

PROJETO DCE: MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM DUPLO CICLO TERMODINÂMICO VARIÁVEL

AUTORES

Cleber Willian Gomes¹
Felipe Mascarenhas de Rezende²
José Antônio Grassi Junior³
Marcelo da Graça Pereira⁴
Renan Alves Trentin⁵
Stephan Daue Guimarães Müller⁶
Tiago Osorio de Almeida⁷

INSTITUIÇÕES

¹Ford
²Duratex S.A.
³Nematec
⁴Grupo Antolin
⁵Autoneum
⁶Aliança Navegação e Logística
⁷Rodowessler

E-mails: cleberwilliangomes@gmail.com, felipe.mascarenhas@outlook.com,
grassijunio88@gmail.com, marcelogp.fei@hotmail.com, renantre@hotmail.com,
stephan.guimaraes@gmail.com, tiago_beta@msn.com.

RESUMO

Os veículos de passeio híbridos são realidade no mercado automobilístico. Observa-se, em contrapartida, que a aplicação desta tecnologia em veículos comerciais não é quantitativamente significativa, devido à necessidade de torques elevados durante o transporte de cargas. Com o Dual Cycle Engine, pretende-se desenvolver um comando de válvulas variável, que possibilite a alternância entre os ciclos Otto e Atkinson em um mesmo motor de combustão interna movido à etanol, aplicado em veículos comerciais híbridos. Esta tecnologia possibilita operação em ciclo Otto em plena carga - para melhor densidade de potência - e com o ciclo Atkinson em cargas parciais - visando redução de consumo de combustível. No ciclo Atkinson, o período de expansão é maior que o de compressão, característica obtida através do fechamento tardio da válvula de admissão, que resulta em melhor eficiência energética em comparação ao ciclo Otto. O desenvolvimento deste projeto foi realizado a partir do dimensionamento do comando de válvulas e a validação do mesmo com auxílio de softwares comerciais. Após as análises, foram atingidos valores de torque e potência competitivos com o mercado de veículos comerciais, além da redução de consumo específico de combustível em 4%, quando comparado com motores Otto produzidos em escala industrial.

INTRODUÇÃO

No processo de concepção e atualização de motores de combustão interna têm-se grande preocupação quanto à eficiência de conversão energética do mesmo, que se traduz em obtenção de maior desempenho sem aumento da quantidade de combustível consumido.

Dentre as diversas soluções atualmente em uso na indústria, o sistema de comando de válvulas variável apresenta grande importância e larga empregabilidade, pois possibilita alterar as características de funcionamento do motor, melhor adequando-o às diferentes solicitações provenientes do condutor durante uso do veículo.

Devido à rapidez e precisão de controle dos modernos sistemas de comando, possibilita-se a simulação do ciclo Atkinson em um motor que trabalha em ciclo Otto, extraindo alternativamente as melhores características de cada ciclo termodinâmico, durante a condução do veículo.

Durante o desenvolvimento deste artigo é proposto um design de comando de válvulas que possibilite a alternância entre os ciclos mencionados. Com auxílio do software comercial MSC Adams, é realizada a validação do modelo quanto à adequação de seus movimentos para funcionamento em ambos os ciclos, verificação das relações cinemáticas, dinâmicas e levantamento das curvas de abertura e fechamento, velocidade e aceleração das válvulas, assim como das forças resultantes nos diversos elementos durante o funcionamento.

Após a validação destas relações e garantia de que o modelo se aplica à proposta do projeto, utilizou-se o software comercial AVL Boost para simulação de um motor automotivo de produção em série para levantamento das curvas de potência, torque e consumo específico do motor, quando operado em ciclo Otto e em ciclo Atkinson.

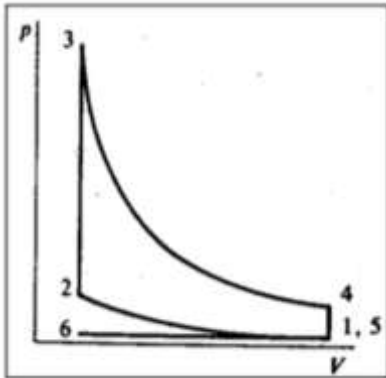
Ao final, é realizada a comparação entre os dados obtidos e a validação do objetivo inicialmente proposto.

1. REFERENCIAL TEÓRICO

Os primeiros desenvolvimentos acerca de motores de ignição por faísca (MIF) de quatro tempos datam de 1862, referente a uma patente não publicada de Alphonse Beau de Rochas, conforme HEYWOOD [1]. Em seus estudos, o engenheiro francês descreve os princípios de funcionamento do MIF de quatro tempos e aponta as condições necessárias para obtenção de máximo rendimento em motores de combustão interna (MCI). Entretanto, suas ideias permaneceram apenas na esfera teórica, nunca sendo reduzidas à prática. O primeiro MIF quatro tempos efetivamente construído foi apresentado, conforme Brunetti [2], por Nikolaus August Otto, em 1876, considerado o real inventor do MIF quatro tempos e dando nome ao ciclo que é usado até hoje.

Este ciclo é idealmente descrito por HEYWOOD [1] como admissão isobárica, compressão isoentrópica, combustão isovolumétrica, expansão isoentrópica e exaustão isobárica, como demonstra a figura 1.

Figura 1 - Ciclo Otto



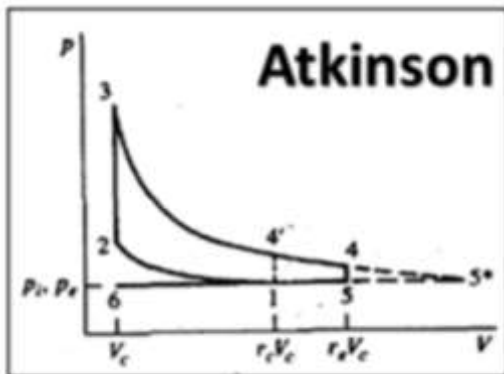
Fonte: Heywood, 1988

Ainda de acordo com BRUNETTI [2], visando a concorrência com a patente de Otto e o aumento de eficiência dos MIF's da época, o engenheiro britânico James Atkinson desenvolveu, em 1882, um novo conceito de motor que tinha um maior curso de expansão que o de compressão, aumentando a eficiência térmica do ciclo, porém com restrições mecânicas relacionadas à taxa de compressão. WAN [3] destaca que o design original, embora brilhante, era complexo demais e resultava em excesso de peso e tamanho, e por isso não teve grande desenvolvimento.

