo fato ser mais leve, ter um melhor no desempenho e ser mais compacto. A maior diferença mecânica deste novo motor está no trem hipo-cicloidial utilizado, que não utiliza de uma roda de coroa de dentado interior fixa ao bloco do motor. Em sua segunda geração, o GoEngine tem seus componentes mecânicos responsáveis por variar o volume no interior do cilindro presentes no virabrequim.

Figura 10 - Motor GoEngine segunda geração.



Fonte: <http://www.autoblog.nl/archive/2009/04/13/gomecsys-ontwikkeld-zuinige-verbrandingsmotor>.

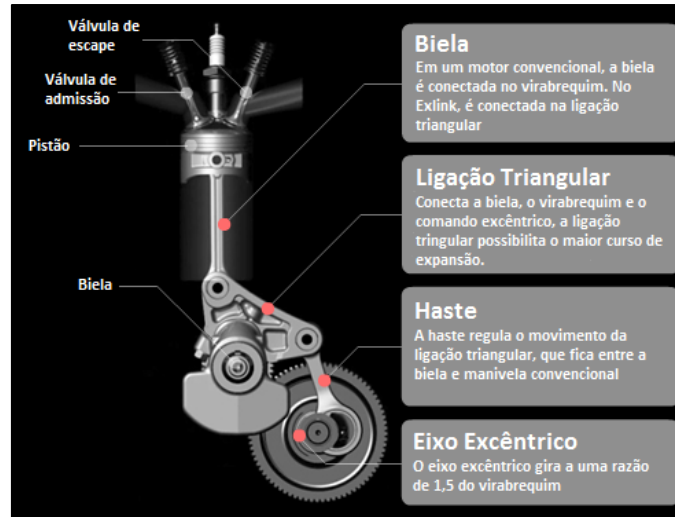
Segundo a Gomecsys®, em termos de redução de consumo e emissões de poluentes seus motores garantem uma diminuição de 50% face a um motor convencional de especificações idênticas. Em relação a motores de ciclo Otto convencionais, também se tem um decréscimo de 50% do seu peso e volume total.

A fabricante Honda® apresenta um conceito de motor inspirada no ciclo Atkinson chamado de EXlink, o qual tem seu principal nicho no ramo de produção de energia. Este motor se diferencia dos demais motores de ciclo super-expandido devido à forma como são obtidas as características deste ciclo, pela forma de seu mecanismo junto de sua distribuição que é idêntica à de um motor que opera no ciclo Otto, sendo o deste motor um sistema de válvulas montadas no topo. Seu revolucionário mecanismo biela manivela, possibilita um curso de expansão maior do que o curso de compressão, o que o caracteriza e torna-o mais eficiente perante o ciclo Otto convencional.

Seu mecanismo é composto por um componente triangular que liga o virabrequim os demais vértices, sendo que um de seus vértices é ligado a biela e no outro vértice é ligado por último a um excêntrico que gira no interior de uma roda de coroa, a uma velocidade considerada

a metade da velocidade do virabrequim, que é responsável por comandar a variação do curso do pistão.

Figura 11 - Motor EXlink.

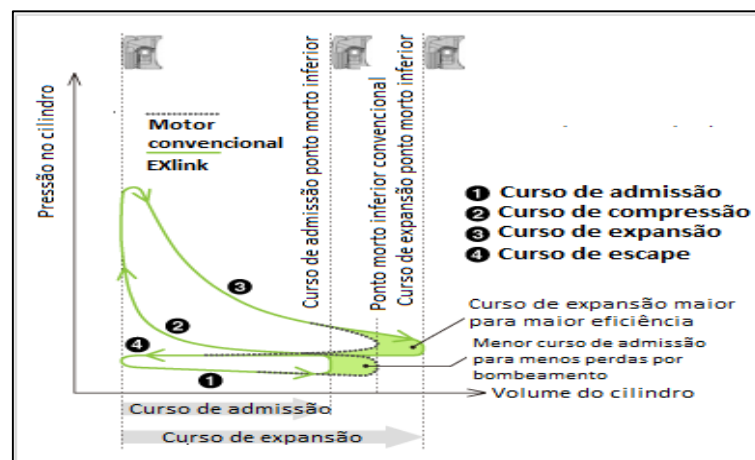


Fonte: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>.

Segundo o fabricante, o motor EXlink possui uma relação de Atkinson de 1,4, sendo sua cilindrada de compressão e admissão de 110 cm^3 , sendo que sua cilindrada para a expansão e escape é de 163 cm^3 , sendo sua R_c igual a 12,2:1 e sua R_{exp} igual a 17,6:1. Este motor propicia um menor trabalho de bombeamento e uma melhor eficiência térmica quando comparado a motores convencionais, podendo funcionar com gás natural ou propano.

A figura a seguir apresenta um gráfico o volume do cilindro em relação a pressão do cilindro para motores EXlink e motores convencionais.

Figura 12 - Capacidade volumétrica em relação a pressão interna do motor EXlink.



Fonte: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>.

Segundo a Honda® seu motor apresenta outras vantagens, como a posição da biela no momento em que ocorre a expansão, no qual os motores Exlink apresenta um melhor

aproveitamento devido ao fato da biela estar completamente paralela ao cilindro, possibilitando um melhor aproveitamento da força gerada no curso de expansão quando comparado a motores convencionais.

Figura 13 - Vantagens mostradas na propaganda do motor EXlink.



Fonte: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>.

Um estudo que engloba a transformação de um motor de ciclo Otto para ciclo Atkinson é realizado por Gomes (2015), onde foi proposta a ideia de um pistão auxiliar responsável por transformar um motor de ciclo Otto em um motor de ciclo Atkinson com volume entre 1.0L e 1.6L, e também fazer o processo de liberação dos gases provenientes da queima gerada pela combustão interna do cilindro, ou seja, o pistão assume o lugar e o trabalho feito pela válvula de escape.

Os resultados encontrados por Gomes (2015) não se mostraram tão satisfatórios devido à complexidade de sua implementação e dificuldades de obter valores maiores para o número de Atkinson, valores próximos de 1,2.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho tem a proposta de modificar um cabeçote de motor de combustão interna de ciclo Otto, através de um mecanismo com um pistão auxiliar que possibilite transformá-lo em um motor de ciclo Atkinson.

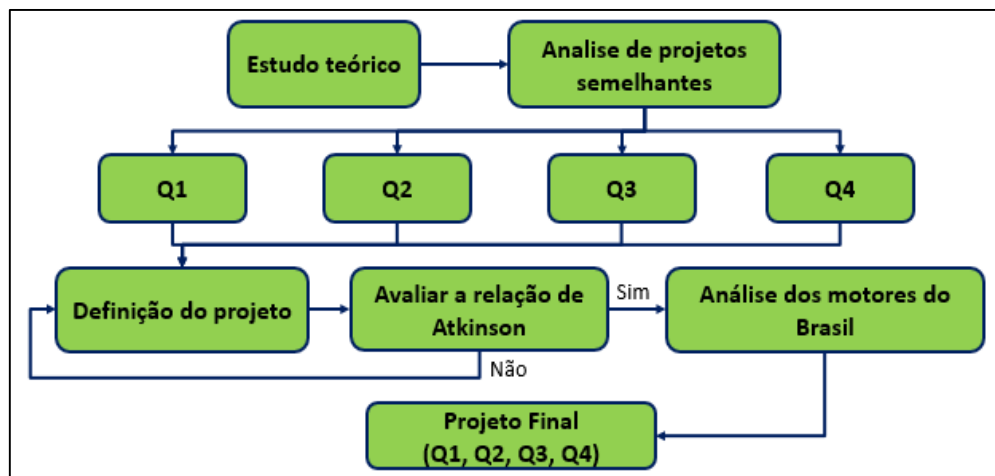
A pesquisa é caracterizada como experimental, que segundo Gil (2009) é selecionado o objeto de estudo, juntamente são selecionadas as variáveis relacionadas ao mesmo, e são definidas as formas de controle das variáveis pertinentes, no qual, é observado os efeitos de cada variável no objeto em estudo. Também, é caracterizada uma pesquisa exploratória, onde, Gil (2009) define como objetivo principal da pesquisa o aprimoramento de ideias ou a descoberta de intuições.

A pesquisa é orientada pelos seguintes questionamentos:

- Q1) Em quais MCI de ciclo Otto é mais fácil a adaptação?
 Q2) Onde deve ser posicionado o mecanismo?
 Q3) Quais parâmetros devem ser adotados para obter uma melhor eficiência do sistema?
 Q4) Quais os parâmetros devem ser adotados para obter uma melhor otimização do sistema?

Ao decorrer da pesquisa, busca-se responder às questões propostas anteriormente, seguindo a ordem mostrada na Figura (14).

Figura 14 - Fluxograma do delineamento da pesquisa.



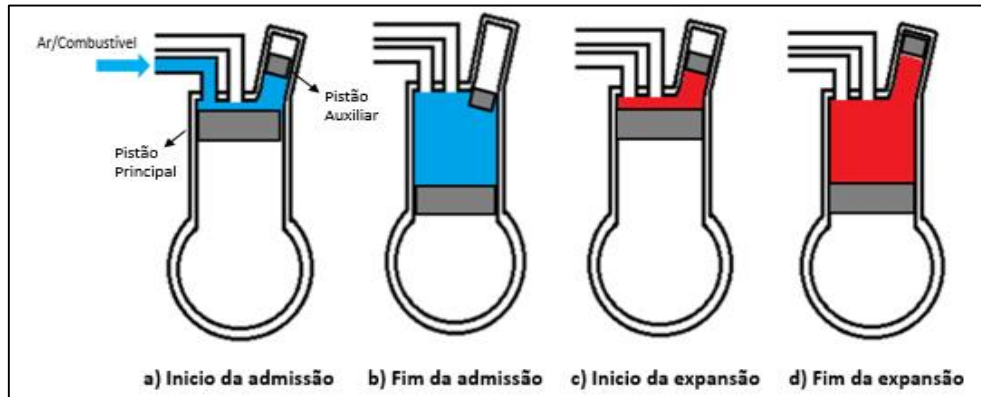
Fonte: Autor.

Este trabalho buscou implementar geometrias para transformar um motor de ciclo Otto em um motor de ciclo Atkinson, baseando-se em dados e características de motores nacionais com volumes de 1.6L. Desta forma, o valor encontrado para o número de Atkinson deveria ser maior ou igual a 1,4, que é o valor encontrado em motores de mesmo ciclo vendidos no mercado (Ex. motor EXlink). Além disso, foram mantidas as válvulas de admissão e escape originais de forma que fosse possível comparar as geometrias propostas neste estudo. As análises foram feitas com base nas características construtivas e de funcionamento do motor VW AP de 1.6 L.

O funcionamento destes mecanismos é relacionado ao giro do virabrequim original do motor, no qual o pistão auxiliar responsável pela transformação do motor para ciclo Atkinson tem relação de funcionamento que é a mesma encontrada entre o virabrequim do motor e seu comando de válvulas (relação de 2:1).

A imagem a seguir, mostra o esquema simplificado de movimentação dos pistões pretendido nesta pesquisa em cada etapa do processo de funcionamento do motor.

Figura 15 - Sincronia do pistão auxiliar em relação ao pistão original do motor.



Fonte: Autor.

