

# PROJETO E ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR PARA VAPORIZAÇÃO DO ETANOL EM MOTORES DO CICLO OTTO

## Márcio Turra de Ávila

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.  
[mtavila@sc.usp.br](mailto:mtavila@sc.usp.br)

## Luben Cabezas Gómez

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.  
[lubencg@sc.usp.br](mailto:lubencg@sc.usp.br)

## Marcelo Valente Feitosa

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.  
[feitosausp@hotmail.com](mailto:feitosausp@hotmail.com)

**Resumo.** *Apresenta-se o projeto de um trocador de calor para completa vaporização do etanol de alimentação de um motor de quatro cilindros, do ciclo Otto, utilizando-se a energia contida nos seus gases de escape. No dimensionamento, foram levadas em conta as temperaturas e vazões dos gases de escape nos regimes de “baixa”, principalmente, quando os valores alcançados são igualmente baixos, dificultando as trocas de calor. Para a aplicação em motores, houve a necessidade de compactação do trocador através do uso de superfícies estendidas. Os resultados obtidos na modelagem matemática mostram que o trocador de calor projetado vaporiza completamente o etanol combustível nos regimes de cargas baixas do motor, e nos regimes de altas cargas, onde há excesso de energia, somente uma parcela dos gases de escape deve ser utilizada.*

**Palavras-chave:** *Alcoóis, Etanol, Motores de Combustão Interna, Trocadores de Calor.*

## 1. Introdução

### 1.1. A questão energética

O mundo moderno do século XXI segue, a passos largos, a sua caminhada rumo ao alcance da mais alta tecnologia, buscando otimizar as suas condições de vida. Para que essa evolução tecnológica exista, é amplamente necessária, entre outras, uma grande disponibilidade energética, já que tudo se faz às custas de algum tipo de energia. Portanto, desde a mais remota época, o homem passou a explorar diversas formas de energia, passando pela lenha, carvão, eletricidade e, principalmente, o petróleo. O descobrimento do petróleo permitiu ao planeta enorme desenvolvimento com a obtenção de uma infinidade de novos produtos, entre os quais, o automóvel.

Porém, o progresso da humanidade aumentou exponencialmente a demanda mundial de petróleo, o que tornou-se extremamente preocupante pois sendo uma fonte finita de energia, impõe a necessidade do homem encontrar novas fontes de energia, e que sejam renováveis, para se evitarem grandes transtornos na vida na Terra.

### 1.2. O meio ambiente

Com o crescimento exacerbado do consumo de petróleo, assim como de outros combustíveis fósseis, passou a haver, também, grande apreensão em função do aumento na emissão de poluentes determinado pela queima desses combustíveis. O chamado "efeito estufa" (Wang *et al.*, 1999) é hoje uma realidade sem precedentes, causado pela utilização da energia fóssil (petróleo e carvão, entre outros) que descarrega, na atmosfera, enormes quantidades de dióxido de carbono que se espalha pelas camadas mais altas da atmosfera, funcionando como um elemento "abafador" do planeta. Não menos importante são as influências dos gases emitidos pelos motores dos automóveis sobre a formação do ozônio atmosférico (Akutsu *et al.*, 1991).

Toda essa situação chama a atenção dos ambientalistas devido ao perigo determinado pelo desequilíbrio causado pela incursão desses poluentes no ar, o que tem conduzido os enfoques técnico-científicos no sentido de canalizar esforços para o desenvolvimento de fontes de energia a partir da biomassa vegetal, muito mais equilibradas por serem geradoras de combustíveis com saldo praticamente nulo no tocante à geração de gases poluidores constituídos de carbono.

### 1.3. O álcool combustível

Curiosamente, a história da evolução do motor a explosão mostra que, em 1861, Nicolau Augusto Otto (o criador do conhecido motor de ciclo Otto) usou, nos seus primeiros experimentos, o álcool etílico ou etanol como combustível, o que significa que o álcool precedeu a gasolina na alimentação dos motores (Penido Fº, 1981); igualmente, há dados de que, em 1894, a Alemanha realizou pesquisas de laboratório no sentido de empregar o álcool nos motores recém-desenvolvidos por Renault, Ford, Herbert Austin, Armand Peugeot e outros.

Um século depois, movido pela necessidade de produzir combustíveis alternativos e pela boa capacidade instalada na fabricação do açúcar e álcool, o Brasil criou o Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL), procurando a substituição, em larga escala, do uso da gasolina como combustível propulsor de motores do ciclo Otto.

Gradativamente, a capacidade produtiva de um combustível novo, limpo e renovável foi aumentando, significando, atualmente, a substituição de milhares de barris de petróleo, economia de divisas e oportunidade de emprego a muitos brasileiros.

Para a adaptação à nova conjuntura energética, inúmeras pesquisas foram realizadas visando à transformação de motores, o que permitiu alcançar resultados bastante importantes no que diz respeito ao novo combustível: automóveis até então movidos a gasolina passaram a funcionar perfeitamente bem com o álcool em função da melhor qualidade do combustível (puro e limpo), que proporciona pouquíssimos resíduos de combustão e pequenas contaminações do óleo lubrificante, além de baixo nível de emissões de poluentes.