O ciclo Atkinson retoma sua importância devido à busca por maior economia de combustível, relata WAN [3], quando, em 1997, a Toyota apresentou seu motor 1.5 Atkinson equipando a primeira geração do Prius. Embora homônimo à primeira patente de 1882, este motor Atkinson apresenta pouca similaridade com aquele: o ciclo é obtido atrasando-se o fechamento das válvulas de admissão, através de um comando de válvulas variável, permitindo que parte da mistura admitida pelo motor retorne aos dutos de admissão no início da compressão. Tal técnica reduz a taxa de compressão, mantendo a de expansão, já que as dimensões do motor não são alteradas. Após a adoção desta solução, verificou-se grande crescimento na utilização de motores de ciclo Atkinson, principalmente em veículos híbridos.

O ciclo Atkinson, assim, tem as mesmas etapas que o ciclo Otto, com adição de uma compressão isobárica, devido ao maior curso de expansão em relação à compressão, como se ilustra a figura 2.

Figura 2 - Ciclo Atkinson



Fonte: Heywood, 1988

Embora apresente maior rendimento que um motor de ciclo Otto de mesmas dimensões, o torque gerado por um motor Atkinson é menor, devido à menor compressão efetiva, o que dificulta sua utilização direta em veículos, como aponta BRADY [4].

2. DESIGN DO SISTEMA

Diversos modelos de sistemas de variação para a abertura e fechamento de válvulas de admissão foram desenvolvidos e podem ser divididos em dois grupos principais: sistemas com variação de lift e sistemas com variação de fase.

Os sistemas de variação de lift têm como objetivo alterar a altura de abertura das válvulas, para isso, recorrem à utilização de cames ou balancins com diferentes perfis, acionados alternativamente, conforme a demanda exigida ao motor, ao passo que os sistemas de variação de fase têm como objetivo alterar o instante em que as válvulas são acionadas, modificando, inclusive, o overlap existente entre as válvulas de admissão e escape. Este controle é realizado por meio de um mecanismo no cubo da polia, acionado hidraulicamente, que é capaz de atrasar ou adiantar o sincronismo entre o motor e o eixo de comando.

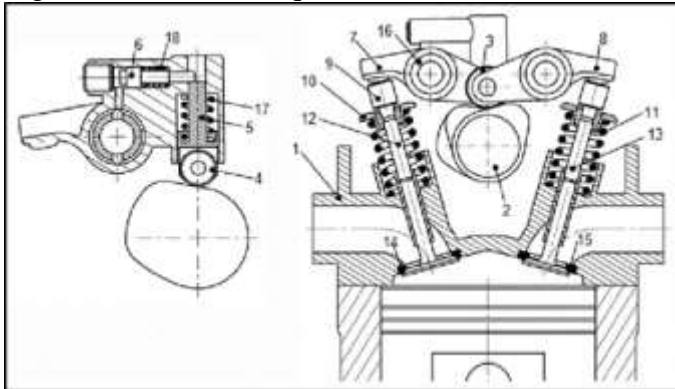
Os sistemas com variação de fase são utilizados com bastante frequência na indústria automobilística. Verifica-se sua utilização desde motores Toyota e Peugeot presentes veículos mais simples até sofisticados sistemas designados para veículos esportivos, como os componentes dos motores Porsche. No que tange aos sistemas com variação de lift, verifica-se menor uso nos motores atuais, embora muito utilizados em motores Honda e Toyota.

Visando atender ao principal requisito do comando de válvulas que está sendo desenvolvido - realizar a alternância entre os ciclos Otto e Atkinson - será proposto um sistema de variação de lift, no qual serão utilizados cames com perfis diferentes que, sem alterar a altura de abertura das válvulas de admissão, promoverão fechamento das válvulas em tempos distintos, devido a um dos cames ter a pista externa mais longa que o outro.

Este novo arranjo pode ser visualizado na figura 3, onde é apresentada a esquematização do sistema proposto para melhor entendimento e acompanhamento das explicações acerca dos modos de operação.

Trata-se de um sistema de comando de válvulas simples no cabeçote, com quatro válvulas por cilindro, cujos principais componentes são: Cabeçote (1), árvore de cames (2), rolete perfil exaustão (3), rolete perfil Otto, rolete perfil Atkinson (4), seguidor flutuante Atkinson (5), pino piloto (6), balancim admissão (7), balancim exaustão (8), tucho mecânico (9), prato de mola (10), mola de retorno (11), válvula de admissão (12), válvula de exaustão (13), sede de válvula de admissão (14), sede de válvula de exaustão (15), árvore de balancins (16), mola do seguidor (17) e mola do pino piloto (18).

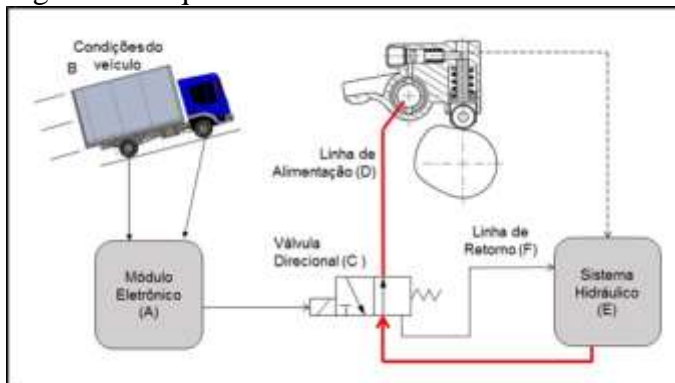
Figura 3 - Desenho esquemático do trem de válvulas



Fonte: Autores

O modo de operação é alterado por intermédio de um sistema hidráulico controlado por um módulo eletrônico (A). Este módulo recebe os sinais das condições dinâmicas do veículo (B) e calcula a qual modo de operação deverá ser submetido o motor. Dependendo do modo escolhido, dois comandos distintos são enviados pelo módulo, cada um pilotando a válvula direcional (C) para uma posição distinta. A posição desta, por sua vez, controla a pressão da linha de admissão (D), mantendo-a pressurizada ou não. A figura 4 ilustra este sistema.

