

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DE MODELOS DE COEFICIENTE CONVECTIVO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Flávio Souza de Moraes, flavio_sdm@outlook.com¹

Jorge Recarte Henríquez, rjorge@ufpe.br¹

José Claudino Lira Jr., claudino.lira@ufpe.br¹

¹ Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), Centro de Tecnologia e Geociências (CTG), Departamento de Engenharia Mecânica, Av. da Arquitetura s/n – Cidade Universitária - Recife, PE, Brasil

Resumo: Motores de combustão interna são dispositivos muito presentes na atualidade e desde a sua invenção, passaram a transformar os meios de transporte e produção industrial da sociedade. Neles a energia química presente no combustível é transformada em energia mecânica e calor. Nestes equipamentos existe uma busca constante por melhorias no que diz respeito a sua eficiência energética e, conseqüentemente, na redução dos impactos ambientais decorrentes das emissões formadas na combustão. A simulação numérica como ferramenta de análise e de projeto é uma aliada fundamental no desenvolvimento de motores mais eficientes. O objetivo do presente trabalho foi avaliar diferentes correlações para computar o coeficiente convectivo no interior de um cilindro de um motor de combustão interna durante os processos de compressão, combustão e expansão. Ainda, foi avaliado o efeito do coeficiente convectivo obtido destas correlações sobre a pressão no interior do cilindro e a transferência de calor através das paredes. O modelo envolvendo os processos de compressão, combustão e expansão de um motor Ciclo Otto foi formulado utilizando a primeira Lei da termodinâmica aplicada a cada processo e o algoritmo de simulação foi construído no ambiente MatLab®. Através das simulações pôde ser visto que, embora os valores dos coeficientes convectivos resultantes das diversas correlações testadas sejam diferentes, estes não representam uma grande influência no cálculo da pressão no interior do cilindro.

Palavras-chave: Motores de Combustão Interna, Transferência de Calor, Simulação Numérica.

1. INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que geram trabalho através de uma reação química exotérmica entre combustível e um comburente (ar). Basicamente, a energia é liberada (em forma de calor, luz e ruído) devido à quebra de ligações químicas dos reagentes, os quais ao final do processo formam compostos mais estáveis.

O desenvolvimento desses dispositivos começou no século XIX e sem dúvida o seu avanço impulsionou a sociedade mudando a maneira de produção de bens, a qual deixou de ser totalmente artesanal passando assim a ter máquinas introduzidas na linha de processos. A invenção do motor de combustão interna passou também a mudar a maneira como as pessoas se transportavam com a introdução dos automóveis.

Os processos mais importantes dentro de um motor ocorrem dentro da câmara de combustão (admissão, compressão, expansão e exaustão), pois as transformações que ocorrem com o fluido dentro dessa região geram o trabalho no eixo do motor. Todos os outros sistemas funcionam de maneira a fazer a manutenção dessa região, para que pressão e temperatura estejam dentro de limites adequados.

Segundo Woschni (1967) a transferência de calor num motor de combustão interna é controlada por três fatores: a convecção, radiação e rápidas mudanças na temperatura dos gases ao longo do tempo.

Altas velocidades do gás caracterizam o escoamento como turbulento dentro da câmara de combustão. Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) é regido pela seguinte relação entre o número de Nusselt e Reynolds na forma da Equação 1:

$$Nu = C Re^m \quad (1)$$

Partindo dessa relação, formulações empíricas foram propostas ao longo do tempo para determinar a distribuição desta variável ao longo do ciclo do motor. Dentre essas formulações podemos citar os modelos propostos por Nusselt (1923), Eichelberg (1939) Woschni (1967), Hohenberg (1979) e Chang (2004).

A radiação encontra-se presente durante a combustão e expansão dos gases, onde gases em alta temperatura, fuligem e a frente de chama são fontes que transferem calor através de radiação para as paredes do cilindro. Borman e Nishiwaki (1987) e Ferguson e Kirkpatrick (2015) apontam que em motores de ciclo Otto, devido as grandes

velocidades e a baixa formação de fuligem, a influência da radiação no fluxo de calor transferido para as paredes do cilindro é pequena comparada com a parcela de convecção, assim podemos negligencia-la.

Já motores de ciclo diesel, os quais são caracterizados por queimas incompletas nos cilindros, a radiação tem um papel importante no fluxo de calor transferido para parede do cilindro. Ferguson e Kirkpatrick (2015) citam, com base no trabalho de Dent e Sulaiman (1977), que a radiação emitida pela fuligem fica em torno de 20 – 40% do calor total transferido para as paredes da câmara de combustão.

