

MODELO ANALÍTICO PARA ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO NA POTÊNCIA GERADA POR UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO

Duan Souza de Oliveira¹

Eduardo Rafael Barreda del Campo²

Ricardo Wilson A. da Cruz³

RESUMO

Este artigo apresenta um modelo teórico para análise qualitativa da eficiência de um Motor de Combustão Interna Alternativo através da redução da temperatura de admissão do ar. A estratégia metodológica seguida é a proposta por Cruz (2017), e visa o aumento da eficiência volumétrica com a redução da temperatura e por consequência a elevação da massa específica do ar na admissão, demonstrando o método de cálculo, conceitos e avaliações necessários para execução. Ao fim deste trabalho serão expostas todas as equações que são necessárias para verificar a influência da temperatura do ar de admissão no rendimento gerado por um Motor de Combustão Interna Alternativo.

Palavras Chave: Motor de Combustão Interna Alternativo, temperatura do ar de admissão, eficiência volumétrica.

¹Duan Souza de Oliveira, graduando em Engenharia Mecânica pelo Centro Universitário do Norte – UNINORTE (duansoliveira@gmail.com).

²Prof. Dr. Eduardo Rafael Barreda del Campo, Mestrado e Doutorado em Engenharia Mecânica pelo UNICAMP (eduardoserapio@yahoo.com.br).

³Prof. Dr. Ricardo Wilson Aguiar da Cruz, Mestrado pela UNIFI e Doutorado pela UNICAMP (rwcruz@gmail.com).

ABSTRACT

This article presents a theoretical model towards the quantitative analysis of the efficiency of an Alternative Internal Combustion Engine by means of the reduction of its intake temperature. The methodological strategy employed by Cruz (2017), analysis issues the enhancement of the volumetric efficiency by means of reduction of the intake air temperature, which consequently elevates the intake air density, demonstrating the calculation method, concepts and assessments necessary for its execution. At the end of this work it will be exposed all the equations that are necessary to check the influence of the intake air temperature in the developed efficiency of an Alternative Internal Combustion Engine.

Keywords: Alternative Internal Combustion Engine, intake air temperature, volumetric efficient.

1. INTRODUÇÃO

Os Motores de Combustão Interna (*MCI*) são máquinas térmicas que produzem trabalho mecânico através do calor obtido da queima de uma mistura ar mais combustível. Foi a partir do século XVII que buscou-se construir um mecanismo que realizasse trabalho mecânico através de uma determinada fonte de energia de forma automática, excluindo-se a necessidade de força de tração humana ou animal, que foram os Motores de Combustão Externa.

No século XIX apareceram os primeiros (*MCI*) em que o processo no qual a mistura ar-combustível já é realizada dentro do próprio motor. Em 1860 foi construído o primeiro (*MCI*) pelo mecânico alemão Lenoir. Em 1867 Nicolaus Otto, baseando na máquina de Lenoir, produziu o primeiro motor de quatro tempos de ignição por centelha – 1º tempo de admissão, 2º tempo de compressão, 3º tempo de expansão e 4º tempo de exaustão. Já os motores de ignição por compressão desenvolvidos por Rudolf Diesel, diferentes dos de ignição por centelha, são motores que entram em autoignição no fim na compressão quando é adicionado o combustível.

Os motores de quatro tempos requerem válvulas de admissão e de escape na parte superior do cilindro. Na válvula de admissão é por onde a mistura de ar-combustível é adicionada e a válvula de escape é onde se libera os gases que foram queimados no processo de combustão.