Figura 4 - Esquema do controle de acionamento do DCE



Fonte: Autores

Com a pressão aplicada na linha de alimentação, o pino piloto (6) é acionado, sendo posicionado em seu final de curso, onde permanece enquanto mantida a pressão sobre o mesmo. Nesta situação, o seguidor flutuante (6) tem sua movimentação restringida e o motor opera em ciclo Atkinson. Quando não há pressão na linha de alimentação, o seguidor flutuante tem sua movimentação liberada e o motor trabalha em ciclo Otto.

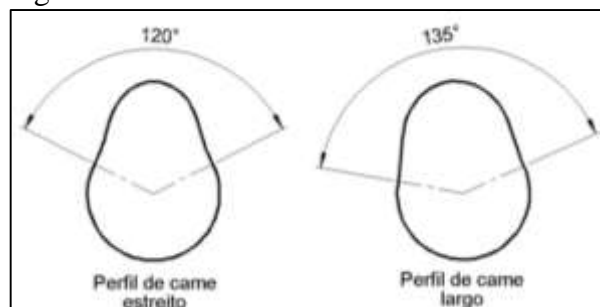
2.1. Operação em Ciclo Otto

Quando o módulo eletrônico (A) estabelece o funcionamento em regime Otto, o mesmo comuta a válvula direcional (C) para a posição de despressurização da linha de alimentação. Com isso, a pressão nesta linha fica próxima à pressão atmosférica, não exercendo, assim, força suficiente para comprimir a mola do pino piloto (18) e, portanto, mantendo-o inerte. Nesta situação, não há interferência nos movimentos do seguidor flutuante (5).

Conforme o virabrequim gira, seu movimento é transmitido para a polia sincronizadora através da correia, que tem relação de transmissão de 1:2. A polia sincronizadora, por sua vez, movimenta a árvore de cames (2), pois está acoplada ao eixo através de chavetas.

A árvore de cames, ao girar, movimenta os balancins de exaustão (8) e admissão (7), através do contato entre os cames e os roletes e seguidores. Cada cilindro tem quatro cames na árvore de comando, sendo dois idênticos para acionamento dos balancins de exaustão (8) e outros dois cames díspares para os balancins de admissão, sendo um com perfil estreito e outro com perfil largo, como mostra a figura 5.

Figura 5 - Perfis de cames de admissão



Fonte: Autores

O balancim de admissão (7) segue somente um perfil para cada operação, ou seja, durante operação em ciclo Otto, o balancim segue o perfil estreito, enquanto em ciclo Atkinson, é seguido o perfil do came largo. Tais imposições de movimentação são realizadas através da restrição ou não do deslocamento do seguidor flutuante (5).

Para a operação em ciclo Otto, o seguidor flutuante (5) se desloca livremente em seu alojamento no balancim de admissão (7), não transferindo seu movimento a ele. Como o seguidor flutuante (5) segue o perfil de came largo, ao se movimentar livremente, impede que o perfil deste came seja copiado para movimentação do balancim, permitindo que o balancim siga com perfeição o perfil do came estreito, pois o rolete que segue este perfil não apresenta movimento relativo em relação ao balancim.

Tanto o balancim de admissão quanto o balancim de exaustão, rotacionam em torno das árvores de balancins (16), em fases diferentes. O primeiro a ser acionado é o balancim de exaustão (8) e depois o de admissão (7), devido às fases existentes entre os cames. Ao girar, o balancim de exaustão (8) empurra o tucho mecânico (9) e, por conseguinte, a válvula de exaustão (13), abrindo-a. Ao passar pelo topo do perfil do came, o balancim retorna à posição inicial, através do retorno da mola (11) à sua posição não deformada.

O período de duração desse movimento é determinado pelo perfil do came. Tanto os cames de exaustão como o came estreito de admissão têm duração de 240° de giro de virabrequim, enquanto o came largo tem 270° de duração de acionamento.

O came abre a válvula de exaustão (13) 30° antes que o pistão chegue ao PMI. Depois que o cilindro passa pelo o PMI, a válvula continua abrindo até o pistão atingir 90° depois do PMI. Após isso, a válvula começa a retornar e fecha 30° depois do PMS. Simultaneamente a válvula de admissão (12) começa a abrir 20° antes do PMS e fecha 40° depois do PMI, caracterizando a operação em ciclo Otto.

2.2. Operação em Ciclo Atkinson

A operação sob este regime é semelhante à descrita anteriormente, diferenciando-se quanto ao tempo de duração de abertura da válvula de admissão (7) e na pressão sob a linha de alimentação (D). Basicamente o transporte de movimento do virabrequim à árvore de comando (2) é o mesmo.

Ao escolher o regime em ciclo Atkinson, o módulo eletrônico (A) comuta a válvula direcional (C) para a posição em que a linha de alimentação (D) fique pressurizada.

Com o aumento de pressão, o pino piloto (6) avança, limitando o movimento do seguidor flutuante (5), através do contato entre ambos. Esta restrição retira o movimento relativo entre o seguidor flutuante (5) e o balancim, obrigando-o a seguir o movimento do perfil de came largo.

Desta forma, o tempo de duração de giro do balancim de admissão (7) é maior, e consequentemente um maior tempo de abertura de válvula é obtido. Quando o perfil de came largo é seguido, observa-se defasagem de 270° entre abertura e fechamento das válvulas, assim, a válvula de admissão (12) abre 20° antes do PMS e se fecha 70° depois do PMI.

O atraso de fechamento reduz o volume total a ser comprimido, por permitir que no movimento ascendente do pistão parte da mistura admitida seja devolvida ao duto de admissão. Assim, a relação de compressão efetiva neste ciclo é menor se comparada àquela obtida pelo mesmo motor em regime Otto. Já a relação de expansão é constante, pois não há alteração do tempo de fechamento das válvulas de escape. Assim, obtém-se a característica de relação de compressão menor que a relação de expansão, caracterizando o ciclo Atkinson.

O sistema hidráulico e a pressão de trabalho não serão abordados nesse trabalho.

3. Simulações

A validação do sistema proposto será realizada com auxílio de softwares comerciais apenas, não sendo construídos protótipos para verificações experimentais.

