

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA**

**MATHEUS SILVEIRA GALVÃO GOMES**

**EMULAÇÃO DO CICLO ATKINSON UTILIZANDO UMA VÁLVULA DE PISTÃO**

**Alegrete  
2015**

**MATHEUS SILVEIRA GALVÃO GOMES**

**EMULAÇÃO DO CICLO ATKINSON UTILIZANDO UMA VÁLVULA DE PISTÃO**

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

Orientador: Gustavo Fuhr Santiago

**Alegrete  
2015**

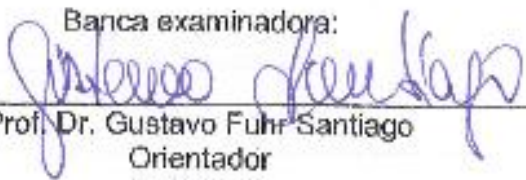
**MATHEUS SILVEIRA GALVÃO GOMES**

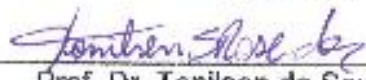
**EMULAÇÃO DO CICLO ATKINSON UTILIZANDO UMA VÁLVULA DE  
PISTÃO**


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: 09 de dezembro de  
2015.

Banca examinadora:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago  
Orientador  
Unipampa

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo  
Unipampa

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Mauricio Paz França  
Unipampa

Dedico este trabalho aos meus pais Jorge e Cristina e a minha namorada Fernanda, maiores motivadores e incentivadores durante toda essa caminhada.

## AGRADECIMENTO

Aos meus pais Jorge e Cristina por todo apoio e suporte prestados até aqui, sem o incentivo e auxílio deles não teria sido possível realizar o curso. Todo o amor e carinho que recebi deles também foram um combustível a mais nos momentos de maior dificuldade que encontrei para chegar nessa etapa final.

A minha namorada Fernanda por estar ao meu lado em praticamente todos os momentos do curso, sendo eles bons ou ruins. O apoio e a compressão que ela tem comigo quando encontro algum obstáculo são fatores que me tranquilizam e me fazem ter calma para resolver os problemas que aparecem.

Ao meu avô Galvão e à minha vó Neuza, por todo o carinho e interesse que sempre demonstraram comigo neste período de graduação, estando sempre dispostos a ajudar no que fosse possível.

Aos demais familiares pelo apoio e interesse que demonstram pelos meus estudos.

A minha família de Alegrete, Diogo e Lucas, que dividem a casa, as dificuldades e as alegrias comigo, sendo as pessoas que me proporcionam o ambiente de uma família aqui em Alegrete.

Aos amigos conquistados até esse momento da faculdade, em especial ao Alan Enrique, Guilherme A., Guilherme S., Hezry, Icaro, Eduardo A., Gabriel T., Vagner e Vitor pois proporcionaram os momentos de descontração e amizade neste período e de forma direta ou indireta fizeram parte do meu desenvolvimento no curso e também deste trabalho.

Ao meu orientador, professor Gustavo Fuhr Santiago pelo auxílio prestado até agora, sempre solícito e disposto a ajudar nas dúvidas que surgiram ao longo do trabalho.

Aos demais professores que participaram da minha formação acadêmica e que também tem sua parcela de contribuição neste trabalho.

## RESUMO

O avanço da humanidade apresenta novas demandas tecnológica, não sendo diferente no meio automobilístico, onde cada vez mais são necessários motores econômicos, potentes e que produzam menos poluentes para o meio ambiente. Uma ideia que é capaz de aliar todas essas características foi proposta por Atkinson, onde o seu ciclo é capaz de apresentar um maior rendimento do que o ciclo Otto por meio de um curso de expansão maior do que o curso de compressão. O trabalho apresenta uma tecnologia onde se implementa uma válvula de pistão no lugar da válvula de escape tradicional, com o objetivo de obter o ciclo Atkinson a partir da correta sincronização dos movimentos. A metodologia aplica as novas relações geométricas criadas pela válvula de pistão de maneira que o projeto avance para uma solução compacta, eficiente e vantajosa em relação a outros modelos. O resultado final é um modelo que alcança uma relação Atkinson igual a 1,2, utilizando um pistão auxiliar com 60 mm de diâmetro, 63 mm de curso e um volume adicional na superfície igual a 5,45 cm<sup>3</sup>. O cilindro auxiliar é acoplado em um espaço igual a 50 mm no cabeçote e o pistão auxiliar possui um ciclo de funcionamento que é metade do ciclo do pistão principal. Esse modelo ainda permite otimizações futuras, pois é possível melhorar o diagrama das válvulas de admissão, adaptar a geometria da câmara de combustão e variar o curso do pistão auxiliar.

Palavras-chave: Ciclo Atkinson. Válvula de Pistão. Motor.

## ABSTRACT

The advancement of humanity presents new technological demands, no different in the automotive environment, where ever they are needed most economic engines, powerful and produce less polluting to the environment. One idea which is able to combine all of these characteristics has been proposed by Atkinson, where the cycle can provide a higher yield than the Otto cycle through an expansion stroke greater than the compression stroke. This paper presents a technology where it implements a piston controlled exhaust port in place of the traditional exhaust valve, in order to obtain the Atkinson cycle from the correct synchronization of the movements. The methodology applies the new geometric relationships created by the piston controlled exhaust port so that the project proceed to a compact, efficient and advantageous compared to other models. The final result is a model that achieves a Atkinson ratio equal to 1.2, using an auxiliary piston 60 mm in diameter, 63 mm stroke and in an additional volume equal to 5.45 cm<sup>3</sup> surface. The auxiliary cylinder is coupled in a space of 50 mm in the head and the auxiliary piston has an operating cycle which is half of the main piston cycle. This model also allows for future enhancements, it is possible to improve the diagram of the intake valves, adjust the geometry of the combustion chamber and vary the auxiliary piston stroke.

Keywords: Atkinson cycle. Piston controlled exhaust port. Engine

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagramas P-v e T-s do ciclo Atkinson. ....	18
Figura 2 - Mecanismo biela e manivela proposto por James Atkinson.....	20
Figura 3 - Comparação entre um motor Otto tradicional e um adaptado para ciclo Atkinson.....	21
Figura 4 - Comparação entre o ciclo Otto e o ciclo Atkinson obtido nos motores adaptados.....	22
Figura 5 - Tempo em função do ângulo de abertura das válvulas.....	22
Figura 6 - Relação entre a relação Atkinson e a eficiência térmica.....	23
Figura 7 - Modelo de funcionamento da patente proposta por Atkinson em 1886. ...	24
Figura 8 - Mecanismo proposto por Atkinson em 1886. ....	25
Figura 9 - Pistão desenvolvido por Robards.....	26
Figura 10 - Tecnologia EXlink da Honda. ....	27
Figura 11 - Gráfico Pressão no cilindro x Volume do cilindro para motores convencionais e EXlink. ....	28
Figura 12 - Comparação da posição da biela para motores convencionais e EXlink. ....	29
Figura 13 - Diagrama P-v do ciclo Otto aplicado em motores. ....	29
Figura 14 - Comparação do diagrama P-v dos ciclos Otto e Atkinson. ....	30
Figura 15 - Comparação dos diagramas P-v e T-s dos ciclos Otto e Atkinson. ....	31
Figura 16 - Comparação entre os ciclos Otto e Atkinson aplicados em motores. ....	33
Figura 17 - Válvula de pistão em motores 2T.....	34
Figura 18 - Cabeçote proposto por Armer utilizando uma válvula de pistão. ....	35
Figura 19 - Arranjo e funcionamento dos pistões proposto por Hallet.....	36
Figura 20 - Delineamento da pesquisa.....	38
Figura 21 - Funcionamento do sistema. ....	39
Figura 22 - Sistema de escape.....	41
Figura 23 - Formato pent-roof para cabeçotes.....	44
Figura 24 - Cabeçote com 3 válvulas por cilindro.....	45
Figura 25 - Figura esquemática da primeira alternativa. ....	49
Figura 26 - Pistão com cavidade na cabeça.....	51
Figura 27 - Esboço do formato da cabeça do pistão. ....	52
Figura 28 - Geometria final do pistão principal. ....	54



Figura 29 - Pistão auxiliar com um domo na sua superfície.....	55
Figura 30 - Alternativa para a geometria do cilindro auxiliar. ....	56
Figura 31 - Geometria do pistão auxiliar. ....	56
Figura 32 – Projeção do pistão auxiliar no PMS.....	57
Figura 33 - Geometria final do pistão auxiliar. ....	58
Figura 34 - Pistão auxiliar definitivo no PMS.....	59
Figura 35 - Geometria final do cilindro auxiliar. ....	60
Figura 36 - Biela do pistão auxiliar. ....	61
Figura 37 - Disposição dos componentes no conjunto.....	62
Figura 38 - Vista explodida do conjunto. ....	63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Descrição dos diagramas P-v e T-s dos ciclos Otto e Atkinson. ....	32
Tabela 2 - $A_{m\acute{a}x}$ para algumas relações de compressão.....	48
Tabela 3 - Primeiro arranjo possível para o projeto.....	50
Tabela 4 - Segundo arranjo possível para o projeto.....	50
Tabela 5 - Terceiro arranjo possível para o projeto.....	52
Tabela 6 - Dimensões características de válvulas de escape. ....	59
Tabela 7 - Resultados para as janelas de escape no cilindro auxiliar. ....	60
Tabela 8 - Parâmetros finais do trabalho. ....	62

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- 2T – Dois tempos
- 4T – Quatro tempos
- A – Relação Atkinson
- CO – Monóxido de carbono
- EXlink – Extended Expansion Linkage Engine
- GDI – Gás Direct Injection
- km – quilômetro
- MCI – Motor de combustão interna
- ME – Motor elétrico
- NO<sub>x</sub> – Óxido nítrico
- PMI – Ponto morto inferior
- PMS – Ponto morto superior
- R<sub>c</sub> – Relação de compressão
- R<sub>exp</sub> – Relação de expansão
- Unipampa – Universidade Federal do Pampa
- VVT – Variable Valve Timing
- V<sub>icompr</sub> – Volume inicial da compressão
- V<sub>fcompr</sub> – Volume final da compressão
- V<sub>fexp</sub> – Volume final da expansão
- V<sub>iexp</sub> – Volume inicial da expansão
- V<sub>efetivo</sub> – Volume efetivamente admitido

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\eta$  - Rendimento

$W_{liq}$  – Trabalho Líquido

$q_{in}$  – Calor adicionado

$c_v$  – Calor específico

$P$  – Pressão

$v$  – Volume

$T$  – Temperatura

$s$  – Entropia

$q_{out}$  – Calor rejeitado

$V_m$  – Volume morto

$V_2$  – Volume do cilindro auxiliar

$V_1$  – Volume do cilindro principal

$V_D$  – Volume do domo

$S_2$  – Curso do pistão auxiliar

$\phi_1$  - Diâmetro do pistão principal

$\phi_2$  - Diâmetro do pistão auxiliar

$A_v$  – Área de passagem de válvula

$d_i$  – Diâmetro interno da válvula

$h_v$  – Levantamento da válvula

$\alpha$  – Ângulo da sede de válvula

$l_s$  – Largura da sede de válvula

$A_2$  – Área de passagem do escape do cilindro auxiliar

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>14</b>
1.1	Contextualização	14
1.2	Definição do problema de pesquisa	15
1.3	Objetivos	15
1.4	Hipóteses	15
1.5	Justificativa	16
1.6	Estrutura do Trabalho	16
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>18</b>
2.1	Ciclo Atkinson	18
2.2	Patentes	24
2.3	Comparação com ciclo Otto	29
2.4	Válvula de pistão	33
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA E FORMAS CONSTRUTIVAS</b>	<b>37</b>
3.1	Metodologia	37
3.2	Formas Construtivas	43
3.2.1	1ª Alternativa	43
3.2.2	2ª Alternativa	44
3.2.3	3ª Alternativa	46
3.2.4	4ª Alternativa	46
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>48</b>
4.1	1ª Alternativa	49
4.2	2ª Alternativa	50
4.3	3ª Alternativa	50
4.4	4ª Alternativa	54
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>66</b>
	REFERÊNCIAS	68

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

O tempo de mudanças e avanços tecnológicos no qual vivemos apresenta todos os dias novas soluções que facilitam a vida, ou que permitem economizar algum recurso valioso para a população. Essa realidade também não é diferente para as indústrias automobilísticas, visto que a todo momento são lançados novos modelos de carros, novos acessórios e também novas tecnologias para motores de combustão interna (MCI).

De acordo com Rogers (2008), a maioria dos motores fabricados atualmente apresenta uma eficiência em torno de 20% a 40%, sendo pertinente a iniciativa da criação de alternativas que possibilitem aos MCI proporcionarem maiores eficiências.

Apresentar uma tecnologia que proporcione um aumento da eficiência vai ao encontro a outra demanda da sociedade atual, diminuir o investimento financeiro em combustível para manter o carro em atividade. Chen *et al* (2013) apresenta em seu estudo que o aumento do preço do barril de petróleo junto com a necessidade de motores mais eficientes fez com que os estudos sobre o ciclo Atkinson se intensificassem e começassem a apresentar resultados satisfatórios.

Questões ambientais também são pontos que incitam a necessidade de criação de sistemas capazes de aproveitar melhor o combustível utilizado nos processos de combustão dos motores (LIU *et al*, 2013). A aplicação de uma tecnologia que aproveite melhor o combustível diminuirá a quantidade de emissões de monóxido de carbono (CO) por quilômetro (km), ajudando a controlar os fatores que prejudicam o meio ambiente, tão discutidos atualmente.

Em um momento onde a maioria dos fabricantes de veículos apresentam linhas de produção muito parecidas tecnologicamente, desenvolver um modelo de motor diferente e que possua vantagens relacionadas à eficiência e o controle de resíduos lançados no meio ambiente, com certeza adquire um diferencial competitivo em um mercado tão disputado.

## 1.2 Definição do problema de pesquisa

O tema deste trabalho é o desenvolvimento de uma alternativa tecnológica para os MCI que possibilite um aumento de rendimento, buscando isso por meio da obtenção de um ciclo Atkinson. Acredita-se que uma boa forma de emular esse ciclo é utilizando uma válvula de pistão. Esse modelo de válvula possibilita variações dos volumes envolvidos na combustão e, portanto, é capaz de dar as características de um ciclo Atkinson ao motor.

A partir disso, o problema de pesquisa consiste na seguinte questão, é viável implementar uma válvula de pistão para emular o ciclo Atkinson?

## 1.3 Objetivos

Diante do exposto, o objetivo geral da pesquisa é desenvolver um motor que emule o ciclo Atkinson a partir da utilização de uma válvula de pistão.

O trabalho apresenta como objetivos específicos os seguintes:

- Definir o melhor posicionamento para a válvula de pistão;
- Desenvolver um modelo teórico com uma geometria final compacta;
- Apresentar um arranjo que seja competitivo em relação a outros modelos semelhantes.

## 1.4 Hipóteses

As hipóteses iniciais para este trabalho são apresentadas a seguir:

- A válvula de pistão consegue dar ao motor as características de um ciclo Atkinson e dessa forma aumenta sua eficiência.
- O posicionamento da válvula de pistão que permite os melhores resultados é no lugar de uma válvula de escape convencional.
- O modelo desenvolvido pode ser aplicado em cabeçotes de motores convencionais sem a necessidade de grandes alterações.
- O projeto apresenta vantagens construtivas e de funcionamento quando comparado a outros modelos semelhantes.

## 1.5 Justificativa

A implementação de um novo modelo capaz de emular o ciclo proposto por Atkinson se justifica, principalmente, pelas deficiências apresentadas pelos modelos de motores atuais. Esses projetos que, de certa forma, tentam operar segundo um ciclo Atkinson apresentam algumas desvantagens que tornam a tecnologia impossível de ser implementada, ou muito cara, ou ainda com um arranjo muito complicado de ser feito. O próprio James Atkinson que apresentou a primeira forma construtiva para obter o ciclo que leva o seu nome, teve seu trabalho impossibilitado diante da complexidade do sistema.

Atualmente alguns carros propõe fazer adaptações no seu funcionamento para operar segundo um ciclo Atkinson, porém essas adaptações apresentam menos torque e potência comparadas a um ciclo Otto convencional.

Implementações de sucesso do ciclo Atkinson existem e apresentam as vantagens esperadas, porém a tecnologia utilizada é cara, complexa e, portanto, não é acessível à toda população, sendo então interessante o desenvolvimento de uma alternativa mais simples.