As etapas dos ciclos de 4 tempos começam pelo processo de admissão no qual o pistão inicialmente se encontra em seu ponto morto superior, onde a válvula de admissão abre e o cilindro começa o seu deslocamento do ponto morto superior ao inferior criando uma pressão negativa onde a mistura é aspirada para dentro do cilindro aumentando seu volume. Quando o pistão chega ao ponto morto inferior, a válvula de admissão é então fechada, é onde começa o processo de compressão, que o cilindro começa o seu movimento agora do ponto morto inferior ao superior aumentando sua pressão e reduzindo o seu volume e também elevando sua temperatura. Quando o cilindro atinge o seu ponto morto superior, é realizada a ignição, seja por compressão ou por centelha, e então começa o processo de expansão dos gases e novamente o pistão desce ao seu ponto morto inferior por força das elevadas pressões dos gases provenientes da queima. Quando o cilindro atinge o ponto morto inferior a válvula de

escape é então aberta permitindo a exaustão dos gases queimados, quando o cilindro retorna a sua condição inicial a válvula é fechada e o ciclo é concluído.

Os (*MCI*) podem ser de três tipos de ciclo termodinâmico, motores Otto de ignição por compressão, motores Diesel de ignição por compressão, e ainda os motores de ciclo misto.

Os motores de ignição por compressão diferenciam-se dos motores de ignição por centelha porque no seu primeiro processo é admitido somente ar e como neste processo não existe a adição do combustível é possível atingir uma razão volumétrica mais elevada em relação aos motores de ignição por centelha. No processo compressão quando o ar comprimido está em seu ponto máximo e com alta temperatura é injetado o combustível dentro do cilindro, com pressão maior do que a presente na câmara de combustão, ocorre então a combustão espontânea.

Sabemos que os (*MCI*) são máquinas térmicas que produzem trabalho mecânico através do calor obtido da queima de uma mistura ar combustível. Com o avanço das tecnologias no que diz respeito ao aumento na eficiência nesse segmento, uma alternativa para o ganho de rendimento é estudo para redução das perdas da energia que é jogada ao meio, pois estabelece a segunda lei da Termodinâmica que toda vez que for produzido trabalho por um ciclo alimentado por uma fonte quente, parte desse calor terá que ser rejeitado a uma fonte fria, ou seja, nunca é possível transformar todo o calor em trabalho.

Os Motores de Combustão Interna podem ser de vários tipos como os cilindro e pistão – variação volumétrica por movimento alternativo, pistão rotativo – variação volumétrica por movimento alternativo, tubo de jato – volume fixo, turbina a gás – volume fixo. As variações passam por concepção, arranjo mecânico, ciclo térmico entre outros. A coexistência dos vários tipos justifica-se pelo grande leque de aplicações existentes.

Para este trabalho foi adotado o tipo alternativo (cilindro e pistão), modelo no qual o fator crítico de desempenho se dá pela relação de compressão dentro da câmara de combustão.

Nos motores alternativos a elevação da temperatura da mistura ar-combustível se dá pela combustão no qual também se elava a pressão dentro do cilindro, motivo pelo qual o pistão se desloca do ponto morto superior ao ponto morto inferior. No ponto morto superior é a posição em que o pistão mais se aproxima da cabeça do motor e no ponto morto inferior é a posição em que mais se distancia. A distância entre esses dois pontos tem a definição de curso.

O objetivo desse trabalho é contribuir com o avanço tecnológico em Motores de Combustão Interna Alternativos através da proposição de uma abordagem analítica simples para o aumento da eficiência volumétrica e suas consequências para a variação de temperatura do ar de entrada reduzindo o seu volume específico por resfriamento.

2. MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho apresentado demonstra resultados de caráter qualitativo para uma análise de eficiência de um Motor de Combustão Interna Alternativo através do estudo da influência da temperatura do ar de admissão especificando todos os parâmetros necessários para realização das análises.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As premissas para execução deste trabalho foram a análise teórica e construções das equações para obter um modelo analítico para o estudo da influência da temperatura do ar de admissão na eficiência volumétrica e potência gerada por um Motor de Combustão Interna Alternativo (*MCIA*).

