



ANÁLISE DE SISTEMAS DE ARREFECIMENTO DE VEÍCULOS PESADOS

Carlos De Marqui Júnior

Antônio C. Canale

Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 – 13560-250 - São Carlos, SP, Brasil

Gilberto G. Leal

Paulo U. Ávila

Mercedes-Benz do Brasil

Cx. P. 202 – 09880-970 – S.B. do Campo, SP, Brasil

***Resumo.** Desenvolveu-se um programa computacional para análise de sistemas de arrefecimento de motores Diesel. Utiliza-se modelos matemáticos interdependentes para representar a variação da taxa de troca de calor dos radiadores, o funcionamento do termostato, o sistema de acionamento e regime de rotação do ventilador. Considera-se nos modelos as características do ventilador, do motor, do acoplamento viscoso do ventilador, dos trocadores de calor, além do meio ambiente. No programa computacional, a partir de dados obtidos em testes de pista e de características dos componentes, obtém-se resultados de variação do coeficiente global de troca de calor do radiador e da potência consumida pelo sistema como função do tempo. Possibilita-se uma análise do rendimento do sistema em diferentes condições operacionais, veículos e características de projeto. O uso do programa pode facilitar o desenvolvimento de sistemas de refrigeração para um veículo em projeto ou auxiliar a análise de resultados de testes. Em sistemas conhecidos pode-se variar parâmetros e verificar a influência dos mesmos, possibilitando o conhecimento dos mais importantes e sua otimização, diminuindo o consumo de combustível, emissão de poluentes e desgaste do motor. Apresenta-se alguns resultados obtidos a partir de dados de testes de pista.*

***Palavras-chave:** motores, arrefecimento, simulação.*

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração de um motor não é desejável do ponto de vista termodinâmico. A situação ideal ocorreria se fosse eliminada a transferência de calor entre o gás queimado e o metal. Haveria um significativo aumento na eficiência do motor, resultando em uma maior potência disponível para um mesmo volume de mistura ar – combustível queimado. Estes seriam os motores adiabáticos. Nos motores convencionais os componentes impõem uma temperatura máxima de trabalho para que não ocorra a quebra do filme de óleo e desgaste excessivo do metal. Além disso, a combinação temperatura elevada e carga térmica cíclica implica em aceleração da fadiga do metal, daí a necessidade de um sistema de arrefecimento. O projeto de

um sistema de arrefecimento deve obedecer a premissa de possibilitar boa eficiência do motor mantendo condições de durabilidade.

Para a manutenção das temperaturas durante o funcionamento do motor de um veículo comercial utiliza-se um sistema de arrefecimento dotado de elementos de controle como um termostato e um sistema de acoplamento viscoso que controla o funcionamento do ventilador. Este tipo de sistema de arrefecimento tem o objetivo de tentar manter o motor funcionando em condições mais favoráveis possíveis, ou seja, temperatura ideal de funcionamento.

Um problema destes sistemas de arrefecimento é a potência consumida para se manter a temperatura de funcionamento em níveis aceitáveis. Em vários momentos, ao longo de um determinado circuito percorrido por um veículo, pode existir a necessidade do acionamento do ventilador. Segundo Schmidt (1964) a potência consumida durante o uso do ventilador varia em torno de dois a oito por cento da potência desenvolvida pelo motor. Otimizando-se o ventilador e o seu uso ocorrerá um significativo aumento na economia de combustível.

Um sistema de arrefecimento impróprio altera também os níveis de poluentes emitidos por um motor. Quando ocorre o resfriamento excessivo a queima do combustível se dá de maneira incompleta e as emissões do veículo se alteram. Quando ocorre um superaquecimento, diminui-se o desempenho e durabilidade do motor.

O funcionamento incorreto do sistema de arrefecimento provoca desgaste do motor através de corrosão. Conforme Kazlauskas *et al.* (1961) dentre os produtos da combustão de combustíveis estão a água, alguns óxidos e ácidos. Se a temperatura das paredes dos cilindros forem baixas os produtos da combustão poderão se condensar, provocando um ataque corrosivo nas paredes e nos anéis dos pistões.