A metodologia utilizada neste trabalho busca definir e avaliar os novos parâmetros gerados pela implementação de uma válvula de pistão em um motor convencional. Dessa forma, é possível compará-los com os mesmos parâmetros dos motores convencionais, a fim de obter uma conclusão referente à viabilidade da proposta.

## 1.6 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está dividido em cinco partes, sendo elas: Introdução, Revisão Bibliográfica, Metodologia, Resultados e Discussões e Considerações Finais.

A introdução apresenta uma contextualização do trabalho, o tema e a sua delimitação, onde a partir disto são definidos o objetivo geral e os específicos. Com base neles, são apresentadas as hipóteses iniciais para o estudo, e por fim a justificativa para a escolha deste tema.

A revisão bibliográfica apresenta, primeiramente, as definições pertinentes ao ciclo Atkinson para um melhor entendimento do objeto de estudo. Após, são



apresentadas patentes que se propõe a operar segundo o ciclo, para que se tenha conhecimento sobre o estado da arte em relação ao tema. Seguindo a revisão bibliográfica, é apresentada uma comparação entre o ciclo Atkinson e o ciclo Otto, a fim de ter claras quais as vantagens desse ciclo sobre o convencional. Por fim, são apresentadas algumas tecnologias e implementações das válvulas de pistão, onde é possível observar as formas construtivas que empregam esta tecnologia.

A metodologia apresenta o delineamento da pesquisa, onde são explicados todos os processos empregados para chegar aos resultados que irão responder as questões propostas.

A seção dos resultados e discussões apresenta os resultados junto com uma análise dos mesmos, para então se definir a melhor opção de implementação do projeto.

As considerações finais apresentam uma ratificação dos objetivos, de modo a apresentar sucintamente as principais conclusões do trabalho. Também é apresentada a contribuição do trabalho e se deixam sugestões de trabalhos futuros.

A última seção deste trabalho, que não corresponde as seções textuais, é a das referências bibliográficas, onde são referenciados todos os trabalhos citados ao longo do texto e que contribuíram para a formação do mesmo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

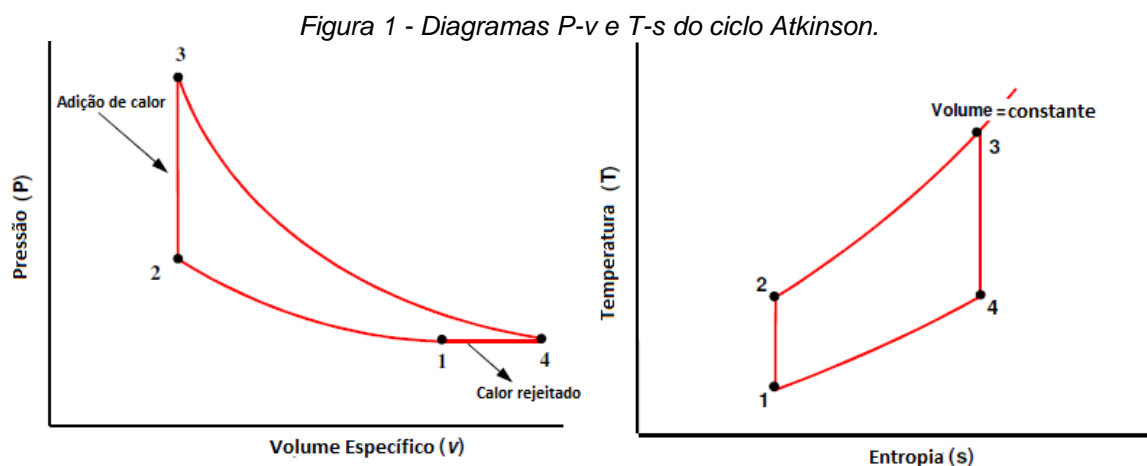
A revisão bibliográfica irá apresentar o conceito geral do ciclo Atkinson, explicitando as suas principais características, diagramas e as principais equações relacionadas ao ciclo, fazendo também uma comparação com o ciclo Otto por este ser o mais comumente utilizado nos motores a gasolina atuais.

Serão apresentadas diversas tecnologias que apresentam uma forma de se conseguir o ciclo Atkinson, utilizando diferentes mecanismos e formas construtivas. Também se mostram tecnologias relacionadas às válvulas de pistão, pois elas também auxiliaram no desenvolvimento da proposta.

### 2.1 Ciclo Atkinson

Segundo Rogers (2008), o motor Atkinson foi concebido em 1882, por James Atkinson, que apresentou a ideia de permitir que o gás de combustão em um MCI pudesse expandir até próximo da pressão atmosférica por meio de um pistão que fizesse um percurso maior do que o que foi feito durante a compressão, resultando em um motor de maior eficiência.

A maior eficiência esperada para o ciclo Atkinson pode ser explicada com base na Figura 1.



Fonte: Crosby; Akbare (2014)

Os diagramas apresentados na Figura 1, de acordo com Patodi; Maheshwar (2012), descrevem uma compressão isentrópica entre 1-2, em seguida acontece uma combustão a volume constante (2-3), onde então ocorre uma expansão isentrópica

entre 3-4. O fim do ciclo acontece com uma rejeição de calor a pressão constante, voltando as condições iniciais do processo.

Segundo Crosby; Akbare (2014), o modelo ideal Atkinson de ar padrão assume que não ocorrem perdas e considera os calores específicos do ar como constantes. É um modelo simplificado, porém serve como base para o desenvolvimento de outros modelos reais que aplicam esse ciclo.

No caso real, o calor específico do fluido de trabalho é variável durante o ciclo, e essas variações influenciam diretamente na performance (PATODI; MAHESHUWAR, 2012)

A eficiência de um ciclo Atkinson ideal pode ser definida pela Equação 1 (CROSBY; AKBARE, 2014).

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

Sendo:

$W_{liq}$  – Trabalho líquido;

$q_{in}$  – Calor adicionado;

$c_v$  – Calor específico;

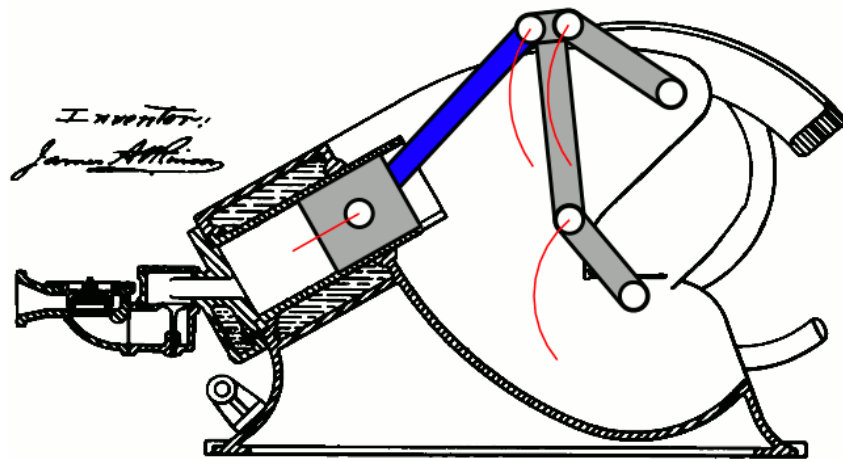
$T_3$  – Temperatura no ponto 3;

$T_4$  – Temperatura no ponto 4.

Mesmo sendo um modelo que existe desde 1882, dificilmente é encontrada alguma aplicação real do ciclo Atkinson nos motores atuais. Isso acontece pela dificuldade de implementação do curso do pistão diferente para a compressão e expansão.

Chen *et al* (2013) afirma que um dos pontos para a não popularização do modelo proposto por James Atkinson no século 19 é o mecanismo biela e manivela que possibilita os cursos de expansão e compressão terem valores diferentes. Esse mecanismo é apresentado na Figura 2, e como é possível observar, possuía uma geometria muito complexa de ser desenvolvida.

Figura 2 - Mecanismo biela e manivela proposto por James Atkinson.



Fonte: desenho baseado na Patente US 367.496

O mecanismo proposto por Atkinson apresenta mais braços e articulações do que o necessário para a implementação do ciclo Otto, por exemplo. Portanto é uma forma construtiva muito complexa em relação ao modelo utilizado, tanto para a época em que foi desenvolvido quanto para os dias atuais.

O grande problema do sistema proposto por Atkinson é o tamanho, pois os acoplamentos necessários demandam um espaço muito grande, sendo essa uma desvantagem para a aplicação automotiva. A grande quantidade de ligações também gera um custo extra quando comparado aos motores convencionais. O balanceamento de um mecanismo de seis barras é praticamente impossível, sendo esta outra desvantagem do sistema desenvolvido por Atkinson (BANOWETZ, 1999).

O ângulo formado pelo mecanismo biela e manivela no momento da expansão também não é o ideal para o aproveitamento de torque, pois o ideal seria  $90^\circ$  e o que acontece no modelo de Atkinson é diferente.

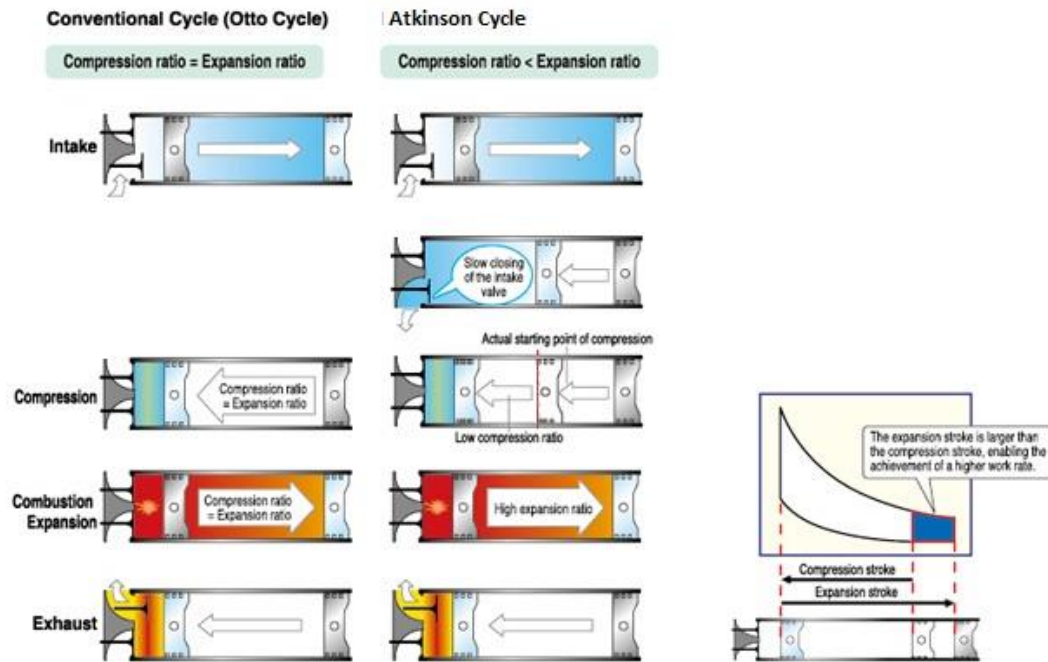
A desvantagem apresentada pelo mecanismo biela e manivela proposto por Atkinson pode ser resolvida de duas formas, apresentadas por Yates (1991). A primeira fecha a válvula de admissão antes do tempo para que a pouca quantidade admitida seja expandida. A segunda forma deixa a válvula de admissão mais tempo aberta para que uma parte do que foi admitido volte pelos dutos de admissão.

O atraso do fechamento das válvulas de admissão faz com que uma parte do ar admitido volte pela admissão, fazendo com que o processo de compressão seja realizado com menos volume de ar do que o possível. Isso faz com que o curso de

compressão efetiva seja menor do que o normal, caracterizando o ciclo Atkinson (GHEROGHIU, 2011)

A Figura 3 apresenta uma ilustração dessa segunda alternativa em comparação com o curso normal dos motores que utilizam o ciclo Otto.

Figura 3 - Comparação entre um motor Otto tradicional e um adaptado para ciclo Atkinson.

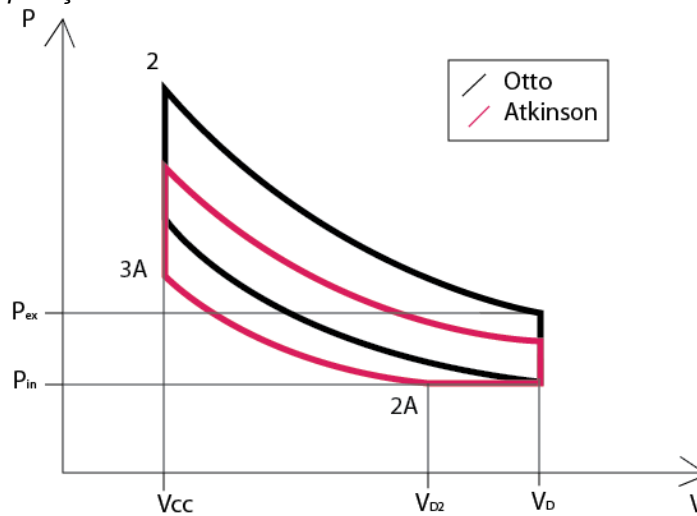


Fonte: <http://www.volvoxengineering.com/Technology.htm>

É possível observar no diagrama apresentado na Figura 3 que o resultado final dessa alternativa é muito próximo do que se espera do ciclo Atkinson, apenas com a diferença de que a pressão não chega até a pressão atmosférica, mesmo assim existe um acréscimo no trabalho líquido em comparação com o ciclo Otto.

A Figura 4 apresenta uma comparação entre os ciclos Otto e o ciclo Atkinson obtido com um tempo de abertura maior da válvula de admissão.

Figura 4 - Comparação entre o ciclo Otto e o ciclo Atkinson obtido nos motores adaptados.



Fonte: CHEN *et al* 2013

O processo de compressão que seria 1-2 torna-se 1-2A-3A, fazendo com que a relação de compressão passe de  $V_D/V_{cc}$  para  $V_{D2}/V_{cc}$ . A relação de compressão diminui neste caso, enquanto a relação de expansão continua a mesma, fazendo com que a relação  $R_{exp}/R_c$ , chamada de relação Atkinson, aumente. O trabalho por ciclo também diminui, assim como o calor adicionado. A eficiência do motor é aumentada, porém a potência do motor é diminuída (CHEN *et al*, 2013).

A Figura 5 apresenta um gráfico que relaciona o tempo de abertura das válvulas com o ângulo de abertura correspondente, comparando o processo em que a válvula de admissão permanece aberta após o início da compressão, com o processo normal de um ciclo Otto.

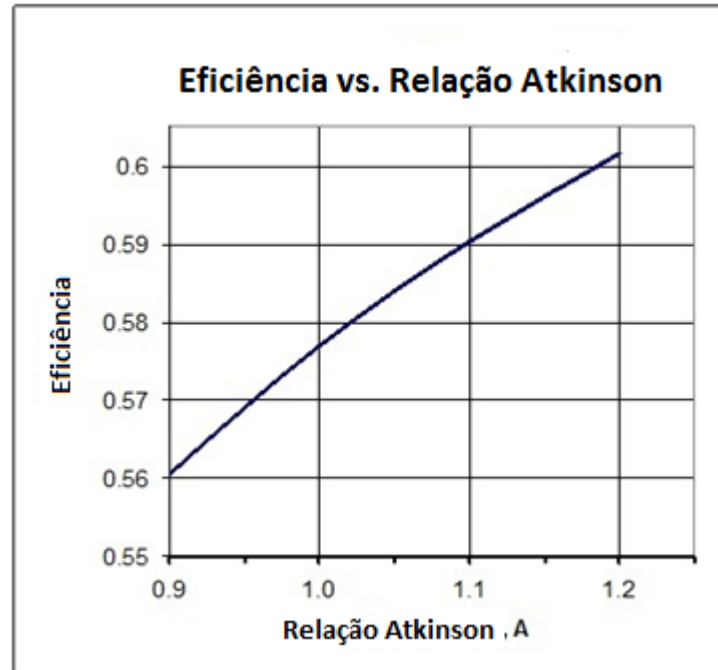
Figura 5 - Tempo em função do ângulo de abertura das válvulas.



Fonte: Adaptado de [http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/dual\\_injector.html](http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/dual_injector.html)

A relação  $R_{exp}/R_c$  é a que define o incremento da relação Atkinson em comparação com um ciclo Otto, que possui esse valor igual a 1. A Figura 6 apresenta a relação entre a relação Atkinson e a eficiência do ciclo.