O objetivo deste trabalho é estudar a influência do coeficiente convectivo no cálculo da pressão através da utilização de diferentes correlações empíricas para o coeficiente de convecção. Para as análises, uma modelagem dos processos de compressão, combustão e expansão foi implementada segundo a obra de Ferguson e Kirkpatrick (2015) e aplicadas a um estudo de caso.

As equações diferenciais do modelo foram resolvidas numericamente através de um código implementado em MatLab®, o qual a partir de variáveis de entrada que levam em conta a geometria do motor, tipo de combustível e condições iniciais dos gases são estimadas a pressão dentro da câmara de combustão.

2. MODELO COMPUTACIONAL

Foram simulados os processos de compressão, combustão e expansão dos gases dentro da câmara de combustão no intuito de estimar a pressão e a partir desta, a temperatura dos gases no motor, o trabalho, o calor perdido pelas paredes do cilindro, a eficiência e a pressão efetiva média indicada. O volume de controle a ser analisado será o gás dentro do cilindro o qual fisicamente é limitado pelas paredes do cilindro, cabeçote e pistão, como ilustrado pela Figura 1.

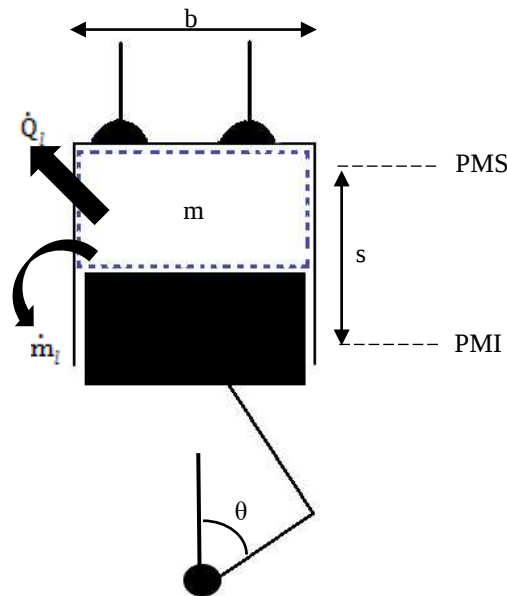


Figura 1: Volume de controle da câmara de combustão

Como em qualquer modelagem matemática, algumas hipóteses simplificadoras devem ser feitas na representação do fenômeno. A análise será realizada apenas do ponto de vista energético, não será levado em conta o escoamento altamente reativo e turbulento que ocorre dentro da câmara de combustão. O fluido de trabalho considerado nesta análise será o ar padrão, o que não ocorre na combustão onde durante o ciclo temos diferentes gases com composição variada. Assim o ar será considerado como gás ideal, sendo aplicável ao problema a Lei dos Gases Ideais.

Durante a compressão e expansão as válvulas de admissão e escape serão completamente vedadas, porém será permitida a saída de massa do volume de controle pelo espaço entre as paredes do cilindro e os anéis do pistão, dessa forma é um sistema aberto. Essa hipótese adiciona um termo à equação da energia, o qual é a massa de gás (ar, na presente modelagem) que sai do volume de controle multiplicado pela entalpia do gás.

A taxa com qual ar sai do cilindro é assumida como proporcional a massa contida no cilindro segundo Equação 2, onde C é o coeficiente de “blow-by”. Ferguson e Kirkpatrick (2015) assumem que para motores novos 0,5% ($C = 0,005$) de massa irá sair do cilindro, no entanto um valor representativo para o qual motores operam na maior parte de sua vida útil é com 1% de saída da massa do cilindro.

$$\dot{m}_i = Cm \quad (2)$$

Fazendo o balanço de massa no volume de controle para um intervalo de tempo, representado por $d\theta$ que é o deslocamento infinitesimal do ângulo de biela, teremos:

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{\dot{m}_l}{\omega} \quad (3)$$

Onde ω é a velocidade angular do motor em rad/s.

Para a massa do cilindro podemos escrever a seguinte equação para a Lei dos Gases Ideias derivada em relação ao ângulo da biela:

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (4)$$

E aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica ao volume de controle da Figura 1, derivando-a em relação à θ , teremos:

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} + c_v T \frac{dm}{d\theta} + \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \quad (5)$$

Onde h_l é a entalpia dos gases dentro do cilindro e que pode ser modelada através de $h_l = c_p T$.

