

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

FELIPE HOFFMANN BUSSACOS

**ANÁLISE DE UMA ALTERNATIVA PARA O ACIONAMENTO DA BOMBA DE
ÁGUA DE UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO AUTOMOTIVO ATRAVÉS DE
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

São Bernardo do Campo

2010

FELIPE HOFFMANN BUSSACOS

**ANÁLISE DE UMA ALTERNATIVA PARA O ACIONAMENTO DA BOMBA DE
ÁGUA DE UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO AUTOMOTIVO ATRAVÉS DE
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro
Universitário da FEI para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo
Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

São Bernardo do Campo
2010



Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Felipe Hoffmann Bussacos

Matrícula: 208110-7

Título do Trabalho: Análise de uma alternativa para o acionamento da bomba de água de um sistema de arrefecimento automotivo através de simulação computacional.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da prova: 22 / março / 2010

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO

REPROVADO

São Bernardo do Campo, 22/03/2010

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: Paulo Eduardo B. de Mello.

Prof. Dr. Edvaldo Angelo

Ass.: [Assinatura]

Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

Ass.: Alberto Hernandez Neto

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA**

Paulo Eduardo B. de Mello.

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

[Assinatura]
Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

AGRADECIMENTO

Agradeço meus pais não apenas o apoio psicológico e financeiro dos meus estudos mas principalmente por todo empenho que sempre tiveram em proporcionar uma vida feliz e repleta de momentos marcantes. Também agradeço a minha namorada Thays Simões pelo alto astral que distribui a todos que estão próximos a ela e por sempre apoiar e acreditar nas minhas decisões e objetivos, mesmo que estes fatos atrasem o nosso futuro juntos.

Não há como agradecer o empenho e dedicação do meu orientador, prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello. A sua participação foi fundamental para realização deste trabalho, desde a parte técnica, passando por suas infinitas revisões de todos os tipos, a cobrança por realizar um trabalho mais fundamentado possível.

Agradeço pelas sugestões do professor Dr. Eric Conrado de Souza, no auxílio do ajuste do controlador PID do modelo. Apesar de parecerem sugestões elementares, direcionaram o trabalho de ajuste do controlador, otimizando o controle e poupando bastante tempo.

Também gostaria de agradecer os professores da banca de qualificação, Dr. Edvaldo Angelo e Dr. Maurício Ferreira pela minuciosa correção e pareceres os quais foram importantíssimos para o trabalho.

E por último agradeço os professores da banca de defesa, os professores Dr. Alberto Hernandez Neto e Dr. Edvaldo Angelo pelo empenho em avaliar e sugerir modificações para tornar este trabalho cada vez melhor.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um modelo numérico do sistema de arrefecimento de um veículo de porte médio trabalhando com etanol. O levantamento dos parâmetros necessários para a simulação é discutido em detalhes. Foi utilizado um software específico para a simulação de sistemas de arrefecimento veiculares. O modelo foi validado através da comparação com dados experimentais obtidos com um veículo real. A validação foi feita para várias condições de utilização, entre elas: subida de serra; velocidade máxima; velocidade constante em estrada, marcha-lenta; ciclo padrão de consumo urbano e ciclo padrão de consumo rodoviário. A comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais mostrou que o modelo numérico descreve adequadamente o comportamento do sistema real, permitindo a avaliação de diferentes alternativas de projeto para o sistema de arrefecimento. O presente trabalho sugere o uso de uma bomba de água com acionamento através de um motor elétrico, como alternativa ao acionamento mecânico. Esta proposta visa melhor estabilização da temperatura de trabalho do motor e por consequência reduzir consumo de combustível e emissões de poluentes do veículo.

Palavras-chave: Sistema de arrefecimento – gerenciamento térmico de motor de combustão interna – Bomba de água elétrica

ABSTRACT

The present work presents a numerical model for the cooling system of a midsize vehicle, running with ethanol. The determination of the parameters needed for the simulation is discussed in details. One software specific for vehicular cooling systems was used for the simulations. The model was validated by comparing its results with experimental data obtained with a real vehicle. The validation was performed for various conditions of use, including: climb mountains, maximum speed, constant speed on the road, idle; urban consumption cycle and road consumption cycle. The comparison of numerical results with experimental results has shown that the numerical model adequately describes the behavior of the real system, allowing the evaluation of different design alternatives for the cooling system. The present work suggests the use of a water pump driven by an electric motor, as one alternative to the mechanically driven pump. This alternative is capable of achieving better temperature stabilization of the motor and thus reducing the fuel consumption and pollutant emissions of the vehicle.

Key words: Cooling system – Internal combustion engine thermal management – Electric water pump

LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

A	Área interna do duto do radiador (m^2)
A_{ar}	Área total de troca de calor do radiador (m^2)
A_{fr}	Área frontal do trocador de calor (m^2)
B	Constante de troca térmica ($J/s * K$)
B_{ref}	Constante de troca térmica de referência ($J/s * K$)
$BMEP$	Pressão média efetiva (bar)
C_{ar}	Capacidade calorífica do ar (W/K)
C_{liq}	Capacidade calorífica do líquido de arrefecimento (W/K)
C_{max}	Maior capacidade calorífica (W/K)
C_{min}	Menor capacidade calorífica (W/K)
C_r	Relação entre $C_{min} / C_{máx}$ (--)
cp_{ar}	Calor específico do ar ($J/kg * K$)
cp_{bl}	Calor específico do bloco do motor ($J/kg * K$)
cp_{liq}	Calor específico do líquido de arrefecimento ($J/kg * K$)
D_{ar}	Diâmetro dos dutos do lado do ar (m)
D_h	Diâmetro interno dos tubos de passagem do líquido de arrefecimento do radiador (m)
Dh_{ar}	Passo entre as aletas (m)
h_{ar}	Coefficientes de transferência de calor do lado do ar ($W/m^2 * K$)
h_{liq}	Coefficientes de transferência de calor do lado do líquido de arrefecimento ($W/m^2 * K$)
k_{ar}	Condutividade térmica do ar ($W/m * K$)
k_{liq}	Condutividade térmica do líquido de arrefecimento ($W/m * K$)
K	Coefficiente multiplicador da perda de carga ($Pa * s^2/m^6$)
\dot{m}	Vazão mássica do fluido no interior do duto do radiador (kg/s)
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar (kg/s)
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível (kg/s)
\dot{m}_{liq}	Vazão mássica do líquido de arrefecimento (kg/s)
$m_{liq.ref}$	Vazão do líquido de arrefecimento de referência (kg/s)
mv_{ar}	Vazão volumétrica de ar (m^3/s)

Nu_d	Número de Nusselt do líquido de arrefecimento (--)
NUT	Número de unidades de transferência (--)
PCI	Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg)
P_{ef}	Potência efetiva no virabrequim (kW)
Pr	Número de Prandtl (--)
q_{real}	Calor real trocado (kW)
q_{max}	Calor teórico máximo (kW)
Q_{ar}	Calor rejeitado para o ar ambiente (kW)
$Q_{ar.conv}$	Calor rejeitado para o ar por convecção (kW)
$Q_{ar.rad}$	Calor rejeitado para o ar por radiação (kW)
Q_{bl}	Calor absorvido pelo bloco (kW)
Q_{comb}	Calor liberado pela queima do combustível (kW)
Q_{ext}	Calor liberado nos gases de escape (kW)
Q_{liq}	Calor rejeitado para o líquido de arrefecimento (kW)
Q_{rej}	Calor rejeitado pelo motor (kW)
Re_{ar}	Número de Reynolds do lado do ar (--)
Re_{liq}	Número de Reynolds do lado do líquido de arrefecimento (--)
$T_{ar,in}$	Temperatura de entrada do ar no radiador (K)
$T_{liq,in}$	Temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no radiador (K)
$T_{liq,out}$	Temperatura de saída do líquido de arrefecimento no radiador (K)
T_{bl}	Temperatura do bloco do motor (K)
T_{liq}	Temperatura do líquido de arrefecimento (K)
$T_{liq,e}$	Temperatura de entrada do líquido de arrefecimento do bloco do motor (K)
$T_{liq,s}$	Temperatura de saída do líquido de arrefecimento do bloco do motor (K)
t	Tempo (s)
T	Torque gerado pelo virabrequim do motor (N*m)
U_{ar}	Coefficiente global de transferência do lado do ar ($W/m^2 * K$)
v	Velocidade média do fluxo no interior do duto do radiador (m/s)
V	Cilindrada do motor (cm^3)
V_{bl}	Volume do bloco do motor (m^3)

V_{rad}	Produto da largura, altura e espessura do radiador (m^3)
α	Valor calculado da área total de transferência de calor das aletas dividido pelo volume total do radiador (m^2/m^3)
ΔP	Diferença das pressões de entrada e saída do ar (Pa)
ε	Efetividade (--)
ε_{GT}	Efetividade utilizada pelo software (--)
η_{ar}	Eficiência global da superfície com as aletas (--)
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar ($N \cdot s/m^2$)
μ_{liq}	Viscosidade dinâmica do líquido de arrefecimento ($N \cdot s/m^2$)
ρ_{ar}	Massa específica do ar (kg/m^3)
ρ_{bl}	Massa específica do bloco do motor (kg/m^3)
ρ_{liq}	Massa específica do líquido de arrefecimento (kg/m^3)
σ	Relação entre a área livre e área frontal do trocador de calor (--)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	Objetivos.....	13
1.2	Organização do trabalho.....	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1	Definições básicas.....	15
2.1.1	Válvula termostática.....	16
2.1.2	Temperatura de trabalho do motor.....	17
2.1.3	Período de aquecimento do motor (warm-up).....	17
2.1.4	Tempo de ativação do catalisador (light-off).....	19
2.1.5	Ciclo de trabalho.....	20
2.1.6	Aumento da temperatura e pressão durante o período de desligamento do motor (after boil ou heat soak).....	20
2.1.7	Ebulição nucleada (nucleate boiling).....	21
2.1.8	Radiador de aquecimento da cabine (heater).....	22
2.1.9	Tanque de expansão.....	23
2.2	Trabalhos relacionados ao sistema de arrefecimento.....	23
3	MODELO NUMÉRICO.....	41
3.1	Software e componentes.....	41
3.2	Motor.....	44
3.3	Bomba de água.....	48
3.4	Válvula termostática.....	52
3.5	Radiador.....	54
3.6	Veículo.....	59
3.7	Outros componentes.....	60

3.8	Bomba de água com acionamento elétrico.....	61
4	RESULTADOS.....	65
4.1	Dados de entrada.....	65
4.1.1	Determinação do coeficiente multiplicador de perda de carga.....	65
4.1.2	Determinação da efetividade do radiador.....	66
4.1.3	Parâmetros de operação do sistema de arrefecimento.....	67
4.2	Descrição dos testes realizados.....	68
4.2.1	Subida de serra.....	68
4.2.2	Velocidade máxima.....	69
4.2.3	Velocidade constante de estrada.....	69
4.2.4	Marcha-lenta.....	69
4.2.5	Ciclo rodoviário de consumo.....	70
4.2.6	Ciclo urbano de consumo.....	71
4.3	Validação do modelo numérico.....	72
4.3.1	Validação para a condição de teste de subida de serra.....	72
4.3.2	Validação para a condição de teste de velocidade máxima.....	75
4.3.3	Validação para a condição de teste de velocidade constante em estrada.....	78
4.3.4	Validação para a condição de teste em marcha-lenta.....	81
4.3.5	Validação para a condição de teste no ciclo rodoviário de consumo.....	84
4.3.6	Validação para a condição de teste no ciclo urbano de consumo.....	87
4.4	Aplicação do acionamento elétrico da bomba de água.....	89
4.4.1	Comparativo para a condição de teste de subida de serra.....	89
4.4.2	Comparativo para a condição de teste de velocidade máxima.....	92
4.4.3	Comparativo para a condição de teste de velocidade constante em estrada.....	95
4.4.4	Comparativo para a condição de teste em marcha-lenta.....	99

4.4.5	Comparativo para a condição de teste no ciclo rodoviário de consumo.....	101
4.4.6	Comparativo para a condição de teste no ciclo urbano de consumo.....	104
5	CONCLUSÃO.....	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	110
	APÊNDICE A.....	112
	APÊNDICE B.....	113
	APÊNDICE C.....	114
	APÊNDICE D.....	115
	APÊNDICE E	117
	ANEXO A.....	118
	ANEXO B.....	119
	ANEXO C.....	119

1. INTRODUÇÃO

O sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna é responsável por transferir para o ambiente parte do calor proveniente da queima do combustível no interior do motor. Conforme Stone (1999), os requisitos básicos para um sistema de arrefecimento são promover alta eficiência volumétrica da mistura dentro do cilindro, garantir uma temperatura adequada para a combustão e garantir as operações mecânicas. Os sistemas de arrefecimento são divididos em dois tipos: arrefecimento a ar e arrefecimento a líquido.

O sistema de arrefecimento a ar é utilizado em motores de baixa potência, até 20kW, ou por motores que equipam aeronaves. Isto se deve à necessidade de grande fluxo de ar, conforme citado por Ferguson, et al. (2001). A principal desvantagem desse sistema é a falta de controle de temperatura, muito importante para o funcionamento regular do motor.

O sistema de arrefecimento a líquido é o sistema mais utilizado atualmente em veículos por permitir melhor controle de temperatura de funcionamento e transferir calor eficientemente mesmo em baixas velocidades.

Durante anos, o controle preciso de temperatura do motor não foi motivo de preocupação devido à variedade de condições de utilização às quais os veículos eram submetidos. A falta do controle preciso de temperatura se baseava em soluções focadas em impedir o superaquecimento em condições extremas de utilização, prejudicando o controle da temperatura ideal de trabalho em regimes de cargas parciais do motor. Porém, para garantir baixa emissão de poluentes, baixo consumo de combustível e alta eficiência, não se pode projetar o sistema considerando apenas as condições extremas de uso. O controle preciso da temperatura de funcionamento em regimes de cargas parciais torna-se um objetivo tão importante quanto evitar danos no motor devido ao superaquecimento.