Na Figura (15) é possível perceber, que, com a implementação do pistão auxiliar para controlar o volume interno do cilindro adaptado no cabeçote do motor, haverá uma variação do volume total da câmara de combustão nas quatro etapas do ciclo. Com base nestes fatos, novas equações foram deduzidas para o volume interno do motor.

No início da admissão visto na Figura (15a), a válvula de admissão é aberta e se inicia o processo de entrada da mistura ar/combustível ao motor. Nesse sentido, é possível perceber pela imagem, que o pistão principal do motor encontra-se no seu PMS, e o pistão auxiliar está posicionado na metade do seu curso. Assim pode ser obtida a equação do volume interno do motor para o início da admissão, sendo:

$$V_{iadm} = V_0 + \frac{1}{2}V_2 \quad (7)$$

Após a entrada da mistura ar/combustível, a válvula de admissão é fechada e se inicia o processo de compressão do motor conforme visto na mesma Figura (15b). Nesta segunda etapa do ciclo o pistão principal encontra-se no seu PMI e o pistão auxiliar no seu PMS, fazendo com que o volume do cilindro adaptado ao cabeçote não interaja neste instante. Assim é possível obter então a equação do volume interno do motor para o fim da admissão:

$$V_{fadm} = V_1 + V_0 \quad (8)$$

Após a compressão da mistura, a vela irá soltar uma centelha que dará origem ao processo de queima do combustível, onde o pistão principal ficará no seu PMS e o pistão auxiliar na metade do seu curso novamente, liberando metade do volume do cilindro adaptado no cabeçote. Na imagem “c” da Figura 15, a equação do volume interno do motor para o início da expansão é dada por:

$$V_{iexp} = V_0 + \frac{1}{2}V_2 \quad (9)$$

A última etapa dos quatro ciclos do motor é a expansão, onde ocorre a queima da mistura que faz com que haja um aumento da pressão interna do cilindro empurrando o pistão do motor novamente para o PMI, onde se dará o processo de abertura da válvula de escape liberando os gases oriundo da combustão. Neste instante o pistão auxiliar estará posicionado no seu PMI, liberando todo o volume interno do cilindro adaptado ao cabeçote conforme pode ser visto na imagem “d” da Figura 15. Com isso, obtém-se a equação do volume interno do motor para o fim da expansão:

$$V_{fexp} = V_1 + V_0 + V_2 \quad (10)$$

Conhecendo os valores dos volumes encontrados nas equações anteriores, torna-se possível determinar as relações de compressão e expansão do motor.

O R_c é dado pelo volume interno ao final admissão em relação ao quanto é comprimido a mistura dentro do motor até o pistão voltar ao seu PMS, conforme pode ser visto na Equação 11.

$$R_c = \frac{V_{fadm}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0}{V_0 + \frac{1}{2}V_2} \quad (11)$$

O valor encontrado para o R_c , é um fator importante que deve ser levado em consideração para a escolha da melhor geometria a ser adota. Suas características determinam a temperatura final de combustão para uma certa quantidade de combustível, ou seja, quanto maior o valor de R_c , maior será a velocidade com que ocorre a queima do combustível, aumentando assim seu curso útil. Os motores VW AP 1.6 L Flex possuem um R_c de 10:1, no entanto motores que rodam apenas com gasolina costumam usar taxas menores, em torno de 8:1. Sendo estes últimos, adotados como parâmetro para este trabalho, pois eliminam a necessidade de alteração do sistema de avanço de ignição e abertura das válvulas, mantendo assim, sua configuração original.

No caso da R_e , a equação é definida pelo volume interno (quanto expandiu o motor após a combustão em relação ao seu volume interno), momentos antes de ocorrer a combustão. A Equação 12 demonstra esta relação.

$$R_e = \frac{V_{fexp}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0 + V_2}{V_0 + \frac{1}{2}V_2} \quad (12)$$

Um motor de ciclo Otto, possui o valo do R_c igual ao valor de R_e . No caso de um motor de ciclo Atkinson onde se tem um R_e maior que a R_c , determina-se seu valor conforme a Equação 13, onde o valor encontrado é chamado de número de Atkinson, que por sua vez, será sempre maior que 1.

$$A = \frac{R_e}{R_c} \quad (13)$$

Onde:

$$A = \frac{R_e}{R_c} = \frac{V_1+V_0+V_2}{V_1+V_0} \quad (14)$$

Simplificando a equação:

$$\frac{V_1+V_0+V_2}{V_1+V_0} = \frac{V_1+V_0}{V_1+V_0} + \frac{V_2}{V_1+V_0} = 1 + \frac{V_2}{V_1+V_0} \quad (15)$$

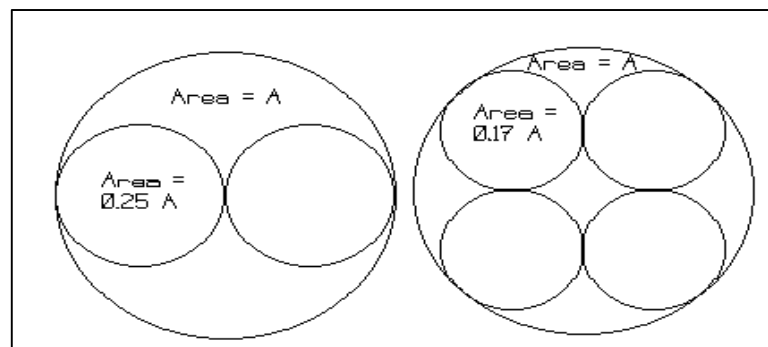
Obtendo por fim, a equação do número de Atkinson simplificada:

$$A = \frac{R_e}{R_c} = 1 + \frac{V_2}{V_1+V_0} \quad (16)$$

Como visto anteriormente, o pistão auxiliar sobre o cabeçote é o responsável por fazer a variação de volume interno na câmara de combustão e o tamanho deste volume (V_2) possui grande influência para se obter um número satisfatório de Atkinson. Entretanto, este volume está relacionado ao diâmetro e ao curso do pistão auxiliar, onde um curso de pistão elevado faz-se necessário o uso de um cilindro maior acoplado no cabeçote. Isso resulta em uma altura elevada indesejada, quando comparada a medidas originais do cabeçote, que no caso de um cabeçote VW AP 1.6 L. Nesse caso é necessário achar o limite do diâmetro máximo do cilindro e pistão auxiliar permitido pela área disponível livre na parede do cabeçote, levando em consideração limitações para que não afetem o funcionamento do escoamento do fluido orquestrado pela abertura e fechamentos das válvulas.

Sabendo que quanto maior o número de válvulas responsáveis pela admissão e escape, maior será o fluxo de ar e, conseqüentemente, maior será sua potência e eficiência, um cilindro com 4 válvulas (por exemplo) ocupa aproximadamente 70,7% da área disponível do cabeçote dentro do cilindro do motor. Ao contrário de um cabeçote com duas válvulas que ocupam aproximadamente 50% dessa área. Isso pode ser visto na figura 16 que mostra a relação entre válvulas e espaço interno da parede do cabeçote.

Figura 16 - Relação entre válvulas e espaço interno da parede do cabeçote



Fonte: <https://www.quora.com/Why-do-engines-have-4-valves-per-cylinder-Wouldnt-2-larger-valves-be-more-efficient.>

Como um cabeçote que possui duas válvulas por cilindro ocupa uma menor área, este é o arranjo escolhido para este experimento, pois realocando as válvulas, é possível se obter uma área maior para alojar o cilindro auxiliar juntamente com um pistão de maior diâmetro.

Para encontrar uma solução que atenda aos requisitos propostos, deve-se saber algumas medidas de tolerância dos espaçamentos dos componentes internos do cabeçote para que não se tenham problemas futuros. As válvulas de admissão e escape originais de um motor VW AP 1.6 L de 8 válvulas possuem diâmetros de 34 mm e 31,5 mm respectivamente. Para que se tenha um funcionamento pleno sem afetar o escoamento dos gases segundo Ferguson e Kirkpatrick (2001) é necessário um espaçamento mínimo entre válvulas e parede de 2,5 mm. No caso dos espaços para vela e cilindro auxiliar, é adotada uma tolerância de 1 mm por se tratar apenas de questões estruturais.

Segundo a Equação 14, um fator determinante para obter uma boa relação de Atkinson é o valor de V_0 , que possibilita enxergar que quanto menor for o volume interno do cabeçote, melhor será esta relação. Como o motor adotado para os testes foi o VW AP 1.6 L de 8 válvulas, para melhorar a eficiência deste projeto, buscou-se encontrar o menor volume possível. Para isso, deve ser respeitado alguns parâmetros de medida, como o levante das válvulas. Dessa forma, a relação do comando de válvulas deve ser feita de acordo com a posição do virabrequim. Na teoria, a válvula de admissão abre a 0° e fecha a 180° e a válvula de escape abre e fecha a 540° e 720° , respectivamente. No entanto, em motores de automóveis de uso diário, onde se busca torque em baixas e média rotações, o comando é adiantado na admissão, ou seja, abre um pouco antes do pistão chegar no PMS. Como o mecanismo completo responsável pela abertura das válvulas possui uma massa considerável, uma abertura brusca pode comprometer a resistência do sistema. Devido a isso o comando de válvulas é aberto um pouco antes de forma lenta para que não haja flutuação das válvulas e a válvula de escape é atrasada o seu fechamento, de forma que o ar admitido ajude na expulsão dos gases oriundos da queima da mistura dentro do cilindro do motor. Esta disposição das válvulas é chamada de Overlap (sobreposição), e é um fator que deve ser levando em conta no dimensionamento dos modelos em estudo para que não ocorra interferência entre válvulas e pistão. De acordo com o que foi exposto, o presente trabalho obteve as seguintes alternativas:

- 1ª Alternativa

A primeira análise feita neste trabalho leva em consideração os parâmetros originais oriundos da mecânica de um moto VW AP 1.6 L de 8 válvula, onde possui apenas duas válvulas por cilindro. Na Figura 17, encontra-se o modelo do cabeçote original usado como referência nesta etapa do estudo.

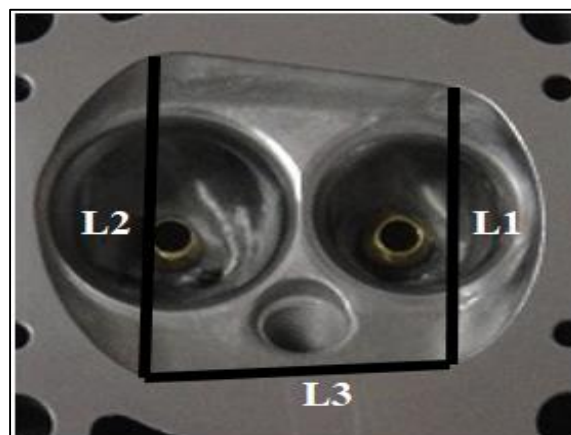
Figura 17 - Cabeçote original VW AP 1.6 L 8 válvulas.



Fonte: www.tecnomec.com.br.

O primeiro fator a ser estudado é o volume interno do cabeçote, procurando saber qual é o menor volume admissível para que não se tenha interferência entre as peças do motor. Para isso, são retiradas medidas e calculada a área total do cabeçote conforme a Figura 18.

Figura 18 - Imagem com dimensões consideradas para o cálculo da área do cabeçote.



Fonte: Autor.