Combinando as Equações (4) e (5) podemos chegar a seguinte equação diferencial para pressão:

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{(\gamma-1)}{V} \frac{dQ}{d\theta} - \frac{\gamma \dot{m}_l}{\omega m} P \quad (6)$$

O termo $dQ/d\theta$ é a taxa de calor líquido que sai do volume de controle. Calor entra no volume de controle a partir da reação de combustão. Esse calor liberado gradativamente ao longo da combustão e pode ser modelado como proporcional ao produto da massa de combustível injetada multiplicado pelo seu poder calorífico inferior. O fator de proporcionalidade entre essas duas grandezas é a fração de massa queimada, a qual é zero no início da combustão (θ_s - ângulo de centelha) e próximo a unidade ao final da combustão (θ_d é a duração da combustão), porém nunca igual a 1, pois o processo de combustão não é perfeito restando sempre um pouco de combustível ao final desse processo.

Calor sai do sistema por convecção com as paredes do cilindro seu valor foi modelado através da Lei de Resfriamento de Newton:

$$\frac{dQ_l}{dt} = h(\theta) A(\theta) (T - T_w) \quad (7)$$

Onde $h(\theta)$ é o coeficiente convectivo característico do escoamento dentro do cilindro e varia de acordo com o ângulo da biela, T_w é a temperatura da parede do cilindro e $A(\theta)$ é a área com a qual o gás está em contato e é representada por:

$$A(\theta) = A_{PMI} + \pi b \frac{s}{2} (1 - \cos \theta) \quad (8)$$

Na Equação (8), s e b são o curso e o diâmetro do pistão, respectivamente, e estão representados na Figura 1. Subtraindo a quantidade de calor que entra menos a que sai do volume de controle:

$$\frac{dQ}{d\theta} = m_{comb} PCI \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{h(\theta) A(\theta)}{\omega} (T - T_w) \quad (9)$$

A fração de massa queimada será modelada a partir da razão exponencial proposta por Wiebe, a qual é dada pela Equação (10):

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (10)$$

Onde n e a , são respectivamente a fator de forma de Wiebe e o fator de eficiência de Wiebe. Tais constantes são encontradas experimentalmente, porém para as análises realizadas neste trabalho, foi assumido $a = 5$ e $n = 3$ de acordo com Heywood (1988).

O volume da câmara de combustão varia ciclicamente de acordo com a Equação (11).

$$V(\theta) = V_{PMI} + \frac{\pi b^2}{4} \frac{s}{2} (1 - \cos \theta) \quad (11)$$

A razão entre calores específicos ($\gamma = c_p/c_v$) para o ar padrão varia entre 1,25 e 1,4, seu valor foi obtido de acordo com a Equação (12) utilizada por Wu, Chen e Hsieh (2006):

$$\gamma = 1,338 - 6 \times 10^{-5} T + 10^{-8} T^2 \quad (12)$$

Portanto, o modelo será constituído pelas equações (13) à (17):

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(-\frac{\gamma}{V(\theta)} \frac{dV}{d\theta} - \frac{h(\theta)A(\theta)(\gamma-1)}{m(\theta)R\omega} - \frac{\gamma}{\omega} C \right) P + \frac{(\gamma-1)}{V(\theta)} \left(m_{comb} PCI \frac{dx_b}{d\theta} + \frac{h(\theta)A(\theta)}{\omega} T_w \right) \quad (13)$$

$$T = \frac{V(\theta)}{m(\theta)R} P \quad (14)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{Cm(\theta)}{\omega} \quad (15)$$

$$W = P \frac{dV}{d\theta} \quad (16)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h(\theta)A(\theta)}{\omega} (T - T_w) \quad (17)$$

Além das Equações (8), (10), (11) e (12), utilizadas no calculo de variáveis intermediárias utilizadas nas equações anteriores.

O rendimento e a pressão efetiva média indicada do ciclo são dados pelas Equações (18) e (19), respectivamente.

$$\eta = \frac{W_{liq}}{m_{comb} PCI} \quad (18)$$

$$imep = \frac{W_{liq}}{V_{PMI} - V_{PMS}} \quad (19)$$

Onde o trabalho líquido considerado foi o trabalho desenvolvido durante o ciclo de compressão e expansão do motor.

As Equações (13) a (17) são equações diferenciais independentes, a partir da resolução da Equação (13) podemos encontrar a pressão na câmara de combustão e em seguida resolver as demais equações. A solução numérica de equações diferenciais pode ser obtida aproximando as derivadas de operações algébricas através do método de diferenças finitas, a derivada da pressão na Equação (13) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P^\theta - P^{\theta-1}}{\Delta\theta} \quad (20)$$

Onde θ e $\theta-1$ significam o instante de tempo posterior e anterior, respectivamente. A modelagem começa quando o pistão está na PMI ($\theta = -180$) onde a válvula de admissão é fechada e temos o cilindro com ar padrão a temperatura e

pressão conhecidas. Podemos assim resolver a equação da pressão estimando seu comportamento no instante seguinte a partir das condições iniciais. Isolando P^θ :

$$P^\theta = \frac{dP}{d\theta} \bigg|_{\theta-1} \Delta\theta + P^{\theta-1} \quad (21)$$

Dessa forma podemos resolver a Equação (13) para toda compressão ($-180 \leq \theta \leq 0$) e expansão ($0 < \theta \leq 180$).