Pode-se dizer que houve diversos avanços tecnológicos nos sistemas de arrefecimento. Porém a bomba responsável por promover vazão do líquido de arrefecimento por todo o motor e sistema de arrefecimento praticamente não recebeu nenhum avanço tecnológico. Comumente conhecida como bomba de água, este componente passou por pouquíssimas modificações. A única preocupação dada foi ao rotor, otimizado de forma a proporcionar a maior eficiência hidráulica possível. Porém, o tipo de acionamento do rotor não tem sido alvo de preocupação, o qual sempre esteve atrelado ao virabrequim e por consequência à sua rotação.

Da mesma forma que houve ganhos de eficiência ao adotar o acionamento do ventilador do radiador independente da rotação do virabrequim, pode-se também obter melhoras significativas na adoção de um acionamento da bomba de água através de um motor elétrico. Esta tecnologia é pouco empregada atualmente, assim como são poucos os estudos aprofundados sobre este tema.

De acordo com diversas indicações da literatura, a utilização da bomba de água com acionamento elétrico permite a redução do período de aquecimento do motor (Warm up), otimização da vazão do líquido de arrefecimento em cargas parciais, maior transferência de calor em condições de torque e potência máxima e diminuição progressiva da temperatura do líquido de arrefecimento após o desligamento do motor (After boil). Estas características atribuídas ao acionamento elétrico da bomba de água visam diminuir o consumo de combustível e emissões de poluentes, aumentar a durabilidade do sistema de arrefecimento e motor do veículo, sendo possível em alguns casos a diminuição no tamanho do radiador.

1.1. Objetivos

Este trabalho tem por objetivo verificar por meio de simulação computacional o comportamento do sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna. É feita uma validação cuidadosa através da comparação dos resultados dos modelos com dados experimentais. Além disso, são comparadas duas alternativas distintas para o acionamento da bomba do sistema de arrefecimento: acionamento mecânico e acionamento elétrico. A capacidade de simular este sistema traz como benefício a possibilidade de avaliar o desempenho de diferentes alternativas em fases iniciais de um novo projeto, reduzindo custos e tempo de desenvolvimento.

Tendo em vista que o calor rejeitado pelo motor é um parâmetro fundamental para a condução das simulações do sistema de arrefecimento, há um cuidado especial direcionado para a correta caracterização deste parâmetro. As condições de uso e o balanço térmico do motor são estudados e calculados, para fornecer as condições necessárias para a simulação computacional onde são definidas estratégias de controle e operação da bomba de água para um gerenciamento térmico do motor que melhore seu desempenho.

1.2. Organização do trabalho

O presente trabalho está organizado da seguinte forma: o capítulo 2 apresenta a revisão da literatura onde os trabalhos mais relevantes sobre o tema são apresentados e discutidos; o capítulo 3 apresenta as informações disponíveis sobre o modelo numérico utilizado pelo software de simulação; o capítulo 4 apresenta a descrição das condições simuladas, condições de contorno e resultados obtidos, juntamente com sua análise; o capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo é dividido em duas partes para melhor organizar a discussão da revisão bibliográfica. A primeira parte apresenta definições básicas pertencentes ao sistema de arrefecimento de motores de combustão interna. A segunda parte inclui trabalhos relevantes encontrados na literatura relacionados ao sistema de arrefecimento.

2.1. Definições básicas

Este capítulo tem como objetivo esclarecer e alinhar o conhecimento sobre os termos e definições básicas sobre o sistema de arrefecimento do veículo. Há termos que são utilizados e encontrados em diversos textos da literatura que não possuem tradução usual e aceita para o português, sendo encontrados apenas em inglês. A figura 2.1 mostra o esquema de um sistema de arrefecimento padrão encontrado em grande parte dos veículos de passeio.

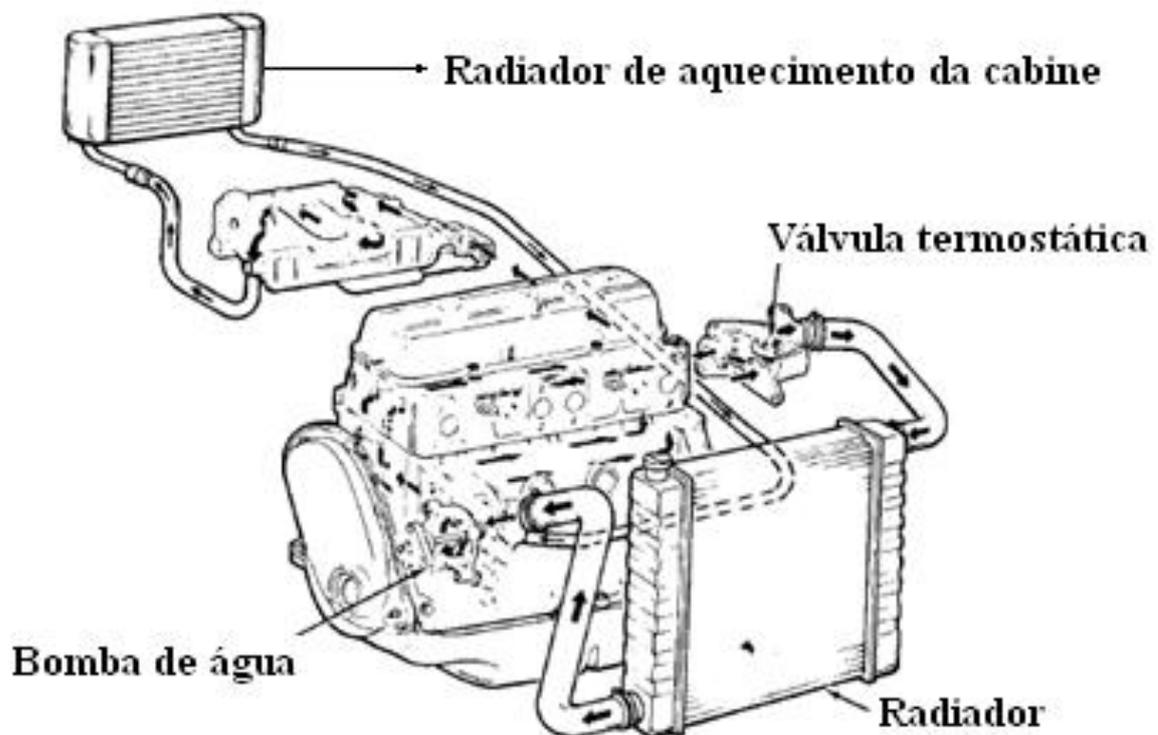


Figura 2.1 – Sistema de Arrefecimento Padrão
Fonte: Pulkrabek(2004)

A função dos componentes do sistema apresentado na figura 2.1 é discutida a seguir. Também são discutidos alguns termos relacionados às condições de operação do sistema.

2.1.1 – Válvula termostática

A válvula termostática tem a função de regular a quantidade de água que passa pelo radiador, permitindo o controle da temperatura e reduzindo o tempo de aquecimento do motor. Segundo Pulkrabek(2004), em condições de temperaturas baixas, essa passagem é completamente bloqueada, forçando todo o líquido de arrefecimento a circular somente nas partes internas do motor. Dessa forma, atinge-se a temperatura de trabalho num intervalo de tempo menor.

Uma vez que a temperatura do líquido atinge determinada temperatura, a válvula termostática começa a abrir, permitindo que o líquido seja enviado ao radiador. Caso a combinação de baixa temperatura ambiente e pouca ou nenhuma utilização de potência diminua a temperatura do líquido de arrefecimento, a válvula termostática se fecha, mantendo o motor em temperatura de trabalho adequada.

O funcionamento da válvula termostática depende de um pequeno cilindro localizado na parte da peça voltada para o motor. O cilindro é preenchido com uma cera que muda de fase com o aumento da temperatura. Uma haste conectada à válvula pressiona a cera. Quando a cera muda de fase, de sólido para líquido, se expande significativamente, empurrando a haste para fora do cilindro e abrindo a válvula. Devido à velocidade de mudança de fase da cera, há um fenômeno conhecido como histerese resultando numa temperatura de fechamento diferente da temperatura de abertura. A figura 2.2 mostra as curvas de abertura e fechamento da válvula termostática em relação à temperatura:

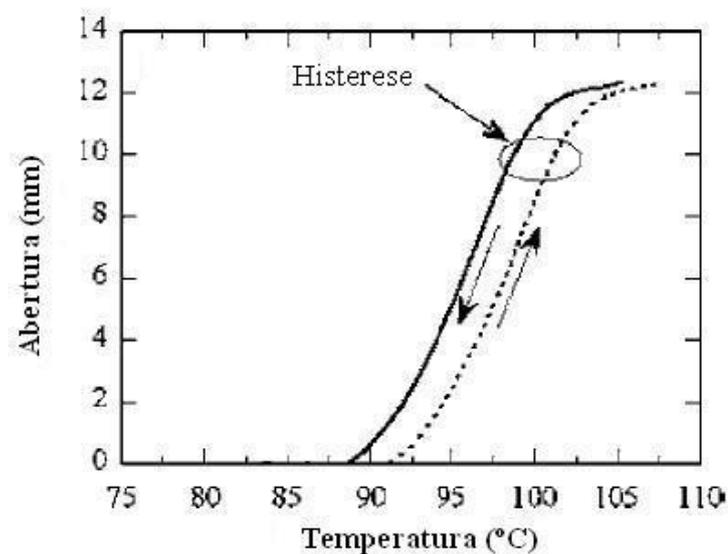


Figura 2.2 – Comportamento da válvula termostática
Fonte: Cho et al (2007)

2.1.2 – Temperatura de trabalho do motor

O controle exato da temperatura de trabalho do motor é necessário para obter a maior eficiência do processo de queima do combustível e ao mesmo tempo aumentar a vida útil do motor. O aumento na temperatura de trabalho possibilita redução no consumo específico do motor mas aumenta a probabilidade de ocorrer pré-detonação do combustível, ocasionando perda de eficiência e diminuição da vida útil do motor. Porém uma calibração mais precisa no ponto de ignição, ou em motores que usam Etanol como combustível, possibilita o aumento na temperatura de trabalho sem riscos de pré-detonação. Segundo Corradini(2006), em temperaturas de trabalho acima de 100°C há redução significativa do consumo específico do motor.

2.1.3 - Período de aquecimento do motor “warm-up”

O período de aquecimento do motor, ou warm-up, é o intervalo de tempo no qual o motor de combustão interna está aquecendo, antes de atingir a temperatura ideal de trabalho. Após um longo período de tempo parado, todos os componentes do motor, o líquido de arrefecimento e o óleo lubrificante estão à temperatura ambiente. A partir do momento em que o motor é ligado, o calor começa a ser transferido dos produtos da combustão para todas as peças e fluidos que entram em contato com os gases, como as paredes da câmara de combustão, cabeçote do motor, dutos do coletor de escape e o óleo lubrificante. Após um intervalo de tempo que pode variar bastante, dependendo das características do motor e condições ambiente, todos os componentes do motor estarão com as suas respectivas temperaturas de trabalho.

Como comentado por Stone(1999), há efeitos benéficos no aquecimento do motor em períodos mais curtos, citando a vantagem de aquecer mais rapidamente o óleo do motor para diminuir o atrito interno. Segundo Pulkrabek(2004), quanto menor for o tempo que os componentes atingirem a temperatura ideal de trabalho, mais rápido o motor irá atingir sua maior eficiência, contribuindo para redução de consumo de combustível e emissões de poluentes.

A figura 2.3 mostra um gráfico sobre o estudo feito por Stone (1999) durante o período de aquecimento do motor Rover M16 a uma rotação constante de 1500rpm, sem variar a posição de borboleta do motor.

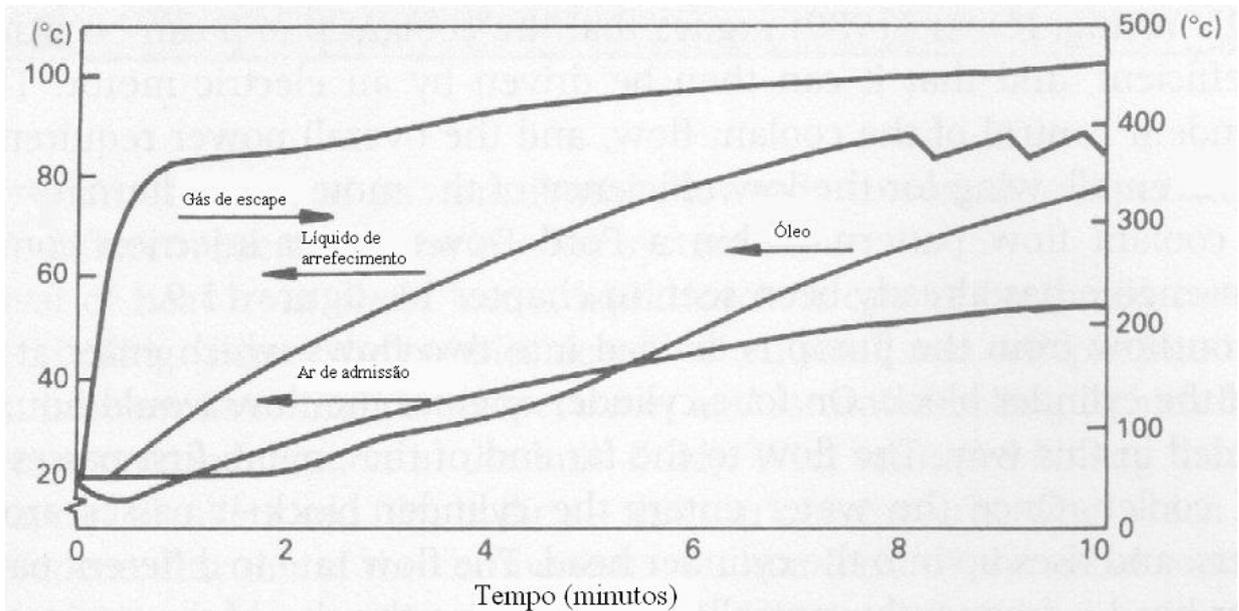


Figura 2.3 – Desempenho do motor Rover M16 SPI 2.0l durante o período de aquecimento (Warm-up)
Fonte: Stone (1999)

A forma mais comum de verificar se a temperatura de trabalho foi atingida é através do monitoramento das temperaturas do líquido de arrefecimento. Porém, o método mais preciso de verificação da temperatura de trabalho atingida pelo motor é a monitoramento da temperatura do óleo lubrificante. Isto se deve ao fato do óleo lubrificante circular por diversas partes do motor, ao contrário do líquido de arrefecimento que está em contato apenas com as camisas dos cilindros e o cabeçote. Nos gráficos da figura 2.3 se pode notar que a temperatura do líquido de arrefecimento atinge uma condição de regime antes da temperatura do óleo lubrificante.