Após obter estas medidas, através das equações da área do retângulo e círculo, pode-se descobrir a área total do cabeçote. As equações usadas para este cálculo encontram-se a seguir:

$$A_{\text{retângulo}} = \text{Base} \cdot \text{Altura} \quad (17)$$

Onde:

$$\text{Base} = \frac{co}{\text{tg}(\text{sen}^{-1}(\frac{co}{hip}))} \quad (18)$$

E a equação para a área do círculo é:

$$A_{\text{círculo}} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (19)$$

A soma das áreas encontradas (Figura 27) dará a área total da parede interna do cabeçote:

$$A_{\text{total}} = A1 + A2 + A3 + A4 \quad (20)$$

Sabendo este valor, basta apenas multiplica-lo pela altura mínima estipulada do cabeçote.

$$V_0 = A_{total} \cdot h \quad (21)$$

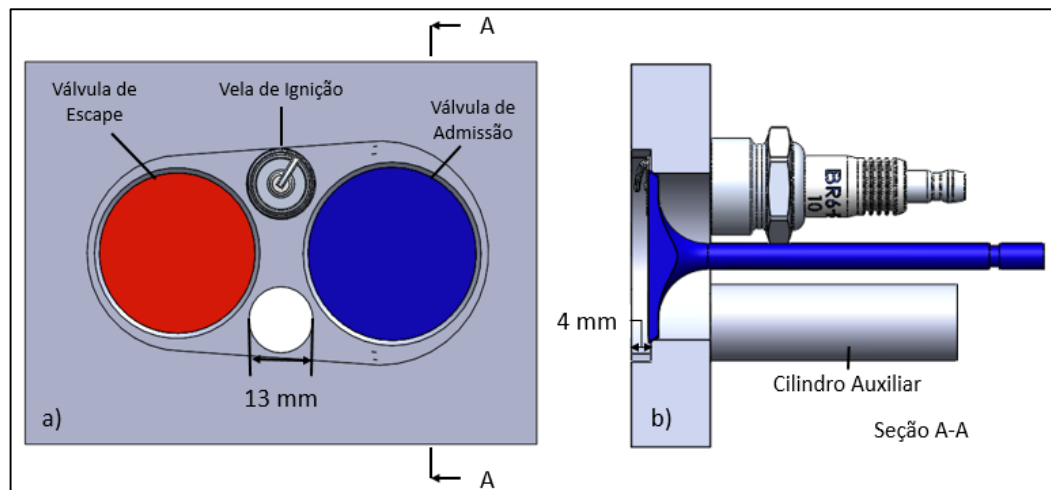
Com estes dados disponíveis, torna-se possível fazer os cálculos das taxas do motor através das Equações 11 e 12. Por fim, pode-se encontrar o valor do número de Atkinson através da Equação 16.

O posicionamento das válvulas se mantem o mesmo original do cabeçote, assim como suas medidas. É então, calculado o diâmetro máximo permitido pelo espaço que resta, para acoplar o cilindro e pistão auxiliar, sabendo que o mesmo desloca-se até a superfície do cabeçote. O volume do deslocamento do pistão auxiliar, é estipulado em relação ao volume deslocado pelo pistão original do veículo, em porcentagem (K). Assim, quando for determinado o valor de V_2 , torna-se possível encontrar o valor de S_2 , através da Equação 22, onde o volume total deslocado pelo pistão quando dividido pela sua área, dá o curso de deslocamento:

$$S_2 = \frac{V_2}{A_2} = \frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot (D_2)^2} \quad (22)$$

Na Figura 19, encontra-se o modelo do cabeçote proposto nesta alternativa juntamente com o diâmetro máximo permitido para acoplar o cilindro auxiliar e a altura do cabeçote.

Figura 19 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista lateral da seção A-A.



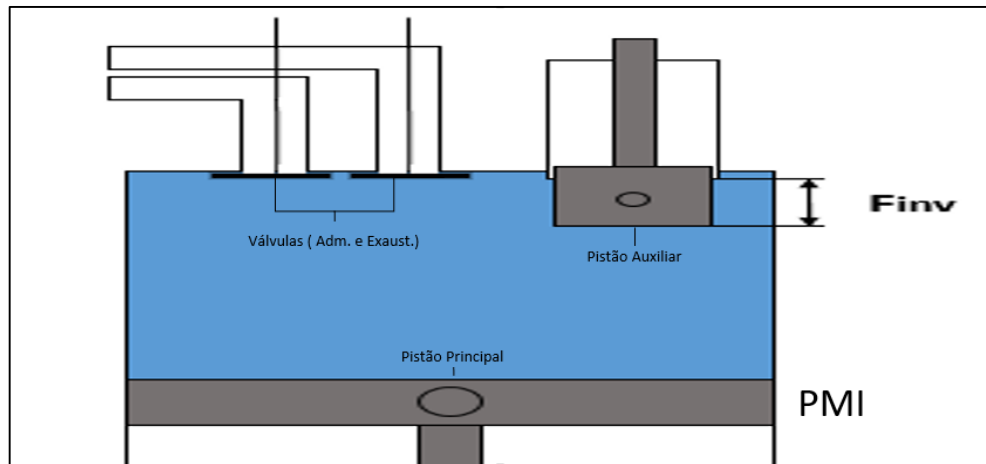
Fonte: Autor.

- 2ª Alternativa

Levando em consideração os conceitos com resultados de maior expressão encontrados na primeira alternativa, como volume interno do cabeçote e volume deslocado pelo pistão auxiliar, é proposta a segunda alternativa. Sendo assim, nesta etapa o cálculo levou em

consideração o fato do pistão auxiliar poder invadir a câmara de combustão no momento do fim da admissão, como pode ser visto na Figura 20.

Figura 20 - Pistão auxiliar invadindo a câmara de combustão no momento do fim da admissão.



Fonte: Autor.

Uma parte do curso do pistão irá invadir a câmara de combustão de modo que diminua seu volume interno nesta etapa do ciclo. Neste caso, serão determinadas novas equações para encontrar os valores de R_c e R_e .

$$R_c = \frac{V_{fadm}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0 + (V_2 \cdot (0 - F_{inv}))}{V_0 + (0,5 - F_{inv}) \cdot V_2} \quad (23)$$

$$R_e = \frac{V_{fexp}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0 + (V_2 \cdot (1 - F_{inv}))}{V_0 + (0,5 - F_{inv}) \cdot V_2} \quad (24)$$

Com isso é determinado o novo valor para a relação de Atkinson através da Equação 13 para ser discutido comparativamente com resultados obtidos na Alternativa 1, levando em consideração os desafios de sua implementação.

- 3ª Alternativa

Nesta etapa, buscou-se uma mudança no formato do volume interno do cabeçote para deixar seu formato cilíndrico com diâmetro igual ao do pistão principal. Este formato possibilita com que se tenha uma área maior na superfície do cabeçote permitindo um diâmetro maior para o pistão auxiliar, que irá invadir a câmara de combustão.

A Ford® disponibiliza um modelo de cabeçote com 3 válvulas, no qual, para este trabalho um dos espaços poderia dar lugar para o pistão auxiliar. A imagem a seguir, do cabeçote Ford®, ilustra melhor o conceito do posicionamento das válvulas pretendido nesta alternativa:

Figura 21 - Esquema de posicionamento de válvulas de um cabeçote Ford®.

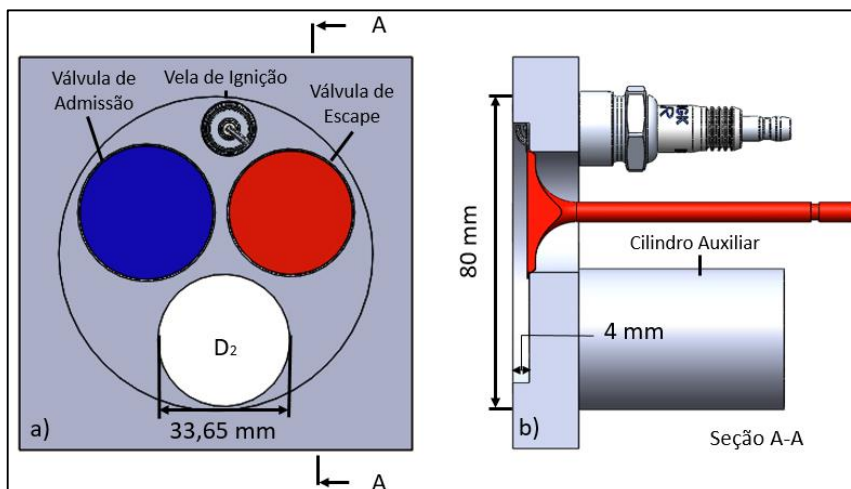


Fonte: <https://lmr.com/item/M6049N3VPA/2005-10-Mustang-46L-3V-Cnc-Ported-Rh-Cylinder-Head>.

As bielas foram alocadas nas extremidades da área do cabeçote, permitindo que se tenha um maior aproveitamento deste espaço, aumentando a área livre para implementação do cilindro auxiliar. Esta ideia busca fazer com que se tenha uma diminuição do curso do pistão auxiliar. Através das Equações 21 e 22, é encontrado seu novo valor para V_0 , determinando sua influência nos resultados das variáveis pertinentes ao estudo. Todas as limitações de espaço entre componentes são levadas em consideração, lembrando que é uma análise superficial de todo o conjunto que engloba um motor, considerando apenas fatores que afetem diretamente a linha lógica deste trabalho. Os cálculos de R_c , R_{exp} e A são feitos através das Equações 23, 24 e 13, mantendo valores estabelecidos nas últimas alternativas de V_1 e K . Os cálculos para determinar o curso do pistão são feitos através das Equações 19 e 22. Estes resultados são mostrados de forma que se possa comparar a dados já obtidos nas alternativas 1 e 2, mantendo o mesmo valor de K e variando F_{inv} , para poder prever se há uma evolução na sequência do projeto.

Com o auxílio de um software CAD, é possível encontrar os valores de diâmetro permitido para o cilindro auxiliar, conforme a Figura 22, que mostra o modelo de cabeçote sugerido nesta alternativa.

Figura 22 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista lateral da seção A-A.



Fonte: Autor.

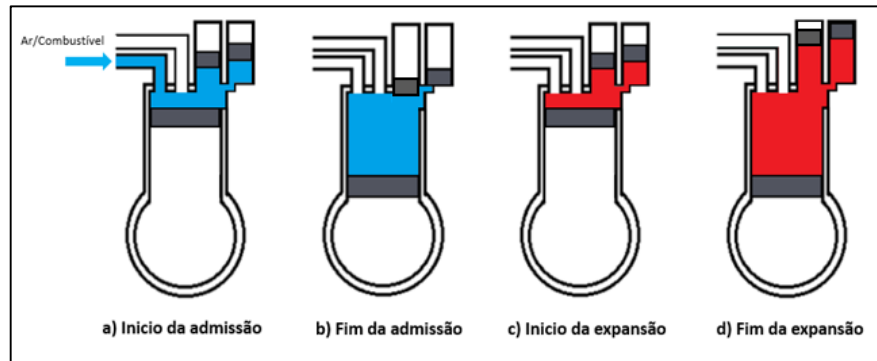
- 4ª Alternativa

A ideia encontrada nesta alternativa, busca manter o mesmo volume deslocado pelo pistão auxiliar na alternativa anterior, porém, usando dois pistões e dois cilindros ao invés de um. As medidas para estes novos dois cilindros são as mesmas, tanto de volume deslocado pelo pistão ($V_2=V_3$) quanto de seu diâmetro ($D_2=D_3$). Ambos considerando K igual a metade do menor valor que satisfaz o número de Atkinson baseado pela alternativa passada. E também, o diâmetro máximo permitido para adaptar o cilindro auxiliar para este modelo de cabeçote, onde os dois novos pistões terão este diâmetro, o valor de V_1 permanece inalterado.