Na Figura 2 podemos ver um fluxograma do código desenvolvido em MatLab® para resolução das equações diferenciais do modelo.

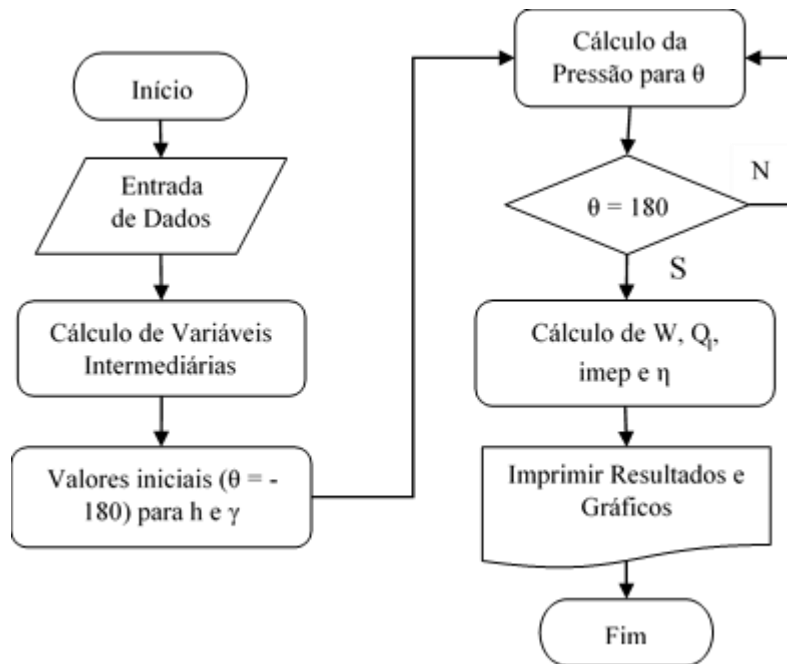


Figura 2: Fluxograma do Programa

Os dados de entrada da simulação consistem de informações geométricas do motor (curso do pistão, diâmetro do cilindro, volume e área de troca de calor no PMS e razão de compressão) e operacionais (estado inicial dos gases, massa de combustível injetada, rotações do motor, início de combustão, duração da combustão e temperatura média da parede da camara de combustão).

As variáveis intermediárias consistem de grandezas utilizadas para obtenção da distribuição de pressão e seus valores devem estar disponíveis para a solução da equação diferencial de pressão com a marcha no tempo. Tais variáveis são, a distribuição da área de troca de calor e o volume da câmara de combustão, massa dentro do cilindro (a qual é influenciada pela massa que sai por “*blow-by*”, fração de massa queimada e as derivadas do volume da câmara e da fração de massa queimada).

São calculados valores iniciais para essas variáveis intermediárias para dar início a resolução em marcha no tempo a qual só para ao valor de θ atingir 180° . Ao obter a distribuição de pressão, são calculadas as demais variáveis (trabalho, calor perdido para as paredes, rendimento e pressão efetiva média indicada) e por fim são apresentados os resultados através de gráficos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Um estudo foi feito para um motor ciclo Otto aspirado com os dados de entrada mostrados na Tabela 1.

Tabela 1. Características do motor utilizado no estudo de caso.

Curso do Pistão [m]	0,086
Diâmetro do Pistão [m]	0,077
Rotação do Motor [RPM]	2000
Razão de Compressão	11:1
Massa de combustível injetada [mg/ciclo]	33,85
Poder Calorífico Inferior do Combustível [MJ/kg]	40,382 (Gasolina E22)
Início da Combustão [graus]	-8

Duração da Combustão [graus]	28,66
Área de troca no PMS [m ²]	0,0037
Temperatura média da câmara [K]	433
Pressão inicial do gás [kPa]	195
Temperatura inicial do gás [K]	419

As características operacionais do motor apresentadas na Tabela 1 foram retiradas de um modelo 1-D do motor feito no software comercial GT-POWER.

Considerando uma análise em regime estacionário do motor, pode-se observar variações espaciais da temperatura da parede da câmara de combustão. A temperatura média da câmara é a média espacial dessa grandeza na região, neste trabalho está foi obtida com base no modelo do GT-POWER.