A estudo apresenta um roteiro para cálculo de simulação de um *MCIA* sob carga constante com variação de temperatura do ar de admissão. Assim, seguem-se as equações e as respectivas definições associadas que, em conjunto, permitem obter como resultado o objetivo específico deste trabalho, como seja, a elevação da eficiência volumétrica de Motores de Combustão Interna Alternativo de ignição por compressão com a queda da temperatura do ar de admissão. Esse resultado, poderá ser apresentado como uma curva potência-temperatura do ar de admissão.

- **Potência ao freio (Útil):**

É a potência gerado pelo motor, ou de eixo, i.e. é a potência produzida pela expansão dos gases de combustão, deduzida de todos os atritos entre as parte móveis e da potência consumida por acessórios do *MCIA*, durante seu funcionamento. Assim, classificam-se:

- Elementos móveis: Atrito em mancais, pistão-cilindro, na admissão, exaustão.
- Auxiliares: Bomba de óleo, bomba de água, alternador, etc.

É expressa pela equação (Stone, 1999):

$$\dot{W}_F = \frac{2\pi n_{rot} \tau_F}{60} \quad [1]$$

Onde: n_{rot} . (rpm) – frequência de rotação do *M CIA*; τ_F (kPa) – torque ao freio, mostrado mais adiante na equação [3].

- **Pressão Média Efetiva ao Freio (PME):**

A pressão média efetiva ao freio é uma pressão constante, simbólica, que multiplicado pela variação de volume é dado o trabalho total do pistão do ponto morto superior (*PMS*) ao ponto morto inferior (*PMI*). Sabendo que a pressão (e portanto o trabalho) é variável então é usado, para fim de aplicações, um valor constante dessa pressão. Nesse sentido, se relaciona à pressão média efetiva indicada bruta (obtida diretamente no topo dos pistões) pela eficiência mecânica, como a seguir se escreve (Ferguson, 1986):

$$pme_F = \eta_{mec.} pme_{IB} \quad [\text{kPa}] \quad [2]$$

Nesta equação, os valores práticos para pme_F dos Motores de Combustão Interna Alternativo de ignição por compressão de quatro tempos (*M CIAcp 4T*) e de dois tempos (*M CIAcp 2T*); e de ignição por centelha de quatro tempos (*M CIAct 4T*) e de dois tempos (*M CIAct 2T*); bem como os supercarregados (sob alimentação de ar comprimido) de qualquer tipo; são, no estado da arte (Payri F., Desantes, J. M., 2011):

$$M CIAct 4T \rightarrow 0,7 \text{ a } 0,85$$

$$M CIAct 2T \rightarrow 0,65 \text{ a } 0,8$$

$$M CIAcp 4T \rightarrow 0,7 \text{ a } 0,82$$

$$M CIAcp 2T \rightarrow 0,7 \text{ a } 0,85$$

$$\text{Supercarregados} \rightarrow 0,8 \text{ a } 0,95$$

A pressão média efetiva indicada bruta, pme_{IB} , é avaliada pela equação [7].

- **Torque ao Freio:**

O torque é a resultante das forças dinâmicas (pressão dos gases e forças centrífugas) atuantes na manivela. E assim como potência ao freio (útil), o torque ao freio também exclui as perdas pelos elementos móveis e auxiliares. Se expressa por (Heywood, 1998):

$$\tau_F = \frac{pme_F V_d}{2 \pi n} \quad [\text{kN.m}] \quad [3]$$

Onde: pme_F – pressão média efetiva ao freio; $V_d = \pi z D^2 C/4$ (m³) – deslocamento do *MCIA*, onde z – número de cilindros, D (m) – diâmetro do pistão e C (m) – curso do pistão.