2.1.4 - Tempo de ativação do catalisador “light-off”

O tempo de ativação do catalisador “light-off” é o intervalo de tempo necessário para que o conversor catalítico do veículo atinja a temperatura mínima necessária para converter os gases de escape eficientemente.

Após um longo período de tempo com o motor parado, o conjunto do catalisador está à temperatura ambiente. A partir do momento que o motor é ligado, começam a passar pelo sistema de escape gases produzidos pela queima do combustível. Os componentes do motor inicialmente também estão à temperatura ambiente, absorvendo grande quantidade do calor gerado pela queima do combustível, reduzindo a temperatura dos gases que passam pelo conversor catalítico. Desta forma, a redução do período de aquecimento do motor contribui para a diminuição do tempo de ativação do catalisador, condição desejável para a redução de emissões de poluentes. Ferguson (2001) cita algumas formas de diminuir o tempo de ativação do conversor catalítico: uso de pós combustor, posicionamento do conversor catalítico mais próximo do coletor de escape e uso de aquecimento elétrico.

Segundo Pulkrabek(2004), o conversor catalítico atinge sua máxima eficiência de operação, quando atinge temperaturas acima de 400°C, convertendo 98% de CO e 95% de NOx e HC. A temperatura de ativação “light-off” de um conversor catalítico é considerada quando o mesmo atinge 50% de eficiência, por volta de 250°C a 300°C. A figura 2.4 mostra a eficiência de conversão do conversor catalítico em função da temperatura de trabalho.

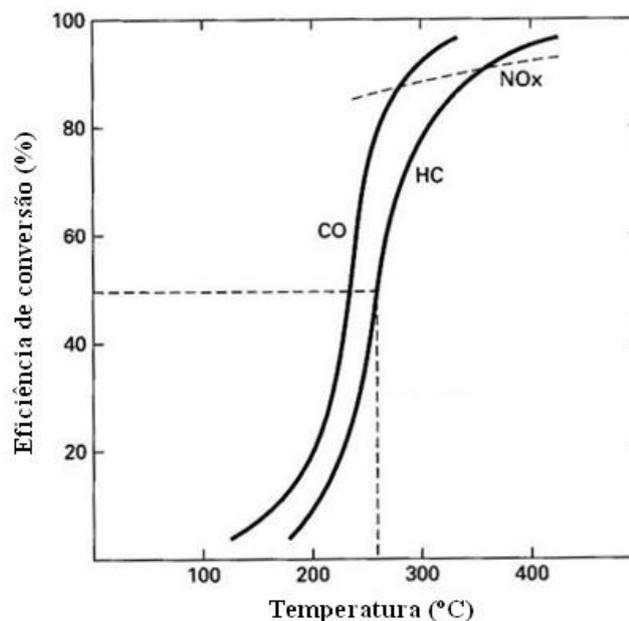


Figura 2.4 – Eficiência do conversor catalítico em função da temperatura de trabalho.

Fonte: Pulkrabek(2004)

2.1.5 - Ciclo de trabalho

Um ciclo de trabalho é uma seqüência de condições às quais o motor e o veículo são submetidos, utilizada para simular as condições reais de uso do veículo quando testado em dinamômetro. É necessário para padronizar estudos realizados em veículos e permitir a repetibilidade do trabalho. Há diversos ciclos de trabalho utilizados para simular o uso em cidade e uso em estrada, podendo monitorar o consumo de combustível e as emissões de poluentes.

2.1.6 – Aumento de temperatura e pressão durante o período de desligamento do motor “after boil ou heat soak”

Quando o motor usa uma bomba de água acionada mecanicamente, o desligamento do motor resulta na parada quase instantânea da bomba, interrompendo a vazão de fluido de arrefecimento. Nesta condição, embora não seja mais necessário rejeitar calor do motor, algumas partes do motor ainda se encontram sob temperaturas elevadas, bem superiores à temperatura do fluido de arrefecimento. Estas partes que se encontram a temperatura elevada continuam fornecendo calor para o líquido de arrefecimento, mesmo após o desligamento do motor, causando mudança de fase em certas regiões, elevando a pressão no sistema. Esta elevação de pressão, típica dos motores em que a bomba é acionada mecanicamente, dá origem aos termos “after boil” e “heat soak”, sendo prejudicial aos componentes internos do motor, ao radiador e às mangueiras do sistema de arrefecimento. Segundo Bloom (1995), este período dura de 3 a 10 minutos, dependendo de diversas características particulares do projeto do motor.

2.1.7 Ebulição nucleada

Segundo Stone(1999), há grande aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção durante a mudança de fase do líquido de arrefecimento que está em contato com a face interna do cabeçote do motor. Stone (1999) cita que numa mistura de 50% água e 50% etileno glicol, a temperatura de ebulição da mistura, a 1bar de pressão, é de 111°C. Pode-se observar o grande aumento no coeficiente de transferência de calor durante a mudança de fase do líquido de arrefecimento que está em contato com a face aquecida do metal durante o ensaio mostrado na figura 2.5:

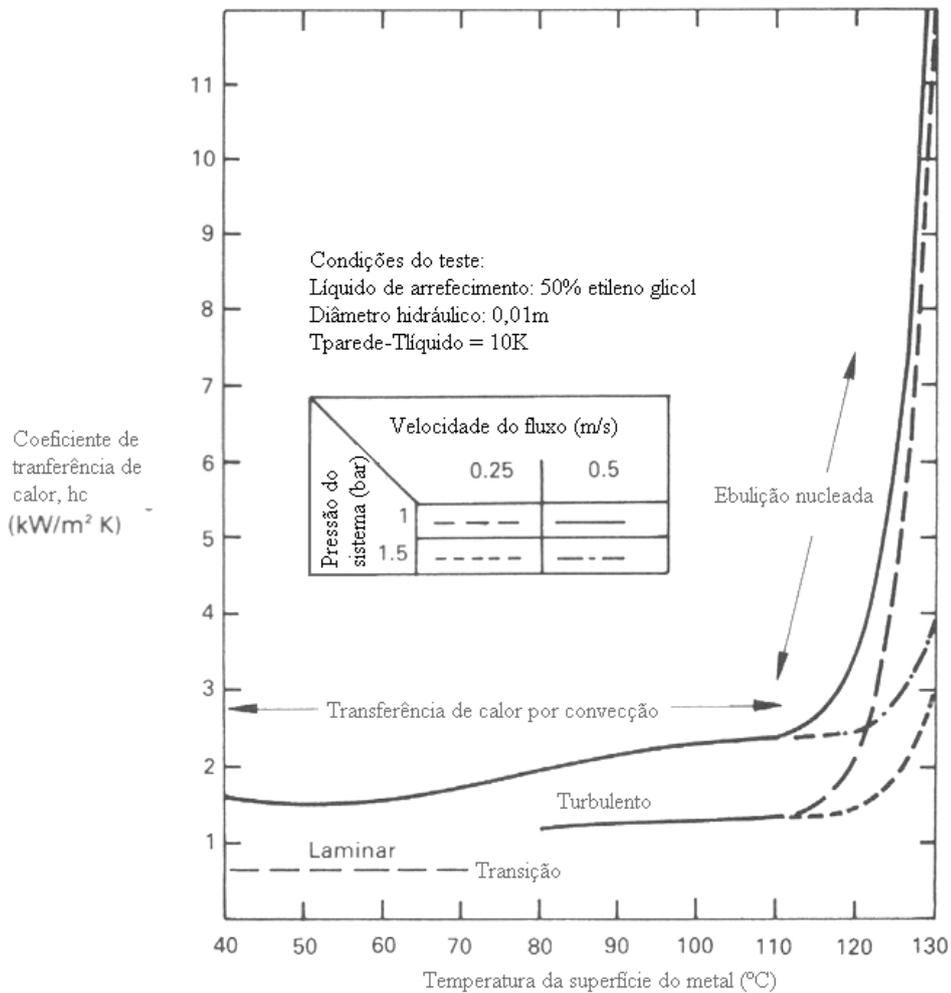


Figura 2.5 – Coeficiente de transferência de calor numa superfície aquecida.

Fonte: Stone (1999)

2.1.8 Radiador de aquecimento da cabine “heater”

O radiador de aquecimento da cabine “heater” é o componente responsável por aquecer o ar que entra na cabina através do sistema de climatização dos veículos. Usualmente é um trocador de calor tubo-aleta compacto. O princípio de funcionamento é semelhante ao radiador, em que o líquido de arrefecimento aquecido que sai do motor circula pelo interior dos tubos do radiador de aquecimento da cabine “heater” rejeitando calor para o ar que passa pela parte externa dos tubos (aletados externamente). Após passar pelo radiador de aquecimento da cabine “heater”, o líquido retorna para a bomba de água. A figura 2.6 ilustra esquematicamente o posicionamento do radiador de aquecimento da cabine no veículo.

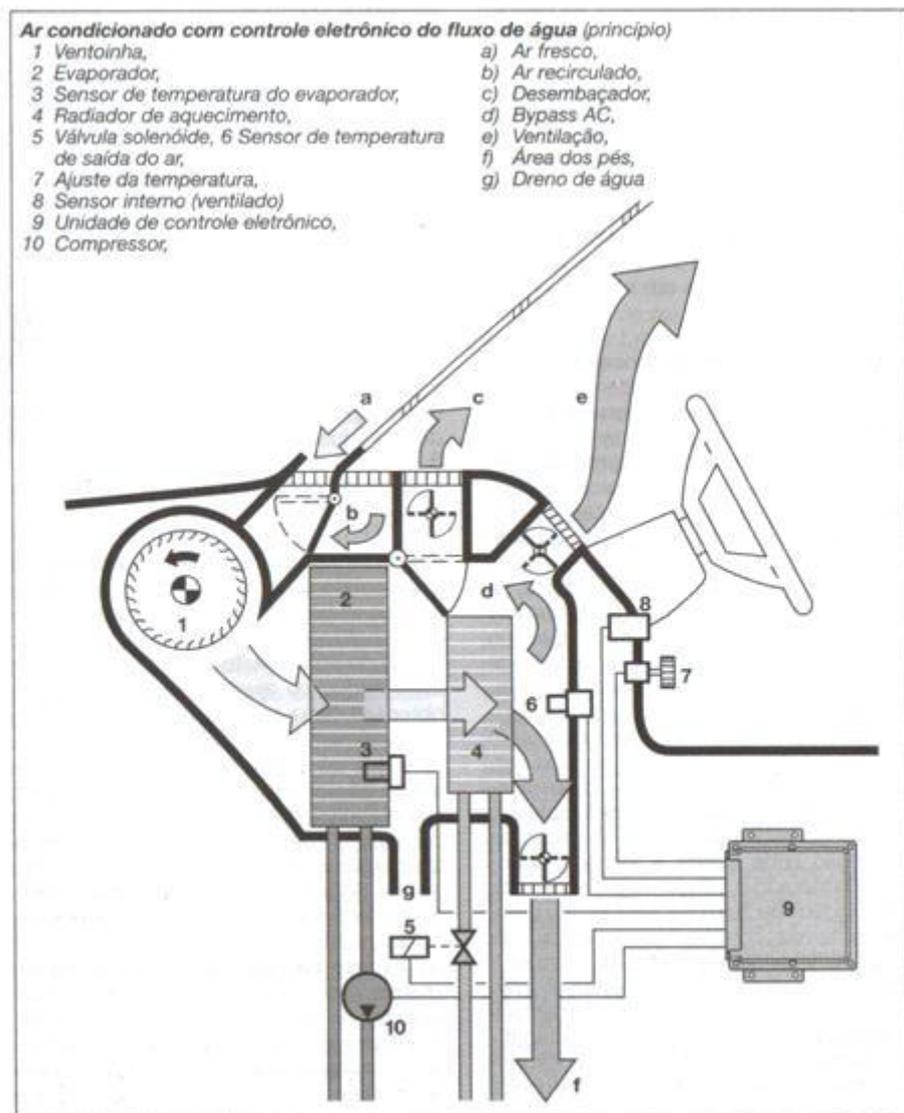


Figura 2.6 – Posicionamento do radiador de aquecimento de cabine (Heater)
Fonte: Bosch (2007)

2.1.9 Tanque de expansão

Segundo Pulkrabek(2004), o circuito do líquido de arrefecimento dos veículos antigos trabalhava em pressão ambiente. Esta característica limitava a temperatura de trabalho do motor devido à possibilidade de evaporação do líquido de arrefecimento. Porém, o aumento na temperatura de trabalho possibilitaria o aumento do rendimento do motor, sendo necessário criar um circuito pressurizado, o qual evitaria a evaporação do líquido de arrefecimento. O tanque de expansão permite a pressurização do sistema de arrefecimento e ao mesmo tempo possui volume suficientemente grande para suportar a expansão térmica do líquido de arrefecimento.