Entrando no código com as informações da Tabela 1, foi obtida a distribuição do valor do coeficiente convectivos mostrado na Figura 3, para os modelos propostos por Nusselt (1923), Eichelberg (1939), Woschni (1967), Hohenberg (1979) e Chang (2004).

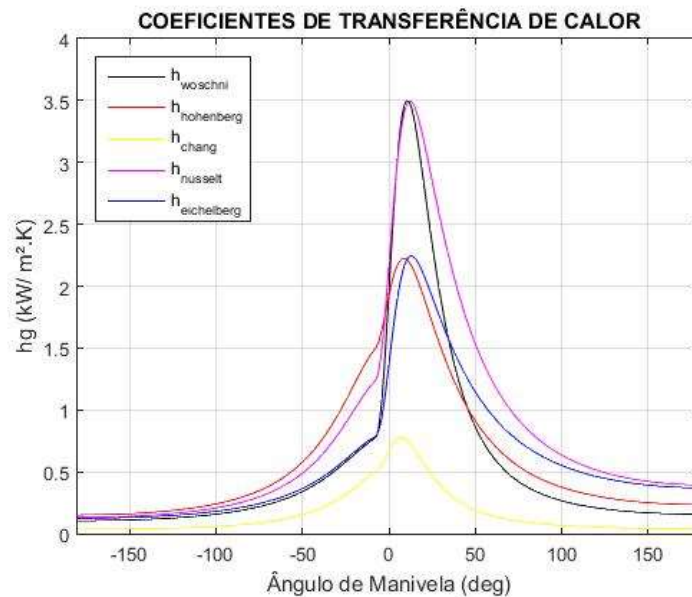


Figura 3: Coeficientes de convecção calculados por diferentes correlações

Da Figura 3 vemos a variação do valor do coeficiente de transferência de calor. Partindo da relação exponencial entre o número de Reynolds e Nusselt, a maioria desses modelos relacionam o coeficiente de transferência de calor ao estado termodinâmico dos gases dentro da câmara (Pressão e Temperatura) através de equações de estado para viscosidade, condutividade térmica e densidade em função da temperatura e pressão do gás. Além disso, esses modelos tentam adicionar a influência da velocidade dos gases de combustão dentro da câmara (um escoamento altamente reativo e turbulento) aproximando esta grandeza à velocidade média do pistão. Todos os modelos possuem constantes e expoentes os quais são determinados geralmente através de experimentos em motores de combustão interna.

Nusselt foi o primeiro a apresentar uma correlação para o fenômeno de transferência dos gases de combustão, seu modelo foi baseado em experimentos realizado numa bomba esférica onde uma mistura de ar e combustível em repouso foi queimada. Anos mais tarde, Eichelberg propôs uma correlação baseada na de Nusselt onde medições do fluxo de calor foram realizadas num motor diesel naturalmente aspirado de 2 e 4 tempos.

O modelo de Woschni (1967) é a correlação mais usada na literatura para o cálculo dessa propriedade. Chang (2004) e Hohenberg (1979), como pode ser visto em seus trabalhos, propuseram seus modelos partindo do argumento que o modelo de Woschni (1967) faz uma sobrestimativa dessa variável, devido ao termo que computa a combustão. A partir da Figura 3 podemos perceber essa característica entre esses modelos.

Utilizando esses diferentes métodos para cálculo de $h(\theta)$ foram obtidas as seguintes curvas para distribuição da pressão ao longo do processo de compressão e expansão mostradas na Figura 4.

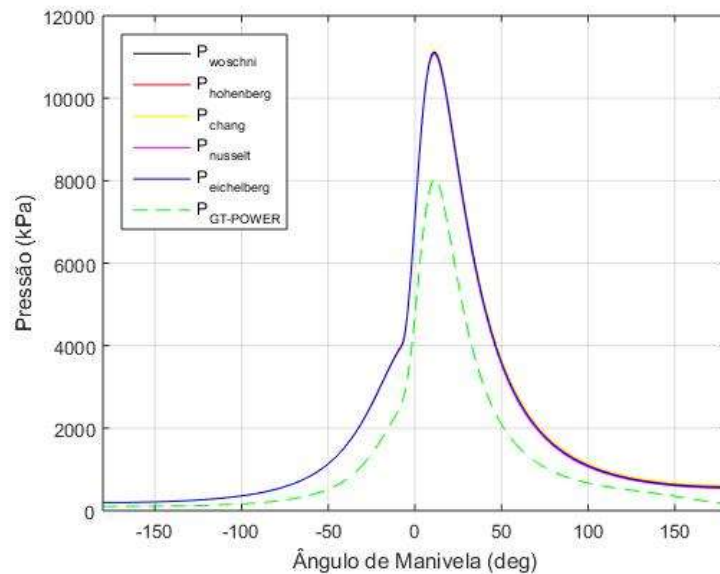


Figura 4: Distribuição de pressão ao longo do ciclo para diferentes correlações.