Figura 6 - Relação entre a relação Atkinson e a eficiência térmica.



Fonte: Rogers (2008)

O ciclo Atkinson também é aplicado na tecnologia de motores de veículos híbridos. Os veículos híbridos, de acordo com Brunneti (2012b), apresentam duas fontes de energia para o funcionamento. Uma delas é o motor elétrico como auxiliar ao MCI, dessa forma é possível aumentar a potência, melhorar a economia de combustível e também diminuir a emissão de poluentes.

Estes motores são encontrados em modelos de veículos das fabricantes Toyota e Honda, por exemplo, e sua aplicação tende a crescer cada vez mais devido a suas grandes vantagens, principalmente em relação ao meio ambiente (BRUNETTI, 2012b).

Fabricantes como Mercedes e Ford também se utilizam da tecnologia dos motores Atkinson em alguns modelos mais recentes. Esses modelos também se valem das vantagens possibilitadas pelo ciclo Atkinson já apresentadas, com isso conseguem criar um motor econômico e com uma boa performance.

A emulação do ciclo Atkinson nos veículos híbridos é feita por meio da tecnologia Variable Valving Time (VVT), de modo que com a variação do ângulo de

fechamento da admissão seja possível atrasá-lo, gerando o efeito já explicado, de forma a regular a taxa de compressão efetiva (LIU *et al*, 2013).

## 2.2 Patentes

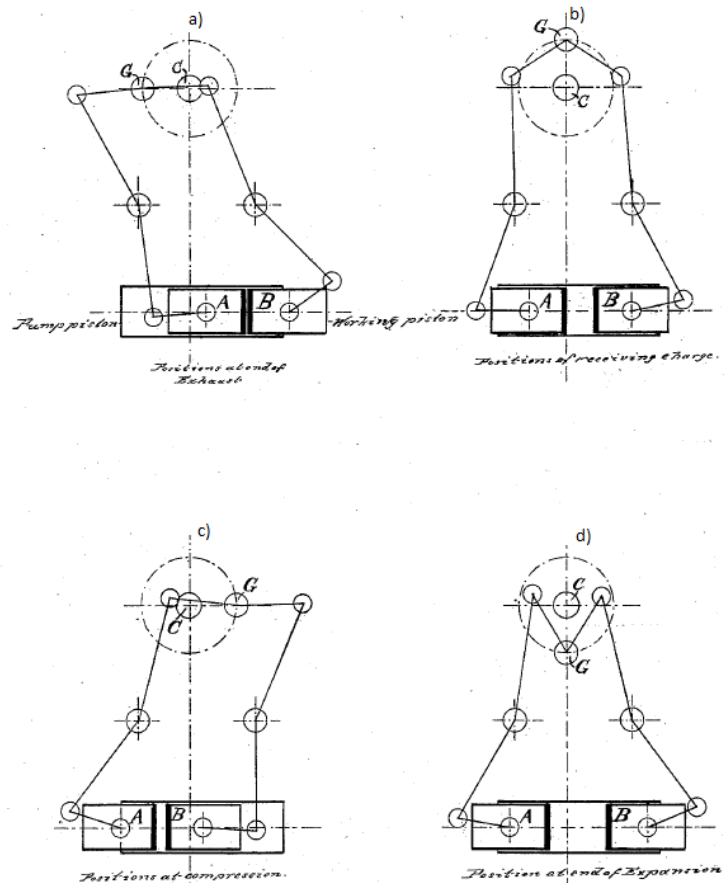
Atkinson (1886) desenvolveu um arranjo para motores de combustão que proporciona que o ciclo Atkinson, seja obtido. Esse modelo apresenta somente um cilindro com dois pistões opostos, de forma que o movimento destes pistões é controlado por uma roda que gira e aciona as barras que irão realizar os movimentos dos pistões.

A seqüência de funcionamento apresentada na Figura 7 facilita o entendimento dos movimentos dos pistões.

As situações apresentadas são as seguintes:

- a) Escape;
- b) Admissão;
- c) Compressão;
- d) Expansão.

Figura 7 - Modelo de funcionamento da patente proposta por Atkinson em 1886.



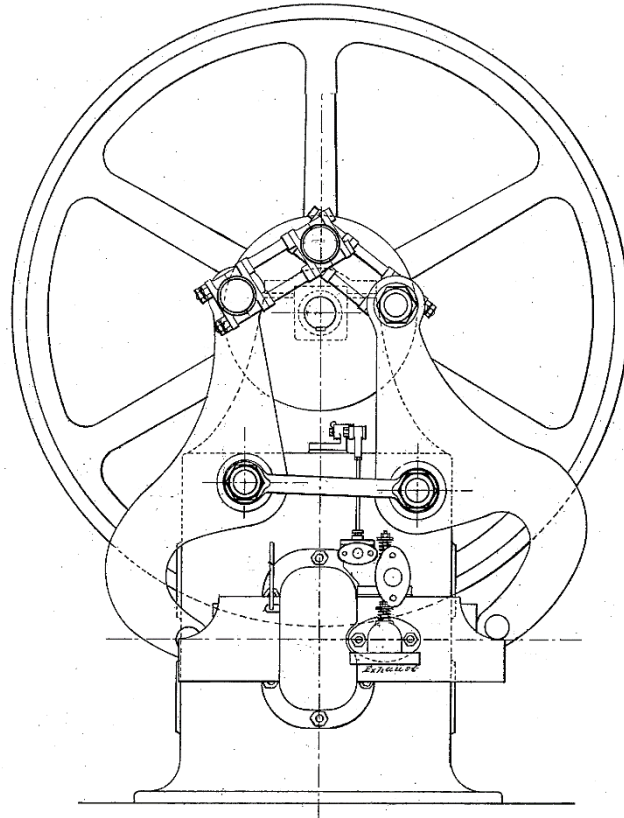
Fonte: Adaptado de Atkinson (1886)



Nota-se claramente pela Figura 7 que o curso de expansão é maior que o curso de compressão, caracterizando assim um ciclo Atkinson.

A Figura 8 apresenta o mecanismo completo que foi proposto por Atkinson.

*Figura 8 - Mecanismo proposto por Atkinson em 1886.*



Fonte: Adaptado de Atkinson (1886).

Boggs (1993) apresenta uma concepção de motor que seja capaz de utilizar um ciclo Otto quando o motor estiver operando a plena carga e utilizar um ciclo Atkinson quando o motor estiver operando em regimes mais baixos, isso é feito a partir de um variador de fase.

A concepção desse motor apresenta múltiplas válvulas de admissão e apenas uma válvula de escape. Existe um variador de fase para a admissão e também para o escape, que também controla o volume de gás expulso.

Esse controle do gás expulso pelo escape proporciona um domínio do volume que é admitido, com isso existe um controle da compressão feita e também da temperatura ao final do processo. Isso possibilita uma alta eficiência do motor e baixa emissão de óxido nítrico ( $\text{NO}_x$ ).

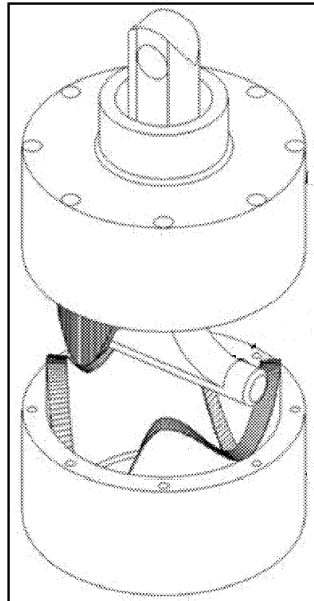
O modelo proposto por Robards (2014), que também traz as características do ciclo Atkinson, apresenta um cilindro com uma geometria diferente da convencional dos motores. Esse cilindro possui ondas que transformam o movimento de rotação em um movimento na direção vertical. O cilindro também apresenta janelas na sua parte superior e inferior, onde são feitos os processos de admissão e escape quando estas passagens laterais estão abertas.

Esse cilindro é desenhado de forma que a expansão vertical seja maior do que a compressão, fazendo com que o motor tenha uma maior eficiência e também um melhor aproveitamento da potência gerada pelo combustível.

A geometria do conjunto também possibilita um menor atrito entre o cilindro e as paredes do pistão, além de eliminar o atrito gerado pelas válvulas empregadas nos motores tradicionais. Diante disso, o motor que emprega essa tecnologia apresenta uma redução no consumo de combustível.

A Figura 9 apresenta um desenho da tecnologia desenvolvida por Robards.

*Figura 9 - Pistão desenvolvido por Robards.*



Fonte: Adaptado de Robards (2014).

A fabricante Honda apresenta uma nova tecnologia que é inspirada no modelo proposto por Atkinson, a tecnologia EXlink. A nova implementação do mecanismo biela e manivela proposta, possibilita um curso de expansão maior do que o curso de compressão, obtendo assim todas as vantagens proporcionadas pelo ciclo.

Segundo a Honda, o curso de expansão é cerca de 1,4 vezes maior do que o curso de compressão e propicia um menor trabalho de bomba e também uma eficiência térmica substancialmente maior do que nos motores convencionais.

O mecanismo funciona com a inclusão de, basicamente, três componentes diferentes em relação ao mecanismo biela e manivela tradicional dos motores que operam segundo o ciclo Otto.

Existe um componente excêntrico que gira a uma velocidade que corresponde à metade da velocidade do virabrequim. Esse excêntrico é o responsável pelo movimento de um braço que é conectado a outro componente que possui o formato de um triângulo. Esse componente no formato de triângulo é que irá acionar a biela responsável pelo movimento do pistão.

O excêntrico é o principal responsável por fazer o movimento maior no curso de expansão do que no curso de compressão, em conjunto com o componente em formato de triângulo.

A Figura 10 apresenta a tecnologia EXlink desenvolvida pela fabricante Honda.

Figura 10 - Tecnologia EXlink da Honda.



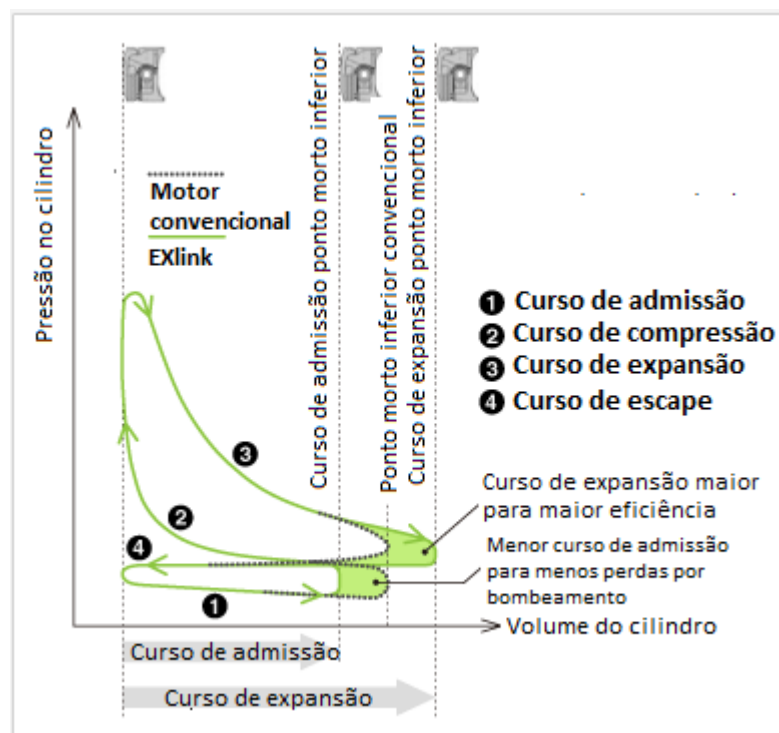
Fonte: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>

A tecnologia EXlink faz uma admissão da mistura ar e combustível menor do que nos motores convencionais, isso aliado a uma maior expansão possibilita uma

maior eficiência térmica junto com economia de combustível. Essa nova tecnologia se propõe a fazer uma admissão igual a 110 cc e expandir para cerca de 163 cc, sendo a  $R_c$  é igual a 12,2:1 e a  $R_{exp}$  igual a 17,6:1<sup>1</sup>. Portanto, a relação Atkinson desse motor é igual a aproximadamente 1,44.

A Figura 11 apresenta um gráfico que compara o volume do cilindro versus pressão do cilindro para motores convencionais e para motores que utilizam a tecnologia EXlink.

Figura 11 - Gráfico Pressão no cilindro x Volume do cilindro para motores convencionais e EXlink.



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

A nova tecnologia proposta pela Honda também apresenta como vantagem a posição da biela no momento da expansão, pois nos motores EXlink essa posição será completamente paralela ao cilindro, possibilitando um melhor aproveitamento da força gerada no curso de expansão em comparação com os motores convencionais.

A Figura 12 apresenta de forma ilustrativa essa explicação.

<sup>1</sup> Fonte: <http://thekneeslider.com/honda-exlink-extended-expansion-linkage-engine/>

Figura 12 - Comparação da posição da biela para motores convencionais e EXlink.



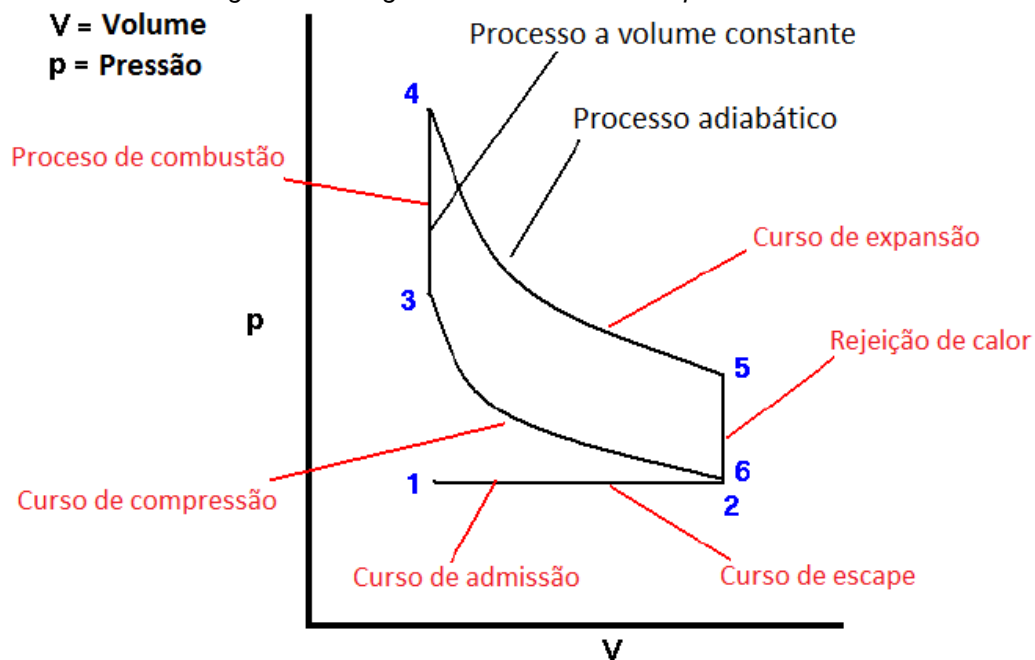
Fonte: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>

### 2.3 Comparação com ciclo Otto

Segundo Chen *et al* (2013), o ciclo Otto é composto, basicamente, por quatro processos, sendo dois isentrópicos e dois isocóricos. Quando o ciclo Otto é implementado em MCI outros dois processos adiabáticos são adicionados ao ciclo, sendo eles relacionados à admissão e ao escape no motor.

A Figura 13 apresenta o diagrama P-v do ciclo Otto implementado em motores.

Figura 13 - Diagrama P-v do ciclo Otto aplicado em motores.



Fonte: Chen *et al* (2013)

Os processos representados na Figura 13 são os seguintes:

1-2 = Admissão;

2-3 = Compressão isentrópica;

3-4 = Adição de calor isocórica, obtida através do processo de combustão;

4-5 = Expansão adiabática;

5-6 = Rejeição de calor isocórica;

2-1 = Escape

O rendimento do ciclo Otto pode ser obtido a partir da Equação 2.