Mantendo as mesmas características do cabeçote usado na alternativa passada, como área interna da parede e altura, dois pistões com mesmo diâmetro invadindo a câmara de combustão não são possíveis de adaptar ao cilindro (lembrando que o valor do diâmetro de apenas um dos pistões é o limite permitido para esta área disponível no cilindro) sem que um deles fique parcialmente conectada ao cilindro do motor, por um uma abertura. Esta especificação limita o deslocamento do pistão auxiliar D_3 , impossibilitando que o mesmo invada a câmara de combustão, deixando este movimento apenas para o pistão D_2 , que manteve o posicionamento estabelecido na alternativa anterior.

A Figura 23, simplifica a ideia proposta nesta alternativa.

Figura 23 - Mecanismo com dois pistões auxiliares, sendo que apenas um invade a câmara de combustão.



Fonte: Autor.

A partir da Figura 23, é feito um novo equacionamento para R_c e R_{exp} , que são mostradas a seguir:

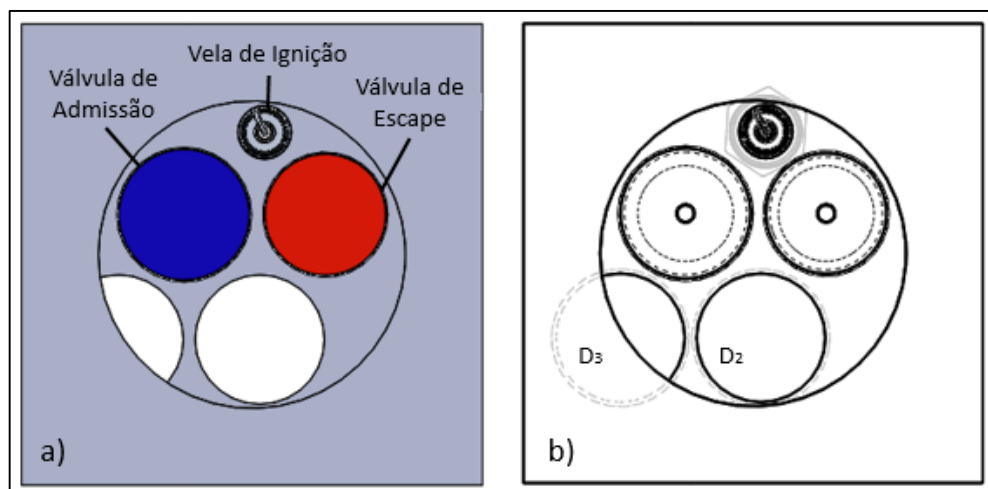
$$R_c = \frac{V_{fadm}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0 + (V_2 \cdot (0 - Finv))}{V_0 + (0,5 - Finv) \cdot V_2 + 0,5 \cdot V_3} \quad (25)$$

$$R_e = \frac{V_{fexp}}{V_{iexp}} = \frac{V_1 + V_0 + (V_2 \cdot (1 - Finv))}{V_0 + (0,5 - Finv) \cdot V_2 + 0,5 \cdot V_3} \quad (26)$$

Como mencionado anteriormente, o curso do pistão D_3 , irá até a superfície interna do cabeçote, como na primeira alternativa, assim, o curso dos pistões auxiliares são iguais, porém com deslocamentos distintos. O valor do curso é determinado através das Equação 19 e 22 e a relação de Atkinson através da Equação 13, analisando os resultados de A, à medida em que varia a F_{inv} de D_2 .

A Figura 24, mostra as principais características deste modelo de cabeçote.

Figura 24 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista frontal detalhada.



Fonte: Autor.

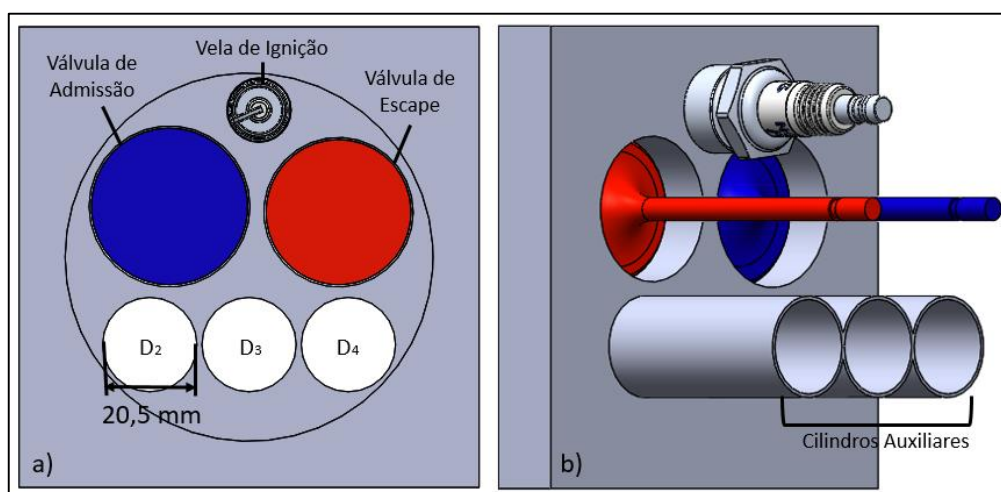
- 5ª Alternativa

O fato do pistão auxiliar poder invadir a câmara de combustão, ajuda na obtenção de melhores valores para o número de Atkinson e relação de compressão. Outro fator importante é o curso do pistão que será menor quando seu diâmetro for maior. Portanto, na quinta alternativa, foi usado o mesmo cabeçote com formato circular das duas últimas hipóteses, buscando encontrar um melhor aproveitamento de espaço livre da parede interna cabeçote adaptando 3 pistões auxiliares iguais, com diâmetros reduzidos, de forma que a soma de suas áreas seja a maior possível.

Os pistões auxiliares poderão invadir a câmara de combustão com até 50% do seu curso, buscando sempre o melhor valor de K para satisfazer o número de Atkinson exigido neste trabalho. Para encontrar o valor de A , será usado as Equações 23, 24 e 13, e o curso dos pistões será determinado pelas Equações 19 e 22.

O modelo de cabeçote proposto nesta alternativa pode ser visto a na Figura 25, juntamente com o diâmetro máximo permitido para cada cilindro auxiliar.

Figura 25 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista frontal; b) Vista isométrica



Fonte: Autor.

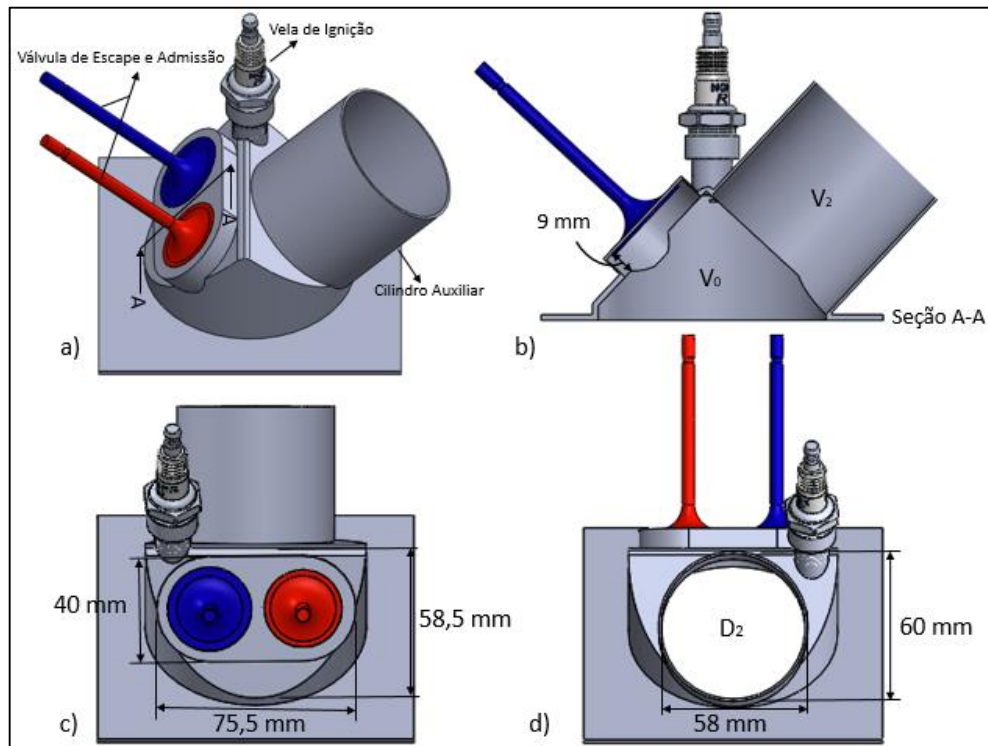
- 6ª Alternativa

A sexta e última alternativa se refere à um modelo de cabeçote inédito no qual se possa adaptar um pistão auxiliar com um diâmetro maior.

Para isso foi adotado um perfil de cabeçote *pent-roof*, com formato interno que remete a um telhado em “V”. Considerando, as medidas de tolerância de espaçamento entre válvulas, deve ser encontrada a menor área que abrigue-as, de forma que se tenha mais espaço para alocar o pistão auxiliar. Este cabeçote terá uma base circular, igual ao das três últimas alternativas. Todas as avaliações e testes para selecionar este perfil foram determinados através de tentativa

e erro usando como ferramenta de desenho software CAD. O modelo proposto nesta alternativa pode ser visto na Figura 26, com os valores e parâmetro adotado e o diâmetro máximo permitido para o cilindro auxiliar.

Figura 26 - Desenho esquemático do modelo de cabeçote proposto nesta alternativa: a) Vista isométrica frontal; b) Vista frontal da seção A-A; c) Face de posicionamento das válvulas; d) Face de posicionamento do pistão auxiliar



Fonte: Autor.

Apesar deste modelo de cabeçote permitir uma maior área interna, quando muito grande, pode acarretar em um valor de V_0 muito alto, o que é indesejado. Sendo assim, para compensar este acréscimo de volume, uma medida de solução foi proposta.

Para isso, foi sugerido uma modificação no modelo do pistão original do veículo de forma que o mesmo seja com domo. Portanto através do software CAD, é determinada a melhor geometria para este fim, considerando o valor final de V_0 dado pelo software.

Por fim foram feitos os cálculos dos valores de R_e , R_c e A variando a F_{inv} , para o menor valor de K necessário para que se tenha os resultados desejados, através das Equações 23, 24 e 13. O valor do curso do pistão auxiliar é encontrado através das Equações 19 e 22.

Através dos valores obtidos, é feito um desenho do protótipo do mecanismo que leva em considerações medidas originais de componentes do motor usado para os testes e demais características de funcionamento aqui encontradas.