Duas etapas serão realizadas durante este processo. A primeira consiste em submeter o sistema proposto à análise de dinâmica multicorpos, visando a verificação das relações cinemáticas dos mecanismos, o levantamento das curvas de abertura e fechamento das válvulas e determinação das forças, velocidades e acelerações dos componentes durante operação em ambos os ciclos.

Após a realização da primeira etapa e da validação do modelo, será realizada a simulação de um motor similar a outro existente, com produção em série, mas adotando-se as curvas de abertura e fechamento obtidos na primeira etapa, para ambos os ciclos. A partir das curvas de potência, torque e consumo específico de combustível, é possível a comparação entre os ciclos, mensurando-se os incrementos de consumo específico em ciclo Atkinson e de torque no ciclo Otto.

3.1. Simulações Multicorpos – Adams View

O sistema comando de válvulas é dinâmico, assim, os esforços solicitantes tendem a variar ao longo do tempo. Portanto, faz-se necessária uma análise computacional de multicorpos. Os fenômenos estudados foram o deslocamento, velocidade e aceleração das válvulas de admissão e exaustão, assim como as forças de contatos entre os componentes.

O programa escolhido para analisar esses fenômenos é o MSC Adams View. As informações de entrada foram: a geometria de ¼ de sistema, apresentado na figura 6; rotação do eixo do comando de 2500 rpm; rigidez de molas das válvulas (60.000 N/m); rigidez da mola do seguidor flutuante (20.000 N/m).

Figura 6 - Geometria de ¼ de Sistema



Fonte: Autores

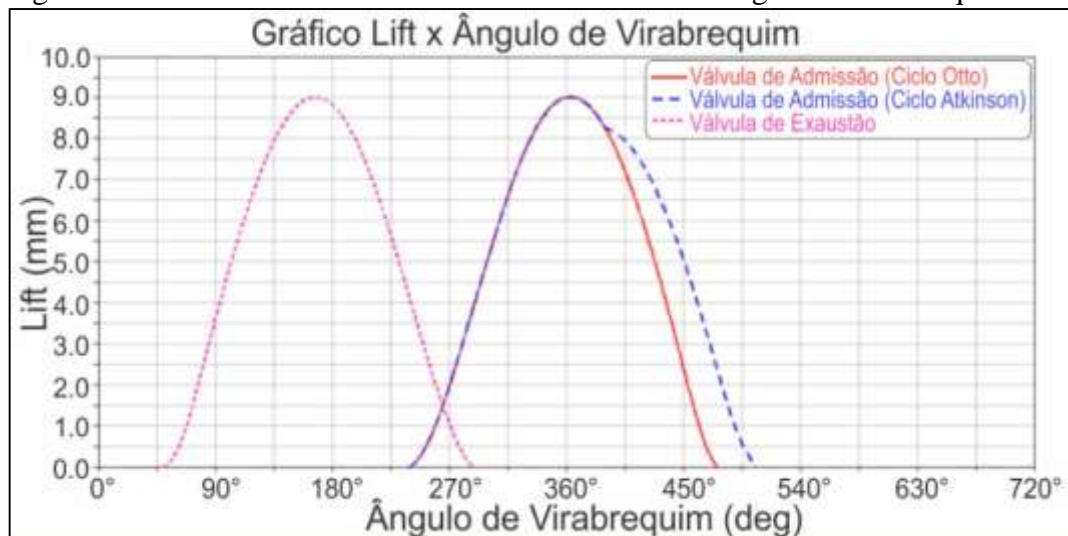
Também foram inseridos vínculos de contato entre componentes e vínculos cinemáticos. Os vínculos de contato entre componentes foram o eixo de comando com os roletes, balancins com os tuchos mecânicos e válvulas com as sedes.

3.1.1. Cinemática

A análise cinemática do conjunto tem como objetivo validar o comportamento das válvulas de admissão e exaustão, tanto no regime Otto como no regime Atkinson, comparando os valores de velocidade e aceleração obtidos através de simulação aos valores recomendados no livro “Valve train” escrito pela MAHLE [5].

As curvas de velocidades e acelerações foram obtidos através da ferramenta de derivação do programa Adams View, a partir da curva de deslocamento das válvulas, mostrada na figura 7.

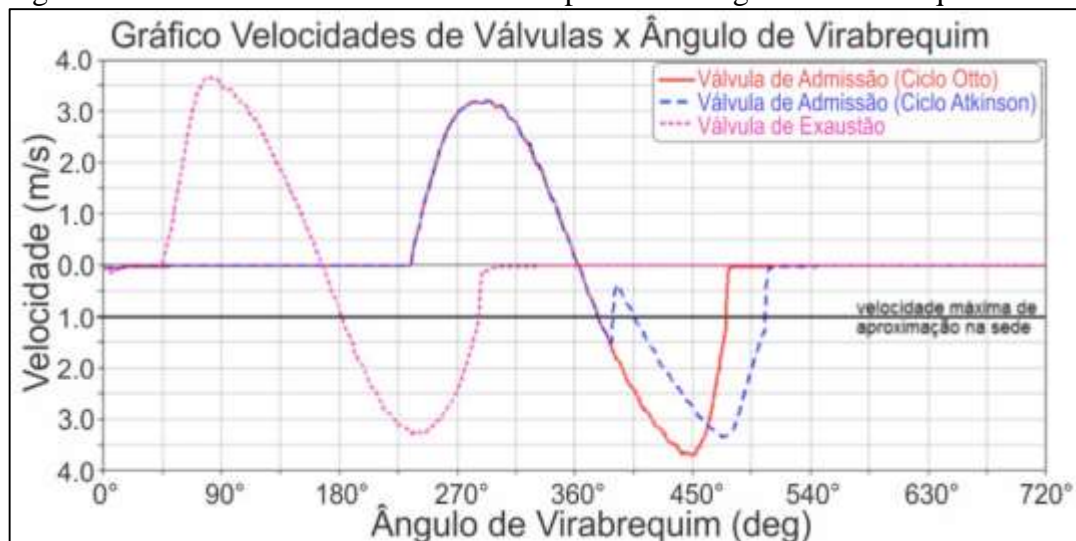
Figura 7 - Gráfico de lift de abertura de válvulas versus ângulo do virabrequim.



Fonte: Autores

Segundo MAHLE [5], a velocidade da válvula na iminência de seu fechamento não deve exceder 1m/s. Para esta análise foi estabelecida a rotação de 5000 rpm do motor. As velocidades encontradas são apresentadas na figura 8.