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{in}} \quad \dots(2)$$

Sendo:

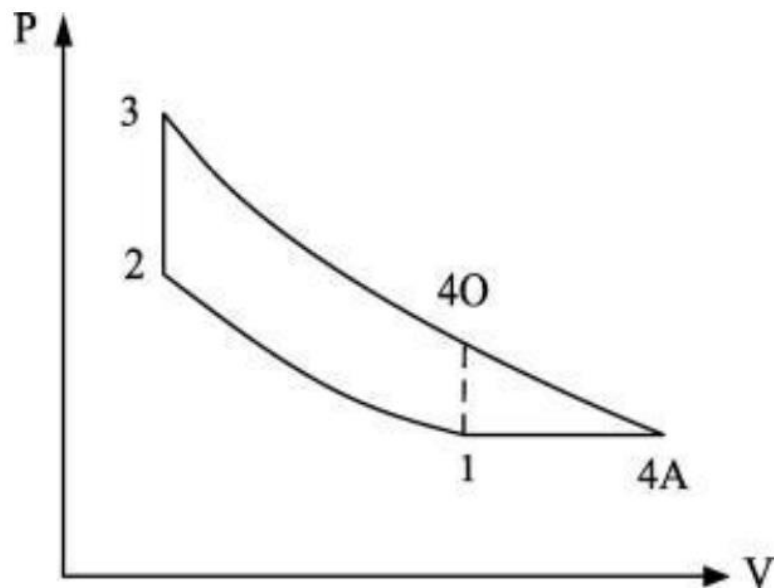
$W_{liq}$  – Trabalho líquido;

$q_{in}$  – Calor adicionado;

A principal diferença entre os ciclos Otto e Atkinson quando aplicados em motores, é que o ciclo Otto apresenta valores iguais dos cursos de compressão e expansão, com isso possui valores iguais para as relações de expansão e compressão.

A influência da forma de atuação de cada ciclo pode ser vista na Figura 14, onde a comparação é feita para os ciclos Atkinson e Otto com relação de compressão iguais.

Figura 14 - Comparação do diagrama P-v dos ciclos Otto e Atkinson.



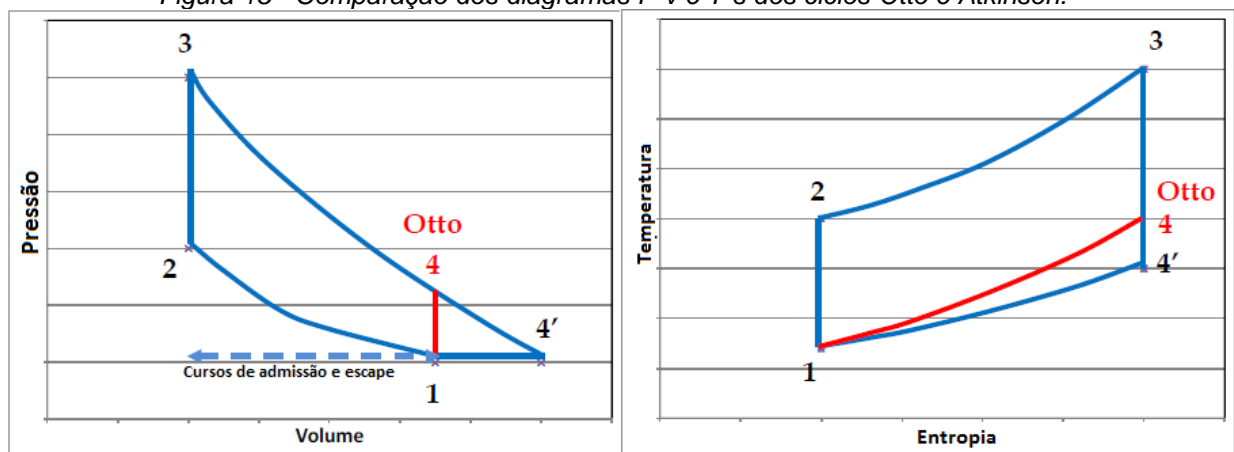
Fonte: Chen *et al* (2013)

Nota-se uma área aproximada a um triângulo (4O-4A-1-4O) de trabalho líquido que existe a mais no ciclo Atkinson em relação ao ciclo Otto. Em função do processo 2-3 ser exatamente igual para os dois ciclos,  $q_{in}$  é o mesmo para os dois, isso demonstra que o ciclo Atkinson apresenta um rendimento maior do que o ciclo Otto (CHEN *et al*, 2013).

CEC (2013) afirma que a eficiência de um motor é uma função da relação de expansão, sendo que quanto maior for esta relação, maior será a eficiência. Comparando então um motor utilizando um ciclo Atkinson e um outro que se vale do ciclo Otto, sendo os dois de mesmas dimensões, a eficiência resultante do motor que utiliza o ciclo Atkinson será maior do que aquele que utiliza o ciclo Otto.

A Figura 15 apresenta uma comparação mais clara entres os diagramas P-v e T-s do ciclo Otto (que é implementado em motores) e Atkinson para uma mesma relação de compressão.

Figura 15 - Comparação dos diagramas P-v e T-s dos ciclos Otto e Atkinson.



Fonte: CEC, 2013.

A Tabela 1 apresenta a descrição, em cada processo, do que acontece nos diagramas P-v e T-s dos ciclos Otto e Atkinson apresentados na Figura 15.

Tabela 1 - Descrição dos diagramas P-v e T-s dos ciclos Otto e Atkinson.

	Otto	Atkinson	Processo
1-2	Compressão Isentrópica	Compressão Isentrópica	Curso de compressão
2-3	Aquecimento a volume constante	Transferência de calor a volume constante	Combustão
3-4	Expansão Isentrópica	-	Curso de força
3-4'	-	Expansão Isentrópica	Curso de força
4-1	Rejeição de calor a volume constante	-	Abertura da válvula de escape
4'-1	-	Rejeição de calor a pressão constante	Abertura da válvula de escape

Fonte: adaptado de CEC, 2013

Utilizando as referências de temperatura apresentadas na Figura 15 é possível definir mais claramente as equações para os rendimentos do ciclo Otto e do ciclo Atkinson, partindo da Equação 2.

Para o ciclo Otto:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{in}} \quad \dots(3)$$

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} \quad \dots(4)$$

Sendo:

$$q_{in} = C_v(T_3 - T_2) \quad \dots(5)$$

$$q_{out} = C_v(T_4 - T_1) \quad \dots(6)$$

Tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots(7)$$

Para o ciclo Atkinson:

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} \quad \dots(8)$$

Sendo:

$$q_{in} = C_v(T_3 - T_2) \quad \dots(9)$$

$$q_{out} = C_p(T_{4'} - T_1) \quad \dots(10)$$

Tem-se:

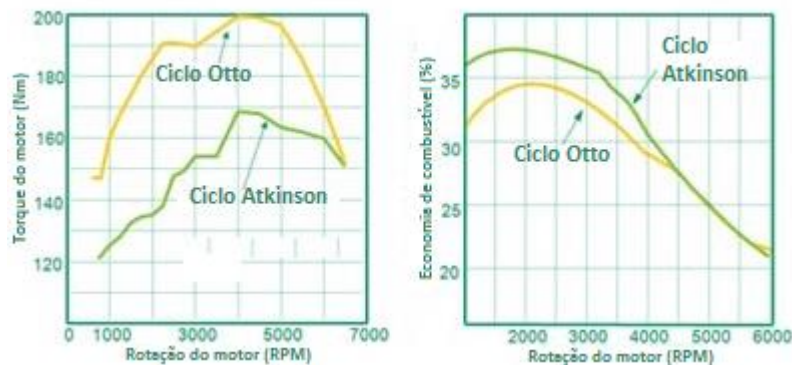


$$\eta = 1 - \frac{[C_p][T_4' - T_1]}{[C_v][T_3 - T_2]} \quad \dots(11)$$

De acordo com CEC (2013) o aumento da eficiência proporcionada pela aplicação do ciclo Atkinson traz consigo outro benefício importante, uma temperatura menor no escape que reduz a emissão de NO<sub>x</sub>.

A Figura 16 apresenta a comparação entre o ciclo Otto e o ciclo Atkinson implementado da maneira em que se deixa a válvula de admissão aberta por mais tempo do que o normal, para as mesmas dimensões de motor.

Figura 16 - Comparação entre os ciclos Otto e Atkinson aplicados em motores.



Fonte: Adaptado de CEC, 2013.

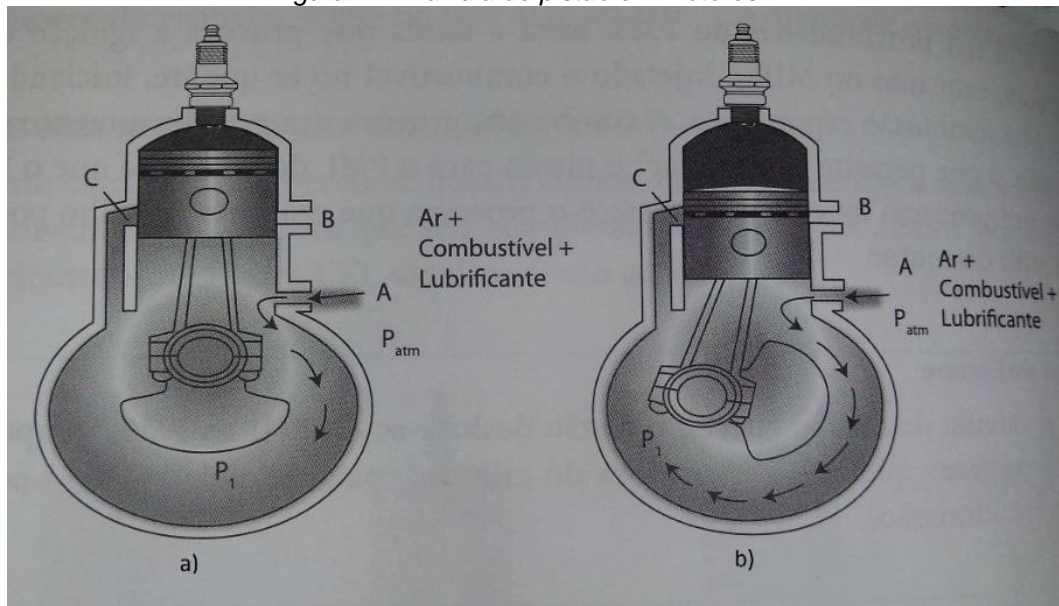
Percebe-se que neste caso o ciclo Atkinson apresenta uma economia de combustível em relação ao ciclo Otto, porém esse tipo de aplicação faz com que o torque gerado no motor seja consideravelmente menor no ciclo Atkinson.

## 2.4 Válvula de pistão

O conceito de válvula de pistão é implementado, principalmente, em motores 2T, onde segundo Brunetti (2012a), a tecnologia utilizada nesses motores possibilita que durante a transição do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI) a janela de escape seja aberta, fazendo com que os gases queimados, ainda em pressão elevada, escapem naturalmente para o ambiente.

A Figura 17 apresenta de forma mais clara o funcionamento de uma válvula de pistão em um motor dois tempos (2T).

Figura 17 - Válvula de pistão em motores 2T.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2012a)

A Figura 17-a apresenta a situação em que o pistão está no PMS e começa o movimento de descida e a Figura 17-b, na qual o pistão está prestes a abrir a passagem B, que é a janela de escape.

O movimento do pistão que promove a abertura da passagem de escape caracteriza de forma bem simples o funcionamento de uma válvula de pistão.

Existem patentes que utilizam esse tipo de tecnologia e algumas interessantes para o trabalho são citadas algumas a seguir.

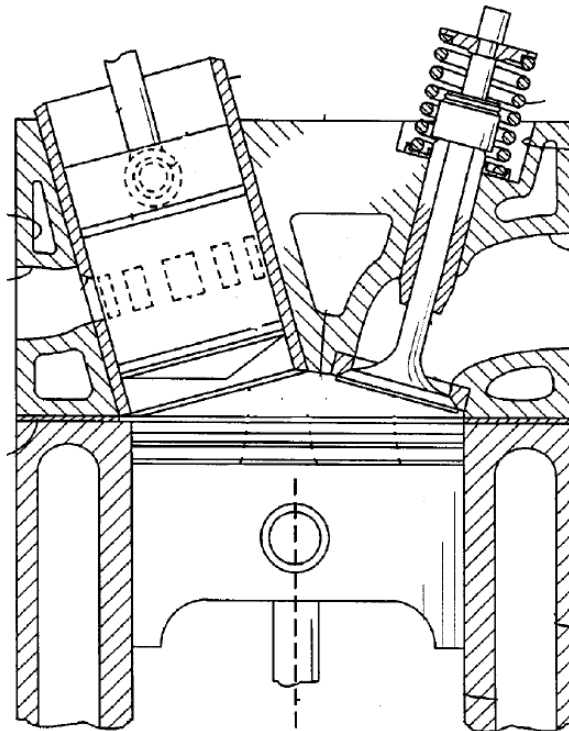
Armer (2004) desenvolveu um cabeçote que possui uma válvula de pistão no lugar da válvula de admissão comum. O mecanismo da válvula de pistão possui uma abertura na sua extremidade e janelas situadas nas laterais do cilindro. O movimento do pistão é feito por um atuador que é responsável por abrir e fechar as janelas laterais.

O atuador é capaz de variar o tempo e a duração que essas janelas ficam abertas, podendo controlar a potência de saída do motor. Dessa forma é possível retirar a válvula de borboleta, diminuindo as perdas geradas por este componente.

Essa válvula de pistão também pode controlar a taxa de compressão como uma função da potência de saída, aumentando a eficiência do motor.

A Figura 18 apresenta um desenho esquemático de como é o arranjo deste cabeçote.

Figura 18 - Cabeçote proposto por Armer utilizando uma válvula de pistão.

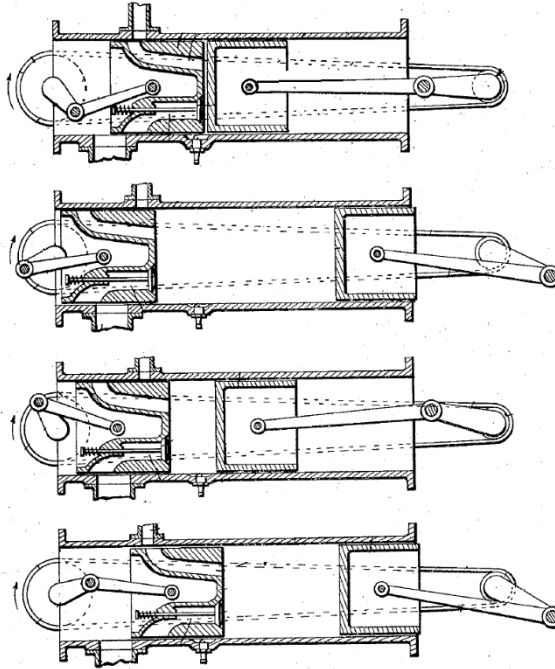


Fonte: Adaptado de Armer.

Hallet (1926) apresenta uma patente de um cilindro que utiliza a tecnologia da válvula de pistão, possuindo dois pistões opostos onde apenas um é o responsável pelo escape e pela admissão.

A Figura 19 apresenta um esquema de como seria o funcionamento desse arranjo de pistões, mostrando o local dos dutos de escape e admissão.

Figura 19 - Arranjo e funcionamento dos pistões proposto por Hallet.



Fonte: Adaptado de Hallet (1926).

Essa tecnologia permite que o movimento dos pistões seja programado de tal forma que a admissão da mistura seja controlada, assim como a compressão e também a queima, e que ao final do processo seja garantido que todos os gases de escape saiam praticamente em sua totalidade de dentro do cilindro.

### **3 METODOLOGIA E FORMAS CONSTRUTIVAS**

#### **3.1 Metodologia**

O trabalho se propõe a implementar uma válvula de pistão em um arranjo de motor Otto a fim de se obter um ciclo Atkinson, analisando todos os fatores relacionados à essa mudança construtiva.

A pesquisa se caracteriza como uma pesquisa exploratória com relação aos seus objetivos. Pesquisa exploratória que segundo Gil (2009, p.41) “tem como objetivo principal o aprimoramento de ideias ou a descoberta de intuições”.

O estudo também é caracterizado como uma pesquisa experimental em relação aos procedimentos técnicos utilizados. Pesquisa experimental que é definida por Gil (2009) como uma pesquisa onde se define o objeto de estudo, selecionam-se as variáveis pertinentes ao estudo, definem-se as formas de controle destas variáveis e observa-se os efeitos de cada variável no objeto de estudo.

Os questionamentos que guiam a pesquisa são apresentados a seguir:

Q1) Qual a melhor sincronização da válvula de pistão para obter a melhor relação Atkinson?