A partir das simulações do motor com diferentes correlações para coeficientes de transferência de calor podemos perceber que a correlação utilizada tem pouca influência no cálculo da pressão (Figura 4). É perceptível também a diferença entre as pressões resultantes da análise do GT-POWER e do código desenvolvido, acredita-se que essa diferença vem do método utilizado pelas duas ferramentas.

Na Tabela 2 foram sumarizados os picos de todas as distribuições de variáveis resultantes da solução das Equações 12 – 16.

Tabela 2. Valores máximos do ciclo para diferentes correlações de coeficiente de transferência de calor utilizado.

Correlação	Woschnni	Hohenberg	Chang	Nusselt	Eichelberg
Pressão máx. [kPa]	11086,00	11088,00	11171,00	11070,00	11118,00
Temperatura máx. [K]	2455,30	2461,90	2486,10	2451,80	2467,60
Coef. de Transferência de Calor máx. [kW/m²K]	3,50	2,22	0,78	3,49	2,25
Rendimento	0,45	0,45	0,47	0,44	0,45
Pressão Efetiva Média Indicada [kPa]	1540,00	1552,30	1616,40	1506,30	1543,00
Trabalho Total [kJ]	0,615	0,620	0,646	0,602	0,617
Calor Total Perdido [kJ]	0,131	0,134	0,032	0,203	0,163

As diferentes distribuições para coeficiente de transferência de calor durante o ciclo considerado, influenciam diretamente no cálculo do calor perdido pelas paredes ao final do ciclo. O calor que sai do volume de controle é obtido através da integração da Equação (17) no tempo. Pode-se afirmar que o valor do calor que sai do volume de controle é controlado principalmente por $h(\theta)$, pois a temperatura por ser relacionada à pressão através da Lei dos Gases Ideais não influencia muito nessa grandeza e as demais variáveis da equação também não mudam.

Considerando a Figura 3, a correlação proposta por Woschnni, Hohenberg e Chang possuem picos completamente diferentes, no entanto o calor total perdido para as paredes da câmara de combustão não seguem a tendência, sendo os cálculos realizados com a correlação de Woschnni e Hohenberg quase equivalentes e o calculado por Chang bem abaixo (neste último caso, como esperado). Acredita-se que essa equivalência entre os dois primeiros modelos se dá devido ao valor do coeficiente convectivo no processo de expansão o qual é maior no modelo de Hohenberg para valores de θ por volta de 50° .

Por apresentar os maiores valores para $h(\theta)$ no período analisado, a perda total de calor calculada utilizando a formulação de Nusselt representa a maior estimativa de energia perdida para as paredes da câmara de combustão. Já Eichelberg, apesar de não possuir grandes picos no período de combustão, durante a expansão os valores de $h(\theta)$ são consideravelmente grandes em relação aos de Woschnni, Hohenberg e Chang, o que influencia também na quantidade de calor total perdida pelo volume de controle.

Na Figura 5 temos o valor do calor acumulado perdido pela parede da câmara de combustão, integral da Equação 16, em função do ângulo de manivela a partir do início da combustão ($\theta = -8^\circ$).

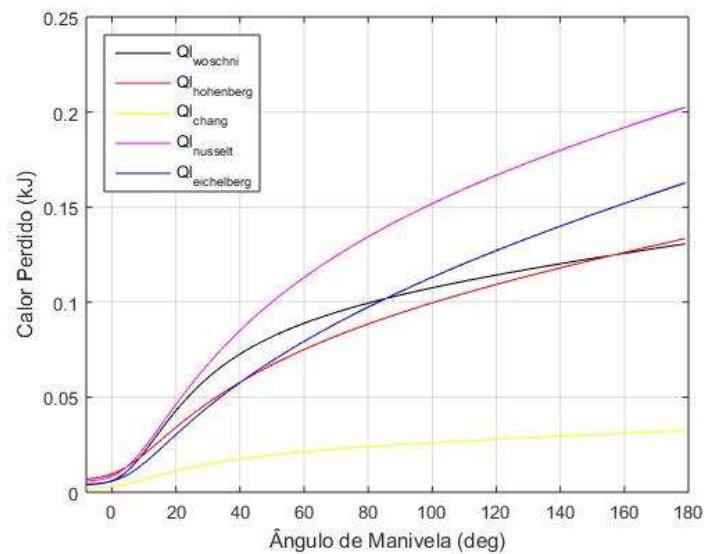


Figura 5: Distribuição de pressão ao longo do ciclo para diferentes correlações.