Figura 8 - Velocidade das válvulas a 5000 rpm *versus* ângulo do virabrequim



Fonte: Autores

O resultado desse estudo mostra que a válvula de exaustão tem velocidade de 1,0 m/s e válvula de admissão no regime Otto tem velocidade de 1,35m/s enquanto no regime Atkinson tem 1,29 m/s.

Ainda conforme MAHLE [5], a desaceleração próxima ao fechamento da válvula não pode exceder 10000 m/s². Os gráficos abaixo apresentam valores para acelerações das válvulas de exaustão, com observado na figura 9, admissão em regime Otto, conforme figura 10 e admissão em regime Atkinson, como apresenta figura 11.

Figura 9 - Aceleração da válvula de exaustão a 5000 rpm versus ângulo do virabrequim.



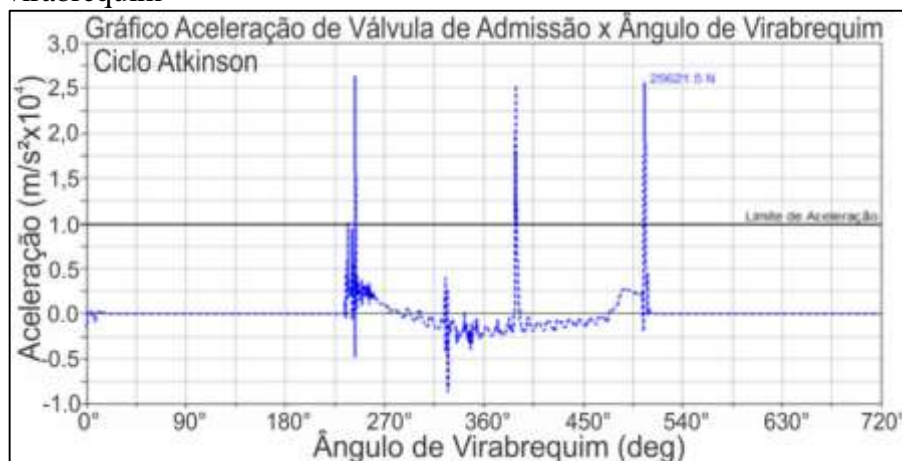
Fonte: Autores

Figura 10 - Aceleração da válvula de admissão em regime Otto versus ângulo do virabrequim



Fonte: Autores

Figura 11 - Aceleração da válvula de admissão em regime Atkinson versus ângulo do virabrequim



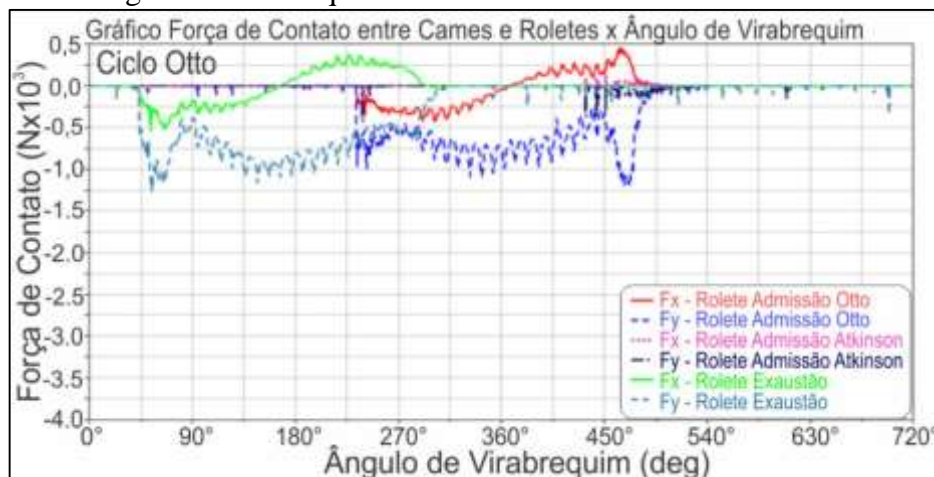
Fonte: Autores

Embora nos três casos apresentados existam picos que ultrapassem o valor de 10000 m/s², devido ao modelamento do sistema ser baseado em vínculos de contatos dinâmicos, ocorrem ruídos nas curvas, distorcendo alguns resultados. Portanto, devido ao valor médio calculado na região encontrar-se abaixo do critério, o sistema foi validado conforme o critério da MAHLE [5].

3.1.2. Forças de contato

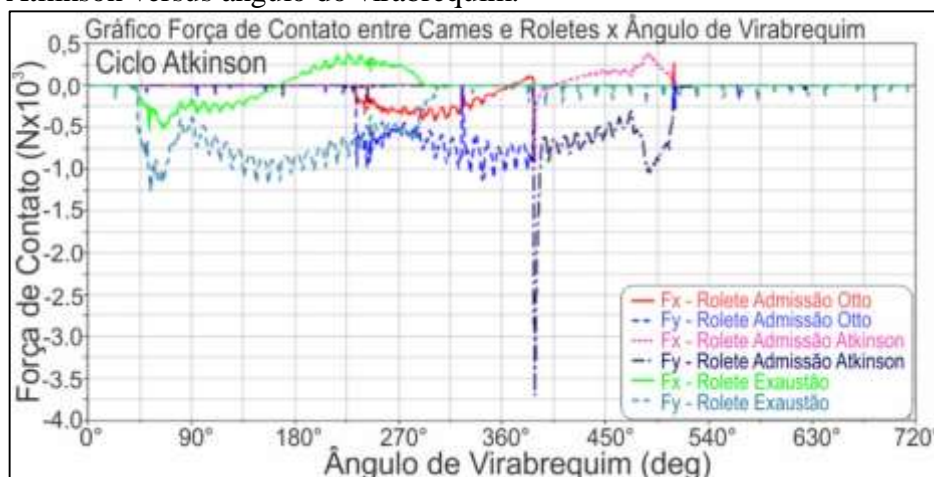
Esta análise visa a obtenção da intensidade das forças de contato entre componentes que possuem movimentos relativos entre si. O estudo consiste em comparar os valores de força em regime Otto com as forças em regime Atkinson. As forças de contato encontradas entre os cames e os roletes são mostradas na figura 12 para o ciclo Otto e na figura 13 para ciclo Atkinson. Ambos os gráficos foram feitos no Adams View.