É sugerido um modelo completo de operação e funcionamento do sistema levando em consideração a adaptação em um motor de automóvel, comentando possíveis adaptações em diferentes motores e desafios de sua fabricação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como estipulado para este estudo, os cálculos foram tendo como base o motor VW AP 1.6 L. Para preencher as variáveis da equação e discutir resultados, deve-se saber as características deste motor.

Seu volume de deslocamento é de 400.10^3 mm^3 por cilindro, possui valores aproximados de diâmetro de pistão que é 80 mm e curso de 78 mm, o que caracteriza-o um motor super quadrado, ou seja, o curso de deslocamento do pistão é menor que o seu diâmetro. Seu cabeçote mede aproximadamente 136 mm de altura, fator levando em consideração para determinar o curso máxima do pistão auxiliar.

Outro fator importante para a realização deste experimento, é determinar o curso de deslocamento das válvulas no cabeçote, motivos pelo qual foram ditos anteriormente. Os valores originais do avanço de abertura das válvulas e deslocamento total de sua abertura são de 3 mm e 9,3 mm, respectivamente.

- 1ª Alternativa

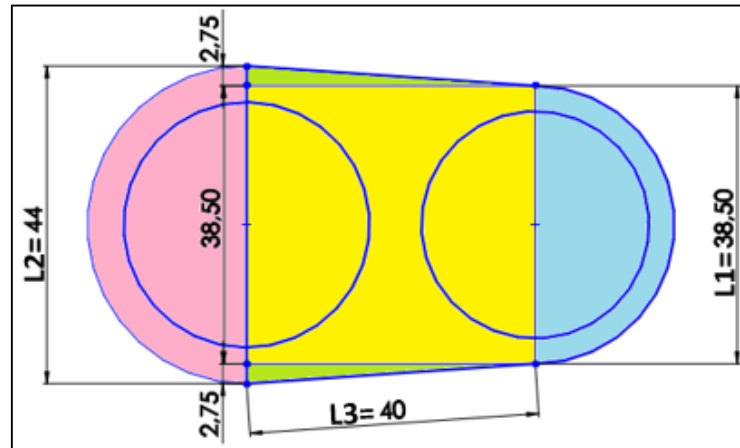
A Equação 15 mostra que quanto menor for o volume interno do cabeçote maior será a relação de Atkinson. Sabendo disso, usando o cabeçote original do motor, uma maneira de diminuir este volume sem grandes modificações é rebaixando-o.

Para isto, o processo de abertura das válvulas é levado em consideração. Como se tem um avanço de abertura das válvulas, ou seja, quando o pistão encontrasse no seu PMS e as válvulas já estão fora de seu acento, seu deslocamento será de 3 mm neste instante. Portanto, determina-se um cabeçote com altura de 4 mm para que se tenha uma folga de 1 mm e não ocorra interferência entre válvulas e pistão.

Conforme a Figura 18, foi possível calcular de forma genérica a área total da superfície interna do cabeçote e obter seu volume interno.

Com o auxílio de um paquímetro, foram encontrados os valores para L1, L2 e L3, de 38,5 mm, 44 mm e 40 mm, respectivamente. Dividindo a superfície da parede do cabeçote em pequenas áreas é possível determinar o valor da área total através de cálculos trigonométricos. A Figura 27, ajuda a identificar as 4 áreas encontradas.

Figura 27 - Divisão de áreas por cores.



Fonte: Autor.

Para determinar as áreas em verde, basta entender que a soma de dois triângulos retângulos é um retângulo. Chamando-a de A1, através das Equações 17 e 18, encontramos seu valor.

$$Base = \frac{2,75 \text{ mm}}{\operatorname{tg}(\operatorname{sen}^{-1}(\frac{2,75 \text{ mm}}{40 \text{ mm}}))} = 39,90 \text{ mm}$$

A altura é de 2,75 mm, como dado na Figura 27, portanto:

$$A_{\text{retângulo}} = 39,90 \text{ mm} \cdot 2,75 \text{ mm}$$

Portanto:

$$A1 = 109,74 \text{ mm}^2$$

O retângulo em amarelo é chamado de A2, sua área é encontrada também através da Equação 17, onde sua base é 39,90 mm e sua altura é de 38,5 mm, resolvendo a equação temos:

$$A_{\text{retângulo}} = 39,90 \text{ mm} \cdot 38,5 \text{ mm}$$

Portanto:

$$A2 = 1536,15 \text{ mm}^2$$

As áreas em azul e rosa (A3 e A4), são obtidas pela Equação 19, onde ambas as áreas são metade de um círculo. Portanto temos:

$$A3 = \frac{A_{\text{círculo}}}{2} = \frac{\pi \cdot (38,5 \text{ mm})^2}{8} = 582,07 \text{ mm}^2$$

$$A4 = \frac{A_{\text{círculo}}}{2} = \frac{\pi \cdot (44 \text{ mm})^2}{8} = 760,26 \text{ mm}^2$$

A soma das 4 áreas nos dá a área total da superfície do volume interno do cabeçote, segundo a equação (20):

$$A = 109,74 \text{ mm}^2 + 1536,15 \text{ mm}^2 + 582,07 \text{ mm}^2 + 760,26 \text{ mm}^2$$

$$A = 2989,25 \text{ mm}^2$$

Multiplicando a área encontrada pela altura mínima de 4 mm do caçote, como diz a Equação (21), encontra-se o valor mínimo de V_2 .

$$V_0 = 2988,22 \text{ mm}^2 \cdot 4 \text{ mm}$$

$$V_0 = 11952,88 \text{ mm}^3 \cong 12 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Sabendo os valores de V_0 ($12 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$) e V_1 ($400 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$), resta determinar o valor de V_2 . Os valores para V_2 serão dados através de uma relação de porcentagem quando comparado a V_1 , que é chamado de K , onde sua variação vai de 0 a 50% de V_1 .

Através das Equações 11, 12 e 13, obtemos o valor para relação de Atkinson que pode ser vista na Tabela 1:

Tabela 1 - Resultado de R_e , R_c e A para a 1ª Alternativa.

K (%)	V_0 ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	V_2 ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	R_e	R_c	A
0	12	0	34,33	34,33	1,00
10	12	40	14,13	12,88	1,10
20	12	80	9,46	7,92	1,19
30	12	120	7,39	5,72	1,29
40	12	160	6,22	4,48	1,39
50	12	200	5,46	3,68	1,49

Como é possível ver na tabela anterior, os valores para o número de Atkinson satisfatório acima de 1,4 são obtidos quando o volume V_2 fica próximo de $200 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$.

Feito isso, basta saber o diâmetro admissível na parede do cabeçote para adaptação do cilindro e pistão auxiliar. Este valor é estipulado na Figura 19, que com o auxílio de um software CAD, foi feito um desenho superficial do cabeçote, sem levar em consideração os detalhes que não são relevantes para este estudo, apenas limitando os valores mínimos de espaçamentos de cada componente e medidas originais das peças. Como visto na imagem, para um cabeçote original, com altura interna reduzida para 4 mm, o diâmetro máximo permitido para adaptar o cilindro auxiliar é de 13 mm.

Através da Equação 22, foi possível descobrir o curso do pistão auxiliar, sabendo que D_2 é o diâmetro encontrado para o pistão auxiliar. Na tabela a seguir, encontra-se o curso para cada valor de K .

Tabela 2 - Valores encontrados para S_2 variando K

K (%)	V_2 ($\cdot 10^3$ mm ³)	D_2 (mm)	S_2 (mm)
0	0	13	0
10	40	13	301,4
20	80	13	602,7
30	120	13	904,1
40	160	13	1205,4
50	200	13	1506,8

Apesar do sistema proposto ser de fácil construção podendo ser feita adaptação em um cabeçote original, seus resultados não se mostram satisfatórios. Os valores para o curso de pistão (Tabela 2), são muito altos, podendo haver contato da biela com as paredes do cilindro. Outro fator que deve ser levado em consideração é que um cabeçote original de um motor VW AP 1.6 L tem aproximadamente 136 mm de altura, porém, para satisfazer o número de Atkinson exigido, é necessário ter um curso de aproximadamente dez vezes a altura deste cabeçote. Outro ponto importante que inviabiliza o uso deste sistema, é o fato do R_c ter um valor muito abaixo do requerido para este estudo.

- 2ª Alternativa

O segundo caso mantém os mesmos parâmetros adotados no primeiro. A única mudança, é o fato do pistão auxiliar poder invadir a câmara de combustão no fim da admissão. Isso permite uma diminuição do volume interno da câmara de combustão, podendo assim melhorar a relação de Atkinson.

A fração que invade o cilindro é dada em porcentagem (entre 0 a 50%). Para facilitar a compreensão e verificar se há melhora no número de Atkinson na invasão do pistão auxiliar. O volume adotado para a variação de volume interno originada pelo mesmo foi de $160 \cdot 10^3$ mm³, pois na análise anterior quando K era 40%, a relação do número de Atkinson quase atendeu o requisito, atingindo o valor de 1,39.

Usando as Equações 23, 24 e 13, foi possível encontrar os novos valores para as relações de expansão e compressão, e com isso o número de Atkinson para diferentes valores de F_{inv} . Os resultados podem ser vistos na Tabela 3.

Tabela 3 - Resultado de R_e , R_c e A para a 2ª Alternativa.

F_{inv} (%)	V_0 (.10 ³ mm ³)	V_2 (.10 ³ mm ³)	R_e	R_c	A
0	12	160	6,22	4,48	1,39
10	12	160	7,32	5,21	1,40
20	12	160	9,00	6,33	1,42
30	12	160	11,91	8,27	1,44
40	12	160	18,14	12,43	1,46
50	12	160	41,00	27,67	1,48

A melhora na relação de Atkinson pode ser vista na Tabela 3, quando comparada à primeira alternativa. Sendo assim, com 10% de invasão, o número de Atkinson já chega no valor pretendido em estudo. A melhoria no valor de R_c também é satisfatória, visto que acima de 30% de invasão atinge os parâmetros originais encontradas neste modelo de motor.

A facilidade de construção do sistema é a mesma da primeira alternativa, porém torna-se inaplicável pelo fato do curso do pistão auxiliar manter-se também o mesmo de 1205,4 mm. Esta análise é feita com o intuito de mostrar que quanto maior a invasão no cilindro, maior será o ganho no número de Atkinson.

- 3ª Alternativa

Muitos cabeçotes possuem uma área circular, esta área, ao contrário do modelo apresentado anteriormente, possibilita um maior espaço para o alojamento das válvulas.