### 1.4. O álcool vaporizado

Utilizando uma nova forma de alimentação de motores do ciclo Otto (Corsini, 1989) como referência, foram desenvolvidos estudos (Ávila, 1994) visando ao emprego de álcool na forma vaporizada para a alimentação de motores de ignição por centelha, procurando obter motores movidos a álcool etílico hidratado combustível que fossem mais econômicos, em termos de consumo de combustível, mas que mantivessem ou melhorassem o seu nível de potência desenvolvida (motores com maior rendimento térmico).

Na fase atual, um trocador de calor foi projetado, e após ser construído e colocado em teste, fornecerá dados consistentes que tornarão possível uma criteriosa análise do novo sistema de alimentação aplicado a motores convencionais de quatro cilindros a injeção eletrônica indireta do tipo “multi-point”, assim como a concretização da idéia de se usar um combustível puro vaporizado pelo próprio motor que o consome.

## 2. Breve revisão bibliográfica

Corsini (1989) obteve concessão de patente de invenção que apresenta um novo processo de alimentação de motores de combustão interna caracterizando-se pelo aumento do rendimento termodinâmico, com a eliminação dos inconvenientes intrínsecos da carburação e a utilização do álcool hidratado como combustível, por ser uma substância pura ao invés da gasolina que é uma mistura de dezenas de hidrocarbonetos com propriedades físicas distribuídas em larga faixa.

O processo elaborado por Corsini possui uma série de vantagens em relação à carburação convencional, tais como:

a) toda a energia térmica necessária à elevação da temperatura do combustível líquido e sua mudança de fase é fornecida pelos próprios gases de escape, elevando o nível energético do sistema com conseqüente aumento do rendimento termodinâmico;

b) a mistura ar/combustível é muito mais perfeita que a mistura ar/combustível líquido, sendo que o ar também é aquecido até uma temperatura mínima para evitar a recondensação do vapor de combustível;

c) a velocidade de queima da mistura ar/vapor é maior;

d) a combustão é mais perfeita, se completando dentro do cilindro no tempo-motor, elevando os níveis de pressão e reduzindo os níveis de poluição;

e) no caso do álcool, seu alto índice de octana permite a adoção de taxas de compressão da ordem de 12/1, acarretando considerável aumento no rendimento do processo.

Resumidamente, o equipamento é constituído de um estequiômetro mecânico ou eletrônico interligado a um trocador de calor que vaporiza o combustível e o conduz até um misturador que recebe também o ar pré-aquecido por meio de um aquecedor, enviando a mistura ar/vapor de álcool para o motor; há, também, uma bomba elétrica que injeta combustível líquido no coletor de admissão, nas proximidades da válvula, com o objetivo de facilitar as partidas a frio e refrigerar a região.

Bergmann (1982) relatou que o calor transferido ao líquido de refrigeração dos motores podia ser recuperado para vaporizar o combustível de alimentação dos mesmos, promovendo queimas em nível bastante pobre e, assim, melhorando o rendimento desses motores.

Pela modificação de um motor do ciclo Diesel para o ciclo Otto usando álcool vaporizado foi possível a realização de testes que mostraram que o consumo de combustível era mais baixo que o do motor a ignição por centelha convencional, indicando, ainda, maior pressão de combustão e maior aproveitamento da energia proveniente do combustível; foi verificado, igualmente, que a queima de combustível era mais rápida e mais eficiente quando se usava vapor de álcool.

No que tange ao consumo específico em função da carga, o motor a álcool vaporizado, para uma taxa de compressão de 12,5/1, fornecia consumos basicamente equivalentes ao motor Diesel de injeção direta, especialmente nas cargas mais altas.

O limite da relação ar/combustível, quanto ao empobrecimento, podia alcançar até o valor de  $\lambda$  igual a 1,8 (80% de excesso de ar) graças aos limites menos estreitos do álcool quanto à inflamabilidade e à maior uniformidade da mistura fornecida aos cilindros. Isso permitia ao motor emitir níveis reduzidos de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) quando funcionando com excesso de ar, o que excluía a necessidade do uso de catalisadores para diminuir os patamares de poluentes emitidos.

Galib *et al.* (1991) testaram um sistema vaporizador de álcool para alimentar um motor convencional de 4 cilindros e 1,6 litros de deslocamento volumétrico, sistema esse que aproveitava o calor dos gases de escape para vaporizar o etanol destinado a alimentar o motor.

Os resultados encontrados demonstraram boa estabilidade acima de 3000 rpm; para velocidades inferiores, houve falhas do motor, causadas por misturas excessivamente pobres, obrigando a uma parcial restrição da entrada de ar.

O sistema de pré-vaporização do combustível permitia a formação de misturas bastante homogêneas, possibilitando ao motor relações ar/combustível muito elevadas, sempre acima da estequiometricamente correta; o rendimento, desta forma, se achava num nível bem superior ao usual.

Galib *et al.* notaram que mesmo havendo recondensação do combustível, a homogeneidade da mistura não era comprometida devido à perfeita atomização do álcool na corrente de ar.

Lu *et al.* (1988) estudaram a possibilidade do uso de diesel combustível misturado com vapor de metanol em um motor-teste do ciclo Diesel a injeção direta; a vaporização do metanol ocorria em um trocador de calor que utilizava o calor dos gases de exaustão, sendo facilmente executável.