- **Pressão e temperatura no fim da expansão:**

Este processo é estudado pela expansão politrópica dos gases da combustão, que no *MCIAct* é dada por (Arkhangelsky, V. et al., 1979):

$$p_5 = \frac{p_{4cp, estim.}}{\delta_V^{m_{exp.}}} \quad [\text{kPa}] \quad [4]$$

$$T_5 = \frac{T_{4cp}}{\delta_V^{m_{exp.}-1}} \quad [\text{K}] \quad [5]$$

Onde: $3cp$ e $4cp$ são os pontos inicial e final da expansão, respectivamente, (a Figura 1 mostra um típico diagrama do indicador de *MCIA* reais que, para efeito didático, se sobrepõe aos ciclos Otto e dual, e no qual se tem a localização dos pontos desta equação); $m_{exp.}$ é o expoente da politrópica do *MCIAct*, para o qual se pode adotar: 1,18 a 1,28; a razão de compressão virtual dos *MCIAct* é dada como segue (Arkhangelsky, V. et al., 1979), tendo que os termos RP e μ , desta expressão que segue, são dados após a equação [8], respectivamente, nas notas iii e vii da equação [8]:

$$\delta_V \cong \frac{V_5}{V_{4cp}} = \frac{r_V RP \cdot T_2}{\mu T_{4cp}} \quad [6]$$

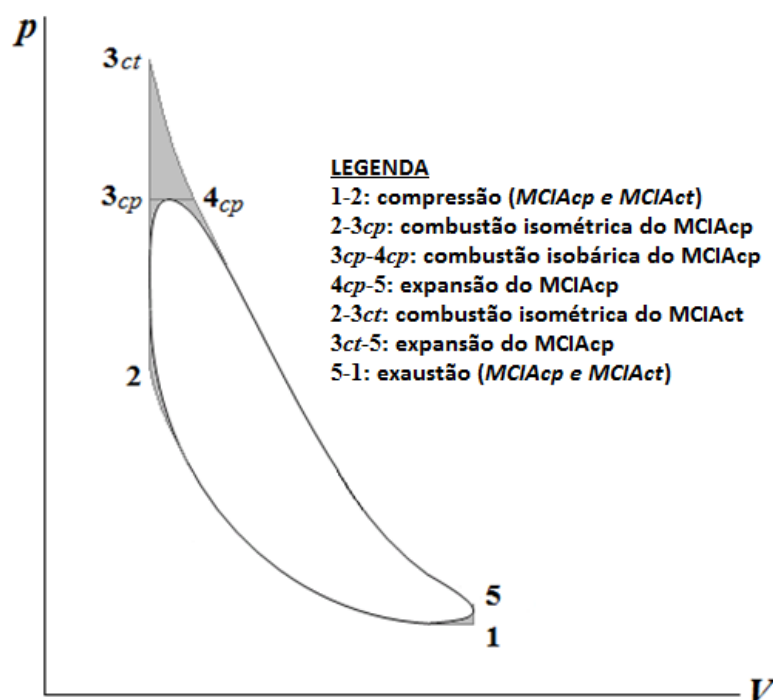


Figura 1: Diagrama do indicador (pressão-volume) de *MCIAct* e *MCIAct*.

Ricardo Cruz, 2017.

- **Pressão média efetiva indicada bruta**

Conforme explicado anteriormente a pressão média efetiva bruta pode ser avaliada pela expressão (V. Arkhangelsky et al., 1979):

$$pme_{IB} = \alpha \left(\frac{p_1 r_V^{m_{comp.}}}{r_V - 1} \right) \cdot \left[RP (\zeta - 1) + \left(\frac{\zeta \cdot RP}{m_{exp.} - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda^{(m_{exp.} - 1)}} \right) - \left(\frac{1}{m_{comp.} - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{r_V^{(m_{comp.} - 1)}} \right) \right] \quad [7]$$

Onde: p_1 (kPa) – pressão absoluta no fim da compressão que, baseado em experimentos, pode-se estimá-la como: 0,9 a $0,96 \cdot p_{cp}$; p_{cp} (kPa) – pressão do compressor de *MCIA* de admissão auxiliada; r_V – razão volumétrica é definida como a razão entre o volume do *PMI* e do *PMS*, valor que deve ser adotada inicialmente; $m_{comp.}$ – coeficiente médio da politrópica na compressão, para o qual pode adotar, na faixa de 1.000 rpm a 2.000 rpm, valores 1,3 a 1,37, RP – é a razão das pressões de corte do *MCIACP* (definida pela expressão da nota ii após a equação [8]) com os valores de: 1,4 a 2,2; e α – fator de arredondamento superior da curva pV no qual pode assumir o valor do *MCIACP* $\alpha = 0,92$.