Na terceira alternativa, a escolha do modelo de cabeçote possibilitou a realocação das válvulas, mudando-as de posição. Dessa forma, permitiu-se ter um maior espaço para abrigar o cilindro auxiliar, respeitando todas as tolerâncias exigidas (para evitar a interferência no fluxo dos gases). O diâmetro encontrado do volume interno do cabeçote foi o mesmo do pistão principal (80 mm) e sua altura a mesma estipulada anteriormente de 4 mm. Portanto a partir das Equações 19 e 21, obtemos o valor de V_0 .

$$A_{\text{círculo}} = \frac{\pi(80 \text{ mm})^2}{4} = 5026 \text{ mm}^2$$

O valor de V_0 é encontrado:

$$V_0 = 5026 \text{ mm}^2 \cdot 4 \text{ mm} = 20,106 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Os valores de V_1 e V_2 permaneceram os mesmos da última alternativa, assim como o valor de K, para poder comparar aos resultados das alternativas citadas recentemente. Como citado anteriormente, quando há invasão do pistão auxiliar há uma melhora do valor de Atkinson, então este parâmetro é mantido e novamente a razão da F_{inv} varia de 0 a 50%. Tendo

estes dados em vista, a partir da Equações 23, 24 e 13, encontrou-se novos valores para R_c , R_{exp} e A , a Tabela 4 disponibiliza estes resultados:

Tabela 4 - Resultado de R_e , R_c e A para a 3ª Alternativa

F_{inv} (%)	V_0 ($\cdot 10^3$ mm ³)	V_2 ($\cdot 10^3$ mm ³)	R_e	R_c	A
0	20,106	160	5,79	4,20	1,38
10	20,106	160	6,71	4,80	1,40
20	20,106	160	8,05	5,70	1,41
30	20,106	160	10,21	7,14	1,43
40	20,106	160	14,29	9,86	1,45
50	20,106	160	24,87	16,92	1,47

Os valores para o número de Atkinson se mostram satisfatórios a partir de 10% de invasão do pistão auxiliar, entretanto não são tão eficientes como os encontrados na segunda alternativa. Essa pequena diminuição se dá pelo aumento de V_0 , justificado através da Equação 16, que mostra que quanto maior este volume, menor será o valor de A . Isto justifica também o fato de ter diminuído o valor de R_c , porém, acima de 40% de invasão do pistão auxiliar ainda se tem valores desejados. Para isso, é necessário encontrar o diâmetro máximo permitido pela parede do cabeçote para adaptar o pistão auxiliar que irá invadir a câmara de combustão. Este novo modelo de cabeçote, permite projetar uma abertura maior para o pistão auxiliar respeitando as medidas de tolerâncias de espaçamento entre os componentes como feito anteriormente.

Segundo a Figura 22, o maior diâmetro admissível encontrado é de 33,65 mm. Vale lembrar, que neste caso em que aconteceu um novo posicionamento das válvulas, tomou-se o cuidado para que as mesmas ficassem com seus centros colineares, de forma que o comando de válvulas mantenha-se o original. Por existir cabeçotes com três válvulas por cilindro, sua adaptação não se torna difícil, de modo que uma das válvulas dê espaço para que o pistão auxiliar passe e entre na câmara de combustão. Isso é de extrema importância, uma vez que dessa forma não seria necessário a construção de uma peça nova.

Novamente, usando as Equações 19 e 22, é determinado o valor do curso. Nesta etapa, para facilitar a comparação a primeira alternativa, o volume V_2 , foi variado de acordo com K , de 0 a 50%. Portanto, segundo a Tabela 5, têm-se novos valores para o curso do pistão auxiliar.

Tabela 5 - Valores encontrados para S_2 variando K

K (%)	V_2 ($\cdot 10^3$ mm ³)	D_2 (mm)	S_2 (mm)
0	0	33,65	0
10	40	33,65	45,0
20	80	33,65	90,0
30	120	33,65	134,9
40	160	33,65	179,9
50	200	33,65	224,9

Os cursos encontrados demonstram-se menores em comparação aos encontrados anteriormente, mas isso não significa que sejam bons resultados. Apesar de ser a melhor alternativa até o momento, quando o valor de V_2 é de $160 \cdot 10^3$ mm³ seu curso é de aproximadamente 180 mm, o que é um valor acima da altura total de um cabeçote original. Para valores menores de V_2 , o número de Atkinson exigido não foi eficiente.

- 4ª Alternativa

Como já visto, uma das maneiras de diminuir o curso do pistão auxiliar é aumentando seu diâmetro. Nesta alternativa, a ideia mostra dois pistões adaptados no cabeçote ao invés de um, sendo que apenas um deles poderá invadir a câmara de combustão. Adaptando dois cilindros auxiliares, o volume V_2 , do cilindro no qual o pistão invade a câmara de combustão e o volume V_3 , somam-se, aumentando o volume total deslocado pelos pistões. O aumento deste volume, faz com que se tenha facilidades para encontrar maiores valores de A, exigindo menores valores para V_2 e V_3 .

O modelo do cabeçote se mante o mesmo da 3ª alternativa, acrescentando apenas mais um cilindro auxiliar com as mesmas especificações do cilindro proposto anteriormente, ambos com 33,65 mm de diâmetro.

Como pode ser visto na Figura 24, apenas o pistão do volume V_2 pode invadir a câmara de combustão, o pistão de V_3 deslocasse até as proximidades da parede do cabeçote, onde uma pequena abertura interliga V_3 ao restante do volume interno do motor. O valor de K é igual para V_2 e V_3 , K= 20%, porcentagem necessária para obter resultados de A relevantes (como visto na última alternativa), obtidos através das Equações 25, 26 e 13. Na Tabela 6, encontram-se novos valores que representam este conceito, variando F_{inv} de D_2 .

Tabela 6 - Resultado de R_e , R_c e A para a 4ª Alternativa.

F_{inv} (%)	V_0 ($\cdot 10^3$ mm ³)	V_2 e V_3 ($\cdot 10^3$ mm ³)	R_e	R_c	A
0	20,106	80	5,8	4,2	1,38
10	20,106	80	6,2	4,5	1,39
20	20,106	80	6,7	4,8	1,40
30	20,106	80	7,3	5,2	1,40
40	20,106	80	8,0	5,7	1,41
50	20,106	80	9,0	6,3	1,42

Os valores encontrados para A, são considerados bons a partir de 30% de invasão do pistão D₂. Porém os valores de R_c mostraram-se muito abaixo do esperado. Já seu curso, encontrado através das Equações 19 e 22, diminui pela metade (pois exige o volume dos pistões auxiliares de apenas 20% de V_1) em comparação com a alternativa anterior. Estes resultados estão na Tabela 7.

Tabela 7 - Valores encontrados para S_2 e S_3 variando K.

K (%)	V_2 e V_3 ($\cdot 10^3$ mm ³)	D ₂ e D ₃ (mm)	S_2 e S_3 (mm)
0	0	33,65	0
10	40	33,65	22,5
20	80	33,65	45,0
30	120	33,65	67,45
40	160	33,65	89,95

Apesar de ser um sistema de fabricação complexa, onde os pistões auxiliares teriam cursos iguais com deslocamentos diferentes, pois um invade a câmara de combustão e o outro não, seus valores de S_2 e S_3 se mostraram melhores do que os encontrados nas alternativas anteriores. O fato é que com dois pistões com deslocamento volumétrico de $80 \cdot 10^3$ mm³ cada, ou seja, K igual a 20%, há um total de $160 \cdot 10^3$ mm³ de deslocamento, porém, como são dois pistões auxiliares seus cursos se reduzem pela metade em relação ao caso em que é apenas um pistão responsável por deslocar $160 \cdot 10^3$ mm³ (K= 40%). Este valor de aproximadamente 90 mm de curso dos pistões auxiliares se mostra elevado, podendo comparar com o pistão original do motor que tem um curso de quase 80 mm, segundo o fabricante.

Outro fator que agrava o problema de adaptar este mecanismo, é o valor de R_c , que na melhor hipótese (quando F_{inv} é igual a 50%), seu valor é de apenas 6,3, valor muito distante do estipulado. Isso ocorre pelo fato do pistão D₃ não invadir a câmara de combustão no fim da

admissão e somar metade de seu volume deslocado ao volume total do motor neste momento (fim da compressão).

- 5ª Alternativa

Com a ajuda de um software CAD, foram feitos os testes para encontrar o diâmetro máximo permitido para os pistões auxiliares, sabendo que os 3 pistões possuem o mesmo diâmetro. Um fator importante, é que caso estes pistões sejam acionados por um virabrequim, se posicionados em linha, terá uma melhor otimização de espaço no motor e também diminuirá o risco de vibrações excessivas indesejadas.

Conforme a Figura 25, obteve-se os diâmetros dos respectivos pistões, no qual foram estabelecidos levando em consideração todos os limites exigidos de espaçamento dos componentes do motor para que não afete seu funcionamento.

O diâmetro máximo para cada um dos três cilindros permitido para este cabeçote é de 20,5 mm. Usando a Equação 19, foi encontrada a área dos cilindros, que quando multiplicado por 3, nos dá a área total deslocada por este novo arranjo de pistões.

$$A_{total} = 3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot (20,5 \text{ mm})^2}{4} \right) = 990,2 \text{ mm}^2$$

Este valor de área equivale a um pistão de 35,5 mm de diâmetro. Valores satisfatórios de A, podem ser obtidos desde que K parta de 37%, considerando o volume total deslocado pelos 3 cilindros juntos, lembrando que o valor de V_1 é de $400 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ e V_0 é igual a $20,106 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$. Assim, é possível analisar este novo mecanismo através de seus resultado vistos na Tabela 27, que mostra a variação da F_{inv} de 0 a 50% do volume total deslocado, valores obtidos usando as Equações 23, 24 e 13.

Tabela 8 - Resultado de R_e , R_c e A para a 5ª Alternativa

F_{inv} (%)	V_0 ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	$V_{(2+3+4)}$ ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	R_e	R_c	A
0	20,106	148	6,0	4,5	1,35
10	20,106	148	7,0	5,1	1,37
20	20,106	148	8,3	6,1	1,38
30	20,106	148	10,5	7,6	1,39
40	20,106	148	14,6	10,3	1,41
50	20,106	148	24,6	17,2	1,43

Os valores de A e R_c atendem às expectativas de projeto. A partir de 40% de invasão da fração total deslocada pelos pistões auxiliares, os valores do número de Atkinson passam de

1,4 e a relação de compressão fica em 10,3:1. Este resultado fica entre os valores de R_c estipulados pelo fabricante do motor base de estudo.

Com estes resultados, foi possível encontrar o curso total dos pistões auxiliares. Através da Equação 22, o valor da A_{total} foi encontrado anteriormente, onde dividindo este valor por 3 terá a área de cada um dos cilindros. São determinados os valores de S_2 , S_3 e S_4 na Tabela 8, para quando o valor de K for de 37%.

Tabela 9 - Valores encontrados para S_2 , S_3 e S_4 quando K for igual a 37%.

K (%)	$V_{(2+3+4)} (.10^3 \text{ mm}^3)$	D_2, D_3 e D_4 (mm)	S_2, S_3 e S_4 (mm)
37	148	20,5	149,5

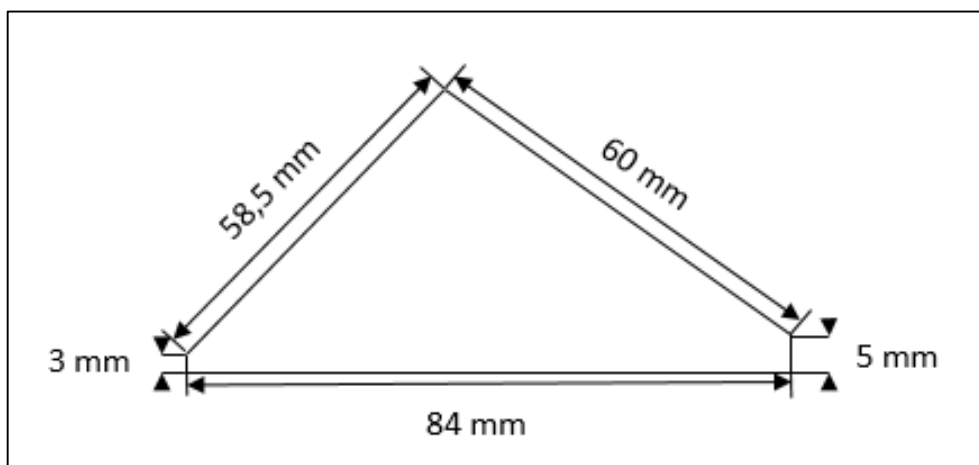
Apesar dos ótimos resultado encontrados para A e R_c , o curso para cada pistão seria de 149,5 mm, um valor significativo quando comparado as características originais do motor e ao diâmetro dos cilindros auxiliares, podendo a biela do pistão auxiliar tocar as paredes do cilindro, acabando com as chances de implementação deste sistema. Porém, este arranjo mecânico, caso implementado, seria de fácil construção, levando em consideração que as válvulas são colineares e os pistões também. Apesar de demandar uma fabricação e não uma adaptação, este modelo requer recursos comuns já exigidos na fabricação de cabeçotes.