Os resultados obtidos por Lu *et al.* mostraram que as taxas de metanol podiam superar 57% e que a vaporização era satisfatória a partir de temperaturas dos gases de exaustão da ordem de 300°C. Nas condições de injeção de diesel por volta de 50% da quantidade normal (e conseqüente substituição por vapor de metanol), o consumo específico de combustível era entre 8% e 15% menor que aquele quando se empregava diesel combustível puro.

Kouremenos *et al.* (1990) conduziram um estudo comparando o uso de diesel combustível ou gasolina, ambos vaporizados, como combustível suplementar para um motor do ciclo Diesel a quatro tempos, naturalmente aspirado, cuja característica principal se prendia ao fato de possuir câmaras de combustão favorecendo a turbulência do ar admitido.

Na situação de cargas reduzidas, a queima não se desenvolvia satisfatoriamente, e os teores de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC) aumentavam.

A participação do combustível suplementar (diesel ou gasolina) acelerava a ignição do diesel combustível principal, agilizando, por sua vez, a combustão e aproximando o processo daquele a volume constante; as pressões eram maiores e de durações mais curtas, permitindo que o processo de expansão ocupasse maior período do ângulo de giro do girabrequim (característica de um motor do ciclo Otto).

Assim, o rendimento melhorava, o nível de fumaça emitida caía e havia um certo aumento nos valores de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) produzidos, já que as pressões e temperaturas eram maiores; nessas circunstâncias, a emissão de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO) também crescia.

A mistura de gasolina como combustível suplementar exigia cuidado uma vez que a baixa octanagem da mesma podia desencadear o fenômeno da detonação; já com relação ao diesel suplementar, sua presença concorria para o aumento das pressões e temperaturas, elevando o consumo específico de combustível e influenciando na maior emissão de NO<sub>x</sub>, HC e CO.

### 3. Modelo matemático do projeto do trocador de calor

O trocador de calor em questão aproveita a energia dos gases de escape (produtos da combustão) para vaporizar o álcool que se destina a alimentar o motor, sendo, portanto, um trocador de calor com mudança de fase envolvida. A metodologia de cálculo do trocador baseia-se no método da diferença média logarítmica de temperaturas conhecido como método LMTD (Log Mean Temperature Difference Method). Este método pode ser encontrado em qualquer livro básico de transferência de calor como, por exemplo, Incropera and De Witt (1992). O método LMTD é tradicionalmente utilizado nas indústrias de processo, energética e petroquímica, respectivamente (Kakaç and Liu, 1998).

A Fig. 1 ilustra, esquematicamente, o trocador de calor projetado no trabalho. Trata-se de um trocador do tipo tubo em tubo em que os gases de escape e o álcool circulam em contracorrente pura, condição que é assumida no modelo. O álcool flui pelo interior do tubo interno e os gases de escape circulam pela seção transversal anular formada entre os tubos. A superfície externa do tubo interno é estendida através de aletas longitudinais de seção transversal retangular. Para cada cilindro do motor, um trocador de calor será montado entre o bico injetor e o coletor de admissão, a fim de que todo o combustível necessário à alimentação do motor seja vaporizado.

No desenvolvimento do modelo serão consideradas as seguintes hipóteses básicas:

- a) regime permanente;
- b) as perdas de calor para o médio ambiente são desprezíveis;
- c) não existem fontes de geração de calor no trocador;
- d) temperatura de cada fluido uniforme em cada seção transversal de escoamento;

- e) fluidos incompressíveis e propriedades de transporte uniformes;
- f) a transferência de calor por condução longitudinal é desprezível em cada fluido e nas paredes do trocador;
- g) no caso do álcool, desprezam-se os efeitos da perda de carga a fim de se admitir a temperatura de evaporação constante;
- h) os coeficientes de transferência de calor médios para cada fluido são constantes ao longo do trocador de calor.

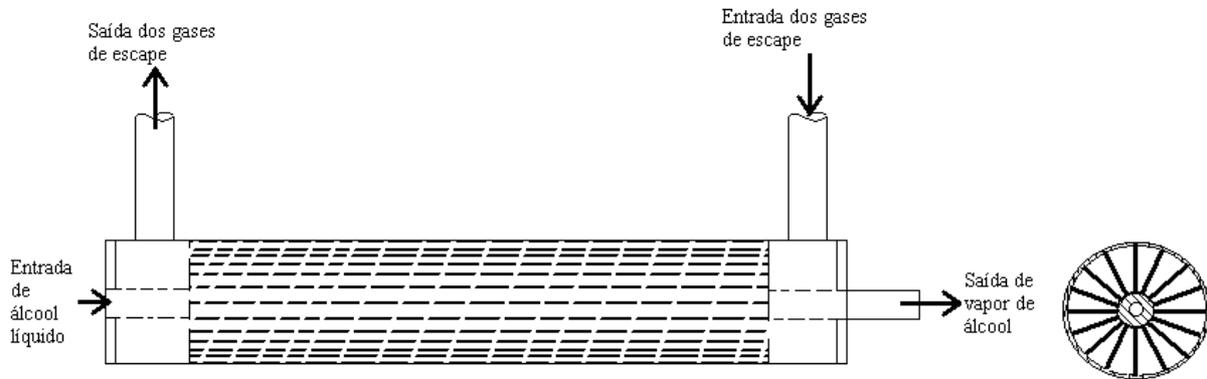


Figura 1. Diagrama esquemático do trocador de calor projetado.