2.2 Trabalhos relacionados ao sistema de arrefecimento

Ribeiro, Filho e Meira (2006) estudaram a aplicação de uma bomba de água com acionamento elétrico utilizada no sistema de arrefecimento do motor de combustão interna comparado ao veículo padrão com bomba de água com acionamento mecânico . O motor elétrico da bomba de água pode ser controlado de diferentes maneiras, de tal forma que sua rotação pode variar respondendo a comandos eletrônicos. A lógica de controle pode depender de sensores de temperatura do líquido de arrefecimento, temperatura do óleo, posição do acelerador, rotação de motor entre outros parâmetros. Desta forma o sistema de controle pode determinar qual a rotação necessária da bomba de água para manter ou atingir a temperatura requerida. Os autores testaram em dinamômetro de chassi um veículo com o motor VW 1.0L 8v utilizando uma bomba de água com acionamento elétrico para estudar o período de aquecimento “warm-up” durante o ciclo padrão de aquecimento.

O gráfico da figura 2.7 mostra que o uso da bomba acionada por motor elétrico foi capaz de reduzir o tempo de aquecimento em 1 minuto em comparação com o mesmo veículo com a bomba de água com acionamento mecânico.

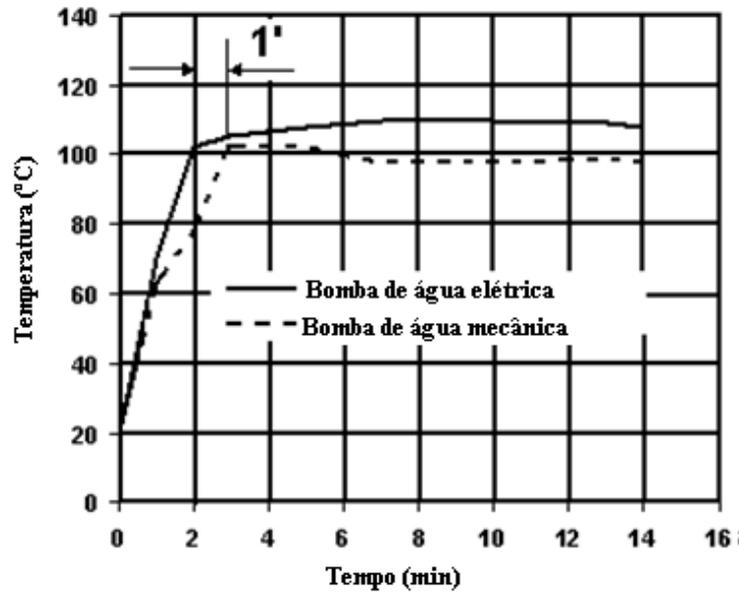


Figura 2.7 – Período de aquecimento do líquido de arrefecimento
Fonte: Ribeiro, Filho e Meira (2006)

O gráfico da figura 2.8 mostra o efeito sobre o óleo lubrificante. Neste caso a redução do tempo de aquecimento foi de 3,5 minutos. O benefício associado a esta redução demonstra que grande parte das peças atingiram a temperatura ideal de trabalho em um intervalo de tempo menor.

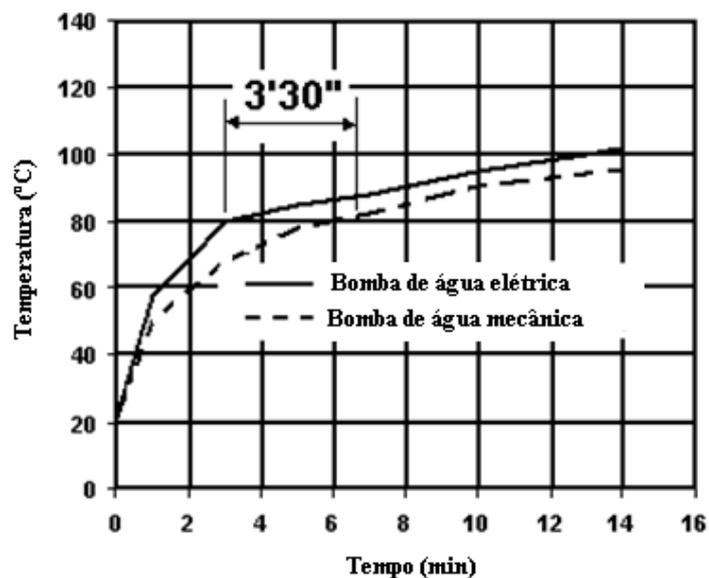


Figura 2.8 – Período de aquecimento do óleo lubrificante
Fonte: Ribeiro, Filho e Meira (2006)

Os autores comentam que apenas 60% da capacidade de bombeamento da bomba de água foi utilizada. Isto sugere que todo o sistema de arrefecimento poderia ser otimizado caso a bomba acionada por motor elétrico fosse utilizada. Uma sugestão dos autores seria reduzir as dimensões do radiador, o que por sua vez reduziria o coeficiente de arrasto aerodinâmico do veículo.

Ribeiro, Filho e Meira(2006) sugerem que o motor bicombustível poderia se beneficiar com a bomba de água acionada por motor elétrico. Neste caso, haveria a possibilidade de o motor trabalhar sob diferentes temperaturas de operação quando abastecidos com combustíveis diferentes.

Os autores também fizeram um comparativo entre o sistema convencional e a bomba de água com acionamento elétrico no período de desligamento do motor “heat soak”, conforme mostra o gráfico da figura 2.9. Foi observada pelos autores, após 3 minutos do desligamento do motor, uma diferença de 15°C na temperatura do líquido de arrefecimento quando os dois tipos de acionamento são comparados. O uso da bomba acionada eletricamente permite uma diminuição gradual da temperatura e pressão do líquido de arrefecimento após o desligamento do motor, ao invés do aumento ocorrido quando se utiliza bomba de água com acionamento mecânico.

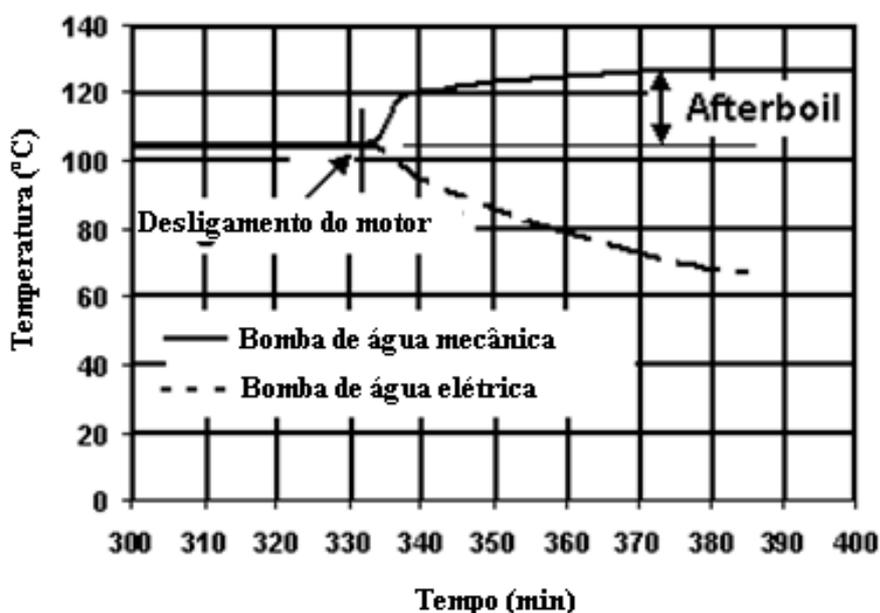


Figura 2.9 – Período de desligamento do motor
Fonte: Ribeiro, Filho e Meira (2006)

Choukroun e Chanfreau(2001) sugerem modificações no gerenciamento do sistema de arrefecimento do motor através do uso da bomba de água e válvula termostática com acionamento elétrico e ventilador do radiador com velocidade variável. O trabalho utilizou um software de simulação hidráulica comercial não especificado, o software Matlab Simulink para desenvolvimento dos controles dos atuadores, o software Labview para aquisição dos dados e testes em túnel de vento com dinamômetros de chassis em dois veículos.

Foram adotadas temperaturas de trabalho do líquido de arrefecimento entre 90°C e 110°C, pois segundo os autores, há indicações na literatura de que estas condições promovem melhora no rendimento do motor. Para evitar pontos quentes, a diferença de temperatura do líquido de arrefecimento entre entrada e saída do motor deve ficar sempre abaixo de 10°C, segundo os autores.

Os autores utilizaram dois veículos para o estudo em dinamômetro de chassis. Um Renault Megane 1.4L de 75cv e um Mercedes Class A 1.6L de 102cv. A escolha foi feita considerando a similaridade entre os dois sistemas de arrefecimento. A figura 2.10 mostra a disposição dos componentes do sistema de arrefecimento considerado.

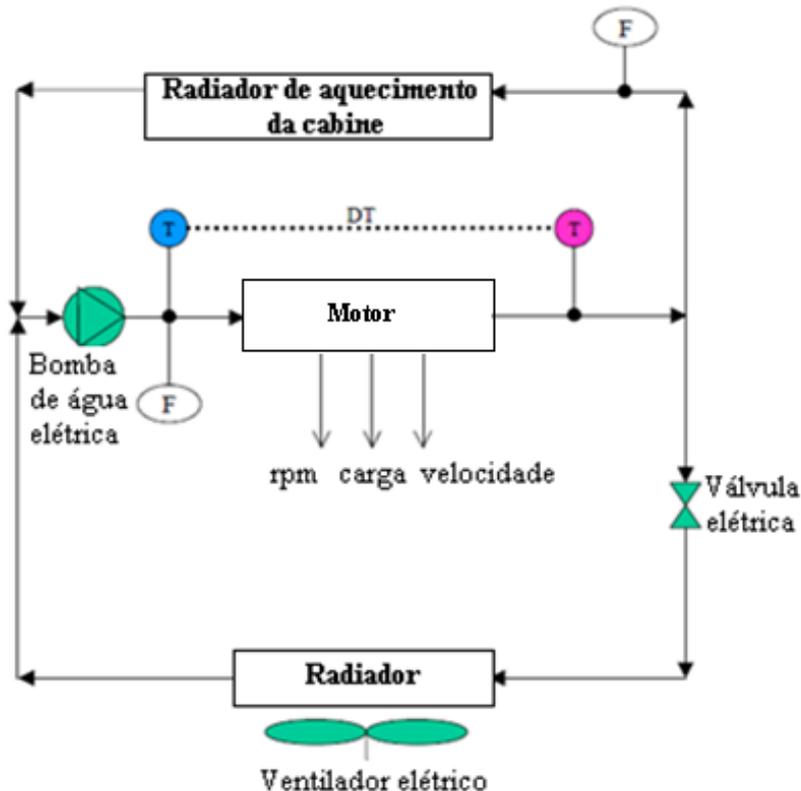


Figura 2.10 – Sistema de arrefecimento
Fonte: Choukron e Chanfreau (2001)

Foi utilizada no trabalho em cada veículo uma bomba de água com acionamento elétrico com motor sem escovas de 200W de potência e módulo eletrônico integrado com um controlador PWM (Pulse Width Modulation) para variar a velocidade de rotação da bomba e por consequência a vazão do líquido de arrefecimento. Também foi utilizada uma válvula borboleta de duas vias para substituir a válvula termostática com abertura controlada por PWM e consumo de aproximadamente 14W. O ventilador do radiador, com velocidade de rotação variável, tem potência máxima de 300W.

O controle automático de temperatura segue estratégias definidas. Durante o período de aquecimento do motor a bomba de água não opera ou opera com uma vazão mínima, dependendo das condições (rotação, carga e temperaturas). Depois que o motor aquece a bomba de água varia sua rotação em função da carga e rotação do motor através de um mapa definido. O primeiro critério é a diferença de temperatura entre a entrada e saída de líquido de arrefecimento do motor. O segundo critério é temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor e se a temperatura for a limite estabelecida, abre-se a válvula que encaminha o líquido para o radiador antes da atuação do ventilador do radiador. Esta medida minimiza o consumo elétrico. Os resultados apresentados pelos autores foram realizados em túnel de vento com um dinamômetro de chassi para simular as condições de uso do veículo e foram divididos em duas partes, uma para cada veículo:

- Renault Megane: Os resultados foram apresentados na condição a qual o motor já está aquecido e com a temperatura do líquido de arrefecimento estável. Foi comparado o veículo com o sistema padrão com temperatura de saída do líquido de arrefecimento a 90°C com a proposta dos autores, utilizando o sistema de bomba de água com acionamento elétrico e temperatura de saída do líquido de arrefecimento a 110°C. Os autores observaram um ganho de 2% de economia de combustível com o uso da bomba de água com acionamento elétrico combinada com alta temperatura durante o teste de consumo específico em relação à velocidade conforme mostrado no gráfico da figura 2.11.