O funcionamento de um sistema de arrefecimento influencia diretamente no desempenho de um veículo quanto ao consumo de combustível. Brabetz & Pike (1965) demonstram que a variação na temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor está diretamente ligada à variação nos níveis de consumo de combustível, conforme a Fig. 1.

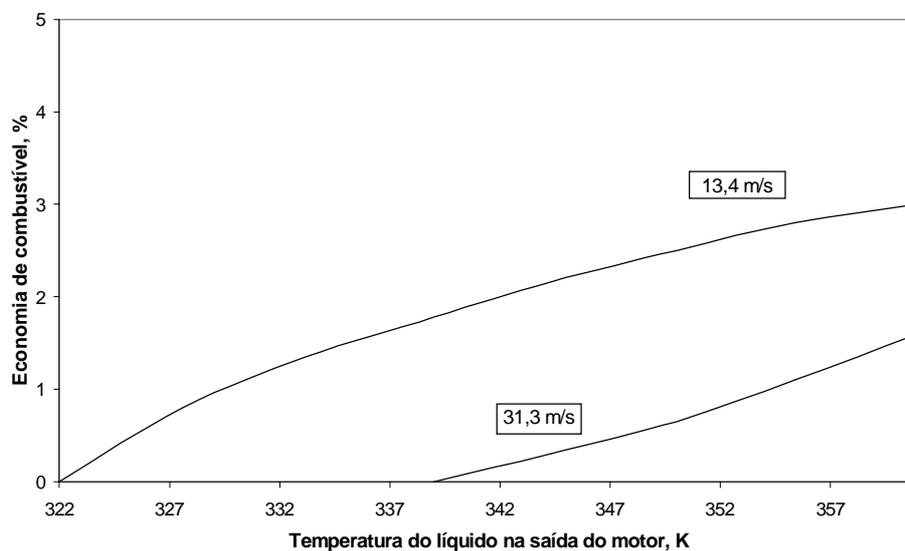


Figura 1- Influência do funcionamento do sistema de arrefecimento na economia de combustível. Brabetz & Pike (1965)

Dos fatos discutidos verifica-se que um sistema de arrefecimento influencia diretamente no desempenho de um veículo, alterando os níveis de durabilidade de um motor, o seu desempenho em termos de consumo e sua influência no meio ambiente.

Para se conhecer parâmetros e o comportamento do sistema em condições variadas, diversas modelagens matemáticas e sistemas computacionais têm sido desenvolvidos. Vários autores destacam que a dificuldade de representação dos fenômenos de transferência de calor até mesmo em regime permanente induz a modelagens semi-empíricas. A evolução dos processos de medição e aquisição de dados facilitam o uso destes modelos.

Ursini *et al.* (1982) desenvolveram uma modelagem para a análise de sistemas equipados com termostato e ventilador do tipo liga-desliga. Este modelo necessitava de dados relativos ao percurso percorrido pelo veículo e às condições em que este foi utilizado para realizar as simulações. A partir deste trabalho Xu & Johnson (1984) desenvolveram um sistema onde os elementos de controle, como o termostato, eram controlados por microprocessadores, podendo se adaptar as condições momentâneas. Este tipo de sistema deverá ser o sistema utilizado no futuro, pois permite um controle rígido e adaptativo às condições ambientais.

No trabalho de Sartre & Lallemand (1992) observa-se uma modelo matemático bastante flexível quanto ao tipo dos componentes de um sistema de arrefecimento. Além disso, demonstra-se uma lógica bastante representativa para a análise de um sistema de arrefecimento tanto no tocante a evolução de temperaturas quanto ao funcionamento do ventilador.

No presente estudo, busca-se o desenvolvimento de um modelo matemático que consiga descrever o funcionamento dos trocadores de calor, termostato, ventilador e ainda verificar o correto funcionamento do sistema de arrefecimento para segurança e bom desempenho do motor.

2. SISTEMA MODELADO

O sistema a ser modelado é o utilizado com maior frequência em veículos comerciais. Conforme a Fig. 2, ele é composto por um radiador (3) para resfriar o líquido de arrefecimento, um termostato (2), tubulações, bomba d'água (4), passagens pelo motor (1), *by-pass* (6) e um ventilador (5).