Um diagrama esquemático do processo de transferência de calor em termos de variação da temperatura com o comprimento do trocador,  $L$ , é mostrado nas Fig. 2a e 2b. Nestas figuras e no modelo, os gases de escape são considerados como ar devido à semelhança entre as suas propriedades termodinâmicas e aquelas dos produtos de combustão. De acordo com a Fig. 2, o álcool entra no trocador como líquido sub-resfriado, atinge a temperatura de saturação e, posteriormente, é superaquecido pelos gases de escape. Porém, no contexto do presente modelo, a título de simplificação, considera-se apenas o processo de vaporização do álcool do estado de líquido saturado (título  $x = 0$ ) até o estado de vapor saturado seco (título  $x = 1$ ), segundo a Fig. 2b. Esta consideração baseia-se no fato de que os calores sensíveis de aquecimento do álcool líquido e de superaquecimento do vapor de álcool podem ser desprezados em comparação com o seu calor latente de vaporização. Uma discussão sobre esta consideração será levantada na seção de resultados do modelo. Considerando as hipóteses e comentários acima mencionados, as equações do modelo podem ser propostas.

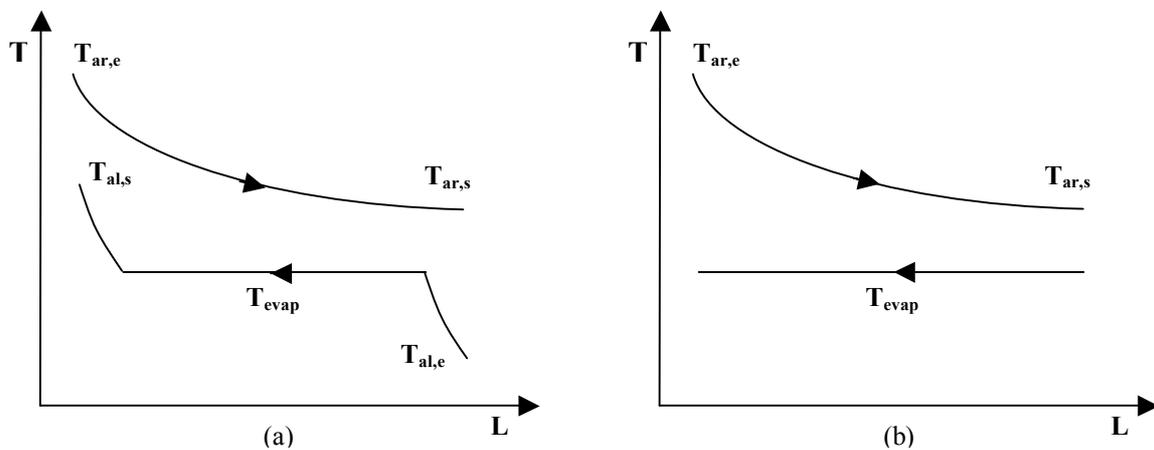


Figura 2. Variação das temperaturas do álcool e dos gases de escape ao longo do trocador.

### 3.1. Equações de balanço

A conservação de energia para o ar (gases de escape) pode ser escrita como:

$$Q = m_{ar} c_{p,ar} (T_{ar,s} - T_{ar,e}) \quad (1)$$

onde  $T_{ar,s}$  e  $T_{ar,e}$  representam a temperatura do ar na saída e na entrada do trocador, respectivamente,  $c_{p,ar}$  é o calor específico do ar,  $m_{ar}$  é o fluxo mássico de ar, e  $Q$  é a quantidade de calor trocado.

Para o caso do álcool, considerando apenas o seu processo de evaporação, faz-se analogamente ao ar:

$$Q = m_{al} h_{lv} \quad (2)$$

Como foram desprezados os efeitos da perda de carga no lado do álcool durante a vaporização, a temperatura de evaporação do álcool,  $T_{\text{evap}}$ , permanece constante ao longo do trocador. Na Eq. (2),  $h_{iv}$  é o calor latente de vaporização do álcool e  $m_{al}$  é o fluxo mássico de álcool.

Fazendo uso da equação de transferência de calor entre os dois fluidos ao longo do trocador, tem-se, segundo o método LMTD:

$$Q = U_{\text{ext}} A_{\text{ext}} \Delta T_m \quad (3)$$

sendo  $\Delta T_m$  a diferença média de temperaturas,  $A_{\text{ext}}$  a área total exterior de transferência de calor, e  $U_{\text{ext}}$  o coeficiente global de transferência de calor referido à área exterior, dados pelas seguintes expressões:

$$U_{\text{ext}} = \frac{1}{\frac{A_{\text{ext}}}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_{\text{ext}}}{2\pi k_{\text{cobre}} L} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\eta_o} \cdot \frac{1}{h_o}} \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \Delta T_{\text{ln}} = \frac{T_{\text{ar,e}} - T_{\text{ar,s}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{ar,e}} - T_{\text{evap}}}{T_{\text{ar,s}} - T_{\text{evap}}}\right)} \quad (5)$$

$$A_{\text{ext}} = (\pi \cdot d_o - N_f \cdot \delta) \cdot L + N_f \cdot 2H_f \cdot L \quad (6)$$

onde  $d_o$  e  $d_i$  são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do tubo interior,  $N_f$ ,  $H_f$ , e  $\delta$  são, nessa ordem, o número, altura e espessura das aletas,  $A_i$  representa a área da superfície interna do tubo interior,  $k$  é a condutividade térmica do material (cobre) da parede desse tubo,  $\eta_o$  é a eficiência global da superfície estendida do tubo interno, e,  $h_i$  e  $h_o$  são, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção dos fluidos interno (álcool) e externo (ar).