- 6ª Alternativa

A última alternativa sugere que haja uma mudança no modelo do cabeçote, de forma que busque o maior espaço possível para adaptar um pistão que invada a câmara de combustão, esta nova geometria adotada foi a de telhado (*pent-roof*). Cabeçotes *pent-roof* possuem um formato “V” que oferecem uma área maior para a adição de válvulas maiores.

A base do cabeçote que liga-o ao cilindro do bloco do motor terá o diâmetro de 80 mm. Sabendo disso foi estipulada uma área mínima para as válvulas de admissão e escape respeitando seus limites de funcionamento e uma área maior para a adaptação do pistão auxiliar. A Figura 28 mostra o formato do volume interno deste novo cabeçote, a partir do seu diâmetro total que considera 2 mm de espessura da parede, este foi a melhor geometria encontrada.

Figura 28 - Dimensões do cabeçote.



Fonte: Autor.

As áreas de 58,5 mm (espaço destinado as válvulas) e 60 mm (espaço destinado ao pistão auxiliar) foram determinadas de forma que o ângulo entre elas não fosse menor que 90° , devido ao fato do pistão auxiliar invadir a câmara de combustão, o que poderia ocasionar interferência com a parede dependendo da F_{inv} . Nesta parede de 60 mm, fica possível adicionar um cilindro com diâmetro de 58 mm, conforme visto na Figura 26.

O fato do pistão invadir a câmara de combustão, em um cabeçote com este formato em “V” invertido, é o curso de abertura das válvulas. As válvulas deste modelo de motor, quando abertas deslocam-se até 9,3 mm, posição no qual a válvula estará no início da admissão. O problema encontrado nesta situação é que no momento em que inicia a admissão da mistura no motor até o fim desta admissão, a válvula que estará totalmente aberta, começa a voltar a sua posição de repouso no acento do cabeçote, enquanto isso o pistão auxiliar começa a invadir a câmara de combustão, podendo ocasionar neste período de transição um contato entre as partes.

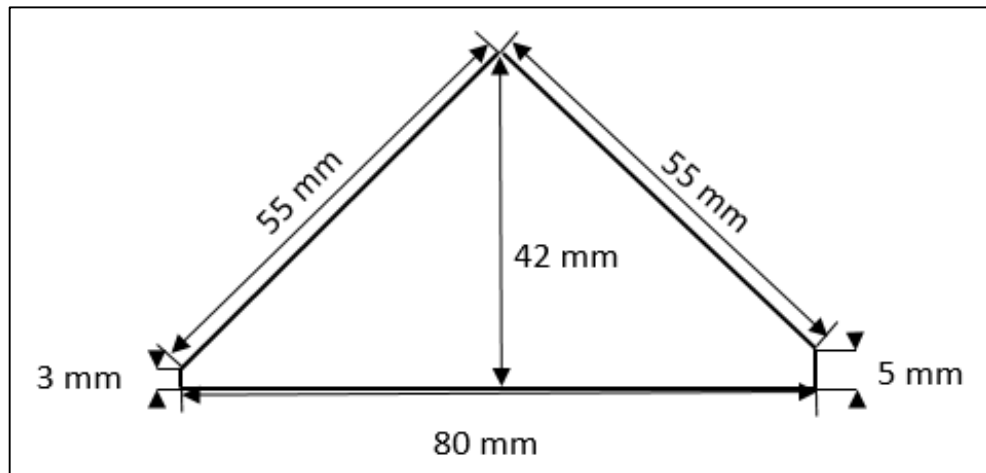
Para evitar este tipo de problema, é feito um ressalto na parede do cabeçote onde ficam as válvulas, este ressalto tem 9 mm que somados a distância de folga entre o pistão auxiliar e a parede fica aproximadamente 11 mm. Este ressalto leva em consideração as distancias mínimas de 2,5 mm que as válvulas tem de ter entre qualquer superfície que interfira no fluxo dos gases, onde o objetivo foi determinar a menor área possível que atendesse estes requisitos para que não tivesse um acréscimo elevado no valor de V_0 .

Como é possível ver na Figura 26 (imagem b), para determinar o diâmetro de 58 mm do cilindro, o mesmo não pode ficar apenas na superfície plana destinada para tal feito, pois uma tolerância de 1 mm de distância da parte mais alta da superfície até a parede externa do pistão foi determinada devido ao fato de não considerar a perda de espaço oriunda da espessura das parede, ou seja, a área interna desta parede é menor que a externa, o que justifica a pequena

elevação lateral de 5 mm deste plano. Outro fator que fez com diminuísse o comprimento das áreas das superfícies foi o arredondamento na intercessão de ambas, a fim de diminuir tensões residuais.

Com esta nova geometria surgem outros problemas. Como citado desde o início da pesquisa, o fato de se ter um V_0 muito elevado, gera valores menores para A e principalmente para R_c . Uma maneira de diminuir este volume é adicionando um ressalto na cabeça do pistão do motor, o que é chamado de pistão com domo. A melhor geometria encontrada para o domo é a da Figura 29, lembrando que todas as características restantes do pistão são as mesmas disponíveis pelo fabricante do motor sugerido para os testes.

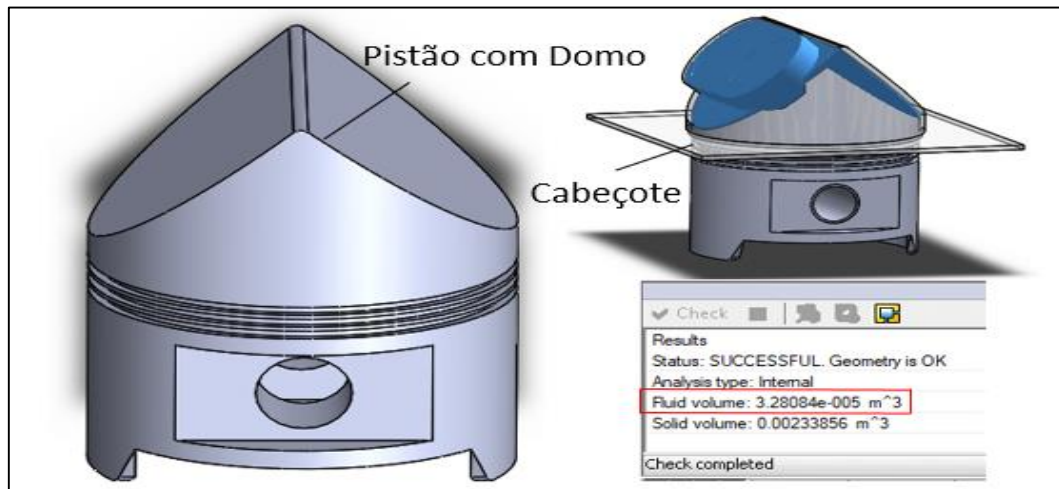
Figura 29 - Dimensões do domo.



Fonte: Autor.

O domo com este formato e geometria foram selecionados, pois, diminui significativamente o volume interno do cabeçote. O valor do volume interno, devido a geométrica complexa das peças, foi encontrado através de software CAD, obtendo um valor mais preciso para V_0 , determinado pelo volume azul que pode ser visto na Figura 30.

Figura 30 - Volume V_0 (em azul) encontrado através de software CAD.



Fonte: Autor.

Sabendo que V_0 é igual a $32,808 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$, e que V_1 se mantém o mesmo de $400 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ (apesar das modificações feitas no pistão, o adicional de volume gerado pelo domo já foi inserido e descontado no valor de V_0), bastou determinar o valor de K e F_{inv} . Os valores de para K se mostraram satisfatórios a partir de 37%, os cálculos então foram feitos a partir deste valor para manter o sistema o mais compacto possível, variando a F_{inv} de 0 a 50% dividida em dez intervalos para se ter uma maior precisão. Portanto, através das Equações 23, 24 e 13, foi possível encontrar os valores oriundos deste novo sistema mecânico conforme a Tabela 10:

Tabela 10 - Resultado de R_e , R_c e A para a 6ª Alternativa.

F_{inv} (%)	V_0 ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	V_2 ($\cdot 10^3 \text{ mm}^3$)	R_e	R_c	A
0	32,808	148	5,4	4,1	1,34
10	32,808	148	6,2	4,5	1,35
15	32,808	148	6,6	4,9	1,36
20	32,808	148	7,1	5,2	1,37
25	32,808	148	7,8	5,7	1,37
30	32,808	148	8,6	6,2	1,38
35	32,808	148	9,6	6,9	1,39
40	32,808	148	11,0	7,8	1,40
45	32,808	148	12,8	9,1	1,40
50	32,808	148	15,4	10,9	1,41

Os valores mostrados nesta tabela indicam que quando o pistão invade com F_{inv} igual a 45%, os valores de A e R_c satisfazem os requisitos estabelecido para os testes, podendo obter

valores maiores quando F_{inv} for igual a 50%. Resta saber o tamanho do curso do pistão usando as Equações 19 e 22, para quando K for igual a 37%, conforme a Tabela 11.

Tabela 11 - Valor encontrado para S_2 quando K for igual a 37%.

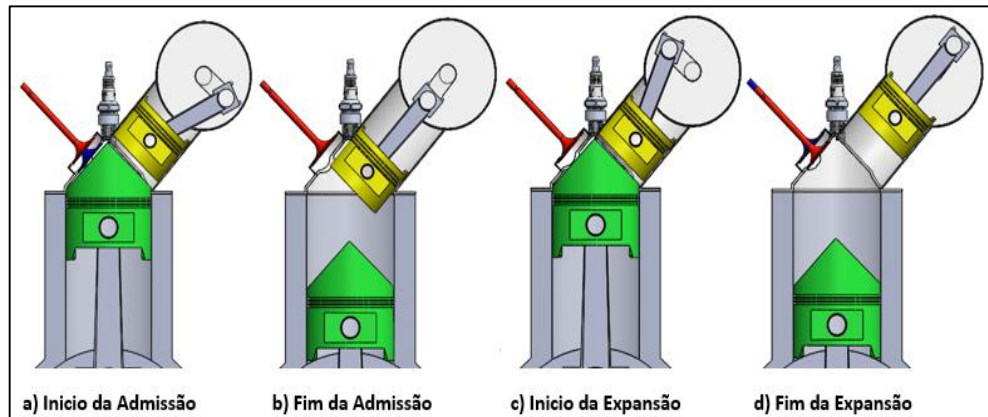
K (%)	$V_2 (.10^3 \text{ mm}^3)$	$D_2 (\text{mm})$	$S_2 (\text{mm})$
37	148	58	56

O curso do pistão auxiliar com 56 mm mostra ser um valor bem abaixo dos encontrados nas análises anteriores. Este valor é menor que o diâmetro do pistão, que pelo fato de ser acionado por um virabrequim, pode ser comparado ao movimento de um motor super-quadrado. Outro ponto positivo é que pelo fato do diâmetro ter um valor próximo ao curso, se o sistema todo for dimensionado corretamente, o mecanismo não terá uma biela de tamanho grande, eliminando as chances de contato com o cilindro. Para este mecanismo é sugerido que o movimento do curso do pistão seja feito através de um virabrequim, o qual recebe um torque através de uma correia dentada presa ao virabrequim do motor original, podendo ser a mesma correia que movimenta o comando de válvulas. Portanto, este sistema de mecanismo que transforma o motor de ciclo Otto em ciclo Atkinson, quando a F_{inv} é igual a 50%, é o ideal para este fim.