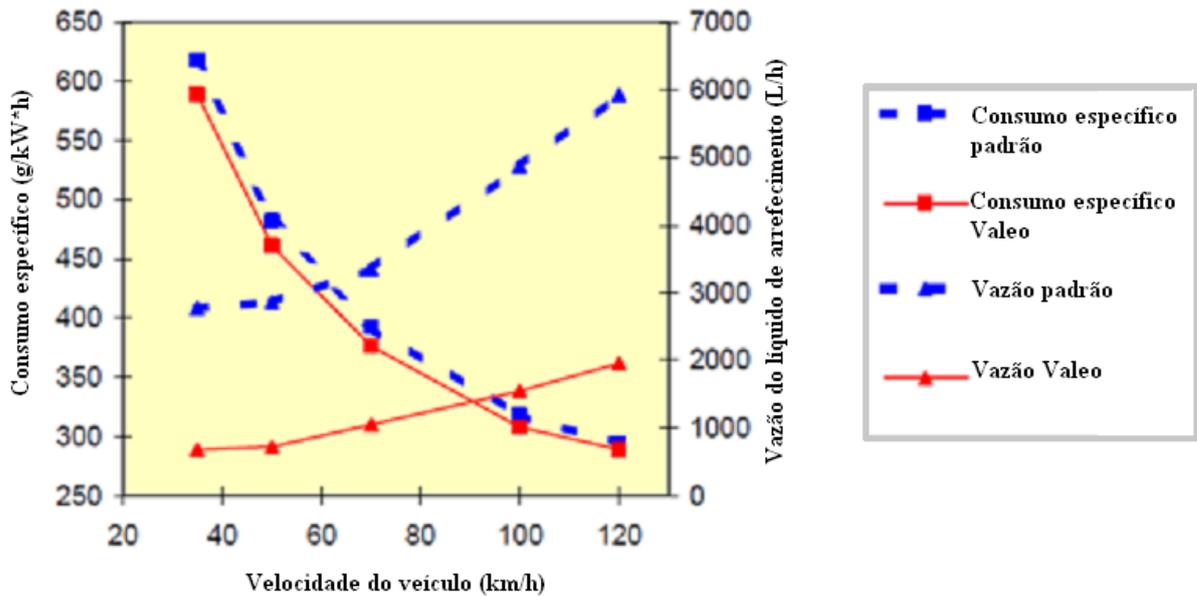


Figura 2.11 – Renault Megane com motor aquecido
Fonte: : Choukron e Chanfreau (2001)

O impacto da estratégia de fluxo zero da bomba de água com acionamento elétrico, durante os primeiros 300 segundos, é notado na redução de 50% do período de aquecimento do motor “warm-up”, resultando na redução de 2 a 3% do consumo de combustível durante o ciclo europeu mostrado no gráfico da figura 2.12.

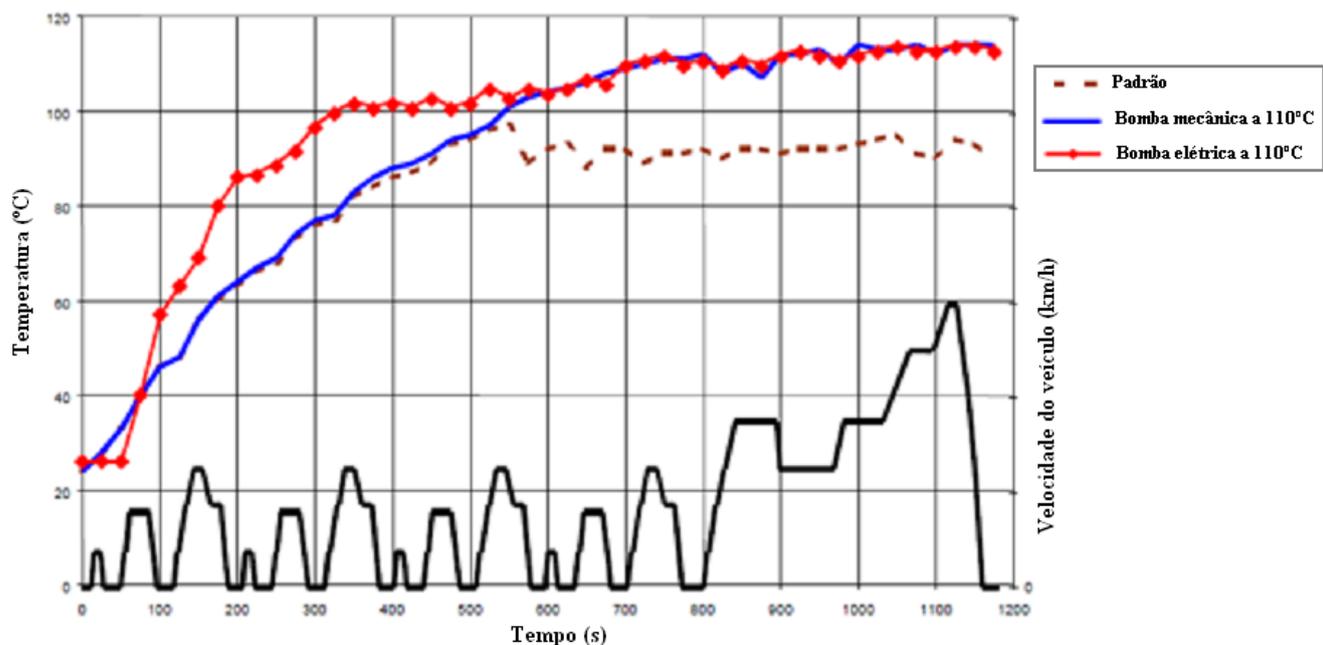


Figura 2.12 – Ciclo Europeu de teste do Renault Megane
Fonte: : Choukron e Chanfreau (2001)

- Mercedes Class A: Foi testado em 3 configurações utilizando o ciclo de trabalho europeu MVEG. Na primeira configuração utilizaram o veículo padrão comercializado; na segunda configuração, durante o período de aquecimento “warm-up”, a vazão da bomba de água ficou fixa a 170L/h, com a válvula de controle fechada(sem circulação do líquido pelo radiador) e o ventilador do radiador desligado. Ao atingir 110°C da temperatura de saída do líquido de arrefecimento, a válvula abriu a circulação para o radiador e a rotação da bomba de água foi calculada automaticamente pelo controlador para fixar a temperatura em 110°C. Quando a válvula ficou totalmente aberta, o ventilador começou a funcionar com velocidade variável para manter a temperatura; na terceira configuração a bomba de água não funcionou até os 400 segundos iniciais e nos 520 segundos iniciais a válvula termostática foi aberta. Após atingir 110°C na saída do líquido de arrefecimento do motor foi adotada a mesma estratégia da segunda configuração. A figura 2.13 mostra o gráfico o consumo de combustível de cada configuração durante o ciclo de trabalho europeu MVEG.

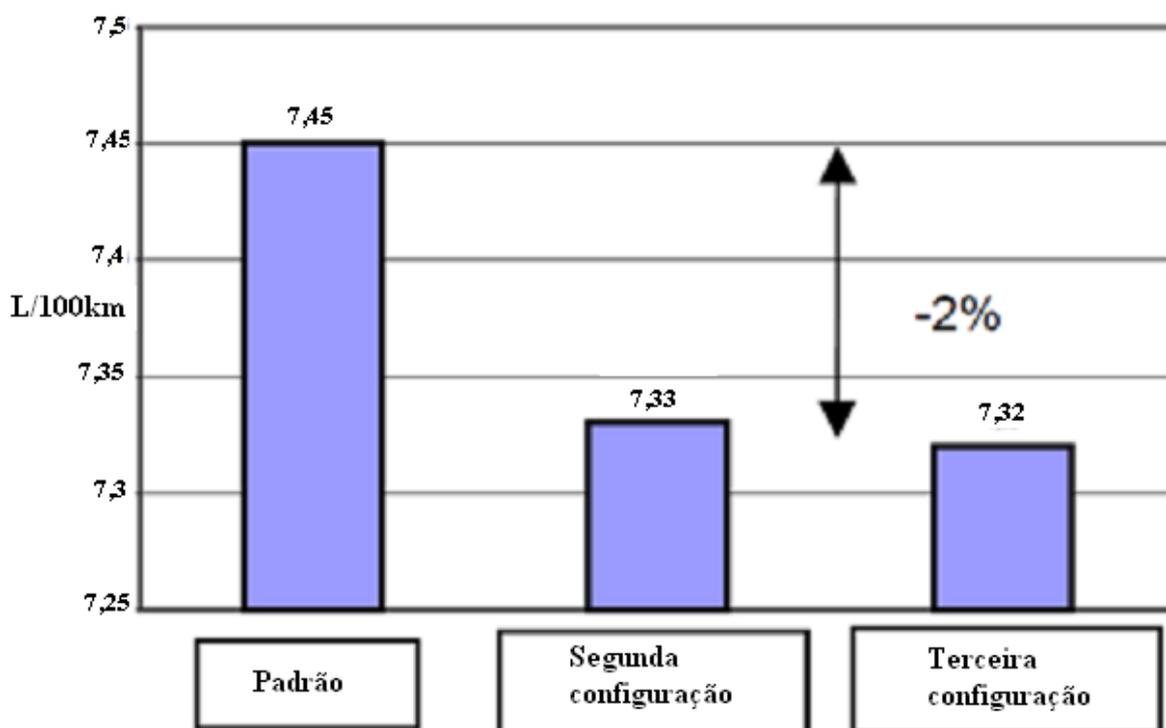


Figura 2.13 – Consumo de combustível no ciclo MVEC
Fonte: Choukron (2001)

Segundo Choukroun e Chanfreau (2001) a redução de consumo poderia ser maior já que a calibração do sistema de injeção eletrônica não foi alterada para se adequar à utilização e a má leitura da temperatura durante a fase em que a vazão de líquido de arrefecimento é zero, aumentando em alguns casos a emissão de CO e NOx.

Cho et al (2007) estudaram a aplicação da bomba de água elétrica visando melhorias no consumo de combustível e no sistema de arrefecimento aplicado a um motor Diesel utilizados em camionetes. O trabalho utilizou software comercial de modelamento numérico, GT-Cool, para simular o comportamento do motor Diesel V6 4.5l utilizando bomba de água com acionamento elétrico. Os benefícios atingidos, segundo autores através das referências pesquisadas, são redução no consumo de combustível, melhorias na eficiência e controle térmico do motor

Os autores iniciaram o trabalho com um modelo no software de simulação, GT-Cool, do sistema de arrefecimento com a bomba de água convencional, com acionamento mecânico, para validação através de dados experimentais conforme mostra a figura 2.14.

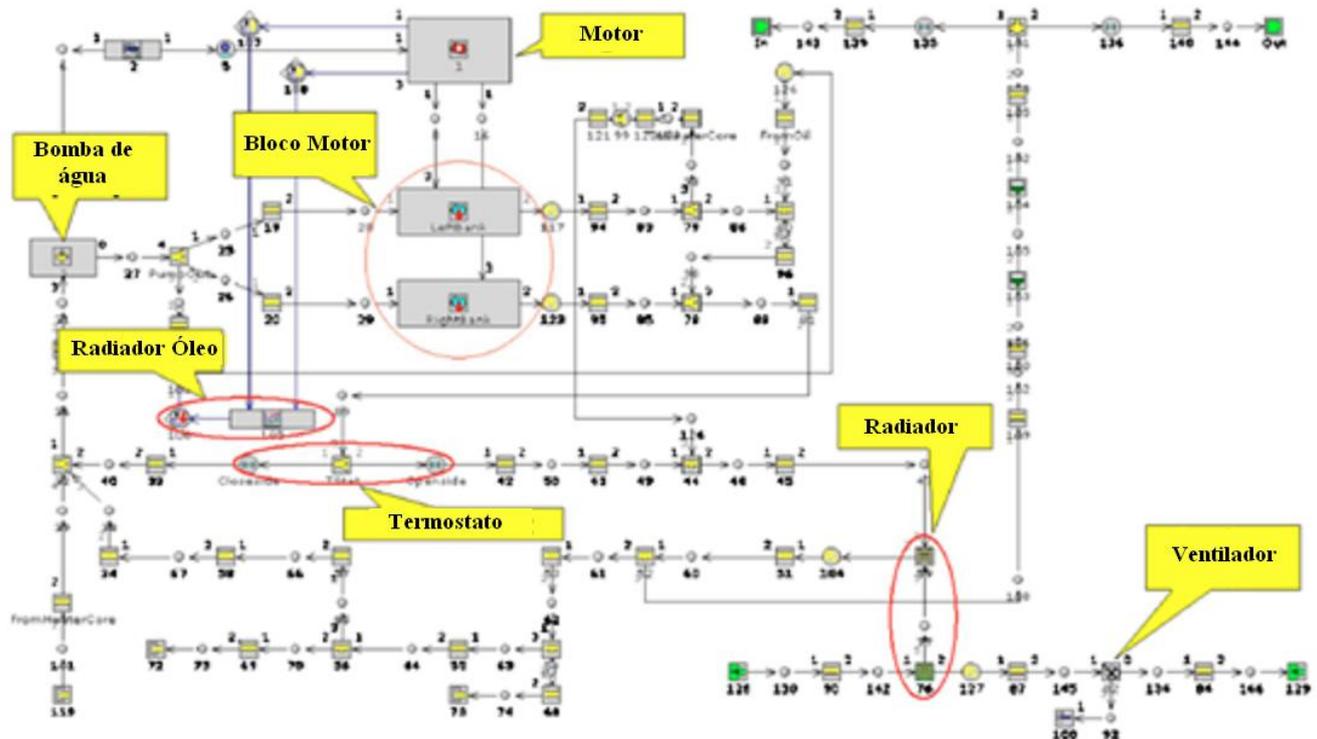


Figura 2.14 – Modelo completo do sistema de arrefecimento
Fonte: Cho et al (2007)

Os autores utilizaram o ciclo de trabalho FTP74 para a validação do modelo matemático utilizando a bomba de água com acionamento mecânico comparando com os dados experimentais coletados no veículo. Foi provado que o modelo gerado pelos autores é capaz de simular as condições de uso de um veículo real após comparar as temperaturas do líquido de arrefecimento dos dados experimentais com os dados gerados pelo modelo numérico.