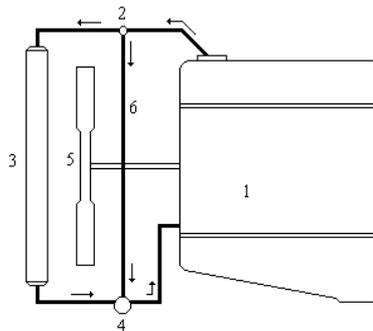


Figura 2- Esquema de um sistema de arrefecimento de um veículo comercial.

Observa-se no item anterior que os problemas que um motor pode sofrer devido ao funcionamento incorreto de um sistema de arrefecimento ocorrem não somente devido a altas temperaturas, mas podem também ocorrer devido a baixas temperaturas de funcionamento. Baixas temperaturas geralmente ocorrem no início da utilização do veículo, logo, além de manter o funcionamento do motor em temperaturas ideais o sistema de arrefecimento deverá garantir que estas temperaturas sejam atingidas rapidamente.

Em um sistema de arrefecimento funcionando corretamente o termostato é um elemento de controle para o rápido aquecimento do motor e para mantê-lo aquecido. O termostato é um

elemento sensível a temperatura do líquido de arrefecimento, de acordo com esta temperatura ele se encontra fechado ou aberto. Quando o motor está frio o termostato bloqueia a passagem do líquido de arrefecimento pelo radiador e libera a passagem pelo *by-pass*, acelerando o aquecimento; a medida que a temperatura ideal vai sendo atingida ou ultrapassada, vai se liberando a passagem pelo radiador. Em momentos em que todo o líquido passa pelo radiador e a sua temperatura continua aumentando, aciona-se o ventilador.

O sistema de arrefecimento estudado é proveniente de uma evolução dos sistemas ao longo dos anos. Saunders (1936) descreve um histórico desde o início da refrigeração dos motores de veículos com o uso de longos tubos. À medida que a potência dos motores foi aumentando começaram a ser utilizados tubos aletados e, com a evolução dos veículos e diminuição dos espaços disponíveis, atingiu-se a configuração atual dos trocadores de calor associados a ventiladores. No trabalho de Saunders (1936) demonstra-se os primeiros trocadores de calor desenvolvidos por Renault, Daimler e Mercedes.

Devido à grande influencia do uso do ventilador no desempenho geral de um veículo desenvolveu-se várias configurações tanto de ventiladores quanto de sistemas de acionamento dos ventiladores. O sistema de acionamento de ventiladores mais utilizado atualmente é o acionamento viscoso acompanhado por um par bimetálico, conforme a Fig. 3.

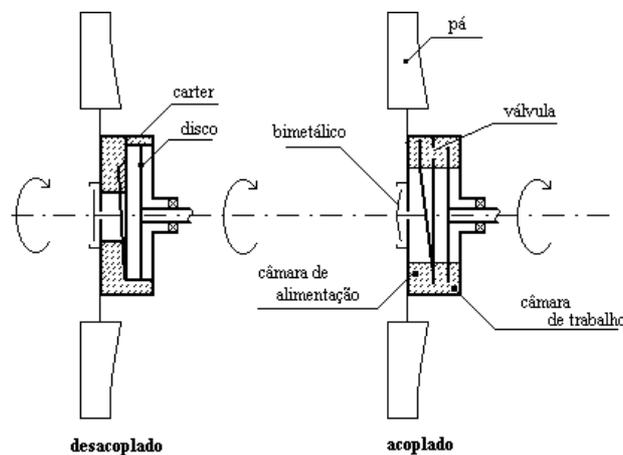


Figura 3- Sistema de acoplamento viscoso.