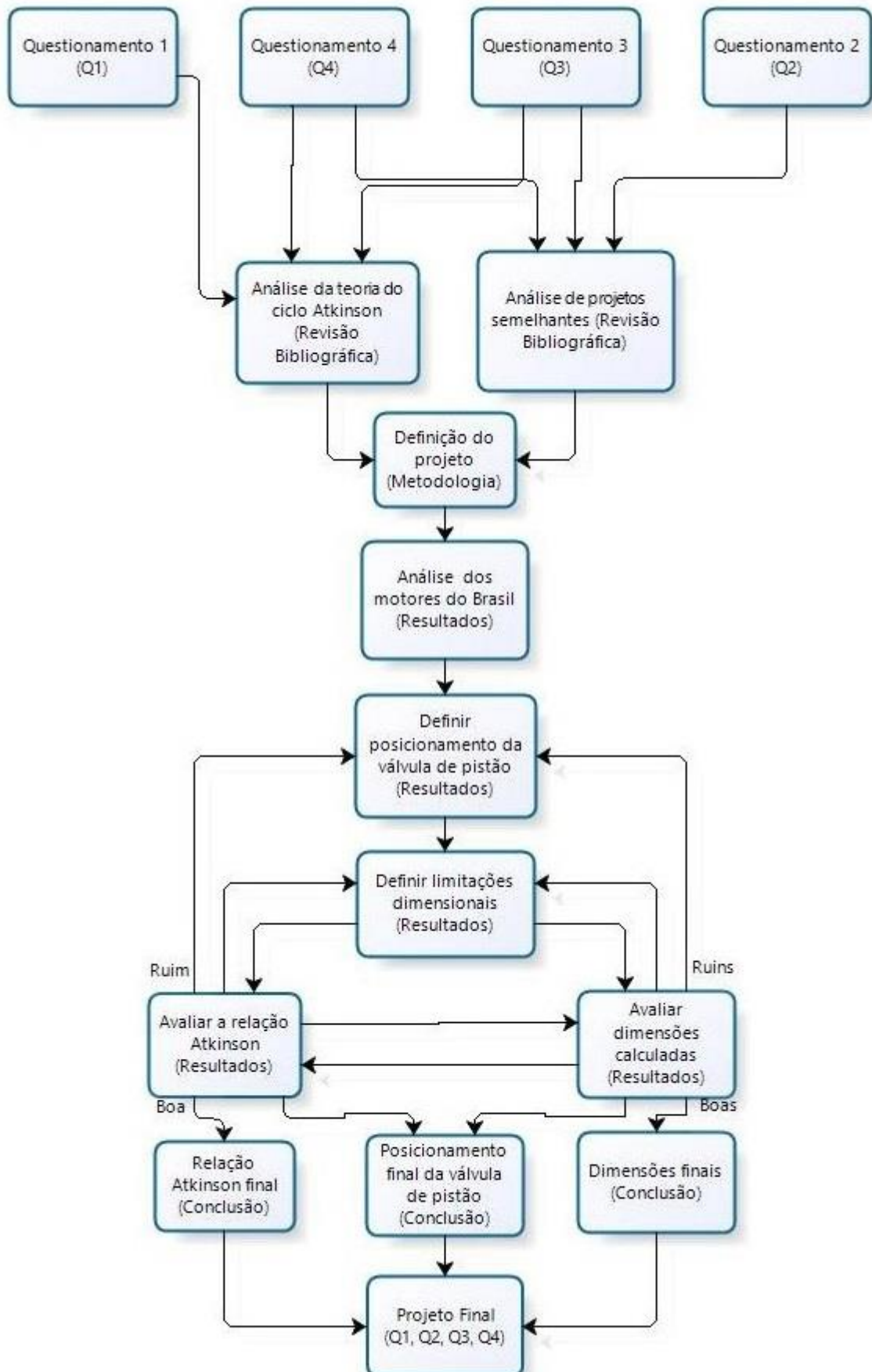
Q2) Onde deve ser posicionada a válvula de pistão?

Q3) Qual o diâmetro e curso da válvula de pistão para obter um motor compacto e com melhor eficiência?

Q4) Quais parâmetros devem ser otimizados para obter um motor vantajoso em relação a outros modelos?

O delineamento desta pesquisa, a fim de responder as questões apresentadas acima, segue a ordem apresentada na Figura 20.

Figura 20 - Delineamento da pesquisa.



Fonte: Autoria própria.

A forma de coleta de dados é feita com o levantamento das características construtivas e de funcionamento dos motores comerciais atuais, sendo esses motores de uma classe intermediária em relação à potência, entre 1.0 e 1.6.

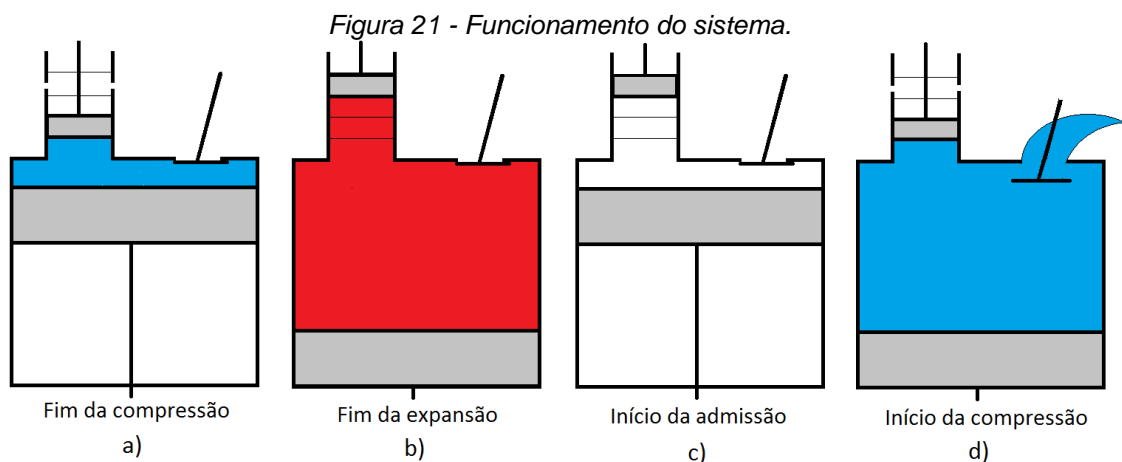
Para modelar a ideia do projeto, supõe-se que o modelo estudado tenha o processo de descarga de maneira análoga a um motor 2T, utilizando um conjunto cilindro/pistão de tamanho menor, posicionado onde estaria localizada a válvula de escape.

O pistão menor apresenta as janelas de escape localizadas próximas ao seu PMI, no  $\frac{1}{4}$  final mais especificamente. Esse posicionamento das janelas de escape é o que garante a maior expansão possível para o sistema, permitindo a relação Atkinson máxima.

É necessário que o pistão menor tenha um ciclo de funcionamento que é metade do ciclo do pistão principal, ou seja, a cada ciclo completo, ou 4 cursos do pistão principal, o pistão menor irá subir uma vez e descer uma vez.

Essa forma de projeto é utilizada pois o pistão principal, como padrão nos motores quatro tempos (4T), realiza duas voltas para realizar um ciclo completo, enquanto que o eixo do comando de válvulas, onde será acoplado o pistão menor, realiza apenas uma volta para o ciclo completo. Portanto como a ideia é sincronizar o funcionamento do pistão menor a partir do giro do eixo de comando de válvulas, faz-se necessário que este pistão proporcione as ações em apenas uma volta.

A Figura 21 apresenta um esboço simplificado de como é imaginado o funcionamento do sistema proposto neste trabalho.



Fonte: Autoria própria

Cada divisão do pistão auxiliar na Figura 21 corresponde a  $\frac{1}{4}$  do curso total, e o avanço de  $\frac{1}{4}$  no curso corresponde a  $45^\circ$  de giro no comando de válvulas. Dessa forma, é necessário que o pistão auxiliar seja capaz de abrir a janela de escape  $45^\circ$  antes do seu PMI e fechá-la  $45^\circ$  depois do PMI.

O escape feito apenas no  $\frac{1}{4}$  final do curso do pistão menor também significa que no momento da compressão máxima o pistão menor estará a  $45^\circ$  depois do PMS, dessa forma o volume final da compressão é menor do que o volume final da expansão, caracterizando assim um ciclo Atkinson.

Inicia-se o processo de análise definindo o volume do cilindro principal e a relação de compressão do conjunto, com base em valores comuns para MCI.

As primeiras equações a serem resolvidas são referentes as novas relações de compressão e expansão que serão obtidas com a implantação do pistão menor na válvula de escape.

Uma relação de compressão é obtida a partir da Equação 12.

$$R_c = \frac{V_{icompr}}{V_{fcompr}} \quad \dots(12)$$

Da mesma forma, a relação de expansão pode ser obtida pela Equação 13.

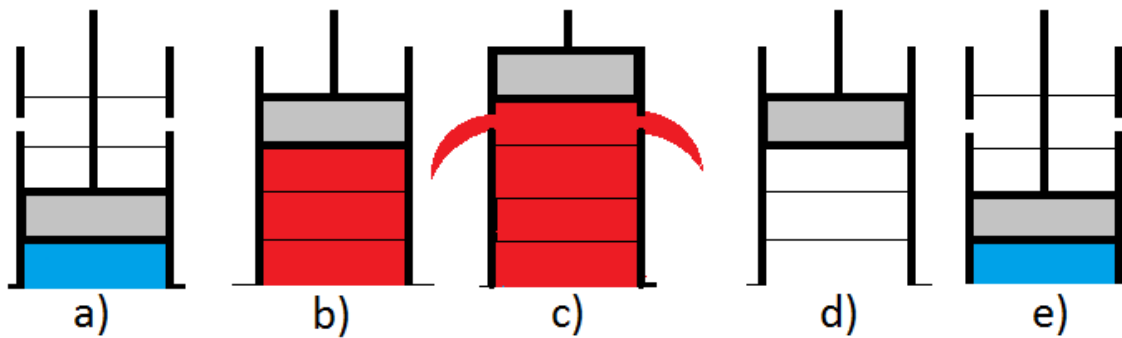
$$R_{exp} = \frac{V_{fexp}}{V_{iexp}} \quad \dots(13)$$

Para o caso de um ciclo Otto comum, todos os volumes envolvidos nas Equações 12 e 13 são sempre os mesmos, obtendo assim valores iguais para as relações de expansão e compressão, porém para um ciclo Atkinson esses volumes iniciais e finais dos processos são diferentes, necessitando uma análise para encontrar os seus valores corretos.

A Figura 22 apresenta a idealização de como será feito o escape do novo sistema.



Figura 22 - Sistema de escape.



Fonte: Autoria própria.

A Figura 22 apresenta a seguinte sequência de processos:

- Fim da compressão;
- Início do escape;
- Metade do curso escape;
- Fim do escape/ início da admissão;
- Fim da admissão;

Com base na Figura 21, faz-se todas as deduções necessárias para encontrar as relações de expansão e também de compressão.

O volume final da compressão é encontrado, para o caso da Figura 21, a partir da Equação 14.

$$V_{fcomp} = V_m + \frac{1}{4}V_2 \quad \dots(14)$$

O volume inicial da compressão é encontrado, para o caso da Figura 21, a partir da Equação 15.

$$V_{icomp} = V_m + V_1 + \frac{1}{4}V_2 \quad \dots(15)$$

O volume final da expansão é encontrado, para o caso da Figura 21, a partir da Equação 16.

$$V_{fexp} = V_m + V_1 + \frac{3}{4}V_2 \quad \dots(16)$$

O volume inicial da expansão é encontrado, para o caso da Figura 21, a partir da Equação 17.

$$V_{iexp} = V_m + \frac{1}{4}V_2 \quad \dots(17)$$

A relação de compressão será sempre conhecida, pois o projeto é feito para ser aplicado em motores existentes. Substituindo os resultados das Equações 16 e 17 é possível calcular a nova relação de expansão a partir da Equação 13.

Tendo os valores das relações de compressão e também de expansão, encontra-se a relação Atkinson, dada pela Equação 18.

$$A = \frac{R_{\text{exp}}}{R_{\text{comp}}} \quad \dots(18)$$

A partir da relação Atkinson pode-se definir qual o incremento da relação de expansão em relação a um ciclo Otto padrão.

O início do trabalho requer a definição do valor da máxima relação Atkinson possível em função da relação de compressão.

A partir das equações 14, 15, 16 e 17 é possível encontrar uma relação entre o valor máximo da relação Atkinson em função da relação de compressão do motor, sendo:

$$R_c = \frac{V_1 + V_0 + \frac{1}{4}V_2}{V_0 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(19)$$

$$R_{\text{exp}} = \frac{V_0 + V_1 + \frac{3}{4}V_2}{V_0 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(20)$$

Então, a relação Atkinson é definida como:

$$A = \frac{R_{\text{exp}}}{R_c} = \frac{V_0 + V_1 + \frac{3}{4}V_2}{V_1 + V_0 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(21)$$

$A_{\text{máx}}$  é obtido quando se considera o volume morto como nulo ( $V_0 = 0$ ), considerando um caso ideal de funcionamento, sendo então:

$$A_{\text{máx}} = \frac{V_1 + \frac{3}{4}V_2}{V_1 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(22)$$

Rearranjando a equação, tem-se:

$$A_{m\acute{a}x} = \frac{V_1 + \frac{1}{4}V_2 + \frac{V_2}{2} \cdot \left( \frac{\frac{1}{4}V_2}{\frac{1}{4}V_2} \right)}{V_1 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(23)$$

Juntando os termos para deixar em função da  $R_c$ :

$$A_{m\acute{a}x} = \frac{\frac{V_1 + \frac{1}{4}V_2}{\frac{1}{4}V_2} + 2}{V_1 + \frac{1}{4}V_2} \quad \dots(24)$$

Chegando então na Equação 25 que expressa a máxima relação Atkinson em função da relação de compressão.

$$A_{m\acute{a}x} = \frac{R_c + 2}{R_c} \quad \dots(25)$$

## 3.2 Formas Construtivas

### 3.2.1 1ª Alternativa

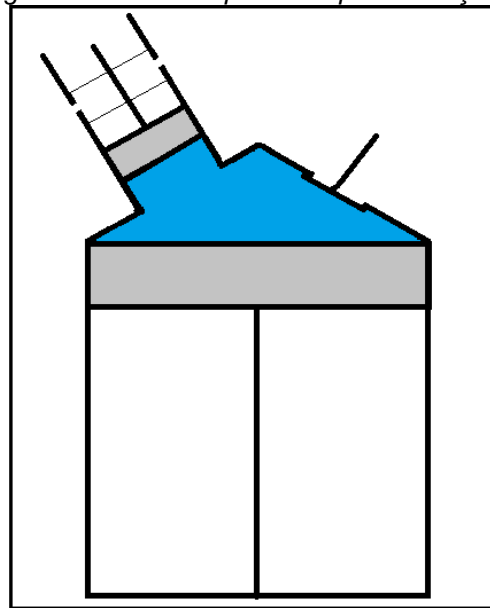
Os parâmetros para a primeira análise são definidos a partir de medições feitas em um cabeçote convencional Volkswagen AP 1600, esse motor apresenta em sua configuração apenas duas válvulas por cilindro, posicionadas em um cabeçote plano (válvulas paralelas ao eixo do cilindro). Nessa análise, apenas será acoplada a válvula de pistão no mesmo lugar em que existia a válvula de escape, mantendo o mesmo diâmetro e a altura dessa válvula.

Então, considerando o diâmetro do pistão auxiliar igual ao da válvula e o seu curso igual à altura da válvula de escape, tem-se o volume do cilindro auxiliar. Substituindo os valores dos volumes do cilindro principal que já é conhecido, do cilindro auxiliar e também do volume morto para manter a relação de compressão (calculado pela Equação 19) na Equação 21, encontra-se o valor da relação Atkinson possibilitada por esse conjunto.

### 3.2.2 2ª Alternativa

Uma segunda alternativa que permite uma relação Atkinson maior requer que o diâmetro do pistão auxiliar seja maior do que o de válvulas convencionais, porém para isso ser possível é necessário alterar o formato do cabeçote em relação ao caso anterior. Pode-se utilizar um formato de *pent-roof* (Figura 23) para o cabeçote, dessa forma é possível colocar diâmetros maiores no conjunto, mantendo o mesmo diâmetro do pistão principal.