Apesar da fabricação simples da parede interna do cabeçote, considerando que existem cabeçotes com as mesmas características, a construção total do funcionamento do mecanismo, que vai desde a base para sustentar um virabrequim que irá movimentar o pistão, até sistema de canais de arrefecimento e lubrificação, pode ser complexa.

Para facilitar a visualização do conceito proposto, é feito um esboço final do mecanismo adaptado em um motor de apenas um cilindro com características originais do VW AP de 1.6 L, considerando a melhor hipótese que é quando F_{inv} é igual a 50%, ou seja, 28 mm do seu curso invade a câmara de combustão no momento do fim da admissão. Para isso são dimensionados uma biela e um virabrequim, para os quais foi tomado apenas o cuidado para que o pistão auxiliar tivesse o curso e porção de invasão corretos, sem levar em consideração outros tipos de cálculos ou escolha de materiais. A Figura 31, mostra como ficaria o funcionamento ideal do motor transformado para ciclo Atkinson, apenas mudando o cabeçote e pistões originais de motores convencionais.

Figura 31 - Esquema de funcionamento do mecanismo que emula o ciclo Atkinson em um motor originalmente de ciclo Otto.

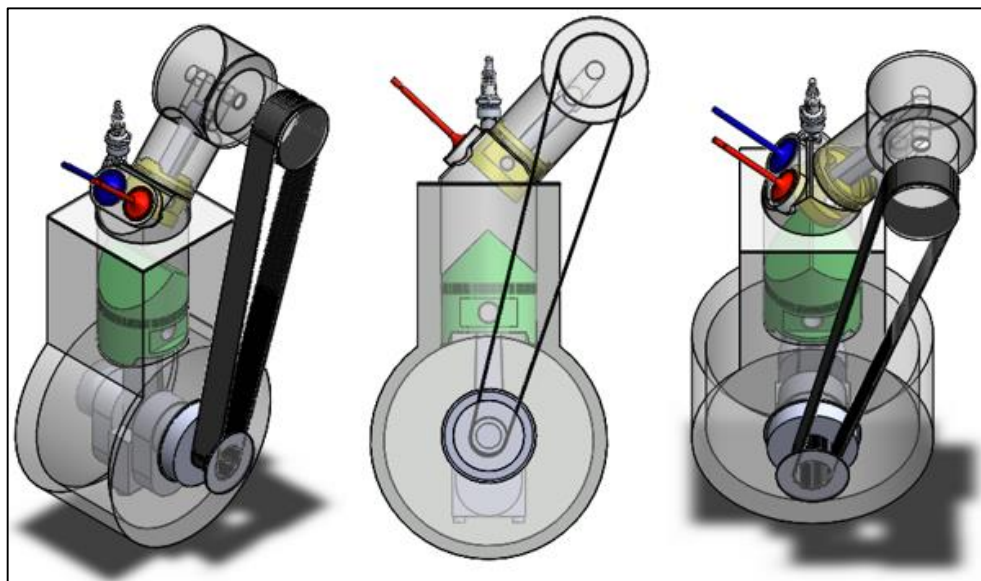


Fonte: Autor.

Como no esboço foram adotadas medidas reais do funcionamento do conjunto, pôde-se ter uma noção da altura total do mecanismo, sem considerar tampa do cabeçote. Sua altura ficou de aproximadamente 137 mm, praticamente o mesmo valor da altura original do cabeçote do motor usado nas avaliações. O fato das válvulas manterem-se as mesmas, sua abertura pode ser feita por um came com as mesmas especificações originais. Com isso, chega-se a um conceito de motor, onde o mecanismo é acionado por uma correia dentada (podendo ser a mesma que movimenta a polia do came), que proporciona menores ruídos quando comparado a um sistema com corrente.

Considerando relação entre polias, alinhamento de correias e medidas, já estabelecidas ao longo do projeto, a Figura 32 mostra o conceito final do sistema completo, para o qual não foram feitos cálculos para determinar a resistência dos componentes, apenas foram adaptados para fins de apresentação.

Figura 32 - Protótipo final do mecanismo adaptado em um motor com características de um VW AP 1.6 L de um cilindro.



Fonte: Autor.

Este mecanismo pode ser adaptado em qualquer motor que tenha um diâmetro mínimo do cilindro de 80 mm. Isso engloba motores da linha VW AP de maior deslocamento volumétrico e também boa parte dos motores nacionais que partam do volume de 1.6 L com características de motores super-quadrados.

Essa é uma das vantagens deste sistema, que possibilita uma fácil adaptação trocando apenas cabeçote e pistões originais do motor, no qual terá a mesma relação de Atkinson que um motor Honda EXlink®, que possui uma engenharia mais complexa.

5 CONCLUSÕES

Foram apresentados projetos de mecanismos e cabeçotes em que um pistão e um cilindro auxiliar são responsáveis por variar o volume interno da câmara de combustão de um motor de ciclo Otto, transformando-o em um motor de ciclo Atkinson, onde a última ideia proposta, atendeu a todos os requisitos de projeto.

O arranjo final do sistema possui um volume interno do motor de 400.10^3 mm^3 , um cabeçote com um volume morto de $32,808.10^3 \text{ mm}^3$ e um volume máximo deslocado pelo pistão auxiliar de 148.10^3 mm^3 , no qual o pistão auxiliar possa invadir o cilindro principal com uma porcentagem igual ou maior que 40% de sua capacidade volumétrica de deslocamento total. Para chegar a estes valores de volume interno do motor, necessitou-se que o pistão original do

cilindro tivesse a adição de um domo, para obter uma relação de Atkinson igual ou maior que 1,4.

Um dos fatores que possibilitaram a adaptação deste sistema em um motor convencional, é o modelo de cabeçote *pent-roof*. Esta geometria de cabeçote ofereceu uma maior área para válvulas e cilindro auxiliar, porém neste projeto foram feitas adaptações para que se aproveitasse ao máximo os espaços disponíveis considerando todas as exigências obrigatórias para um bom funcionamento do motor. Sabendo disso, foi possível adaptar um cilindro auxiliar com diâmetro de 58 mm o que proporcionou um curso de deslocamento do pistão de 56 mm, valor satisfatório para o estudo.

Outra consideração importante a se fazer, é o fato de ter mantido um valor de R_c dentro dos parâmetros originais de projeto de um motor. O modelo final de mecanismo escolhido para este projeto (modelo em que o pistão auxiliar invade o cilindro do motor com 50% do seu volume total de deslocamento) possui o valor da taxa de compressão de 10,9:1, taxa encontrada em veículos novos com motores bicompostíveis.

Isso mostra que o mecanismo pode atender a uma gama variada de motores oferecidos no mercado nacional, desde que possuam uma cilindrada igual ou maior do que a adotada para este trabalho, sendo uma boa alternativa para aumentar seu rendimento térmico.

Para trabalhos futuros, fica a sugestão de dimensionar o mecanismo por completo, considerando pela parte de resistência dos componentes e materiais a serem empregados no projeto, assim como o sistema de lubrificação e arrefecimento do cabeçote, e demais parâmetros necessários para sua implementação. Com isso, torna-se possível sua fabricação, aprimorando este estudo através de resultados práticos gerados por testes em bancadas de motores e outros equipamentos relacionados.

6 REFERÊNCIAS

BORETTI, Alberto; SCALZO, Joseph. **Novel crankshaft mechanism and regenerative braking system to improve the fuel economy of passenger cars.** In: Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Springer Berlin Heidelberg, 2013.

CHEN, J.; CHINN, J.; WAN, K.; YAN, B. **Internal Combustion Engine: Atkinson Cycle Efficiency and Power comparison to Otto cycle,** MAE 113A, June, 2013.

CROSBY, I.; AKBARI, P. **Thermodynamic analysis of the Atkinson Cycle.** In: Scientific Cooperations International Workshops on Engineering Branches, 2014.

EBRAHIMI, Rahim. **Performance of an endoreversible Atkinson cycle with variable specific heat ratio of working fluid.** Journal of American science, v. 6, n. 2, 2010.

FERGUSON, C.R.; KIRKPATRICK, A.T., **Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences,** 2nd ed., New York: Wiley & Sons, 2001.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa.** 4 ed. São Paulo: Atlas, 2009.

GOMECSYS VCR TECHNOLOGY. Disponível em: <<http://www.gomecsys.com/#home/product/gomecsys-vcr-technology>> acessado em 11 de junho de 2017.

GOMES, Matheus Silveira Galvão. **Emulação do ciclo atkinson utilizando uma válvula de pistão.** Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Pampa. Alegrete, 2015.

GUPTA, Hari N. **Fundamentals of internal combustion engines.** PHI Learning Pvt. Ltd., 2012.

HONDA EXLINK. Disponível em :<<http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>> acessado em 27 de maio de 2017.

LIU, F. SUN, B.; ZHU, H.; HU, T.; DU, W.; LI, X.; ZHANG, Z. **Development of performance and combustion system of Atkinson cycle internal combustion engine.** Science China: Technological Sciences, China, v. 57, n.3, Mar. 2014.

LOURENÇO, Carlos Eduardo Ribeiro. **Contribuição para o fabrico de motor de ciclo sobre-expandido**. Portugal, 2012.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. Publindústria, Brasil, 2006.

MARTINS, Jorge; RIBEIRO, Bernardo Sousa. **Desenvolvimento do conceito de motor sobre-expandido: análise teórica, numérica e experimental**. Brasil, 2007.

MELO, R. N. **Fabrico de motor**. Portugal, 2009.

MAZDA MILLENIA- MOTOR KJ-ZEM-V6. Disponível em <<http://www.autoblog.com/2007/05/31/mazda-develops-new-na-1-3l-miller-cycleengine-for-mazda2-demio/>> acessado em 9 de junho de 2017.

MOHTASHEMI, Bahman. **Radial internal combustion engine with different stroke volumes**. U.S. Patent Application n. 12/728,145, 19 mar. 2010.

PATODI, K.; MAHESHWARI, G. **Performance analysis of na Atkinson cycle with variable specific heats of the working fluid under maximum eficiente power conditions**. International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Acces, India, 2012.

ROGERS, E. **An internal combustion engine for the future**. The International Journal of technology, knowledge and society, v. 6, n. 5, Abr. 2008.

SANTOS, Pedro Joaquim Pereira dos. **Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75: transformação de ciclo Otto para ciclo Miller**. Portugal, 2013.