As dimensões e parâmetros geométricos acima mencionados são mostrados na Fig. 3. Segundo esta figura:

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L \quad (7)$$

$$H_f = (D_i - d_o) / 2 \quad (8)$$

sendo  $D_i$  o diâmetro interno do tubo externo.

A eficiência global da superfície estendida é calculada de acordo com o procedimento mostrado em Kakaç and Liu (1998) e Incropera and De Witt (1992), resultando em:

$$\eta_o = 1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A_{\text{ext}}} \quad (9)$$

sendo que  $\eta_f$  representa a eficiência de uma aleta e  $A_f$  a área da superfície estendida aletada (ver Figura 3):

$$A_f = N_f \cdot 2H_f \cdot L \quad (10)$$

A eficiência de uma aleta é calculada assumindo-se uma aleta de comprimento  $H_f$ , de seção transversal retangular uniforme, e considerando-se a sua extremidade adiabática (Kakaç and Liu, 1998):

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (11)$$

onde

$$m = \sqrt{\frac{2\bar{h}_e}{\delta \cdot k_{\text{cobre}}}} \quad (12)$$

Finalmente, as equações utilizadas na determinação dos coeficientes de transferência de calor são apresentadas na seguinte seção.

### 3.2. Coeficientes de transferência de calor

Coeficiente médio de transferência de calor para o ar: o coeficiente médio de transferência de calor por convecção para o ar (gases de escape),  $h_e$ , de acordo com Seider and Tate apud Incropera and De Witt (1992) é expresso por:

$$\bar{h}_e = \frac{1,86 \cdot k_{ar}}{D_{e,ar}} \cdot \left( Re_{ar} \cdot Pr_{ar} \cdot \frac{D_{h,ar}}{L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (13)$$

onde  $k_{ar}$  e  $\mu_{ar}$  são, respectivamente a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica do ar,  $\mu_w$  é a viscosidade dinâmica do ar à temperatura da parede  $T_w$ ,  $Re_{ar}$  e  $Pr_{ar}$  são os números adimensionais de Reynolds e Prandtl para o ar, respectivamente,  $D_{e,ar}$  é o diâmetro equivalente térmico o qual é diferente do diâmetro hidráulico  $D_{h,ar}$  utilizado no cálculo do número de Reynolds  $Re_{ar}$ . Tais parâmetros podem ser calculados pelas seguintes expressões:

$$Re_{ar} = \frac{m_{ar} D_{h,ar}}{A_c \mu_{ar}} \quad (14)$$

$$Pr_{ar} = \frac{\mu_{ar} c_{p,ar}}{k_{ar}} \quad (15)$$

$$D_{e,ar} = \frac{4A_c}{P_{t,ar}} \quad (16)$$

$$D_{h,ar} = \frac{4A_c}{P_{h,ar}} \quad (17)$$

Nas Eqs. (14, 16 e 17),  $A_c$  representa a área da seção transversal anular para passagem livre do ar, e  $P_{t,ar}$  e  $P_{h,ar}$  são, respectivamente, o perímetro molhado térmico e o perímetro total molhado hidráulico. Com estes parâmetros, tem-se:

$$A_c = \pi \cdot (D_i^2 - d_o^2) / 4 - N_f \cdot H_f \cdot \delta \quad (18)$$

$$P_{t,ar} = \pi \cdot d_o + N_f \cdot (2H_f - \delta) \quad (19)$$

$$P_{h,ar} = \pi \cdot (D_i + d_o) + N_f \cdot (2H_f - 2\delta) \quad (20)$$

Nas relações acima mencionadas, as propriedades termodinâmicas referentes ao ar são obtidas à temperatura média:

$$T_{m,ar} = (T_{s,ar} + T_{e,ar}) / 2 \quad (21)$$

Coeficiente médio de transferência de calor para o álcool: no cálculo do coeficiente médio de calor para o álcool utiliza-se o procedimento mostrado em Kakaç and Liu. (1998). As principais hipóteses assumidas nesse procedimento são:

- fluxo de calor uniforme ao longo do trocador o que permite considerar uma variação lineal do título mássico  $x$ , com o comprimento do trocador de calor  $L$ ;
- assume-se que o mecanismo predominante de ebulição é o convectivo (ebulição convectiva pura);
- ignoram-se os efeitos altamente transientes do processo, assumindo um escoamento permanente de álcool.