Após a validação do modelo, os autores substituíram o modelo de bomba com acionamento mecânico por um modelo de bomba com acionamento elétrico. Houve pequena variação no comportamento térmico do primeiro modelo com a bomba com acionamento elétrico devido à histerese da válvula termostática, a qual também atuou no controle da temperatura. Para otimizar o uso da bomba de água com acionamento elétrico, os autores reduziram as temperaturas de fechamento e abertura da válvula termostática em 3 estudos sem alterar a curva de histerese da válvula: 1°C, 3°C e 5°C. À medida que a temperatura de trabalho da válvula diminui, maior é o período de tempo que a válvula fica totalmente aberta, evitando a recirculação do líquido de arrefecimento pelo motor. Conseqüentemente a vazão de líquido pela bomba tende a ficar constante e menor com a válvula aberta.

A figura 2.15 mostra o consumo de potência da bomba de água durante o ciclo FTP 74. Comparada com a bomba de água com acionamento mecânico, mais de 86% de potência consumida é reduzida usando a bomba de água com acionamento elétrico e a válvula termostática original. Houve redução em 99% na potência consumida utilizando bomba de água com acionamento elétrico e a válvula termostática alterada.

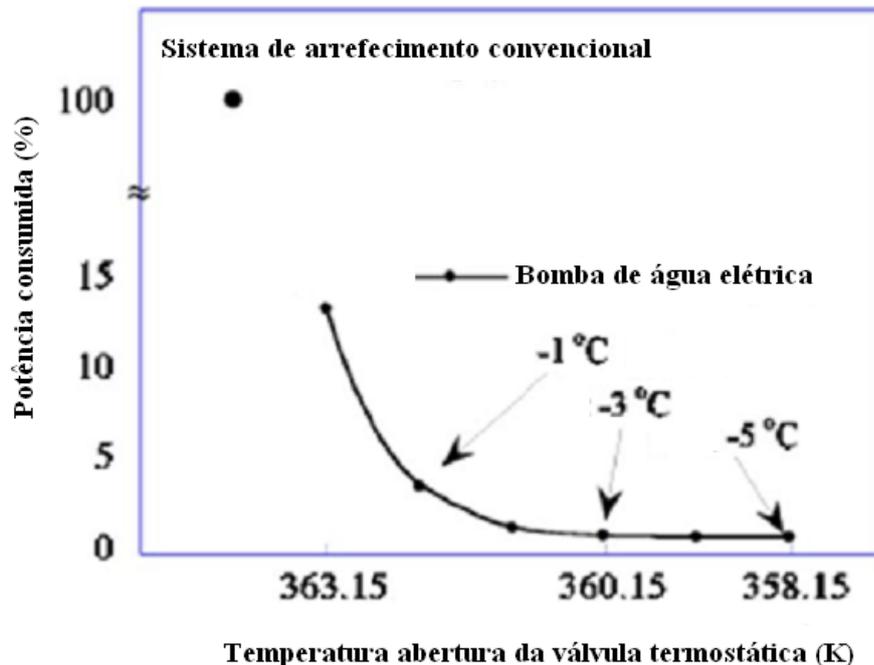


Figura 2.15 – Comparativa do consumo de potência da bomba de água durante o ciclo FTP7. Temperaturas indicadas representam as alterações das temperaturas de trabalho da válvula termostática em -1°C, -3°C e -5°C.

Fonte: Cho et al. (2007)

Os autores também sugerem redução nas dimensões do radiador, pois segundo pesquisas, o radiador é dimensionado para algumas condições severas de uso, como velocidade baixa aliada a alta carga e baixa rotação do motor, condição em que a bomba de água com acionamento mecânico também está com baixa rotação, tornando-se superdimensionado em condições comuns de uso. Ao utilizar a bomba de água com acionamento elétrico é possível reduzir as dimensões do radiador pois a rotação, e por consequência a vazão, da bomba de água independem da rotação do motor. Foi simulado um procedimento de subida com o veículo carregado para o estudo de redução nas dimensões do radiador. O teste segue os seguintes parâmetros: Subida de rampa a 72km/h com 7% de inclinação durante 30 minutos, veículo com carga máxima e temperatura do ar de entrada no radiador em 65°C. Na primeira simulação foi utilizada a vazão máxima da bomba de água elétrica e radiador original, gerando temperatura de trabalho máxima menor em relação ao sistema que utiliza bomba de água com acionamento mecânico, conforme mostra a figura 2.16.

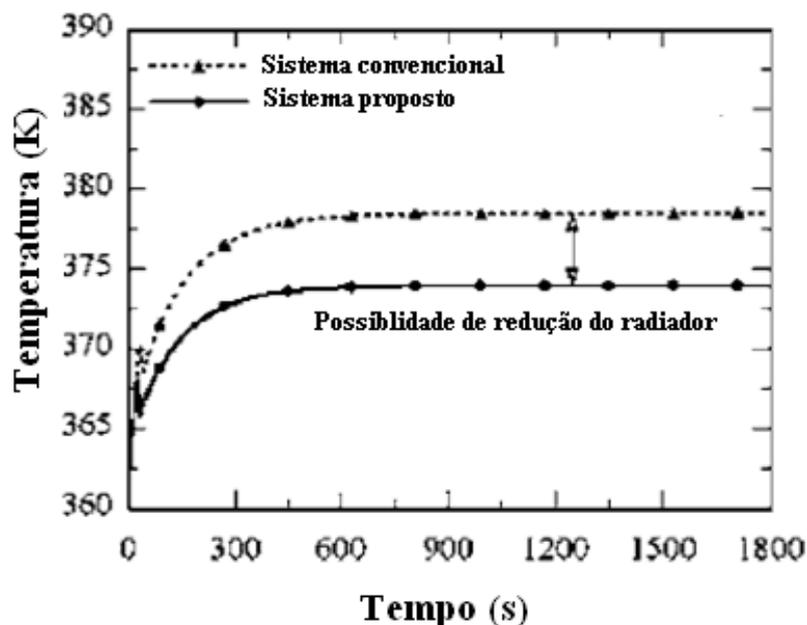


Figura 2.16 – Estudo da temperatura de cada tipo de bomba com o radiador original

Fonte: Cho et al. (2007)

Na segunda simulação é mantida a vazão máxima da bomba de água elétrica e redução do radiador para que a temperatura de trabalho com a bomba com acionamento elétrico fosse a mesma temperatura de trabalho com a bomba original. Houve 27% de redução nas dimensões do radiador sem afetar as condições de uso severo conforme mostra a figura 2.17.

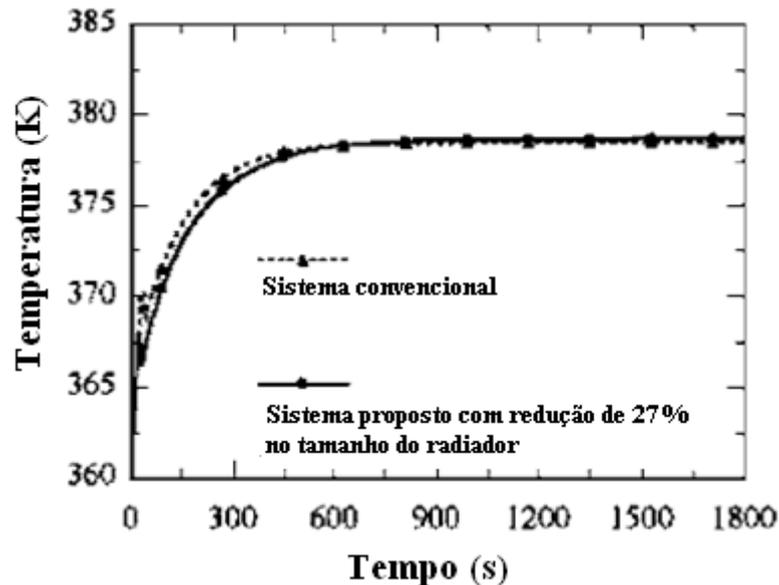


Figura 2.17 – Estudo de redução das dimensões do radiador
Fonte: Cho et al. (2007)

Ap e Golm (1997) sugerem o uso de uma bomba de água com acionamento elétrico que consome de 30 à 60W ao invés de uma bomba de água com acionamento mecânico convencional que consome de 1 à 2kW. O trabalho sugere que o uso da bomba de água com acionamento elétrico pode reduzir o custo do sistema de arrefecimento, reduzir o consumo de combustível, redução de peso do sistema de arrefecimento e melhorar o conforto térmico na cabine.

Segundo os autores, a bomba de água com acionamento elétrico utilizada fornece 1000L/h, sendo esta vazão capaz de atender 95% das condições de uso do veículo. Os 5% restantes são referentes as condições de uso severo, como o uso em velocidades acima de 120km/h ou subidas íngremes. Nestas condições a energia térmica pode ser transmitida pelo princípio da mudança de fase “nucleate boiling” do líquido de arrefecimento no cabeçote do motor.

Com o aumento da potência dos motores e do peso total do veículo há cada vez mais aumento nos parâmetros do sistema de arrefecimento, entre eles, aumento da temperatura de trabalho de 105°C para 118 ou 120°C, aumento na vazão do líquido de arrefecimento para 8000 à 12000L/h e pressão de trabalho de 1,8 para 2,5 bars, resultando no aumento do custo de todo o sistema de arrefecimento.

Ap e Golm (1997) afirmam que em 95% do uso diário do veículo velocidades são abaixo de 120km/h, ou seja, é possível atender as necessidades de trocas de calor apenas por convecção, sendo a vazão do líquido de arrefecimento de 1000L/h no sistema de arrefecimento proposto pelo trabalho.

Durante a partida a frio do motor, a válvula termostática de 3 vias fecha o fluxo de líquido para o radiador. A bomba de água com acionamento elétrico mantém uma vazão constante para as partes internas do motor e radiador de aquecimento da cabine “heater”.

Quando o motor atinge a temperatura de trabalho, aproximadamente 90°C, começa-se a modular o fluxo de líquido de arrefecimento ao radiador para controlar a temperatura após a abertura da válvula termostática.

Durante cargas máximas do motor, o sistema de arrefecimento trabalha com mudança de fase do líquido de arrefecimento no cabeçote do motor. Há vapor na saída do motor e na entrada do radiador, o qual funciona parte como radiador convencional e parte como condensador. A fim de trabalhar com baixa pressão, o sistema necessita de um tanque de expansão especial para receber o líquido de arrefecimento vindo do motor e das mangueiras entre o motor e o radiador. O volume do tanque de expansão pode ser de 1 a 2 litros, dependendo da condição de evaporação do líquido de arrefecimento.

Durante o teste foram monitorados os seguintes parâmetros: Temperatura do cabeçote do motor, temperatura do óleo do motor, vazão do líquido de arrefecimento e pressão do sistema de arrefecimento. Os autores utilizaram duas condições de teste simuladas em dinamômetro de chassis e túnel de vento climatizado: Subida de 10 a 12% de inclinação com temperatura ambiente de 20 a 27°C e velocidade máxima com temperatura ambiente de 37°C.

A tabela 2.1 mostra os resultados obtidos com o sistema convencional e com o novo conceito proposto pelos autores (Newcool), sendo que o veículo utilizado foi um Volkswagen Golf 1.9L TDI.

Tabela 2.1 – Comparativo entre o sistema convencional e o sistema proposto pelos autores aplicado a um Volkswagen Golf 1.9L TDI

	Subida a 12% de inclinação, Temperatura ambiente 20°C		Velocidade máxima, Temperatura ambiente 37°C	
	Convencional	Newcool	Convencional	Newcool
Temperatura do cabeçote (°C)	229	243	244	264
Temperatura do motor (°C)	116	118	101	113
Temperatura do óleo(°C)	150	152	140	147
Vazão do líquido de arrefecimento (l/h)	10000	920	11000	960
Pressão do sistema de arrefecimento (mbar)	1300	110	550	0

Fonte: Ap e Golm (1997)

Os resultados da temperatura de trabalho do líquido de arrefecimento e do óleo do motor nas duas condições mostram que o conceito proposto pelos autores é capaz de atender as condições severas de uso sem alterar a capacidade de troca de calor do sistema de arrefecimento.

As características do novo sistema proposto no trabalho são a redução em 10 vezes da vazão do líquido de arrefecimento, limitada em 1000L/h; baixa pressão no sistema de arrefecimento, próximo a 200mbar, temperatura máxima de trabalho pode ser limitada em 115°C, troca de calor semelhante ao sistema convencional em velocidades menores de 120km/h e troca de calor utilizando o princípio da mudança de fase em velocidades maiores de 120km/h ou subidas íngremes.

Os componentes que devem ser modificados para o uso do novo sistema são: Bomba de água com acionamento elétrico de 60W de potência com 6000 horas de vida útil; novas mangueiras de transporte do líquido de arrefecimento para vazões de 1000 a 1500L/h e pressão de trabalho de 500mbar, que podem ser de diâmetro menor, reduzindo custo; novo tipo de tanque de expansão, de volume de até 2L e para baixa pressão interna; um novo radiador para pressões de trabalho mais baixas com espessuras de parede menores, também para reduzir custo.

Ap e Golm (1997) citam como vantagens a economia de combustível por usar uma bomba de água que consome 60W ao invés de 1 ou 2kW; otimização do controle de temperatura, principalmente na partida a frio; instalação da bomba em qualquer parte do compartimento do motor e redução no diâmetro das mangueiras. Como desvantagens os autores citam o tamanho e complexibilidade do tanque de expansão.

Boretti et al. (2008) compararam testes realizados em dinamômetro de chassis e de motores com modelos numéricos utilizando como ferramenta o pacote numérico da Gamma Technologies, o qual engloba os softwares GT-Power/GT-Cool/GT-Drive. Os autores utilizaram no trabalho o veículo Ford Falcon XT Sedan equipado com o motor Barra 190 4.0L I6 movido a gasolina. O ciclo de trabalho utilizado durante o trabalho foi o New European Drive Cycle (NEDC), o qual simula condições de uso urbano e estrada.