O eixo do ventilador da Fig. 3 é ligado ao eixo do motor diretamente ou não. O bimetálico é sensível à temperatura, a partir de uma temperatura pré-estabelecida do ar que o atinge ele se deforma, conforme o desenho da direita na Fig. 3. Com a deformação do bimetálico abre-se a válvula que separa a câmara de alimentação (onde está todo o óleo) e a câmara de trabalho. O óleo, por ação centrífuga, passa para a câmara de trabalho onde, por efeito viscoso entre o disco ligado ao eixo do ventilador e às paredes do cubo, aciona-se o ventilador. Quando a temperatura do ar baixa, a válvula se fecha e o óleo retorna todo para a câmara de alimentação, desacoplando o ventilador (desenho da esquerda). Da maneira descrita tem-se um uso intermitente do ventilador, diminuindo o consumo de potência e melhorando o desempenho do veículo.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Analisando o sistema de arrefecimento verifica-se a existência de dois meios: líquido de arrefecimento e o ar. A área de troca de calor tanto em contato com o líquido como a em contato com o ar, que necessita ser maior devido aos menores coeficientes de troca de calor,

formam uma fronteira entre os meios, sendo uma região importante a ser estudada para se obter um modelo completo de um sistema de arrefecimento.

Para o desenvolvimento da modelagem dividiu-se o sistema em dois circuitos distintos: o circuito de água e o circuito de ar. O circuito de água é formado pelo caminho percorrido pelo líquido de arrefecimento, ou seja, tubulação, motor, radiador e termostato. O circuito de ar é formado pelo caminho percorrido pelo ar ao longo do túnel do motor, entrada de ar, radiadores e ventilador.

3.1 Circuito de água

No circuito considera-se os tubos adiabáticos e representa-se os elementos que trocam calor (motor e radiador) cada um por um tubo homogêneo e retilíneo com um comprimento característico e com certa vazão de líquido passando em seu interior, dependendo do estado do termostato.

Inicialmente calcula-se o fluxo térmico cedido do motor para o fluido de arrefecimento. Este fluxo é determinado principalmente pela transferência de calor entre os gases queimados e as paredes dos cilindros e entre as paredes e o líquido de arrefecimento, e entre os gases de escape e o fluido de arrefecimento no cabeçote do motor. A Eq. (1) representa o fluxo térmico,

$$\Phi_e = c_1 N_{mot}^2 + c_2 \dot{m}_f \quad (1)$$

onde Φ_e é o fluxo térmico (W), c_1 e c_2 são constantes determinadas em bancos de prova, N_{mot} é a rotação do motor (rpm) e \dot{m}_f é a vazão em massa do combustível (Kg/s).

Aplicando-se a equação do calor nos tubos que representam o motor e radiador obtém-se a Eq. (2),

$$Cp_{li} \mu_{li_j} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \lambda S \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} - Cp_{li} \rho_{li} v_{li_j}(t) \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} + \varphi_{li_j}(x,t) \quad (2)$$

onde Cp é o calor específico (J / Kg K), μ é a massa equivalente em água no comprimento do tubo (Kg/m), T é a temperatura (K), x o comprimento do tubo (m), t o tempo (s), λ é a condutividade térmica da água (W/m K), S é a área de passagem de água (m²), ρ é a densidade (Kg/m³), v é a vazão de líquido (m³/s) e φ é a potência térmica dissipada em cada unidade de comprimento do tubo (W/m). O fator li indica aplicação no líquido e os índices j indicam em qual parte se aplicará a equação, se no motor ou radiador.

Aplicação ao radiador. No radiador considera-se os reservatórios superior e inferior adiabáticos. Para a simplificação da Eq. (2) despreza-se a condução de calor interna ao fluido. A equação simplificada para o radiador é dada pela Eq. (3).

$$\mu_{li_2} Cp_{li} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = -\alpha Cp_{li} \rho_{li} v_{li} \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} - K_{fr_i} s_{fr_i} [T(x,t) - T_a] \quad (3)$$

onde K é o coeficiente global de transferência de calor do radiador (W/m² K) e s é a área frontal por unidade de comprimento característico do radiador (m). Os termos fr são relativos a parte frontal e os índices a são relativos ao ar.