Figura 12 - Gráfico de força de contato entre os cames e os Roletes em ciclo Otto versus ângulo do virabrequim.



Fonte: Autores

Figura 13 - Gráfico de força de contato entre os cames e os Roletes em ciclo Atkinson versus ângulo do virabrequim.



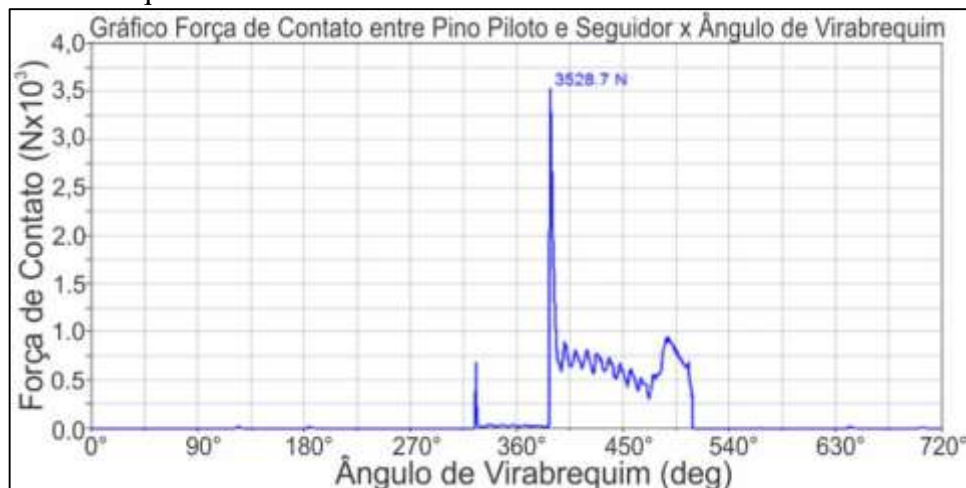
Fonte: Autores

Em Ciclo Otto, observam-se as maiores forças em 55°, com 1250 N, e 470°, com 1184 N, que são respectivamente o momento de abertura da válvula de exaustão e o fechamento da válvula de admissão.

No Ciclo Atkinson, as forças ocorrem praticamente na mesma intensidade, porém, na região de 388° ocorre um pico de 3700 N no rolete Atkinson. Essa ocorrência é devido ao fato de o pino piloto estar na trajetória de movimento do seguidor de came, ocorrendo um choque mecânico.

A segunda análise de forças de contato realizada teve como objetivo verificar as forças existentes no contato entre o seguidor flutuante e o pino piloto no momento de abertura de válvula de admissão em regime Atkinson, já que em ciclo Otto, tal contato não acontece. O gráfico abaixo, representado na figura 14, apresenta a força máxima foi de 3528,3 N no instante de 388° que é o início do contato ente o seguidor flutuante com o pino piloto. Esse primeiro pico ocorre em um tempo muito curto caracterizando uma força de impacto. O segundo pico de força ocorre no ângulo de 449° com 950 N, que é o momento de fechamento de válvula de admissão onde ocorre uma forte desaceleração.

Figura 14 - Gráfico de força de contato entre o seguidor e o pino piloto *versus* ângulo do virabrequim.



Fonte: Autores

A conclusão dos estudos de forças é que quando o sistema opera em regime Atkinson ocorrem mais choques mecânicos do que em regime Otto, demonstrando que o sistema estará sujeito a maiores vibrações e esforços mecânicos quando operar em ciclo Atkinson. Logo o conjunto de trem de válvula deverá ter uma robustez maior do que os sistemas comercializados até o momento.

3.2. Simulação 1D - AVL Boost

Com o objetivo de simular o comportamento do motor de combustão interna com a aplicação das curvas de válvulas obtidas nas simulações anteriores para os ciclos Otto e Atkinson, utilizou-se o software para simulação de motores AVL Boost. Através das

simulações desenvolvidas, foram extraídas as curvas de torque, potência e consumo específico para ambos os ciclos.

O motor estruturado no software tem como base um motor de combustão de interna naturalmente aspirado movido à etanol, conforme especificações da tabela 1.

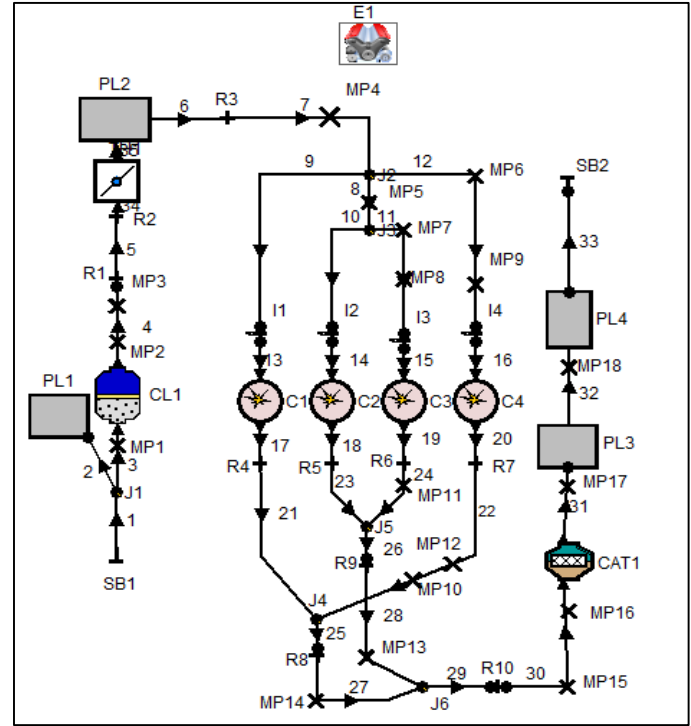
Tabela 1 - um motor de combustão de interna naturalmente aspirado movido a etanol

Qtde. de cilindros	4
Volume	2300cc
Curso do pistão	90 mm
Diâmetro do pistão	90 mm
Comp. biela	180 mm

Fonte: Autores

A figura 15 ilustra a esquematização do motor de combustão interna no software.

Figura 15 - Motor de combustão interna. Software AVL Boost.