Os autores utilizaram dados experimentais obtidos em dinamômetro de chassis e de motores para complementar dados de difícil modelamento utilizados nos modelos matemáticos. Após validarem o modelo matemático com resultados experimentais, os autores substituíram a bomba de água com acionamento mecânico por uma bomba de acionamento elétrico.

O dinamômetro de chassis é capaz de simular o ciclo de trabalho New European Drive Cycle (NEDC), em regime urbano e estrada, variando a temperatura e umidade na câmara onde são realizados os testes. O dinamômetro de motor também é capaz de simular as condições de uso do ciclo de trabalho. Para isso o dinamômetro é acionado em modo automático, condição a qual possa variar a rotação do motor, acelerador e torque necessários para simular o uso deste motor no veículo testado durante o ciclo de trabalho requerido.

O modelo matemático utilizou as ferramentas GT-Cool e GT-Power para simular a partida a frio e o comportamento geral do motor enquanto o GT-Drive considera a parte relacionada a transmissão do veículo e o ciclo de trabalho. Os autores consideram dois modelos de simulação numérica. O primeiro modelo utilizou as ferramentas GT-Drive e GT-Cool, usados para calcular os parâmetros operacionais do veículo, do motor e as temperaturas do líquido de arrefecimento e óleo lubrificante com o mínimo de informações possíveis. Este modelo pode ser melhorado com um estudo térmico computacional dos componentes do motor ou com constantes obtidas através da ferramenta GT-Power. O segundo modelo se refere apenas ao motor, utilizando as ferramentas GT-Power e GT-Cool junto com informações detalhadas obtidas em dinamômetro de chassis.

Os autores compararam os resultados obtidos nos modelos numéricos com os resultados obtidos nos dinamômetros. Os resultados numéricos foram bem próximos dos resultados obtidos nos testes.

A figura 2.18 mostra o consumo de combustível durante os 200 segundos iniciais do ciclo de trabalho. Nota-se que o consumo de combustível diminui conforme o motor é aquecido.

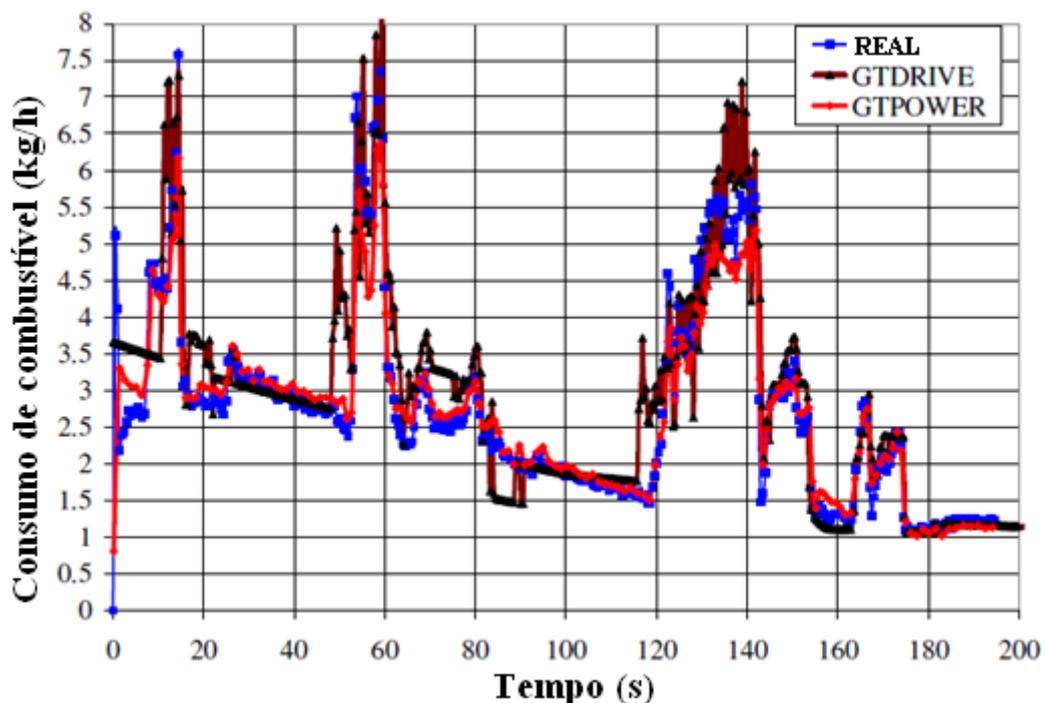


Figura 2.18 – Consumo de combustível durante o início do ciclo de trabalho (NEDC) medido no dinamômetro de chassis, GT-Drive e GT-Power.

Fonte: Boretti et al. (2008)

Após a validação dos modelos matemáticos, os autores modificaram o modelo para trabalhar com a bomba de água com acionamento elétrico, independente da rotação do motor. A rotação da bomba de água está vinculada a temperatura do motor, podendo assim otimizar sua utilização, favorecendo o consumo de combustível, reduzindo o tempo de aquecimento “warm-up” e continuar operando mesmo depois do desligamento do motor. A figura 2.19 mostra o comparativo entre a bomba de acionamento mecânico e de acionamento elétrico durante o período de aquecimento do motor “warm-up”.

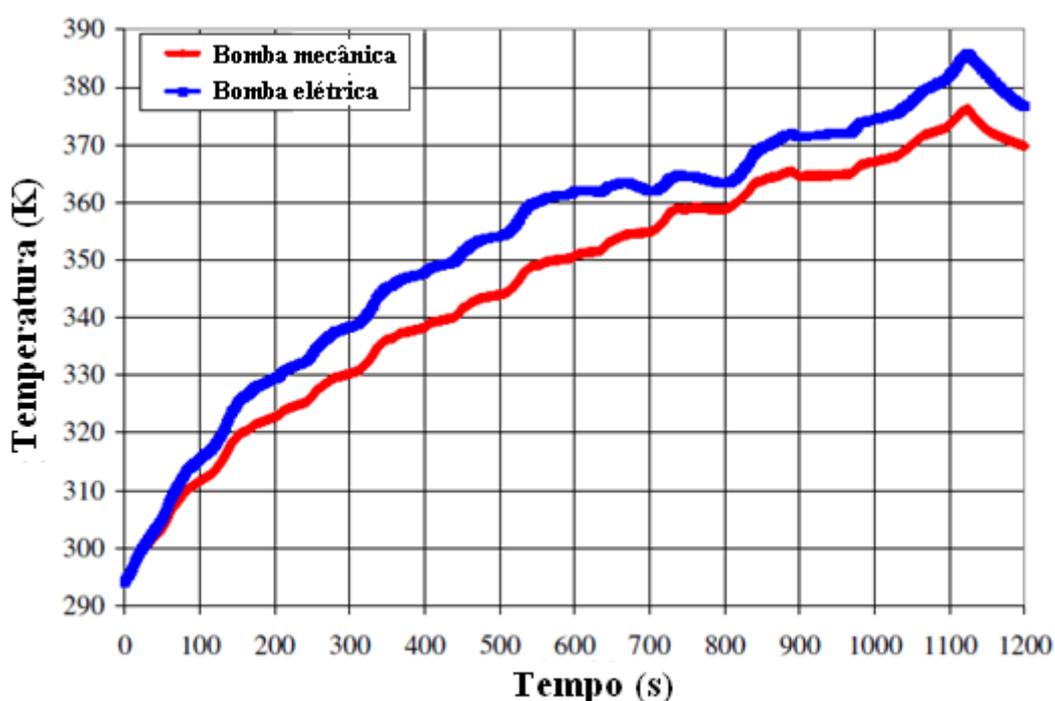


Figura 2.19 – Comparativo entre as temperaturas do motor utilizando acionamento mecânico e elétrico da bomba de água.
Fonte: Boretti et al (2008)

Durante a fase de aquecimento “warm-up”, os autores adotaram as seguintes estratégias de acionamento da bomba de água: Fluxo de 1L/min durante os 600 segundos iniciais, aumentada para 30L/min nos 300 segundos seguintes e aumentada para 45L/min nos últimos 300 segundos.

Segundo os autores, houve redução de 3% no consumo de combustível utilizando a bomba de água com acionamento elétrico em relação a bomba de acionamento mecânico durante o ciclo de trabalho New European Drive Cycle (NEDC).

Brace et al. (2001) estudaram as estratégias de controle no uso de bomba de água elétrica aplicada a veículos de passageiros. Segundo os autores o fluxo do líquido de arrefecimento em motores pequenos em sistemas convencionais está entre 2,0 a 2,6L/min para cada (kW) de potência líquida do motor. Alguns motores mais avançados podem trabalhar com vazões entre 1,0 a 1,7L/min para cada kW de potência líquida do motor. Porém empregando tecnologias como mudança de fase e bomba de água com acionamento elétrico pode-se trabalhar com vazões abaixo de 1,0L/min para cada kW de potência líquida do motor.

A bomba de água com acionamento elétrico trabalha com rotação mínima, estipulada pelos autores, durante as condições de uso normal. A rotação aumenta durante pequenos períodos, como por exemplo, período de desligamento do motor “heat soak”, grandes períodos de tempo em condição de marcha-lenta em temperaturas ambientes quentes e durante subidas íngremes.

O veículo utilizado no trabalho foi um Ford Focus 1.6L movido a gasolina. A válvula termostática foi eliminada por ter resposta lenta e grande perda de carga. Ao invés, utilizaram uma válvula direcional controlada eletricamente pelo sistema de controle a qual foi instalada entre o motor e a entrada do radiador, permitindo a livre circulação de líquido para o radiador de aquecimento da cabine “heater”. A bomba de água foi instalada entre a saída do radiador e a entrada do motor. A operação do ventilador do radiador foi mantida como no veículo padrão, ou seja, sem variação de rotação, apenas liga/desliga.

A estratégia de controle adotou os seguintes parâmetros: Durante o período de aquecimento “warm-up” apenas uma vazão nominal do líquido de arrefecimento é mantida para manter a temperatura das partes do motor homogêneas mas com a válvula direcional fechada impedindo fluxo para o radiador; a vazão do líquido de arrefecimento aumenta se o aquecimento de cabine for exigido durante o período de aquecimento “warm-up”; após o aquecimento do motor é usada a vazão mínima do líquido de arrefecimento para atender a rejeição de calor do motor; o uso do ventilador do radiador deve ser limitado abaixo de uma velocidade definida durante a utilização em estrada; manter a vazão do líquido de arrefecimento após o desligamento do motor.

A estratégia adotada pelos autores utiliza medidores de temperatura do líquido de arrefecimento e do bloco do motor, a posição da válvula direcional e a rotação da bomba de água. Foi utilizado o software Matlab/simulink para desenvolver as estratégias de controle. Foram utilizados dois controladores PID, sendo um para controlar a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no motor através da válvula direcional; e o outro para controlar a temperatura de saída do líquido de arrefecimento do motor através da rotação da bomba de água.

A transferência de calor do motor utilizada para o cálculo do modelo foi determinada através de dados experimentais. Segundo os autores é importante notar as simplificações adotadas: a viscosidade do fluido não altera em função da temperatura; a transferência de calor se deve apenas do motor para o líquido de arrefecimento e do líquido para o radiador e para o radiador de aquecimento da cabine “heater”; inércias do líquido de arrefecimento e do ar são ignoradas; não é considerado os efeitos de uma possível cavitação.

As simulações utilizaram o ciclo de trabalho Europeu (ECE15 + EUDC). Os autores simularam o uso do sistema padrão de arrefecimento, com bomba de água com acionamento mecânico, e o sistema proposto pelo trabalho. Foram comparados os resultados dos dois sistemas, os quais mostram rotações da bomba de água menores utilizando o modelo proposto no trabalho, conseqüentemente menor consumo de potência da bomba de água e redução no período de aquecimento do motor “warm-up”.

3. MODELO COMPUTACIONAL

Este capítulo descreve os parâmetros e dados adotados durante o desenvolvimento do modelo matemático. O modelo foi desenvolvido em software de simulação numérica considerando as características do motor e do sistema de arrefecimento, com parte dos dados levantados em medições experimentais e parte fornecidos pelos fabricantes dos componentes do sistema.

3.1 Software e componentes

O modelo numérico utiliza como ferramenta o pacote numérico da Gamma Technologies, o qual engloba o pacote “GT-Suite”, onde é utilizada a ferramenta “GT-Cool”, específico para sistemas de arrefecimento, associada à “GT-Drive”, específica para o conjunto veículo e transmissão.