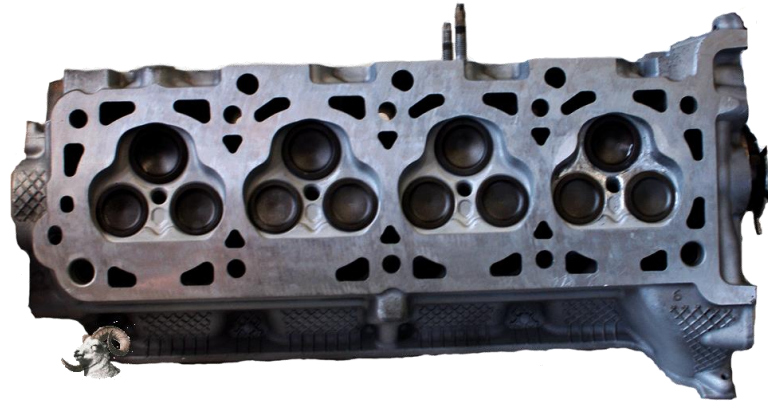
Figura 23 - Formato *pent-roof* para cabeçotes.



Fonte: Autoria própria.

Existe um cabeçote com formato *pent-roof* e que apresenta três válvulas por cilindro, uma de escape e duas de admissão. Esse tipo de implementação permite que o tamanho da válvula de escape seja maior do que o das válvulas de admissão, como pode ser visto na Figura 24 de um cabeçote da Ford,

Figura 24 - Cabeçote com 3 válvulas por cilindro.



Fonte: <http://www.ramscyl.com/PagesHeads/Ford%2054-3V.html>

A pesquisa bibliográfica apresentou que as válvulas de admissão convencionais utilizadas em cabeçotes no formato *pent-roof* apresentam um diâmetro médio igual 27 mm, com isso uma avaliação feita no cabeçote com três válvulas por cilindro indica que o diâmetro da válvula de escape seria igual 50 mm. Assim, o pistão auxiliar pode ter um diâmetro igual a esse sem comprometer a geometria do conjunto.

O objetivo dessa segunda análise é alcançar a relação Atkinson máxima para a relação de compressão adotada, admitindo um funcionamento ideal do sistema, dessa forma existirá apenas um valor para o volume do cilindro auxiliar. Esse valor pode ser obtido pela Equação 26.

$$V_2 = \frac{V_1 \left( \frac{1}{A} - 1 \right)}{\frac{1}{4} - \frac{3}{4.A}} \quad \dots(26)$$

Então, como já é conhecido o valor máximo do diâmetro do pistão auxiliar, será feita a análise do curso necessário para garantir o volume do cilindro auxiliar. Esse curso é obtido pela Equação 27.

$$S_2 = \frac{4.V_2}{\pi.\phi_2^2} \quad \dots(27)$$

### 3.2.3 3ª Alternativa

O estudo de um modelo ideal serve apenas como base de avaliação, pois os motores reais não funcionam com volume morto igual a zero. Portanto, será aplicado um volume morto nessa nova análise, volume correspondente ao avanço das válvulas de admissão no interior do cilindro principal.

As válvulas de admissão dos motores convencionais abrem no final do curso de escape, e não no início do curso de admissão, dessa forma o gás de admissão aproveita a inércia dos gases de escape saindo do cilindro e assim tem a sua entrada facilitada. Devido a essa forma de funcionamento, é preciso um volume morto no cilindro para que não ocorra o choque da válvula de admissão com a cabeça do pistão principal no final do curso de escape.

Então, será necessário avaliar o novo volume do cilindro auxiliar para manter a relação de compressão definida inicialmente. Isso é feito substituindo o valor do volume morto, o volume do cilindro principal e a relação de compressão na Equação 19, assim se encontra o volume do cilindro auxiliar. A partir disso, como o valor do diâmetro do pistão auxiliar é igual 50 mm, encontra-se o novo curso do pistão auxiliar pela Equação 27.

A nova relação de expansão é obtida quando se substitui os valores dos volumes do cilindro principal e auxiliar e também o volume morto na Equação 20. Então, pode-se encontrar a nova relação Atkinson possibilitada pela nova relação de expansão pela Equação 18.

Nessa análise, serão definidas as dimensões do novo cabeçote com três válvulas por cilindro, para um arranjo que possibilite o pistão auxiliar com 50 mm de diâmetro e também o espaço para as válvulas de admissão com 27 mm, prevendo uma folga de 2 mm em cada lado do cilindro e também das válvulas.

### 3.2.4 4ª Alternativa

O volume morto fatalmente faz com que a relação Atkinson caia, então é necessário que se implemente alguma solução para equalizar esse problema e manter o valor de  $A_{m\acute{a}x}$ . Uma solução é adicionar um volume extra no conjunto, a partir daí se faz uma nova modelagem mantendo os volumes da segunda alternativa, na qual se obteve o valor de  $A_{m\acute{a}x}$ , para encontrar qual deve ser o valor desse volume extra.

É importante também diminuir o curso do pistão auxiliar, e para fazer isso será mantido o volume do cilindro auxiliar e implementado um pistão com diâmetro igual a

60 mm. Porém, como o espaço de alocação do cilindro auxiliar já está limitado, é preciso que a sua geometria seja alterada para permitir o encaixe numa dimensão de 50 mm que é máximo possível no cabeçote.

Não é possível um valor maior do que 60 mm para o pistão auxiliar pois existe um fator limitante no cabeçote que é a distância dos parafusos de fixação. O cilindro auxiliar deve ser posicionado de tal forma que permita o encaixe e a fixação dos parafusos para prender o cabeçote. Então, com base em medições de cabeçotes convencionais, define-se como valor máximo do diâmetro do pistão auxiliar igual a 60 mm.

A partir da nova geometria do cilindro, também será necessária uma nova geometria para o pistão auxiliar, mantendo a ideia do volume extra no conjunto.

Esse novo conjunto será avaliado com relação ao movimento, possíveis limitações e interferências, pois como não é um formato padrão para motores, algumas falhas podem aparecer e precisam ser corrigidas.

A próxima análise a ser feita está relacionada a área de passagem do escape, essa análise é realizada comparando os valores da área proporcionada por uma válvula convencional com a área de uma válvula de pistão. O valor da área de passagem do pistão auxiliar deve ser no mínimo igual ao valor da área de passagem de uma válvula convencional, para que se garanta que todo o gás de escape seja colocado para fora do cilindro.

As áreas de passagem de válvulas comuns podem ser obtidas pelas Equações 28a para levantamentos pequenos e 28b para levantamentos grandes.

$$A_v = \pi(d_i + h_v \text{sen} \alpha \cos \alpha) h_v \cos \alpha \quad \dots(28a)$$

$$A_v = \pi(d_i + l_s \cos \alpha) \cdot \sqrt{h_v^2 + l_s^2 - 2 h_v l_s \text{sen} \alpha} \quad \dots(28b)$$

A condição para a escolha da equação é baseada na divisão da largura da sede de válvula pelo seno do ângulo da sede de válvula, se esse valor for maior que o levantamento máximo da válvula utiliza-se a Equação 18a, do contrário utiliza-se a Equação 18b.

A área de passagem possível utilizando uma válvula de pistão é obtida pela Equação 29.

$$A_2 = \frac{\pi \cdot \phi_2 \cdot S_2 \cdot x}{4} \quad \dots(29)$$

Onde  $x$  é a porcentagem da área do cilindro auxiliar que se deseja que sejam as janelas do escape, por exemplo, se metade da área das paredes forem de passagem para o escape,  $x$  é igual a 0,5.

É possível obter um valor de  $x$  mínimo, ou seja, a menor porcentagem da área das paredes do cilindro que possibilitam um valor igual de área de passagem referente à uma válvula convencional, sendo isso representado pela Equação 30.

$$x = \frac{4.A_v}{\pi.\phi_2.S_2} \quad \dots(30)$$

Os desenhos dos componentes e as simulações do modelo serão feitos no software SolidWorks, que também servirá como auxílio no cálculo de áreas e volumes que sejam complexos.

A validação do método será feita de duas formas, a primeira é substituir valores referentes a motores convencionais na Equação 21 e avaliar esse resultado. A segunda forma é simular o movimento dos componentes no arranjo final do projeto e identificar possíveis limitações e interferências.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Equação 12 permite avaliar o potencial do arranjo implementado para as relações de compressão convencionais existentes, supondo um caso ideal. A Tabela 2 apresenta valores de  $A_{m\acute{a}x}$  referentes a diversas relações de compressão.

*Tabela 2 -  $A_{m\acute{a}x}$  para algumas relações de compressão.*

Rc	$A_{m\acute{a}x}$
8	1,25
10	1,2
12	1,167
14	1,1428
16	1,125

Fonte: Autoria própria

Observa-se na Tabela 2 que quanto maior for a relação de compressão do motor, menor será a relação Atkinson para o caso ideal.

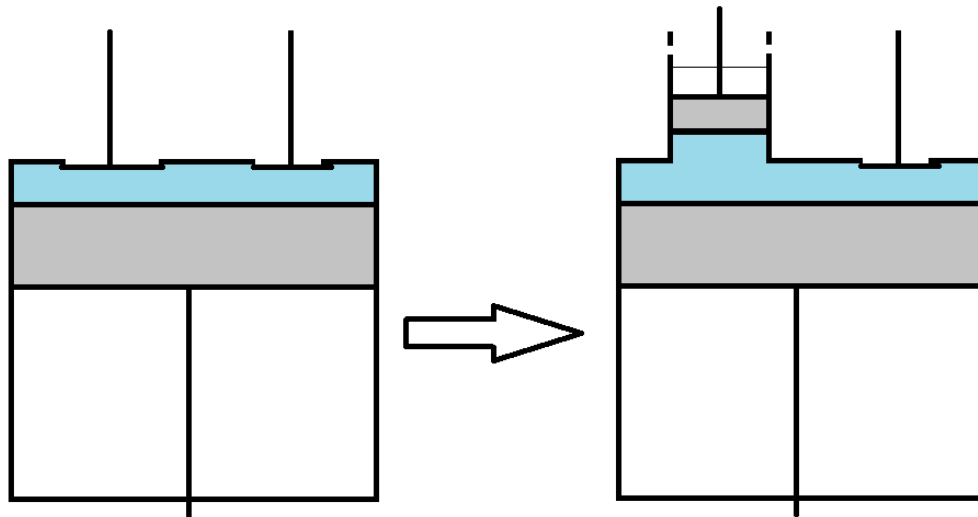


Fica definido que o volume do cilindro principal é igual a  $400 \text{ cm}^3$  para um diâmetro do pistão igual a 80 mm, valor comum nos motores utilizados atualmente. Portanto, será utilizada no projeto, por ser representativa dos motores nacionais de cilindrada unitária semelhante, uma  $R_c$  igual a 10.

#### 4.1 1ª Alternativa

A forma construtiva mais simples de se aplicar no projeto é em um cabeçote reto e com as dimensões do pistão auxiliar iguais as da válvula de escape convencional. Essa alternativa pode ser vista esquematicamente na Figura 25.

Figura 25 - Figura esquemática da primeira alternativa.



Fonte: Autoria própria.

As medições feitas em um motor convencional indicaram uma válvula de escape com diâmetro de 34 mm e a sua altura igual a 50 mm. Assim, o curso do pistão auxiliar deve ser limitado no valor de 50 mm, para que não extrapole o espaço já existente da válvula.

A Tabela 3 apresenta os resultados para esse arranjo mais simples de projeto.

Tabela 3 - Primeiro arranjo possível para o projeto.

$R_c$	10
$R_{exp}$	10,5
A	1,05
$\Phi_2$ (mm)	34
$S_2$ (mm)	50
$V_o$ (mm <sup>3</sup> )	32950

Fonte: Autoria própria

Observa-se que o modelo proposto resulta em uma relação Atkinson com um valor baixo e por isso já pode ser descartado.

#### 4.2 2ª Alternativa

Para aumentar a relação Atkinson é necessário aumentar o diâmetro do pistão auxiliar para 50 mm, fazendo com que seja necessária uma alteração no cabeçote. Portanto, a segunda forma de implementação do projeto propõe um cabeçote no formato *pent-roof* e com três válvulas por cilindro, que possibilita uma área maior para acomodar as válvulas mantendo o mesmo diâmetro do pistão principal.

A Tabela 4 apresenta os resultados obtidos para essa configuração de forma que se atinja o valor de  $A_{m\acute{a}x}$  para a  $R_c$  adotada.

Tabela 4 - Segundo arranjo possível para o projeto.

$R_c$	10
$R_{exp}$	12
A	1,2
$\Phi_{auxiliar}$ (mm)	50
$S_2$ (mm)	90,6
$V_o$ (mm <sup>3</sup> )	0

Fonte: Autoria própria

#### 4.3 3ª Alternativa

Uma limitação que impede a execução desse projeto é considerar um volume morto igual a zero. Sabe-se que é necessário um valor mínimo de volume morto para que se evite o choque das válvulas de admissão com a cabeça do pistão durante a sua abertura. A solução para esse problema é utilizar um pistão que possua uma cavidade na parte superior, essa cavidade é uma implementação comum em motores

e agiria como um volume morto, impedindo o choque da cabeça do pistão com as válvulas.

Um exemplo de pistão que possui uma cavidade na sua cabeça para evitar uma interferência com as válvulas é apresentado na Figura 26.

Figura 26 - Pistão com cavidade na cabeça.



Fonte: <http://www.opaleirosdoparana.com/t39097-motor-6-cil-92-gasolina>

Os motores que apresentam a característica *pent roof* são comumente os de 16 válvulas, onde a pesquisa apresentou um diâmetro médio das válvulas de admissão igual a 27mm.

A partir disso, é possível definir o volume morto necessário para evitar um choque das válvulas de admissão com a cabeça do pistão. Esse volume morto é calculado a partir da área da superfície da válvula e o quanto ela avança dentro do cilindro no momento da abertura.

Supondo que a válvula avance 3mm no cilindro, tem-se o seguinte cálculo do volume morto para cada válvula de admissão:

$$V_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad \dots(31)$$

$$V_m = \frac{\pi \cdot 27^2}{4} \cdot 3 \quad \dots(32)$$

$$V_m \approx 2\text{cm}^3$$

Portanto, o volume para as duas válvulas de admissão seria igual a 4 cm<sup>3</sup> e utilizando um coeficiente de segurança, adota-se um volume morto igual a 5cm<sup>3</sup> para o rebaixo no pistão das 2 válvulas.

Entretanto, a utilização de um volume morto irá diminuir o valor da relação Atkinson para o conjunto, pois o projeto foi baseado em um caso ideal que apresenta um volume morto igual a zero.

A Tabela 5 apresenta os resultados para a nova configuração, que leva em consideração um volume morto igual a 5 cm<sup>3</sup> e o formato *pent-roof* com três válvulas por cilindro

Tabela 5 - Terceiro arranjo possível para o projeto.

$R_c$	10
$R_{exp}$	11,77
A	1,177
$\Phi_2$ (mm)	50
$S_2$ (mm)	80,38
$V_o$ (mm <sup>3</sup> )	5000

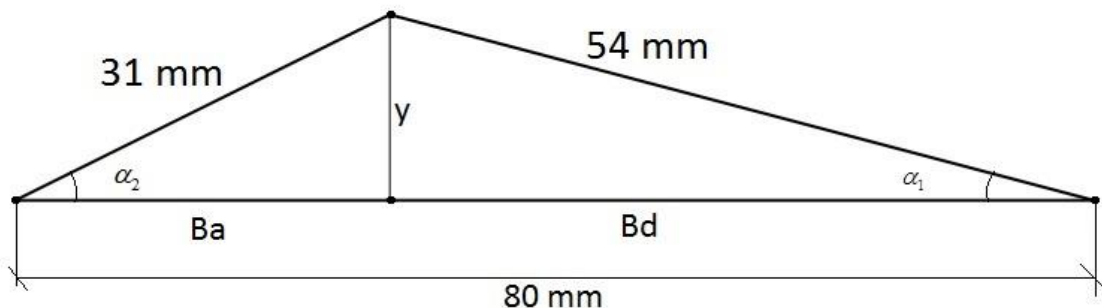
Fonte: Autoria própria.

O valor de A obtido está abaixo do máximo possível para a  $R_c$  e, portanto, prejudica o projeto.

O arranjo necessário, prevendo folgas de 2 mm para as paredes do cilindro apresenta um plano das válvulas de admissão com 31 mm e um plano do pistão auxiliar com 54 mm, posicionados sobre um pistão com 80 mm de diâmetro.

A Figura 27 apresenta o desenho da forma construtiva do pistão com as dimensões necessárias.

Figura 27 - Esboço do formato da cabeça do pistão.



Fonte: Autoria própria.