Segundo estas considerações, o coeficiente médio de transferência de calor de ebulição para o álcool é calculado por:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{i,l} \cdot \int_{x_l}^{x_f} F_{cb}(x) (1-x) dx \quad (22)$$

onde  $h_{i,l}$  é o coeficiente de transferência de calor considerando todo o álcool na fase líquida, obtido segundo a correlação de Ditus-Boelter apud Kakaç and Liu (1998), e  $F_{cb}$  é o fator de ebulição convectivo, ambos formulados como segue:

$$\bar{h}_{i,l} = \frac{0,023 \cdot k_{al}}{d_i} \cdot Re_{al}^{0,8} \cdot Pr_{al}^{0,4} \quad (23)$$

$$F_{cb} = 1,8 \cdot C_o^{-0,8} \xrightarrow{se} C_o \leq 1,0 \quad (24)$$

$$F_{cb} = 1,0 + 0,8 \cdot \exp(1 - C_o^{0,5}) \xrightarrow{se} C_o > 1,0 \quad (25)$$

Nas Eqs. (24) e (25),  $C_o$  representa o número de convecção, o qual depende do título de vapor, de propriedades termodinâmicas e do fator de correção  $K_{Fr}$ :

$$C_o = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\rho_{al,v}}{\rho_{al}} \right)^{0,5} \cdot K_{Fr} \quad (26)$$

$K_{Fr}$  é calculado em função do valor do número adimensional de Froude para o álcool,  $Fr_{al}$ , o qual determina quando os efeitos de estratificação devem ser considerados ou não:

$$K_{Fr} = 1 \xrightarrow{se} Fr_{al} > 0,04 \quad (27)$$

$$K_{Fr} = (25 \cdot Fr_{al})^{-0,3} \xrightarrow{se} Fr_{al} \leq 0,04 \quad (28)$$

sendo  $Fr_{al}$

$$Fr_{al} = \frac{16 \cdot m_{al}}{\pi^2 \rho_{al}^2 d_i^5 g} \quad (29)$$

Os números adimensionais de Reynolds e Prandtl para o álcool definem-se por:

$$Re_{al} = \frac{4m_{al}}{\pi d_i \mu_{al}} \quad (30)$$

$$Pr_{al} = \frac{\mu_{al} c_{p,al}}{k_{al}} \quad (31)$$

Nas equações anteriores,  $x_i$  e  $x_f$  representam, respectivamente, o título inicial do vapor de álcool ( $x_i = 0$ ) e o título final do vapor de álcool ( $x_f = 1$ ),  $\rho_{al,v}$  é a densidade do vapor de álcool saturado,  $c_{p,al}$ ,  $k_{al}$ ,  $\mu_{al}$ , e  $\rho_{al}$  são, respectivamente, a capacidade específica de calor, a condutividade térmica, a viscosidade e a densidade do álcool líquido saturado.

#### 4. Resultados

De acordo com a Fig. 3, verifica-se que o comprimento do trocador de calor é mínimo para um número de aletas igual a 31, sendo esse o limite máximo de aletas de 1 mm de espessura em função do diâmetro adotado para o tubo interior. Quando se varia  $d_i$  de 5 mm para 6 mm, ocorre um aumento de  $L$  pois o coeficiente de transferência convectiva interno (para o álcool etílico) diminui, com conseqüente redução do coeficiente global de troca de calor.

Quanto à Fig. 4a, verifica-se que aumentando-se  $d_e$ , aumenta-se o valor de  $L$  devido à diminuição da área de troca de calor para o ar (gases de escape); novamente, uma elevação no valor de  $d_i$  concorre para um aumento de  $L$ .

Pela Fig. 4b, percebe-se que o comprimento  $L$  não se altera com a variação de  $D_i$  pois o aumento da área de troca de calor foi compensado pela diminuição do coeficiente de transferência convectiva, em face da queda no valor do número de Reynolds.

As Figuras 5a e 5b confirmam o que já foi exposto, porém, mostram claramente que no regime de potência máxima (quando as temperaturas e as vazões dos gases de escape são muito elevadas), ocorre uma grande intensificação da troca de calor, exigindo uma diminuição do valor de  $L$ . A partir dessa constatação, é possível afirmar que nos regimes de baixas cargas do motor (marcha-lenta), toda a massa de gases de escape gerados deve ser utilizada enquanto que nos regimes de cargas elevadas (potência máxima), somente uma parcela daqueles necessita ser usada, exigindo um desvio do montante excedente.