E ζ e λ são parâmetros da equação sem significado físico, para *MCIACP* expressos como:

$$\zeta = \frac{T_{4cp}}{RP \cdot T_2} \quad [7.1]$$

$$\lambda = \delta_V = \frac{r_V}{\zeta} \quad [7.2]$$

Onde: T_{4cp} – temperatura no final da combustão; e T_2 – temperatura no fim da compressão.

- **Temperatura no final da combustão T_{4cp}**

Para *MCIACP*, o valor de temperatura no fim da combustão é obtido resolvendo a seguinte equação desenvolvida por um balanço de energia entre os pontos 2 e $4cp$, da Figura 1 (Arkhangelsky, 1979):

$$\frac{\eta_{queima} PCI_{mol.}}{\nu_R (1 + f_{res.})} + \frac{\tilde{u}_{ac_2} + f_{res.} \tilde{u}_{g_2}}{(1 + f_{res.})} + \check{R}(RP \cdot T_2) = \mu \left(\tilde{u}_{g_{4cp}} + \check{R}T_{4cp} \right) \quad [8]$$

Onde:

- η_{queima} é a eficiência da combustão de quão eficaz um dispositivo consome combustível, ou seja, se queima do combustível foi totalmente atingida, para a qual se tem valores aproximados de 0,65 a 0,7 (Heywood, 1998).

- ii. $PCI_{mol.}$ é o poder calorífico inferior molar, [kJ/kmol], do combustível, que pode ser obtido do mássico PCI [kJ/kg], por (Stone, 1999):

$$PCI_{mol.} = PCI \cdot M_{comb.} \quad [\text{kJ/kmol}_{comb.}]$$

Onde: $M_{comb.}$ – Massa molecular do combustível [kg/kmol].

- iii. RP , a razão de pressões de corte do MCI_{acp}, se define como (Ferguson, 1986):

$$RP = \frac{p_{3cp}}{p_2} = \frac{p_{4cp}}{p_2}$$

- iv. v_R que é a molariedade da mistura ar-combustível (AC). Obtida como Cruz (2017):

$$v_R = 4,76 \varepsilon \left(y + \frac{z}{4} \right) + 1 \quad [\text{kmol}_{ac}/\text{kmol}_{comb.}]$$

Onde: ε – excesso de ar, que é a razão entre a mistura ar-combustível real (AC_{real}) e ar-combustível estequiométrica ($AC_{estq.}$), sendo:

$\varepsilon = 1$, a reação é chamada estequiométrica ($AC_{real} = AC_{estq.}$);

$\varepsilon < 1$, é chamada rica em combustível ($AC_{real} < AC_{estq.}$) – típica de MCI Otto;

$\varepsilon > 1$, é chamada pobre em combustível ($AC_{real} > AC_{estq.}$) – típica de MCI Diesel.

Ambos MCI Otto e Diesel também alcançam valores $\varepsilon = 1$.

E y e z são, respectivamente, as atomicidades do carbono e do hidrogênio na fórmula empírica adotada para o combustível (gasóleo), i.e. $C_y H_z$, como é tratado na equação [12].

- v. \tilde{u}_{ac_2} é a energia interna molar da mistura AC no final da compressão (ponto 2 da Figura 1), dada pela expressão Cruz (2017):

$$\tilde{u}_{ac_2} = \sum_i (x_i \tilde{u}_i)_2 \quad [\text{kJ/kmol}_{ac}]$$

Em que $x_i = v_i/v_R$ ($i \cong$ combustível, O_2 e N_2) – fração molar de cada reagente i ; e \tilde{u}_i [kJ/kmol_i] – energia interna molar de cada reagente i .