É possível encontrar as incógnitas  $y$ ,  $Ba$ ,  $Bd$ ,  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  por meio de um sistemas de equações obtido através de Pitágoras junto com a relação  $80 = Ba + Bd$ , ficando o seguinte.

$$y^2 = 54^2 - Bd^2 \quad \dots(33)$$

$$y^2 = 31^2 - Ba^2 \quad \dots(34)$$

Então:

$$54^2 - Bd^2 = 31^2 - Ba^2 \quad \dots(35)$$

$$Bd^2 - Ba^2 = 54^2 - 31^2 \quad \dots(36)$$

Sendo,

$$80 - Ba = Bd \quad \dots(37)$$

Então,

$$(80 - Ba)^2 - Ba^2 = 54^2 - 31^2 \quad \dots(38)$$

$$Ba = 27,79 \text{ mm}$$

Substituindo  $Ba$  na Equação 37, tem-se:

$$Bd = 52,22 \text{ mm}$$

Então, por meio da Equação 33 ou 34, encontra-se:

$$y = 13,75 \text{ mm}$$

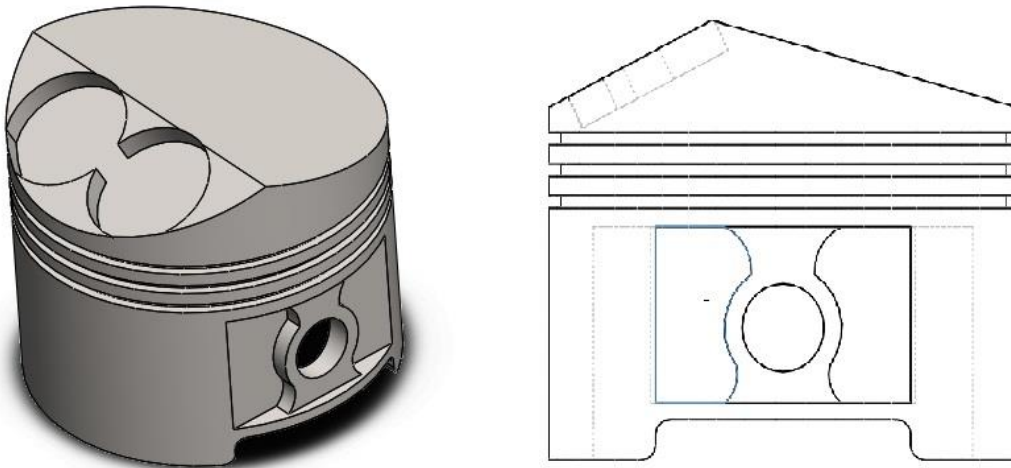
Agora é possível obter o valor dos ângulos  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$ .

$$\alpha_2 = \arcsen\left(\frac{13,75}{27,78}\right) = 29,667^\circ \quad \dots(39)$$

$$\alpha_1 = \arcsen\left(\frac{13,75}{52,22}\right) = 15,266^\circ \quad \dots(40)$$

A partir dessas dimensões e também da implementação da cavidade na cabeça do pistão principal, a sua geometria final é apresentada na Figura 28.

Figura 28 - Geometria final do pistão principal.



Fonte: Autoria própria.

#### 4.4 4ª Alternativa

É possível equalizar o problema gerado pelo volume morto com a implementação de um domo na cabeça do pistão auxiliar. O domo na cabeça do pistão irá aumentar a relação Atkinson em comparação com a situação anterior em que ele não existia, com isso a diminuição gerada pelo novo volume morto é compensada pelo aumento causado pelo domo.

A sincronização dos movimentos do pistão principal e do pistão auxiliar proposta não permite que o domo bata na cabeça do pistão principal. O único momento que seria possível o choque é durante o meio do ciclo de compressão, que é quando o domo entra no cilindro principal. Porém, nessa fase o pistão principal está no meio do seu curso e ainda afastado do seu PMS e no momento que o pistão principal alcança o PMS, o domo já se encontra no interior do cilindro auxiliar.

A implementação do domo faz com que a relação Atkinson seja calculada pela Equação 41.

$$A = \frac{V_0 + V_1 + \frac{3}{4}V_2 - V_D}{V_0 + V_1 + \frac{1}{4}V_2 - V_D} \quad \dots(41)$$

Rearranjando a Equação 41 para encontrar um valor do volume do domo em função da relação Atkinson desejada, tem-se:

$$V_D = V_0 + V_1 + \frac{V_2 \left( \frac{3}{4} - \frac{1}{4}A \right)}{1 - A} \quad \dots(42)$$

Mantendo a mesma configuração já definida que alcançou  $A_{\text{máx}}$ , com 50 mm de diâmetro do pistão auxiliar, um curso igual a 90,6 mm e um volume morto de 5 cm<sup>3</sup>, e mantendo a relação Atkinson igual a 1,2, temos o volume do domo, calculado pela Equação 42, igual a:

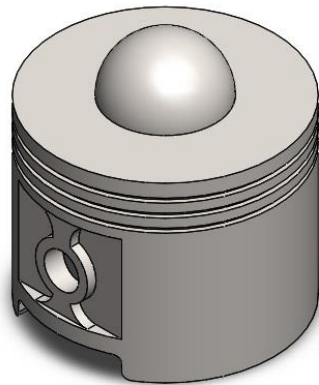
$$V_D = 4,5\text{cm}^3$$

Esse volume corresponde a aproximadamente 2,5% do volume do cilindro auxiliar.

O volume pode ser aplicado por meio de uma meia esfera, posicionada no centro da superfície do pistão.

A Figura 29 apresenta um exemplo de implementação do volume adicional na superfície do pistão auxiliar.

*Figura 29 - Pistão auxiliar com um domo na sua superfície.*



Fonte: Autoria própria.

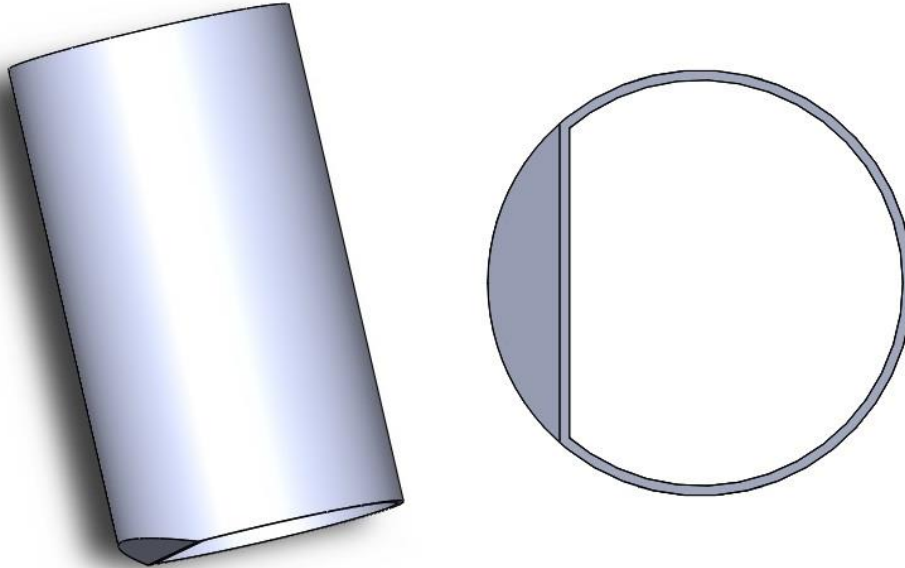
Porém, o curso do pistão auxiliar é muito elevado em comparação com a configuração comum de motores. As configurações comuns apresentam um curso aproximadamente igual ao diâmetro (motor quadrado), só que essa implementação impossibilita o valor da relação Atkinson igual a 1,2 para um diâmetro do pistão auxiliar igual a 50mm.

Além disso, as limitações construtivas impossibilitam a colocação de um pistão com mais de 50mm de diâmetro no formato convencional.

Uma solução para alocar um diâmetro de pistão maior, obtendo uma relação Atkinson satisfatória, aliado a um curso dentro de padrões comuns em motores é adaptar o formato do cilindro e do pistão auxiliar.

Utilizar um pistão com 60 mm de diâmetro é o máximo possível para as configurações do cabeçote, então para ser possível aplicar essa dimensão nos padrões já definidos, uma alternativa é apresentada na Figura 30.

*Figura 30 - Alternativa para a geometria do cilindro auxiliar.*



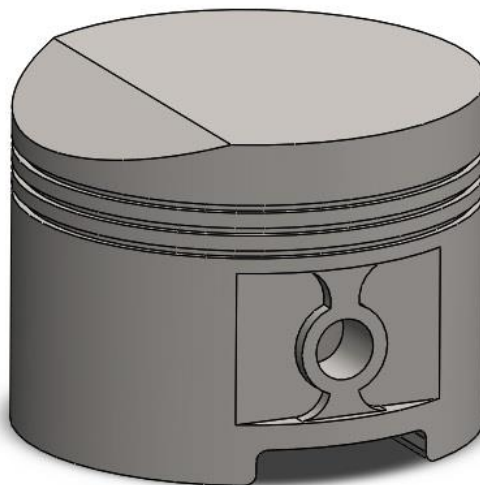
Fonte: Autoria própria.

Esse modelo de cilindro apresenta um cilindro de 60 mm de diâmetro que converge em uma dimensão de 50 mm, fazendo com que seja possível alocar uma geometria maior no mesmo espaço já definido no cabeçote.

O novo formato para o cilindro auxiliar faz com que também sejam necessárias adaptações no pistão auxiliar para que se mantenha a relação Atkinson.

A nova geometria para o pistão auxiliar está na Figura 32

*Figura 31 - Geometria do pistão auxiliar.*

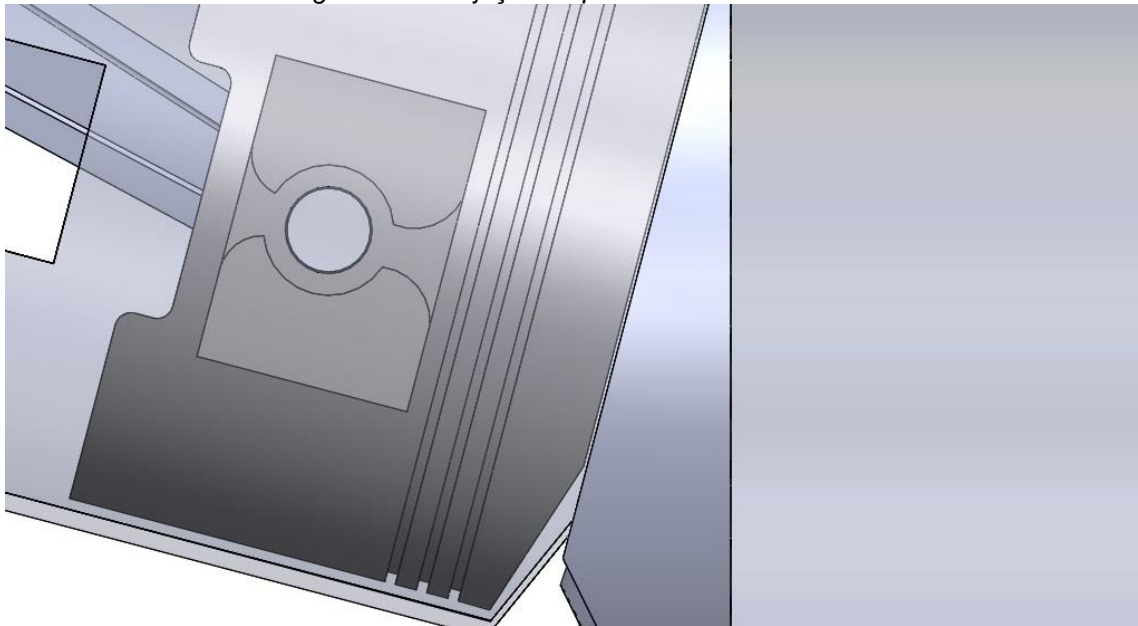


Fonte: Autoria própria.



As adaptações realizadas para a obtenção de um resultado melhor fazem com que seja necessária uma nova análise do movimento do pistão auxiliar no interior do seu cilindro. A Figura 32 mostra o conjunto cilindro e pistão auxiliar quando o pistão se encontra no PMS.

*Figura 32 – Projeção do pistão auxiliar no PMS.*



Fonte: Autoria própria.

É possível observar que os ângulos da face do pistão e do cilindro são diferentes, portanto essas duas superfícies não são coincidentes. Isso é feito para que a expulsão completa dos gases de dentro do cilindro auxiliar, no momento em que o pistão alcança o PMS, seja completa. O ângulo da cabeça do pistão é arbitrário e só tem a função de facilitar a expulsão dos gases de escape.

Porém essa distância que existe entre as duas faces faz com que exista um volume morto adicional, que deve ser compensado de alguma forma para que a relação Atkinson não seja diminuída.

Para essa nova configuração e mantendo o mesmo volume do cilindro auxiliar que vem sendo utilizado, aproximadamente  $177,8 \text{ cm}^3$ , tem-se agora um curso de aproximadamente 63 mm.

Esse novo valor para o curso é bem menor em comparação com o que vinha sendo utilizado anteriormente, igual a 90,6 mm, e também se aproxima muito do valor desejado para tornar a relação diâmetro/curso próxima de 1 para obter a característica de um motor quadrado.

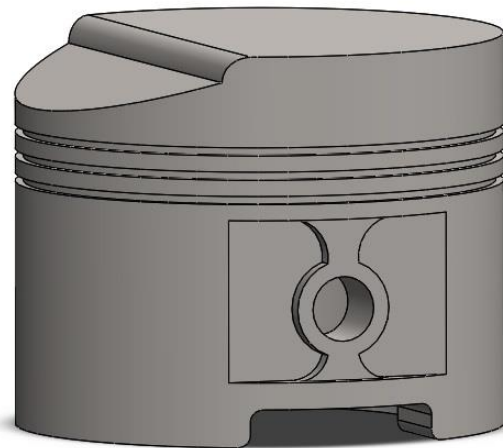
Para manter a relação Atkinson em 1,2 ainda é necessário manter o volume extra na cabeça do pistão auxiliar, igual a  $4,95 \text{ cm}^3$ , mais um volume que corresponde ao volume morto gerado pela diferença de ângulo entre as superfícies do pistão auxiliar e do cilindro auxiliar.

O volume morto foi obtido com auxílio do software SolidWorks, desenhando um corpo com o mesmo formato desse volume e avaliando as propriedades de massa desse componente. Assim, o volume morto adicional é igual a  $0,5 \text{ cm}^3$ , sendo necessário então um domo com volume igual a  $5,45 \text{ cm}^3$  para manter a relação Atkinson.

A implementação desse volume extra na superfície do pistão será feita apenas com uma extrusão da superfície plana que já existe, deixando um degrau quando comparado com o pistão apresentado na Figura 31.

A geometria final do pistão auxiliar é apresentada na Figura 33

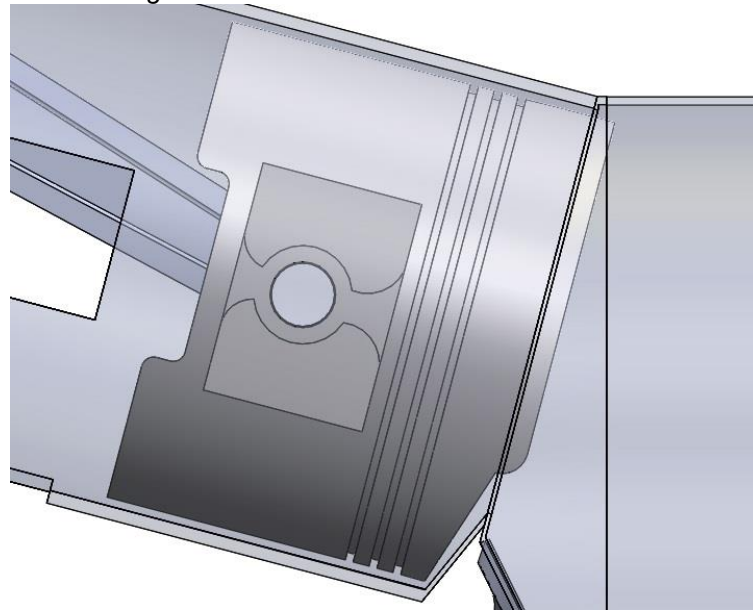
*Figura 33 - Geometria final do pistão auxiliar.*



Fonte: Autoria própria.