Em relação ao trabalho do ciclo, este é calculado a partir da pressão dessa forma é esperado distribuições parecidas do trabalho acumulado ao longo do ciclo, visto que as distribuições de pressões não são influenciadas muito pelo valor de $h(\theta)$.

De maneira a testar a consistência da representação física do modelo foram feitas algumas alterações em duas variáveis de entrada: razão de compressão e a massa de combustível, essas alterações foram feitas de maneira separadas para captar o efeito da mudança isolada de cada parâmetro e utilizando a correlação de Wochnni para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Com o aumento da razão de compressão espera-se que a pressão dentro da câmara aumente, pois como é sabido o valor dessa variável deve ser o maior possível sendo limitado por critérios de resistência do material e, no caso de motores Otto, o fenômeno de “batida de pino”. Fazendo $r = 15$, a pressão máxima na câmara de combustão aumenta para 15125 kPa, assim como ocorre com o rendimento o qual aumenta para 0,48. Com $r = 8$, foi obtido como esperado o resultado contrário, com a pressão máxima e o rendimento igual a 7970,6 kPa e 0,42.

A variação da massa segue um comportamento similar. Com mais massa de combustível maiores pressões ao longo do ciclo foram obtidas nos cálculos (9052 kPa para 23,8 kg/ciclo e 13069 kPa com 43,8 kg/ciclo). Já em relação ao rendimento do ciclo, a diminuição de combustível apresentou um aumento do rendimento, apesar de pouco por volta de 1.89% em relação aos resultados utilizando a Tabela 1.

Como mencionado, o valor de razão entre os calores específicos para o ar padrão pode estar no intervalo entre 1,25 e 1,4. Na Figura 6 foram plotadas as distribuições de pressão considerando diferentes valores gama, fixando esses valores ao longo do ciclo para cada simulação. Pôde ser visto a sensibilidade do modelo em relação a variável gama, o que justifica a utilização da Equação (12) a qual representa a dependência entre gama e a temperatura do gás. A razão entre os calores específicos do gás (γ) aparece na Equação (12) a partir das manipulações realizadas entre as equações (4) e (5), mais precisamente ao fazer $u = c_v T$ e $h = c_p T$.

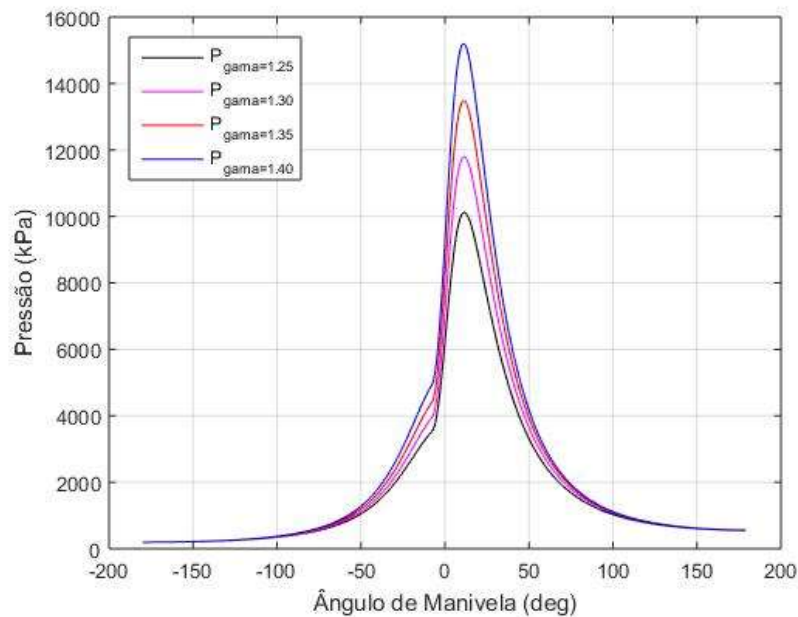


Figura 6: Distribuição de pressão ao longo do ciclo para diferentes valores de gama constantes.

4. CONCLUSÃO

O modelo implementado apresenta resultados coerentes com a física do problema e pode ser utilizado como uma ferramenta simples para estudos paramétricos do comportamento do trabalho, rendimento, transferência de calor, entre outros, a partir da mudança de dados de entrada.