- vi. $\tilde{u}_{g_{pt}}$ é a energia interna molar da mistura de gases de combustão (g) nos pontos terminais 2 e 4_{cp}, dada como (Cruz, 2017):

$$\tilde{u}_{g_{pt}} = \sum_j (x_j \tilde{u}_j)_{pt} \quad [\text{kJ/kmol}_g]$$

Onde: $x_j = v_j/v_P$ – fração molar de cada gás j (CO_2 , H_2O , N_2 , etc.), na mistura dos gases de combustão, no ponto $pt = 4cp$, onde $v_P = \sum_j v_j$ ($\text{kmol}_{pc}/\text{kmol}_{comb.}$) é a molariedade desses produtos; e \tilde{u}_j (kJ/kmol_i) – energia interna molar de cada produto j .

- vii. μ é a razão de molariedade do poder calorífico do AC-residuais, expressa por (V. Arkhangelsky et al, 1994):

$$\mu = \frac{v_P + f_{res.} v_R}{v_R(1 + f_{res.})} = r_{pc.ac.} + \frac{f_{res.}}{(1 + f_{res.})}$$

Onde: $r_{pc.ac.} = v_P/v_R$ – razão molar produto de combustão/mistura ar-combustível.

viii. Estimativa da pressão no fim da combustão pela equação do gás ideal:

$$p_{3cp.estim} = p_{4cp.estim} \cong RP \cdot p_2 \quad [\text{kPa}]$$

- **Temperatura no fim da compressão**

O processo isentrópico dos ciclos teóricos é aproximado pela compressão politrópica do gás no fim da admissão (*MCIAcp – ar+residuais*), avaliado pela seguinte relação (Cruz, 2017):

$$T_2 = T_1 r_v^{(m_{comp}-1)} \quad [\text{K}] \quad [9]$$

Onde: 1 e 2 são os pontos inicial e final na figura 1.

- **Eficiência volumétrica**

A equação abaixo disponibiliza a eficiência volumétrica, sob variação de densidade do ar com a temperatura (Cruz, 2017):

$$\eta_{vol.} = \frac{m_{ar.real}}{\rho_{ar.CL} V_d} = \frac{2 \dot{m}_{ar.real}}{\rho_{ar.CL} n_{rot} V_d} \quad [10]$$

Onde: $m_{ar.real}$ [kg/ciclo] – carga de ar engolida pelo *MCIA* por ciclo sob massa específica do ar nas condições locais (*CL*); n_{rot} [rpm] – frequência de rotação do *MCIA*; $V_d = \pi z D^2 C/4$ [m³] – volume deslocado do *MICA*, onde: z – número de cilindros, D [m] – diâmetro do pistão e C [m] – curso do pistão.

Valores de $\eta_{vol.}$: 0,75 (pequenos *MCIA* aspirados) a 97 (grandes *MCIA* comprimidos).

- **Vazão de consumo de ar combustível**

É determinada a partir da combinação da razão *AC* e a eficiência volumétrica $\eta_{vol.}$. Para uma reação de combustão à base de 1 kmol de combustível (Cruz, 2017):

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\eta_{vol.} \rho_{ar.CL} n_{rot} V_d M_{comb.}}{1740 AC_{mol.}} \quad [\text{kg/s}] \quad [11]$$

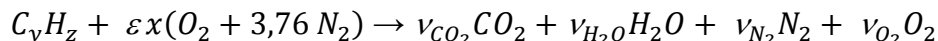
Onde: $M_{comb.}$ [kg/kmol] – massa molecular do combustível; $AC_{mol.} = v_{ar}/v_{comb.} = (v_R - 1)$, – razão ar-combustível molar, para 1 kmol de combustível ($v_{comb.} = 1$ kmol).