Para a resolução da Eq. (3) utiliza-se dupla transformada de Laplace e considera-se os termos $a = \frac{Cp_{li}\mu_{li_2}}{K_{fr_{li}}s_{fr_{li}}}$ e $b = \frac{\alpha Cp_{li}\rho_{li} \dot{v}_{li}}{K_{fr_{li}}s_{fr_{li}}}$. Na resolução encontra-se a grandeza a/b , que tem dimensão de velocidade e representa um ponto x e tempo t onde a partir do qual a resolução da Eq.(3) obedece a equações diferentes, conforme as Eq. (4) e (5).

se $t < \frac{a}{b}x$:

$$T(x,t) = T_a + \left[T_i \left(x - \frac{b}{a}t \right) - T_a \right] e^{-(t/a)} \quad (4)$$

e se $t > \frac{a}{b}x$:

$$T(x,t) = T_a + \left[T_e \left(t - \frac{a}{b}x \right) - T_a \right] e^{-(x/b)} \quad (5)$$

Destaca-se que os termos entre parênteses no lado direito das equações são argumentos das funções. O símbolo T_a representa a temperatura do ar (K), T_i a temperatura inicial do líquido de arrefecimento dentro do radiador (K) e T_e a temperatura do líquido na entrada do radiador (K).

Aplicação ao motor. A Eq. (3) simplificada para a aplicação ao motor é dada pela Eq. (6).

$$Cp_{li}\mu_{li_1} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = -Cp_{li}\rho_{li} \dot{v}_{li} \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} + \varphi_{li} \quad (6)$$

O método de resolução é o mesmo aplicado para o radiador. Define-se os termos $a = Cp_{li}\mu_{li_1}$ e $b = Cp_{li}\rho_{li} \dot{v}_{li}$ e da mesma forma obtém-se duas soluções possíveis.

se $t < \frac{a}{b}x$:

$$T(x,t) = T_i \left(x - \frac{b}{a}t \right) + \frac{\varphi_{li}}{a}t \quad (7)$$

e se $t > \frac{a}{b}x$:

$$T(x,t) = T_{li} \left(t - \frac{a}{b}x \right) + \frac{\varphi_{li}}{b}x \quad (8)$$

onde T_i é a temperatura inicial do líquido dentro do motor e T_{li} é a temperatura do líquido na entrada do motor.

3.2 Circuito de ar

No circuito de ar será modelado o funcionamento do ventilador com acoplamento viscoso descrito no item 2 e o consumo de potência do ventilador.

A variação da temperatura do ar passando pelo radiador é dada pela Eq. (9),

$$T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{\Phi_i}{\rho_a C_{p_a} v_{a_i}} \quad (9)$$

onde o termo a é referente ao ar e i a posição em relação ao radiador.

A potência consumida pelo ventilador e sistema de acionamento é dada pela Eq. (10),

$$Pot = (N_{mot} - N_v)(N_v)^2(K_v) + (N_v)^3(K_v) + P_d \quad (10)$$

onde Pot é a potência (W), N_v a rotação do ventilador (rpm), K_v o coeficiente de torque do ventilador e P_d perdas ao longo do sistema de transmissão (W).

A rotação do ventilador deverá ser representada por expressões diferentes, dependendo se estiver engrenado ou não. Para o ventilador desengrenado tem-se:

$$N_v = N_{mim} + t_v(rN_{mot} - N_{mim}) \quad (11)$$

sendo N_v a rotação do ventilador (rpm), N_{mim} rotação do disco de entrada até a qual não há escorregamento (rpm), t_v arrasto do ventilador, r a relação de transmissão entre o motor e ventilador.

Para o ventilador engrenado,

$$N_v = (1 - g)\alpha_v rN_{mot} \quad (12)$$

na qual g é o escorregamento no acoplamento, α_v é a fração do óleo do acoplamento que está na câmara de trabalho.

4. SISTEMA COMPUTACIONAL

O sistema computacional desenvolvido baseia-se na modelagem matemática dos componentes apresentada no item 3. Devido a complexidade dos fenômenos de troca de calor, vários termos das equações desenvolvidas são de difícil obtenção prática ou mesmo na literatura existente. Por este motivo, desenvolveu-se um modelo computacional que utiliza vários dados resultantes de testes de pista para o cálculo de parâmetros que permitam a análise do desempenho do sistema de arrefecimento ou a comparação de sistemas diferentes.