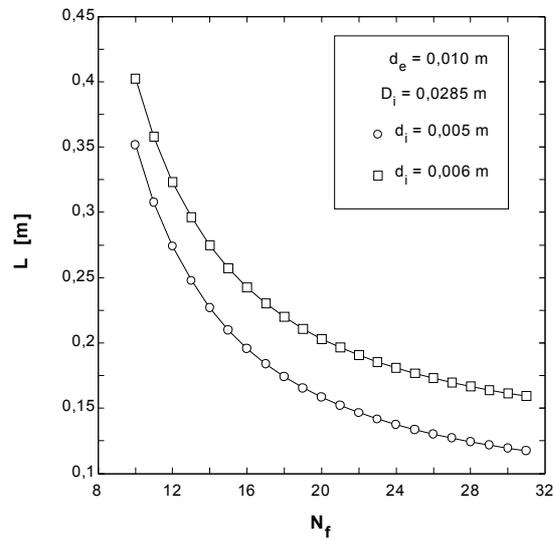
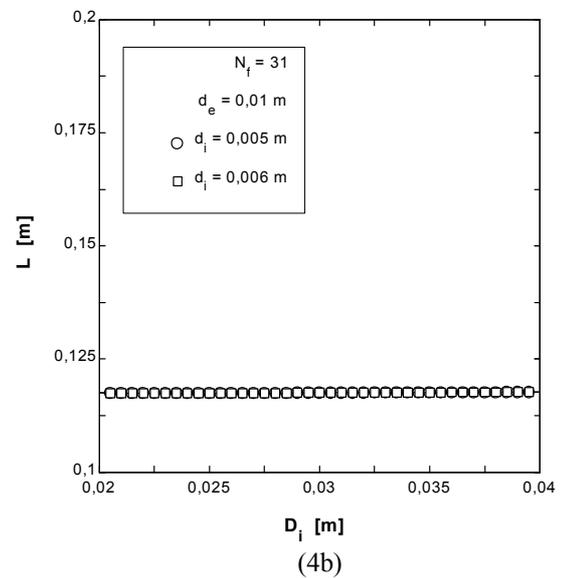
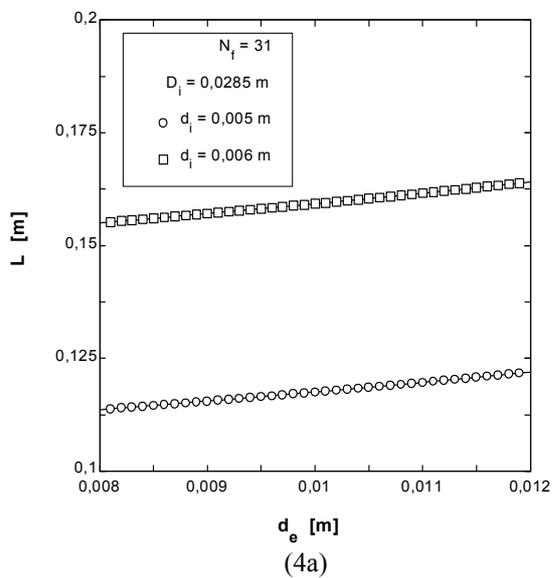
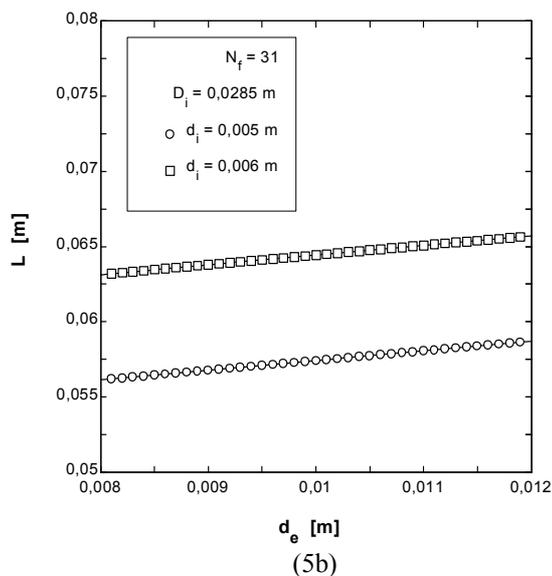
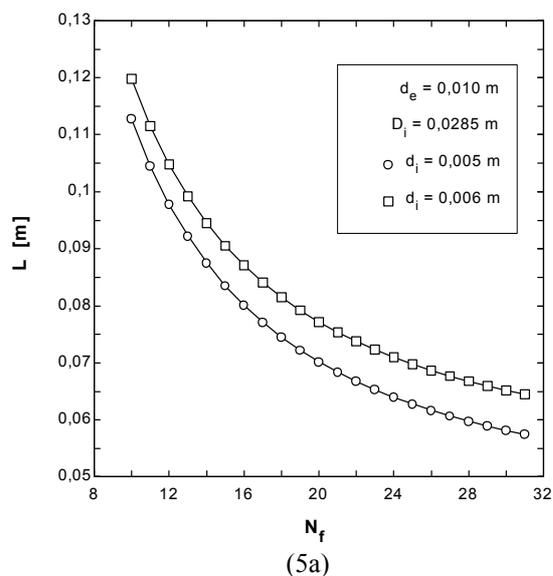


Figura 3. Comprimento do trocador de calor em função do número de aletas com 1 mm de espessura ( $d_e$ : diâmetro externo do tubo interior;  $d_i$ : diâmetro interno do tubo interior;  $D_i$ : diâmetro interno do tubo exterior).



Figuras 4a e 4b. Comprimento do trocador de calor em função do diâmetro externo do tubo interior (4a) ou em função do diâmetro interno do tubo exterior (4b) ( $N_f$ : número de aletas com 1 mm de espessura;  $d_i$ : diâmetro interno do tubo interior).



Figuras 5a e 5b. Comprimento do trocador de calor em função do número de aletas com 1 mm de espessura (5a) ou em função do diâmetro externo do tubo interior (5b) ( $D_i$ : diâmetro interno do tubo exterior;  $d_i$ : diâmetro interno do tubo interior).

## 5. Conclusões

O objetivo principal traduzido nesse artigo é vaporizar o álcool etílico anteriormente à sua união com o ar para a formação da mistura combustível que alimenta o motor de combustão interna.

Para isso, faz-se necessária a construção de trocadores de calor que recuperem parte do calor perdido pelos gases de escape para a vaporização do combustível.

Assim, elaborou-se um projeto que emprega o sistema convencional de injeção eletrônica indireta do tipo multi-ponto, porém, entre cada bico injetor e o coletor de admissão, é inserido um trocador de calor que promove a total vaporização do etanol hidratado.