- **Balanceamento da reação de combustão**

Combustível (R): hidrocarbonetos de forma geral C_yH_z .

Ar seco (R): Assumindo contendo 21% de O_2 e 79% de N_2 (3,76 kmol N_2 por 1 kmol O_2). É fornecido sob excesso de ar ε .

Equação da reação:



O balanço da equação é feito por 1 kmol de combustível. Disso, se obtém as seguintes relações lineares (Cruz, 2017):

$$\left. \begin{array}{l} \text{Balanço de } C: \quad y = v_{CO_2} \\ \text{Balanço de } H: \quad z = 2 v_{H_2O} \\ \text{Balanço de } O: \quad 2 \varepsilon x = 2 v_{CO_2} + v_{H_2O} + 2 v_{O_2} \\ \text{Balanço de } N: \quad 2 \varepsilon x(3,76) = 2 v_{N_2} \end{array} \right\} [12]$$

Na resolução, primeiro resolve-se o sistema [12] com $\varepsilon = 1$ e $v_{O_2} = 0$, obtendo-se x . Então, com x e o $\varepsilon \neq 1$ do problema, resolve-se [12] completo. A vazão molar de combustível ($n_{comb.}$) é obtida dividindo a vazão mássica de combustível pela massa molecular do combustível. Disso, obtém-se as vazões molares dos produtos de combustão como mostra a equação abaixo (Cruz, 2017):

$$\dot{n}_{i,P} = v_{i,P} \dot{n}_{comb.}$$

Onde: $v_{i,P}$ são os coeficientes dos P , obtidos do sistema linear [12].

As vazões molares dos produtos de combustão são usadas na determinação das energias internas das notas v e v_i acima.

- **Estratégia para obter as variações de eficiência volumétrica e da potência com a redução da temperatura do ar de admissão**

Das eficiências acima é obtido uma vazão em massa de ar sob cada densidade como função das temperaturas do intervalo de simulação.

Com as vazões de ar dadas pela equação [11], obtém-se valores de proporção ar-combustível (p_{AC}) com o valor da vazão de ar consumido pelo *MCIA* adotado na simulação, na carga de 100% (dado de catálogos de fabricantes). É assim obtido um valor de p_{AC} para cada temperatura do intervalo de simulação.

As vazões em massa de combustível do catálogo do motor selecionado devem ser corrigidas pelas proporções p_{AC} acima. Estas vazões de combustível são transformadas em vazões molares de combustível como dado na equação (Cruz, 2017):

$$\dot{n}_{comb.} = \frac{\dot{m}_{comb.}}{M_{comb.}} \quad [13]$$

4. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou uma modelagem do estado da arte que visa a realização de um exercício teórico de avaliação da possível elevação da eficiência volumétrica de Motores de Combustão Interna Alternativos. O próximo passo deve ser a realização de experimentos em banco de ensaio dinamométrico, para calibração do modelo; o que os autores projetam realizar no dinamômetro ora em implantação no Laboratório de Ciências Térmicas do Curso Engenharia Mecânica da Escola Superior de Tecnologia da UEA.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CRUZ, Ricardo Wilson A. Notas de aula da disciplina Motores de Combustão Interna Alternativos. Escola Superior de Tecnologia da Universidade do Estado do Amazonas. Manaus, 2017.

FERGUSON, Colin R. Internal Combustion Engines. John Wiley & Sons, Inc. New York, USA. 1986.

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill. New York, USA. 1988.

PAYRI, F., DESANTES, J. M. (Editores). Motores de Combustión Interna. Universitat Politècnica de València. Editorial Reverté. Barcelona. 2011.

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd Edition. Society of Automotive Engineers Inc. (SAE) Warrendale. USA. 1999.

V. ARKHANGELSKY, KHOVAKH M., Y. STEPANOV, V. TRUSOV, M. VIKHERT, A. VOINOV. Motor Vehicle Engines. M. Khovakh. Mir Publish. Moscow. 1979.