O programa computacional é dividido em algumas partes conforme a Fig. 4. No arquivo de leitura estão contidos todos os dados de testes de pista necessários para a alimentação do modelo. Entre as principais variáveis do arquivo de entrada estão temperaturas do líquido de arrefecimento ao longo de seu circuito e rotações.

No circuito de líquido são calculados os parâmetros para a análise do sistema. Calcula-se a variação do coeficiente global de transferência de calor, a potência térmica dissipada pelo radiador, a potência térmica dissipada pelo motor ao líquido, verifica-se os pontos de máximo, mínimo e a média. Cria-se, ainda, condições para a análise do circuito de ar.

No circuito de ar verifica-se o regime de rotação do ventilador, a variação da potência consumida, o escorregamento no acoplamento viscoso e os pontos máximos, mínimos e a média.

O arquivo de saída é gerado com todos os parâmetros calculados e verificados nos circuitos de líquido ou de ar. Destaca-se que todos os parâmetros são dados em função do tempo em que se realiza os testes de pista.

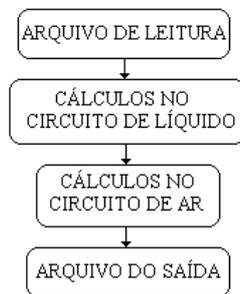


Figura 4- Esquema do sistema computacional desenvolvido.

5. RESULTADOS

Os resultados foram obtidos utilizando o sistema computacional desenvolvido. As condições em que foram desenvolvidos os testes de pista serão descritas antes dos resultados. Serão demonstrados resultados relativos ao circuito de líquido e resultados relativos ao circuito de ar, a partir de dados de teste.

Para se obter dados para os cálculos no circuito de líquido realizou-se teste de pista com o ventilador travado (sempre funcionando), a rotação do motor fixa na rotação de potência máxima e o termostato travado aberto (todo líquido passando pelo radiador). O veículo utilizado foi um caminhão Mercedes-Benz com motor Diesel de 150 cavalos, com rotação fixa em 2300 rpm e temperatura ambiente em 30°C.

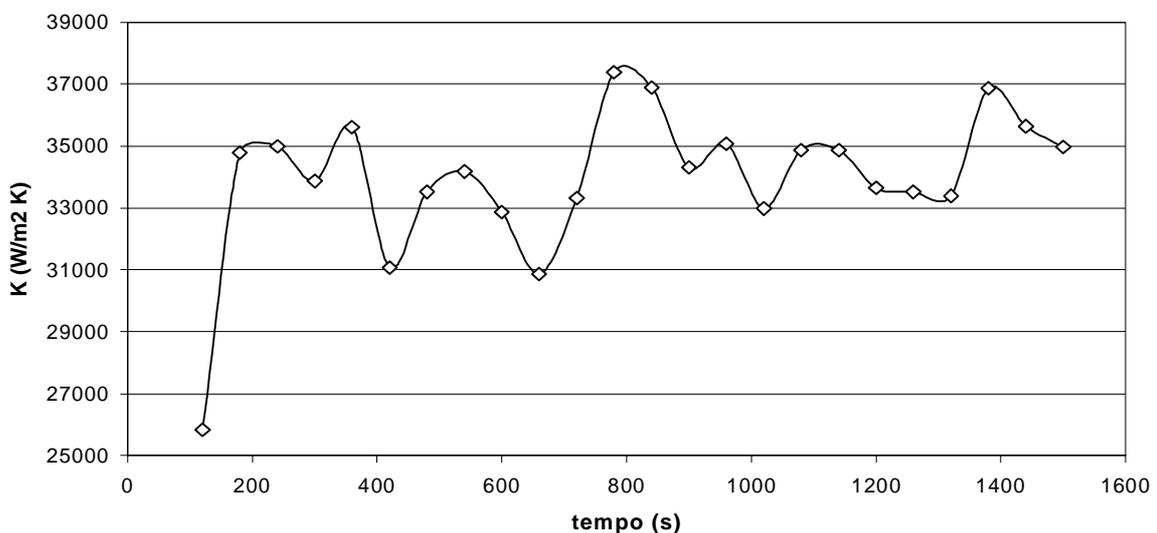


Figura 5 -Variação do coeficiente global de transferência de calor durante um teste com veículo de 150 cavalos a 2300 rpm.