Fonte: Autores

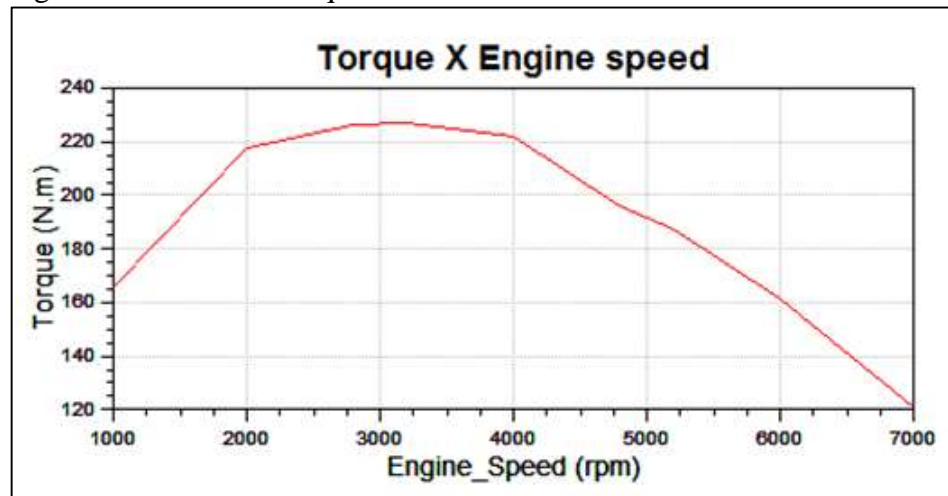
Os dados de entrada para os componentes periféricos como diâmetros das tubulações dos coletores, volume dos plenums e volume do filtro de ar do motor foram definidos com base em modelos propostos pelo próprio software para um motor com características geométricas semelhantes ao motor do projeto.

3.2.1. Resultados de torque, potência e consumo específico

A simulação considera o funcionamento do motor em condição de plena carga. Foram extraídas as curvas de torque e potência para a faixa de rotações

compreendida entre 1000 rpm e 7000 rpm. Na figura 16, observa-se a curva de torque do motor a combustão interna funcionando em ciclo Otto.

Figura 16 - Curva de torque do motor a combustão interna

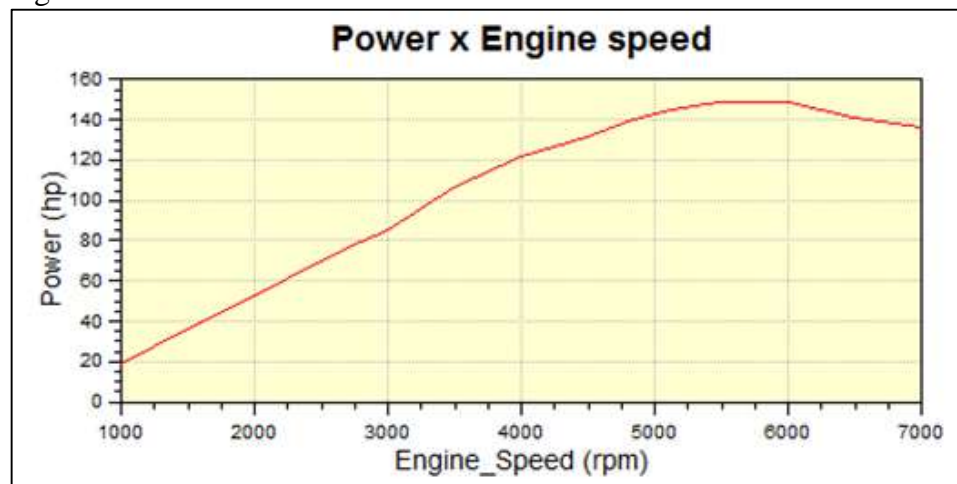


Fonte: Autores

O torque máximo encontrado é de 227 N.m. a 3000 rpm.

Na figura 17, observa-se a curva de potência do motor a combustão interna funcionando em ciclo Otto:

Figura 17 - Potência em ciclo Otto



Fonte: Autores

A potência máxima encontrada é de 110,4 kW a 5500 rpm.

Na figura 18, observa-se a curva de torque do motor a combustão interna funcionando em ciclo Atkinson.

Figura 18 - Torque em ciclo Atkinson

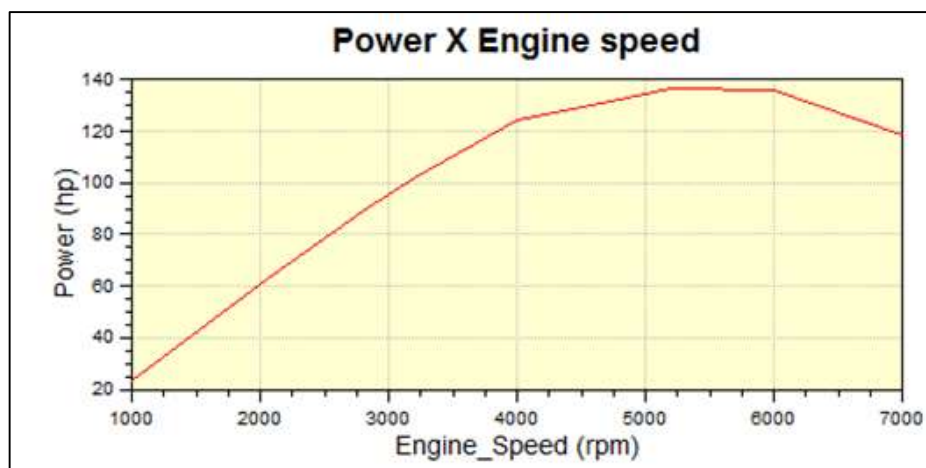


Fonte: Autores

O torque máximo encontrado é de 218 N.m. a 4000 rpm.

Na figura 19, observa-se a curva de potência do motor a combustão interna funcionando em ciclo Atkinson.