Existem muitas correlações para o cálculo do coeficiente de transmissão de calor dentro do cilindro disponíveis na literatura. Como visto, diferentes correlações resultam em diferentes distribuições de h em função do ângulo de manivela. Foi visto através da presente abordagem matemática do fenômeno físico que tais diferenças não afetam o cálculo da pressão no cilindro. Porém se estamos interessados no fenômeno de transferência de calor dos gases para as partes do motor é importante utilizar uma modelagem apropriada para o coeficiente de transferência de calor dos gases, como é o caso de simulações CFD do circuito de arrefecimento do motor, onde a temperatura do gás e seu coeficiente de transferência de calor são condições de contorno para essas análises. Para tais casos, é interessante que as correlações sejam calibradas experimentalmente para que a curva se ajuste corretamente para o motor analisado, como é advertido pela maioria dos estudiosos que propõem correlações para $h(\theta)$, fato este que fundamenta a existência de tantas correlações disponíveis na literatura.

Modelos que consideram a mudança da composição dos gases dentro da câmara, ou seja, as reações químicas que ocorrem no processo, como é o caso do modelo que divide os gases em duas zonas: queimada e não-queimada. Tais modelos utilizam equações de estado para determinar valores da energia interna e da entalpia nos diferentes ângulos de manivela ao longo do ciclo. De um ponto de vista teórico tais modelos podem ser considerados mais precisos, porém, é cabível a comparação com o presente método (considerado um método de uma zona) na análise energética dos processos simulados.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FCA (FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil Ltda) e a FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco) pelo suporte financeiro através do Convênio de Cooperação Técnico-Científica Processos SIN-0384-3.05/15 e APQ-1774-3.05/15

6. REFERÊNCIAS

- Borman, G.; Nishiwaki, K., 1987, "Internal Combustion Engine Heat Transfer", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 13, No. 1, pp. 1- 46.
- Chang J. et al., 2004, "New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux", SAE Technical Paper 2004-01-2996.
- Colin, R. F.; Allan, T. K., 2015, "Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences", Ed. Wiley, 3ed. New Jersey, United States, pp. 9 – 14, 49 – 52.
- Eichelberg, G. Some, 1939, "New Investigations on Old Combustion Engine Problems", Engineering. Vol. 148, pp. 463 – 547.

- Finol, R. G.; Robinson, K., 2006, "Thermal modelling of modern engine: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient" Journal of Automobile Engineering, Vol. 220. No. 12, pp. 1765 – 1785.
- Heywood, J.B., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals", Ed. McGrawHill, Nova York, pp. 668-683, 690-692.
- Hohenberg, G.F., 1979, "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations", SAE Technical Paper 790825.
- Neshat, E.; Saray, R. K., 2014, "Effect of Different Heat Transfer Models on HCCI Engine Simulation", Energy Conversion and Management, Vol. 88, pp. 1 - 14.
- Woschni G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine". SAE Technical Paper 670931.
- Wu, Y.-Y.; Chen, B.-C.; Hsieh, F.-C., 2006, "Heat transfer model for small air-cooled spark-ignition four-stroke engines", Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 21-22, pp. 3895-3905.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

STUDYING THE INFLUENCE OF HEAT TRANSFER MODEL IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Flávio Souza de Moraes, flavio_sdm@outlook.com¹

Jorge Recarte Henríquez, rjorge@ufpe.br¹

José Claudino Lira Jr., claudino.lira@ufpe.br¹

¹Mechanical Engineering Department, Federal University of Pernambuco (UFPE), Pernambuco, Brazil

Abstract. Internal combustion engines are devices that are present in the humanity day-by-day since their invention, such devices changed way of transportation and production from the society. The chemical energy in the fuel is transformed in mechanical energy and heat. In this equipment there is a constant search for improvements with respect to its efficiency and, consequently, in the reduction of the environmental impacts of combustion emissions. Numerical simulation is a fundamental tool of analysis and design in the development of internal combustion engines more efficient. The present work has the objective of develop a simple simulation tool to evaluate different correlations for the heat transfer coefficient for the in-cylinder gases inside the combustion chamber during the processes of compression, combustion and expansion. Additionally, it was evaluated the influence of different heat transfer coefficient correlations in the pressure inside combustion chamber and in the heat transfer through the wall. The model involving the processes of compression, combustion and expansion of a Otto internal combustion engine was formulated based on the First Law of Thermodynamics applied to each process and the algorithm of the simulation was built on MatLab® environment. It has been seen that the values of heat transfer coefficients from different correlations have small influence on the pressure of the in-cylinder gases inside the chamber.

Keywords: Internal Combustion Engines, Heat Transfer, Numerical Simulation