Na Fig. 5 observa-se a variação do coeficiente global de transferência de calor do radiador em função do tempo. Verifica-se que o coeficiente tem, em média, uma pequena variação.

Utilizando-se os dados calculados pelo programa computacional recalculou-se a temperatura medida na saída do motor e obteve-se o resultado da Fig. 6. Procura-se assim demonstrar a validade do método desenvolvido e que gerou os resultados da Fig. 5.

Para realizar os cálculos no circuito de ar utilizou-se resultados de um teste de pista realizado com um ônibus de 170 cavalos, rotação fixa em 1400 rpm, sensor bimetálico com acionamento em 84°C e temperatura ambiente de 18°C. Os resultados do consumo de potência e do escorregamento no acoplamento ao longo do teste é demonstrado na Fig. 7. Observa-se na Fig. 7 a variação da potência e do escorregamento quando o ventilador está engrenado ou não. Destaca-se também que a potência quando o ventilador está engrenado está em torno de 1% a 2% da potência do motor, conforme a literatura.

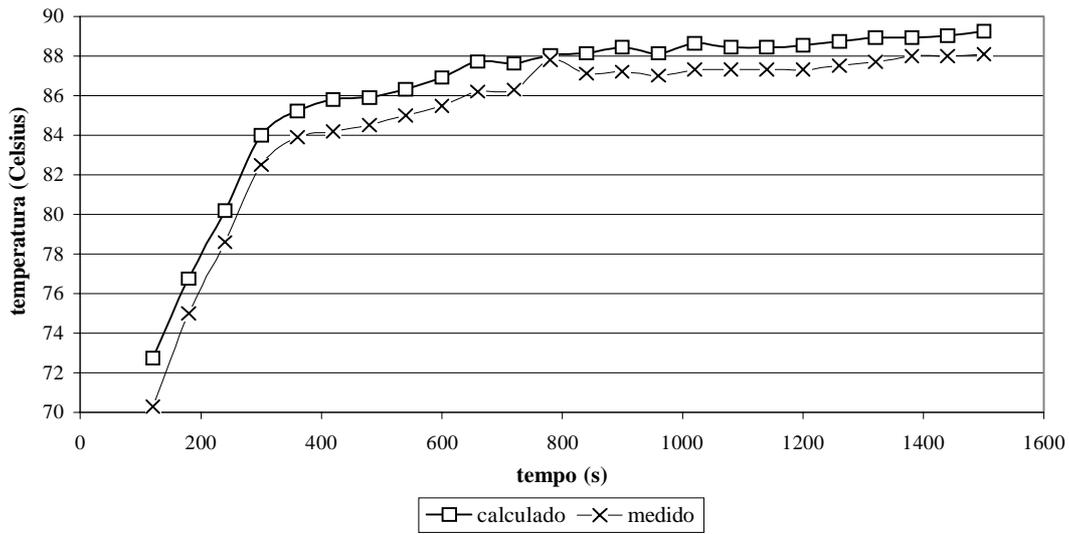


Figura 6 -Comparação entre temperatura calculada e medida, teste com veículo de 150 cv.