A Figura 34 mostra como é a nova situação quando o pistão auxiliar alcança o seu PMS.

Figura 34 - Pistão auxiliar definitivo no PMS.



Fonte: Autoria própria.

A Figura 34 permite identificar mais claramente a importância da diferença dos ângulos do pistão e do cilindro. Se os dois fossem iguais, no momento que a elevação da cabeça do pistão chegasse no PMS, ela vedaria a passagem para o cilindro principal, fazendo com que os gases ficassem retidos no cilindro auxiliar.

O dimensionamento da área de escape do cilindro auxiliar é baseado nas válvulas convencionais. A área de escape do cilindro deve ser no mínimo igual à área de escape que era proporcionada pela válvula de escape convencional.

Esse valor é obtido a partir da Equação 28b utilizando os parâmetros para válvulas de escape convencionas obtidos durante a pesquisa bibliográfica. A Tabela 6 apresenta esses valores junto com a área de escape proporcionada pela válvula.

Tabela 6 - Dimensões características de válvulas de escape.

$h_v$ (mm)	8,5
$l_s$ (mm)	2
$\alpha$ (rad)	0,785398
$d_e$ (mm)	34
$d_i$ (mm)	31,1716
$A_v$ (mm <sup>2</sup> )	739,31

Fonte: Autoria própria.

A área de passagem do escape possível em uma válvula de pistão é calculada pela Equação 29. Os resultados para os parâmetros do projeto são apresentados na Tabela 7.

*Tabela 7 - Resultados para as janelas de escape no cilindro auxiliar.*

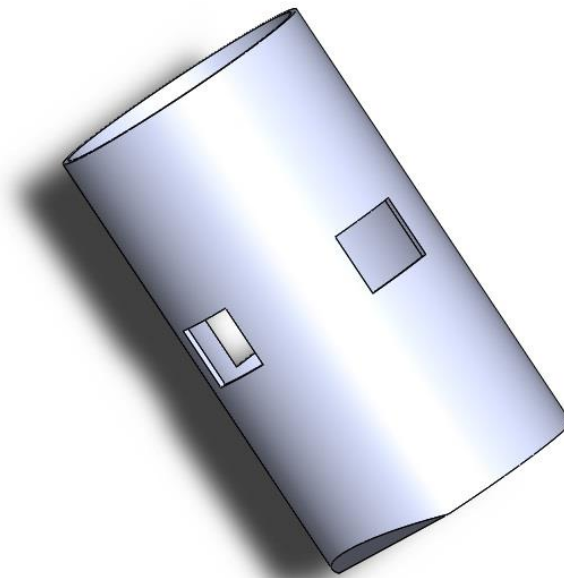
$\phi_2$ (mm)	60
$S_2$ (mm)	63
x	0,3
$A_2$ (mm <sup>2</sup> )	890,19

Fonte: Autoria própria.

O valor de  $A_2$  é maior do que o valor da área de passagem de uma válvula convencional, o que garante a completa saída dos gases de escape.

A geometria final do cilindro auxiliar, já com as janelas de saída de escape, é apresentada na Figura 35.

*Figura 35 - Geometria final do cilindro auxiliar.*



Fonte: Autoria própria.

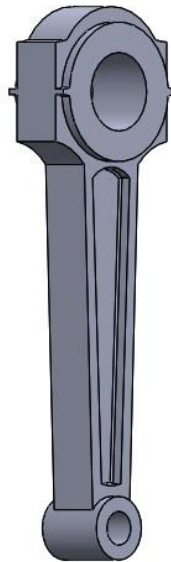
A fração da parede do cilindro que será janela do escape é igual a 30%, o que deixa uma boa superfície da parede para garantir o funcionamento correto dos anéis de vedação. Caso a superfície de janelas tomasse a maior parte do cilindro, existiria o risco de os anéis de vedação entrarem nessas janelas e comprometerem o seu funcionamento e também a integridade das paredes do cilindro.

Uma vantagem da troca da válvula convencional pela válvula de pistão é o coeficiente de descarga ser menor para o pistão. Isso garante uma menor perda de carga na saída dos gases, otimizando esse processo, fazendo com que não seja necessária a mesma área de passagem da válvula convencional.

Para garantir um coeficiente de segurança com relação à expulsão completa dos gases de escape, será mantida a área de janela para o escape maior do que o mínimo necessário.

A biela de acionamento do pistão auxiliar utiliza os mesmos parâmetros de medida de uma biela projetada para um pistão com diâmetro igual a 57,5 mm de um motor 2T, ela é apresentada na Figura 36.

*Figura 36 - Biela do pistão auxiliar.*



Fonte: Autoria própria.

A proximidade entre os diâmetros dos pistões (60 mm e 57,5 mm) sugere que a biela implementada no motor 2T seja capaz de aguentar os esforços gerados no modelo proposto para o trabalho.

Além disso, a potência gerada no pistão auxiliar do projeto tende a ser menor do que a gerada em um motor 2T. O pistão auxiliar não é o responsável por enviar potência ao motor, e o deslocamento de volume no seu interior ocorre apenas em meio curso do virabrequim, diferente do que acontece nos pistões principais dos veículos.

A biela do pistão principal possui o mesmo formato da biela do pistão auxiliar, porém com as dimensões adaptadas ao que é utilizado comumente em motores com o mesmo diâmetro de pistão.

Os resultados finais para o projeto são apresentados na Tabela 8.

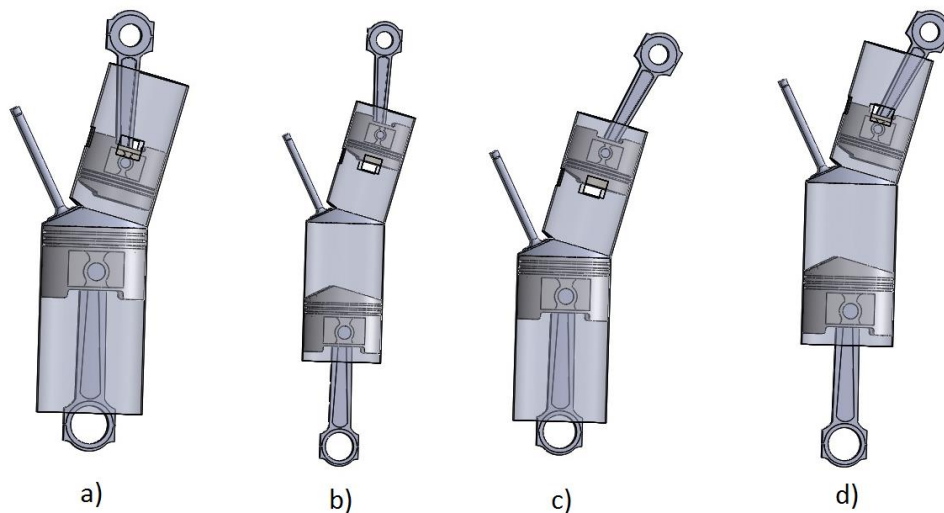
*Tabela 8 - Parâmetros finais do trabalho.*

$R_c$	$R_{exp}$	A	$\phi_1$ (mm)	$S_1$ (mm)	$\phi_2$ (mm)	$S_2$ (mm)	$V_0$ (mm <sup>3</sup> )	$V_D$ (mm <sup>3</sup> )	$A_2$ (mm <sup>2</sup> )
10	12	1,2	80	80	60	63	5500	5450	890,19

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 37 está a montagem de todos os componentes, formando o conjunto que irá proporcionar um ciclo Atkinson ao motor.

*Figura 37 - Disposição dos componentes no conjunto.*



Fonte: Autoria própria.

A Figura 37 apresenta os seguintes regimes de trabalho:

- Fim da compressão;
- Fim da expansão;
- Fim do escape/ início da admissão;
- Fim da admissão.

É possível ver o posicionamento de cada componente na montagem final pela Figura 38, que representa uma vista explodida do conjunto.



Além disso, existem benefícios da válvula de pistão em relação a válvula comum. Um exemplo é a flutuação que existe nas aplicações com válvulas que utilizam molas, que é reduzida quando se trabalha com uma válvula de pistão.

Em comparação com os sistemas que devolvem a mistura de admissão pelos dutos para obter o ciclo Atkinson, existe a vantagem no diagrama de válvula deste projeto. O sistema proposto no trabalho não implementa nenhum tipo de alteração no diagrama das válvulas de admissão do motor, com isso a sua complexidade em relação ao outro formato é menor.

Não alterar o diagrama das válvulas de admissão possibilita um potencial de melhoria para o sistema. Caso o objetivo da relação Atkinson seja um valor maior do que 1,2, pode-se fazer um projeto diferenciado para o diagrama, de modo a otimizar a sua função e alcançar um rendimento maior para o motor. Isso não é possível quando o funcionamento do motor depende exclusivamente de parâmetros bem definidos das válvulas, pois é impossível a sua variação.

Outra melhoria que é permitida nesse projeto é o desenvolvimento de um curso variável para o pistão auxiliar. Não existe nada que impossibilite um projeto para variar o curso, sendo possível conseguir uma relação Atkinson variável, semelhante aos modelos de motor VVT, otimizando o rendimento do motor para os diversos regimes de funcionamento.

O formato da câmara de combustão no interior do cilindro auxiliar é um ponto positivo deste trabalho. Devido ao formato do pistão auxiliar, a câmara de combustão é menor do que nos motores convencionais, facilitando o processo.

Em função do formato do pistão auxiliar não estar fixo, necessitando apenas atender os volumes já definidos, é possível otimizar a sua geometria para obter um melhor controle da combustão no interior do cilindro auxiliar, tornando o projeto muito interessante para motores *Gás Direct Injection* (GDI).

As dimensões do projeto também podem ser alteradas para alcançar um valor mais elevado da relação Atkinson. Todo o projeto foi desenvolvido para poder ser implementado em um motor convencional, ou seja, as dimensões e relações definidas buscam um conjunto compacto para que as alterações no cabeçote comum sejam as menores possíveis.

Caso possa se realizar um projeto de motor em que o tamanho não seja uma limitação, ou com um arranjo diferente do convencional, facilmente é possível obter uma relação Atkinson maior apenas alterando algumas dimensões dos componentes.



Por exemplo, alterando o valor do domo na cabeça do pistão auxiliar para 10,2% do volume do cilindro auxiliar e definindo um curso do pistão auxiliar em 94,3 mm, a nova relação Atkinson é igual a 1,3.

Portanto, o projeto apresentado representa um incremento no rendimento termodinâmico do motor sem que seja necessário alterar muitos parâmetros em relação ao projeto de um motor convencional. Quando essa implementação for feita para um projeto de motor desde o seu início, todas as otimizações já citadas podem ser colocadas em prática e assim o valor da relação Atkinson será maior.

As simulações dos movimentos do sistema não apresentaram colisões entre as peças, onde a atenção especial era dada para o avanço das válvulas de admissão e os movimentos das bielas.

Para validar as equações, substitui-se os valores de um motor convencional na Equação 21 que é a regente de todo desenvolvimento do trabalho.

$$A = \frac{R_{\text{exp}}}{R_c} = \frac{V_0 + V_1 + \frac{3}{4}V_2}{V_1 + V_0 + \frac{1}{4}V_2}$$

Como  $V_2 = 0$ , tem-se:

$$A = \frac{V_0 + V_1}{V_1 + V_0} \quad \dots(43)$$

$$A = 1$$

Que é o valor da relação Atkinson para motores que operam segundo o ciclo Otto.

## 5 CONCLUSÕES

O trabalho apresentou um projeto de cabeçote em que se substituiu a válvula de escape por uma válvula de pistão para que se obtenha um ciclo Atkinson a partir da sincronização correta dos movimentos.

O arranjo apresenta os volumes do cilindro principal e do auxiliar iguais a  $400\text{cm}^3$  e  $177,8\text{ cm}^3$ , respectivamente. Esse arranjo necessita de um volume adicional na cabeça do pistão auxiliar igual a  $5,45\text{ cm}^3$  para que se obtenha uma relação Atkinson igual a 1,2.

A implementação de uma válvula de pistão no lugar da válvula de escape convencional é possível, adotando um valor de área de escape que seja no mínimo igual ao que existia antes, sendo para esse projeto igual a  $890,19\text{ mm}^2$ .

O cabeçote apresenta um formato *pent-roof*, com uma dimensão de 54 mm no plano de escape e 31 mm no plano de admissão. Dessa forma o cilindro auxiliar possui um formato diferente do comum, para que o seu diâmetro de 60 mm possa convergir para a dimensão de 50 mm disponível no cabeçote.

Esse modelo consegue alcançar a relação Atkinson máxima para a  $R_c$ , porém esse valor pode ser considerado como o mínimo diante das possibilidades de melhoria. Além disso, o projeto proposto apresenta vantagens consideráveis em relação a outros motores de mesma ideia, como uma menor inércia e componentes simples.

O sistema também possibilita otimizar o diagrama das válvulas de admissão, variar o curso do pistão auxiliar e melhorar a geometria da câmara de combustão. Todos esses parâmetros não estão fixos e se variados da forma correta irão aumentar a relação Atkinson do motor.

A conclusão do trabalho deixa a contribuição de um novo modelo de cabeçote, que com componentes simples e de fácil implementação permite obter um ciclo Atkinson igual a 1,2 com grande potencial de aumento.

Esse projeto pode ser utilizado em qualquer motor da faixa de cilindrada desenvolvida no trabalho, de forma que apenas pequenas alterações no formato original sejam necessárias, sendo uma grande alternativa para aumentar o rendimento térmico.

Fica como sugestão de trabalhos futuros o projeto de um motor desde o seu início, fazendo com que todas as dimensões possam ser trabalhadas para uma

construção mais robusta. Assim, as dimensões do pistão auxiliar poderão ser maiores e conseguir obter um valor da relação Atkinson igual a 1,3 ou 1,4.

## REFERÊNCIAS

BANOWETZ, D. L. **Synthesis and analysis of variable, non-uniform stroke piston engine mechanisms** 1999, 90f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica e Mecanismos)- Lehigh University, 1999.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 1**. São Paulo: Blucher, 2012

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012

California Energy Commission (CEC). New engine Technology for California's combined heat and power market, **Teconge, Inc.**, p.1-115, March 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, Istanbul/Turkey. **Anais...** Istanbul/Turkey: Koc University, 2014.

**Figura 3**. Disponível em: <http://www.volvoxengineering.com/Technology.htm> acessado em 6 de julho de 2015

**Figura 5**. Disponível em: [http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/dual\\_injector.html](http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/dual_injector.html) acessado em 6 de julho de 2015

GHEORGHIU, V. **Atkinson cycle and very high-pressure turbocharging: increasing internal combustion engine efficiency and power while reducing emissions**. Hamburg University of Applied Sciences, Alemanha, 2011.

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

**Honda EXlink Extended Expansion Linkage Engine.** Disponível em: <<http://thekneeslider.com/honda-exlink-extended-expansion-linkage-engine/>> acessado em 28 de setembro de 2015.

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, p. 471-479, Mar. 2014.

PATODI, K.; MAHESHWARI, G. Performance analysis of an Atkinson cycle with variable specific heats of the working fluid under maximum efficient power conditions. **International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Access**, India, v. 0, p. 1-6, 2012.

**Performing more work with less fuel – Exlink (Extended Expansion Linkage Engine).** Disponível em: <<http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>> acessado em 4 de Julho de 2015.

ROGERS, E. An internal combustion engine for the future. **The International Journal of technology, knowledge and society**, v. 6, n. 5, p. 87-96, April, 2008.

United States Patent. Brian Robards, **Axial Piston Internal Combustion Engine Using an Atkinson cycle.** EUA n. US2014/0182526 A1, Jan. 1, 2014.

United States Patent. David L. Boggs, Michael M. Schechter, **Variable cycle Engine.** EUA n. 5.233.948, Aug. 10, 1993.

United States Patent. Rollin A. Armer, **Fuel efficiency valve mechanism for internal combustion engines.** EUA n. US 6.672.270 B2, Jan. 6, 2004.

United States Patent Office. Fred N. Hallett, **Gas Engine.** EUA n. 1.590.940, June 29, 1926.

United States Patent Office. James Atkinson, **Gas Engine.** EUA n. 336.505, February 16, 1886.

YATES, A. The Atkinson cycle revisited for improved part-load fuel efficiency? **N&O JOERNAAL**, p. 1-6, April, 1991.

ZHAO, J.; XU, M. Fuel economy optimization of an Atkinson cycle engine using genetic algorithm. **Applied Energy**, Shanghai, v.105, p. 335-348, Feb. 2013.