O motor a injeção indireta multi-ponto movido a etanol já é superior a outros similares movidos a gasolina por apresentar:

- elevados níveis de potência e torque, graças às taxas de compressão mais altas (da ordem de 12 a 13) possíveis pelo maior poder anti-detonante apresentado pelo etanol;
- grande durabilidade devido à pequena contaminação do óleo lubrificante pelo combustível que produz, na sua queima, pouquíssimos resíduos de carbono (particulados);
- baixa emissão de hidrocarbonetos, monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio quando comparado ao motor movido a gasolina.

Para implementar essas vantagens já consagradas, está sendo sugerida a vaporização do combustível, previamente à sua mistura com o ar e conseqüente admissão pelo motor, o que fatalmente incorre nas seguintes melhorias:

- diminuição do consumo de combustível, acarretando, por conseqüente, elevação no rendimento térmico do motor;
- queda acentuada na emissão de gases poluentes, pela queima de misturas pobres (com menor participação de combustível);
- atenuação no tempo de aquecimento do motor, através do fornecimento de calor dos gases de escape ao combustível que, vaporizando-se, mistura-se homogeneamente com o ar e garante melhor dirigibilidade.

Operando-se um motor desse tipo em uma certa faixa de relações ar/combustível consideradas elevadas (acima de 9/1; misturas pobres), com valores de excesso de ar da ordem de 40% a 50% (possíveis com a vaporização do etanol), pode-se obter um excelente comprometimento com baixa emissão de  $\text{NO}_x$ , HC e CO, mantendo-se, ainda, bons níveis de potência, dirigibilidade bastante regular e excelentes patamares de consumo.

## 6. Referências

- Akutsu, Y., Toyoda, F., Tomita, K. I., Yoshizawa, F., Tamura, M. and Yoshida, T., 1991, "Effect of Exhaust from Alcohol Fuel on Ozone Formation in the Atmosphere", Atmospheric Environment, Tokyo, Vol. 25A, N° 7, pp. 1383-1389.
- Ávila, M. T., 1994, "Estudo de Motor de Combustão Interna, do Ciclo Otto, Movido a Etanol Previamente Vaporizado", Dissertação de Mestrado (EESC-USP), São Carlos, Brasil, 160 p.
- Bergmann, H. K., 1982, "A Highly Efficient Alcohol Vapor Aspirating Spark-Ignition Engine with Heat Recovery, SAE Paper 821190, pp. 77-87.

- Corsini, R., 1989, "Processo e Equipamento para Alimentação de Motores de Combustão Interna Movidos a Álcool", Carta Patente de Invenção número PI 8402740, São Paulo, Brasil.
- Galib, F., Peel, R. B. and Ismail, K. A. R., 1991, "O Desempenho de um Motor de Ignição por Centelha, Alimentado com Álcool Etílico Pré-Vaporizado", Revista de Ciência e Tecnologia, Vol. 1, Nº 1, pp. 55-59.
- Kakaç, S. and Liu, H., 1998, "Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design", Boca Raton, Florida, CRC Press LLC, 432 p.
- Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D. and Kotsiopoulos, P., 1990, "Comparative Performance and Emission Studies for Vaporized Diesel Fuel and Gasoline as Supplements in Swirl-Chamber Diesel Engines", Energy, London, Vol.15, Nº 12, pp. 1153-1160.
- Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1992, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", 3ª edição. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Koogan S.A, 455 p.
- Lu, C., Song, R. and Luo, Y., 1988, "Application of Methanol Vaporizer in D. I. Diesel Engine", Neiranji Gongcheng, Jinan, Vol. 9, Nº 3, pp. 53-59.
- Penido Fº, P., 1981, "O Álcool Combustível", 1ª edição, São Paulo, Livraria Nobel S.A., 270 p.
- Wang, M., Saricks, C. and Santini, D., 1999, "Effects of Fuel Ethanol Use on Fuel-Cycle Energy and Greenhouse Gas Emissions", Center for Transportation Research, Energy Systems Division, Argonne National Laboratory, 30 p.

## HEAT EXCHANGER DESIGN AND ANALYSIS FOR ETHANOL VAPORIZATION IN OTTO CYCLE ENGINES

### Márcio Turra de Ávila

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.

[mtavila@sc.usp.br](mailto:mtavila@sc.usp.br)

### Luben Cabezas Gómez

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.

[lubencg@sc.usp.br](mailto:lubencg@sc.usp.br)

### Marcelo Valente Feitosa

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, Área de Motores, EESC-USP. Av. Trabalhador São-carlense, nº 400 – CEP: 13566-590. Telefone: (0XX16) 273-9557. Fax: (0XX16) 273-9402. São Carlos – SP.

[feitosausp@hotmail.com](mailto:feitosausp@hotmail.com)

***Abstract.** The attached paper presents a heat exchanger project for ethanol vaporization to fuel a four cylinder Otto cycle engine. The necessary energy is recovered from escape gases. To calculate the heat exchanger, temperatures and mass flow of the escape gases are considered, mainly in the low charge range when the heat exchange is low too. For engine application, it's necessary to reduce its size through of use of fins. The mathematic modeling results show that heat exchanger vaporizes completely ethanol fuel in the low charge range operation, and in the high charge range, the escape gases mass must be partially utilized.*

**Keywords:** Alcohols, Ethanol, Heat Exchangers, Internal Combustion Engines.