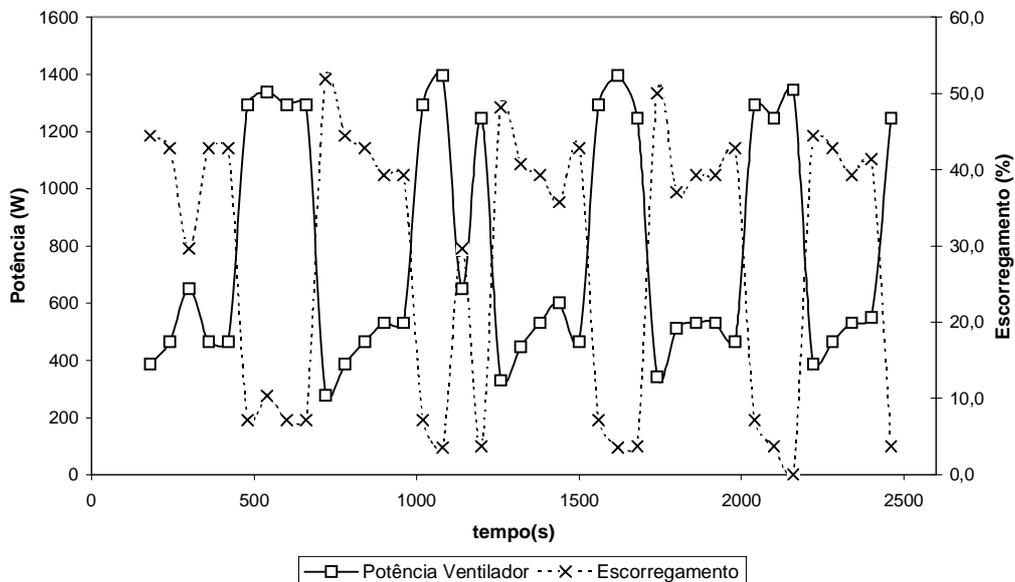


Figura 7 -Potência consumida pelo ventilador ao longo de um teste com veículo de 170 cv.

Observa-se na Fig. 7 um comportamento oposto entre a potência e o escorregamento. Nos momentos em que se verifica potência alta o ventilador está engrenado, o que deve implicar

em escorregamento baixo já que a câmara de trabalho do acoplamento deve estar preenchida. O oposto ocorre com o ventilador desengrenado, ou seja, potência baixa e escorregamento alto devido ao esvaziamento da câmara de trabalho.

6. CONCLUSÃO

Verifica-se que o modelo proposto, e no qual se baseou o sistema computacional, conduz a resultados coerentes tanto no circuito de líquido quanto no circuito de ar, sendo capaz de gerar parâmetros úteis e corretos para a análise de sistemas de arrefecimento em teste.

Agradecimentos

Agradecemos à Mercedes-Benz do Brasil pela parceria com a EESC-USP na elaboração deste trabalho e pelos dados fornecidos, fundamentais para a realização do mesmo.

REFERÊNCIAS

- Brabetz, J.C. & Pike, D.S., 1965, Engines like to be warm, SAE Journal, vol. 73, n. 1, pp. 70-73.
- Kazlauskas, P.P., Ferris, D.R. and Herfurth, W.R., 1961, Engine wear reduced by air flow control, SAE Journal, vol. 69, n. 9, pp. 78-79.
- Sartre, P. & Lallemand, A., 1993, Modélisation du système de refroidissement d'un véhicule industriel, Revue Générale de Thermique, vol. 3, n. 375-376, pp. 141-151.
- Saunders, L.P., 1936, Radiator development and car cooling, SAE Journal, vol. 39, n. 6, pp. 496-516.
- Schmidt, R.C., 1964, Analysis of diesel cooling systems, SAE Technical Paper Series, n. 640453, pp. 1-8.
- Society Of Automotive Engineers, 1981, SAE J1342 – Method for determining power consumption of engine cooling fan drive system, Warrendale, PA.
- Ursini, V.J. , Chiang, E.C. and Johnson, J.H., 1982, A computer cooling system study of a diesel powered truck for control of transient coolant, oil and cab temperatures, SAE Technical Papers Series, n. 821049, pp.39-59.
- Xu, Z. & Johnson, J.H., 1984, The design and testing of a computer-controlled cooling system for a diesel-powered truck, SAE Technical Papers Series, n. 841712, pp. 1-15.

ANALYSIS OF HEAVY DUTTY TRUCKS COOLING SYSTEM

Abstract. *A computational program was created for Diesel engines cooling system analysis. Mathematical models were used to describe the heat transfer rate of the radiator, thermostat, fan drive system and fan velocities. Characteristics of the fan, engine, viscous clutch, heat exchangers and environment are important variables in the mathematical models. Computational program inputs are taken from tests and the outputs calculated are the global heat transfer coefficient of the radiator and fan power consumption during the test. Cooling system performance may be determined in several conditions. The computational program can be used in cooling system design or in tests analysis. Cooling systems optimisations can be obtained using the computational program for reducing fuel consumption, gas emissions and engine wear. Some graphical results are also showed in this paper.*

Keywords: *engine, cooling system, computational program.*