Figura 19 - Potência em ciclo Atkinson

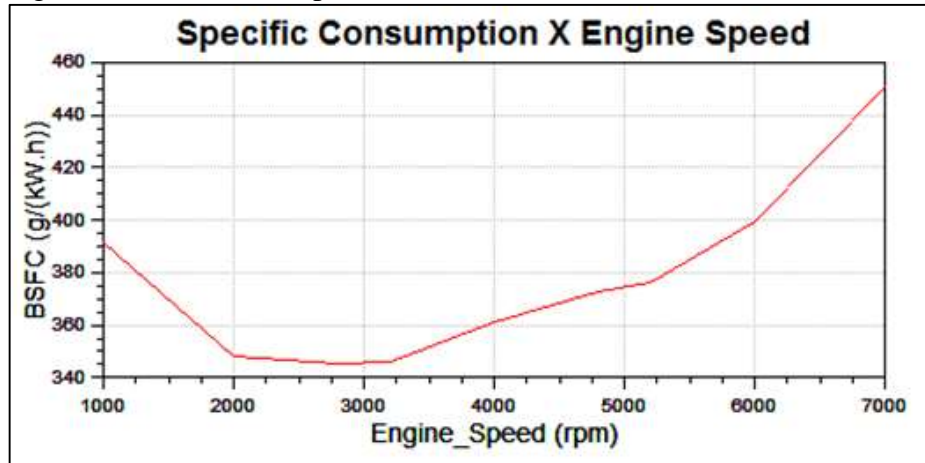


Fonte: Autores

A potência máxima encontrada é de 101,4 kW a 5200 rpm.

Na figura 20, observa-se a curva de consumo específico do motor a combustão interna funcionando em ciclo Otto.

Figura 20 - Consumo específico em ciclo Otto

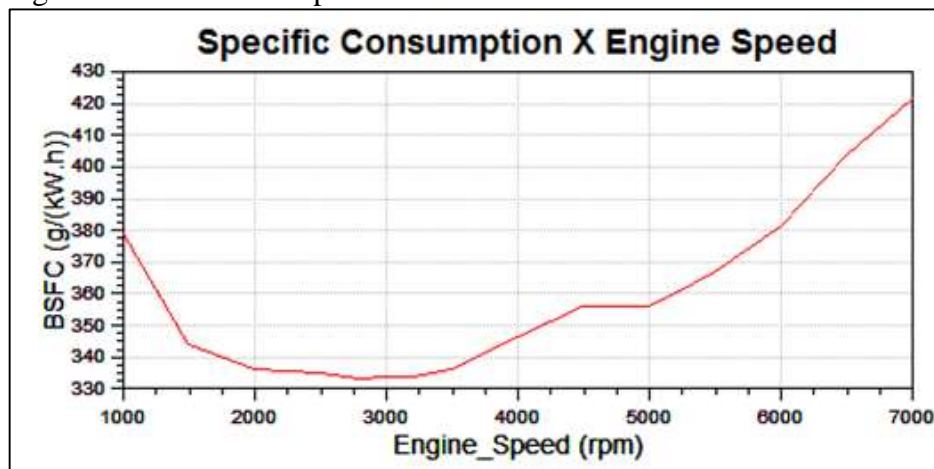


Fonte: Autores

O menor consumo específico encontrado sob regime Otto foi de 0,345kg/kWh a 2800rpm.

Na figura 21, observa-se a curva de consumo específico do motor a combustão interna funcionando em ciclo Atkinson.

Figura 21 - Consumo específico em ciclo Atkinson



Fonte: Autores

O menor consumo específico encontrado sob regime Atkinson foi de 0,325Kg/kWh a 2750rpm.

3.2.2. Análise dos Resultados

BOGGS [6] alcançou com seu motor protótipo Otto-Atkinson uma redução de 7% de consumo específico, sem o uso de recirculação de gases de escape, condição replicada nesta simulação. O modelo de MCI simulado neste projeto atingiu uma redução do consumo específico em ciclo Atkinson de 4% ou 0,013kg/kWh. Os consumos específicos encontrados nos ciclos Otto e Atkinson para o modelo simulado foram satisfatórios, quando comparados ao protótipo supracitado. Esses

valores podem ser otimizados em trabalhos futuros pois a indústria automobilística mantém uma constante e intensa pesquisa quanto ao desenvolvimento de componentes móveis cada vez mais leves e com baixos coeficientes de atrito, além de estudar intensivamente como a combustão se desenvolve dentro da câmara de combustão de forma a obter a melhor eficiência possível, reduzindo as perdas e obtendo melhores consumos específicos. Esta característica apresenta altas margens de incertezas nas simulações do AVL Boost, o que faz necessária a realização de testes experimentais, com o intuito de validar e otimizar os resultados.

CONCLUSÃO

Com base nos estudos realizados e análise dos resultados das simulações, conclui-se que o design proposto atende aos requerimentos para realizar a alternância entre os ciclos Otto e Atkinson, de forma que o motor forneça níveis de torque e potência adequados às expectativas. Os resultados de torque, potência e consumo específico não apresentam variações grandes quando os ciclos são alternados, reforçando a necessidade de novas simulações e, principalmente, testes experimentais. A impossibilidade de recriar nos softwares utilizados a construção mecânica do motor, como os materiais aplicados às partes móveis e o design da câmara de combustão, geram incertezas quanto a eficiência global do conjunto, a qual impacta diretamente na relação entre potência disponível no virabrequim e consumo de combustível. As simulações confirmam as hipóteses iniciais de que seria observada melhoria no consumo específico em detrimento de quantidade de torque, durante a operação em ciclo Atkinson. O sistema, assim, atende à sua proposta e estabelece um bom potencial para melhoria de eficiência nos motores de combustão interna.

REFERÊNCIAS

- [1] HEYWOOD, J. B. “Internal Combustion Engine Fundamentals.” New York: McGraw Hill, 1988.
- [2] BRUNETTI, F. “Motores de Combustão Interna.” v. 1. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012.
- [3] WAN, M. “Compression: Variable Compression - Saab SVC”. 2015. Disponível em: <autozine.org/technical_school/engine/Compression.html>. Acesso em: 21 nov. 2016.
- [4] BRADY, O. “Engines Exposed: Atkinson Cycle Engines.” 2016. Disponível em: <cheatsheet.com/automobiles/engines-exposed-atkinson-cycleengines.html/?a=viewall>. Acesso em: 20 nov. 2016.
- [5] MAHLE GmbH. (Ed.) Valve train: systems and components. Stuttgart: Springer Vieweg, 2013.
- [6] BOGGS, D. L.; HILBERT, H. S.; SCHECHTER, M. M. “The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design.” SAE Technical Paper No. 950089. EUA: SAE, 1995.