Uma nova simulação é implementada através da união conveniente de vários objetos, cada um deles representando um componente do sistema real. Cada um dos objetos utilizados numa simulação específica necessita de parâmetros de entrada provenientes do componente do sistema real. O desempenho do simulador é extremamente sensível aos dados fornecidos para cada um dos objetos que modelam os componentes do sistema real. A estratégia de modelamento foi utilizar objetos dos modelos pertencentes ao tutorial do programa, modificando os dados, parâmetros e arranjos para adequá-los ao modelo estudado neste trabalho, o qual está esquematizado na figura 3.1:

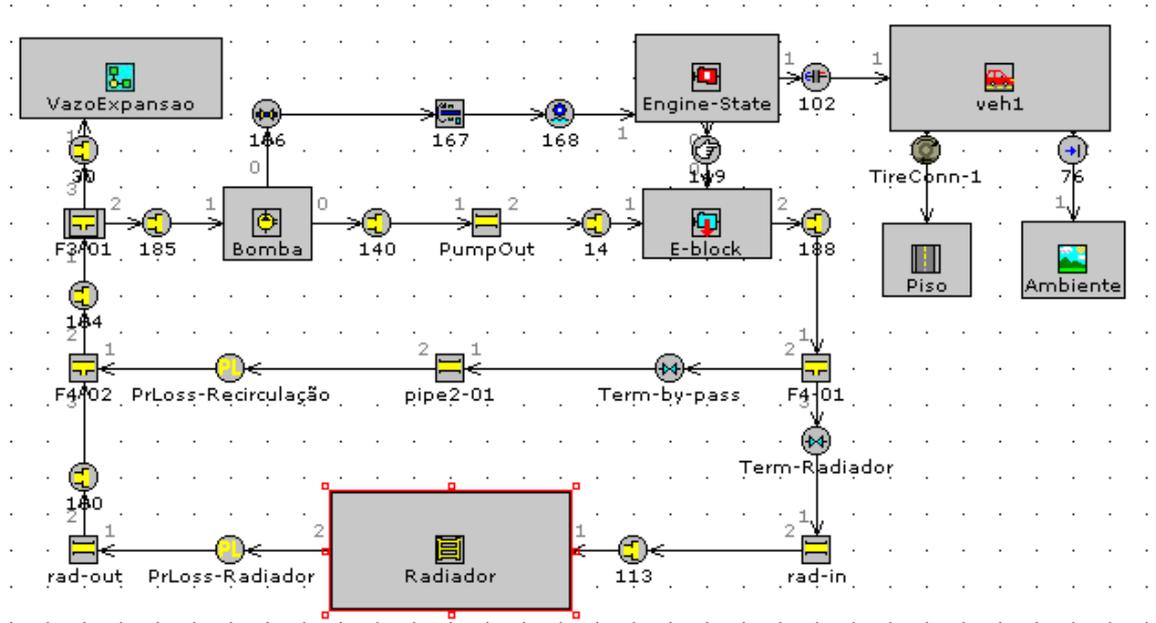


Figura 3.1 – Modelo do sistema de arrefecimento
Fonte: Autor

Os dados e parâmetros necessários para alimentar o software são descritos e demonstrados separadamente em cada componente nos itens 3.2 ao 3.8 para melhor compreensão.

Segundo dados do manual do software simulador, o esquema de interpolação dos termos temporais, utilizado no tratamento da simulação transiente, é totalmente implícito. Sabe-se que o esquema implícito deixa o código mais robusto, mas ainda requer passos de tempo adequados para garantir a precisão. Foi feito um teste variando o passo de tempo para verificar possíveis diferenças nos resultados encontrados. O passo de tempo sugerido pelo GT-Suite Flow Reference Manual (2004) é de 0,1s. Foi feita uma simulação com o passo de tempo de 0,01s nas mesmas condições. Não foi constatada nenhuma alteração nos valores das temperaturas de trabalho do motor e nem na evolução temporal dos resultados de interesse.

A figura 3.2 mostra esquematicamente os principais parâmetros de entrada do modelo computacional e os principais dados de saída:



Figura 3.2 – Modelo esquematizado dos parâmetros de entrada e dados de saída para o modelo computacional

Fonte: Autor

3.2 Motor

O software divide o motor em dois componentes distintos, porém interligados, conforme mostra a figura 3.3:

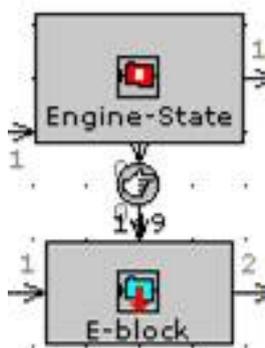


Figura 3.3 – Modelo do motor do veículo
Fonte: Autor

O componente definido por “*Engine State*” relaciona a queima do combustível com o trabalho fornecido pelo eixo do motor. O componente definido por “*E-block*” relaciona todo o resultado térmico da queima de combustível e como ele será transferido ao sistema de arrefecimento.

O motor utilizado no estudo possui cilindrada de 1600 cm^3 , 4 cilindros e 2 válvulas por cilindro. Durante o estudo o combustível utilizado foi o etanol. As demais características necessárias para alimentar o modelo numérico estão detalhadas no anexo A.

Também é necessário alimentar o modelo, através de tabelas, com os dados de consumo específico e calor rejeitado pelo motor. Para essa finalidade foram realizados testes em dinamômetro para levantamento de parâmetros relacionados ao comportamento do motor durante o trabalho. A válvula termostática foi retirada permitindo a circulação do líquido de arrefecimento pelo motor. Esta medida visa à precisão dos valores das temperaturas de entrada e saída do líquido de arrefecimento do motor, garantindo os cálculos de balanço térmico do motor. Os testes foram realizados seguindo os seguintes critérios: Rotações ensaiadas na faixa de 1000 a 6000rpm, com intervalos de 500rpm. Em cada rotação ensaiada foi atribuída variações de torque em função do percentual de abertura do ângulo de borboleta do acelerador, sendo elas, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 60, 80, 100% de abertura; aquisição do torque produzido pelo motor; aquisição das temperaturas de entrada e saída do líquido de arrefecimento do motor; aquisição da temperatura dos gases de escape; aquisição do tempo de injeção da válvula injetora de combustível.

Através dos valores do tempo de injeção foi possível calcular a vazão de combustível injetado no motor em cada condição ensaiada. Há 4 válvulas de injeção de combustível no motor, sendo uma por cilindro.

O software não trabalha diretamente com os valores de torque e posição de borboleta. Os cálculos são realizados através dos valores de pressão média efetiva (BMEP) do motor. O cálculo da pressão média efetiva em função do torque é realizado através da equação (3.1) que pode ser encontrada no GT-Suite Flow Reference Manual (2004) :

$$BMEP = \frac{4 \cdot \pi \cdot T}{V} \quad (3.1)$$

onde BMEP é a pressão média efetiva, T o torque fornecido pelo virabrequim do motor e V a cilindrada do motor.

Houve a necessidade de calcular a pressão média efetiva (BMEP) através dos valores de torque gerados em cada posição de borboleta.

Os valores de consumo específico, em g/kW*h, são calculados através da potência gerada no virabrequim e consumo de combustível em cada condição. O cálculo é representado na equação (3.2):

$$Consumo\ específico = \frac{\dot{m}_{comb}}{P_{ef}} \quad (3.2)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e P_{ef} a potência efetiva no virabrequim.

Os valores do consumo de combustível em função do tempo utilizados em todas as condições ensaiadas podem ser encontrados no apêndice A.

O calor liberado pela queima do combustível é calculado através da equação (3.3):

$$Q_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI \quad (3.3)$$

onde o Q_{comb} é o calor liberado pela queima do combustível e PCI o poder calorífico inferior do combustível.

Segundo Heywood (1988), os valores de calor rejeitado do motor são obtidos através da equação (3.4):

$$Q_{rej} = Q_{comb} - P_{ef} - Q_{ext} \quad (3.4)$$

onde Q_{rej} é o calor rejeitado pelo motor e Q_{ext} o calor liberado nos gases de escape.

O calor liberado nos gases de escapamento foi obtido através da temperatura medida durante os testes em dinamômetro, da vazão em massa dos gases de escape e do calor específico dos gases. Segundo Pulkrabek (2004), a vazão mássica dos gases de escape é a soma das vazões mássicas de combustível e ar admitidos pelo motor. A figura 3.4 mostra esquematicamente um modelo de um volume de controle do motor.

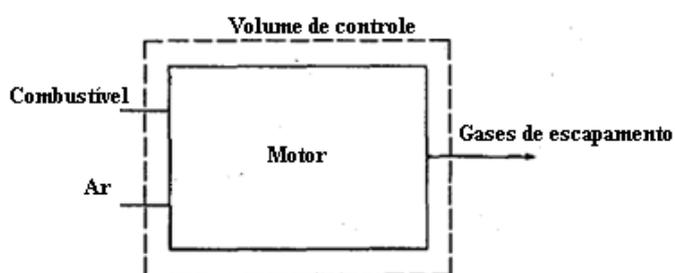


Figura 3.4 – Esquema do volume de controle do motor
Fonte: Pulkrabek (2004)

Com a vazão mássica de combustível conhecida foi possível calcular a vazão mássica de ar considerando que o motor trabalha utilizando uma relação estequiométrica da mistura.

Segundo Stone (1999) o valor do calor específico dos gases de escape varia em função da temperatura, conforme mostra a tabela 3.1:

Tabela 3.1 – Calor específico dos gases de escape em função da temperatura

Temperatura (K)	Calor específico dos gases de escape (J/kg*K)
400	1,075
600	1,102
800	1,132
1000	1,162
1200	1,191

Fonte: Stone (1999)

Através dos valores da vazão mássica, da temperatura e calor específico dos gases de escape foi possível calcular o calor liberado nos gases de escape. Os valores de calor rejeitado encontrados e utilizados para alimentar o software representam o calor rejeitado pelo motor e podem ser encontrados no Apêndice B. O calor rejeitado pelo motor é transferido para as paredes do bloco, depois para o líquido de arrefecimento e por último para o ar ambiente.

Segundo o GT-Suite Flow Reference Manual a equação 3.5 permite o cálculo da evolução temporal da temperatura do bloco do motor:

$$\frac{\delta T_{bl}}{\delta t} = \frac{Q_{rej} - Q_{liq} - Q_{ar}}{\rho_{bl} \cdot cp_{bl} \cdot V_{bl}} \quad (3.5)$$

onde ρ_{bl} é a massa específica do bloco, cp_{bl} o calor específico do bloco, V_{bl} o volume do bloco, T_{bl} a temperatura da parede do bloco, t o tempo, Q_{liq} o calor rejeitado para o líquido de arrefecimento e Q_{ar} o calor rejeitado para o ar ambiente em kW.

A equação 3.5 é o resultado da aplicação da primeira lei da termodinâmica ao volume de controle do bloco do motor. A equação 3.6 mostra uma forma de determinar o calor absorvido (ou rejeitado) pelo bloco do motor em função da evolução da temperatura do bloco.

$$Q_{bl} = \frac{\delta T_{bl} \cdot \rho_{bl} \cdot cp_{bl} \cdot V_{bl}}{\delta t} \quad (3.6)$$

onde Q_{bl} é o calor absorvido pela parede do bloco do motor.

O calor rejeitado para o líquido de arrefecimento é calculado através da equação 3.7.

$$Q_{liq} = B \cdot (T_{bl} - T_{liq}) \quad (3.7)$$

onde T_{liq} é a temperatura do líquido de arrefecimento e B um coeficiente de transferência de calor, calculado através da equação 3.8:

$$B = B_{ref} \cdot \left(\frac{m_{liq}}{m_{liq,ref}} \right)^{0,75} \quad (3.8)$$

onde m_{liq} é a vazão mássica do líquido de arrefecimento e B_{ref} a o coeficiente de transferência de calor de referência, determinado pela equação 3.9:

$$B_{ref} = \frac{m_{liq.ref}(T_{liq.s} - T_{liq.e}) \cdot \rho_{liq} \cdot cp_{liq}}{(T_{bl} - T_{liq.s})} \quad (3.9)$$

onde $T_{liq.s}$ é a temperatura de saída do líquido de arrefecimento do bloco do motor, $T_{liq.e}$ a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento do bloco do motor, ρ_{liq} a massa específica do líquido de arrefecimento, cp_{liq} o calor específico do líquido de arrefecimento e $m_{liq.ref}$ a vazão de referência do líquido de arrefecimento. Os valores atribuídos na equação 3.9 para determinar a constante de referência (B_{ref}) são alimentados pelo usuário. Foram selecionados valores seguindo as recomendações do GT-Suite Flow Reference Manual.

O calor rejeitado para o ar ambiente em contato com a superfície do motor é calculado através da equação 3.10,

$$Q_{ar} = Q_{ar.conv} + Q_{ar.rad} \quad (3.10)$$

onde $Q_{ar.conv}$ é o calor rejeitado para o ar por convecção e $Q_{ar.rad}$ o calor rejeitado para o ar por radiação. Os parâmetros fornecidos para o calor rejeitado por convecção são o coeficiente de transferência de calor por convecção e a área da superfície externa do bloco. Os parâmetros fornecidos para o calor rejeitado por radiação são a emissividade do material do bloco. Em ambos os casos é necessário fornecer ao software a temperatura do ar ambiente em contato com o motor. Os valores dos parâmetros citados acima se encontram no Anexo A.

3.3 Bomba de água

O componente da bomba de água do motor, quando de acionamento mecânico, está conectado diretamente ao componente “Engine State” do motor, o qual é responsável por fornecer rotação e torque à bomba, sendo a bomba responsável por fornecer vazão e pressão ao líquido de arrefecimento que circula pelo componente “E-block” do motor e a todo o sistema de arrefecimento do veículo.

A figura 3.5 mostra a configuração de montagem e união do componente “Bomba” com o componente “Engine State” e a união através da mangueira “Pump Out” ao componente “E-block”:

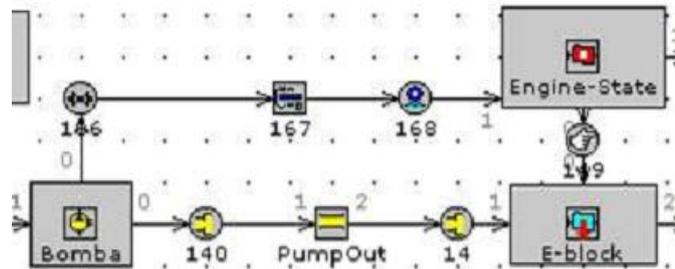


Figura 3.5 – Modelo da bomba de água do veículo.
Fonte: Autor

Os valores adotados na bomba de água foram obtidos através de ensaios em laboratório fornecidos pelo fabricante da bomba de água. Foram realizados testes com a válvula termostática (V. T.) aberta e com a válvula termostática fechada.

A figura 3.6 mostra a variação da pressão entre a entrada e saída da bomba de água em função da rotação, quando a mesma é aplicada no veículo.

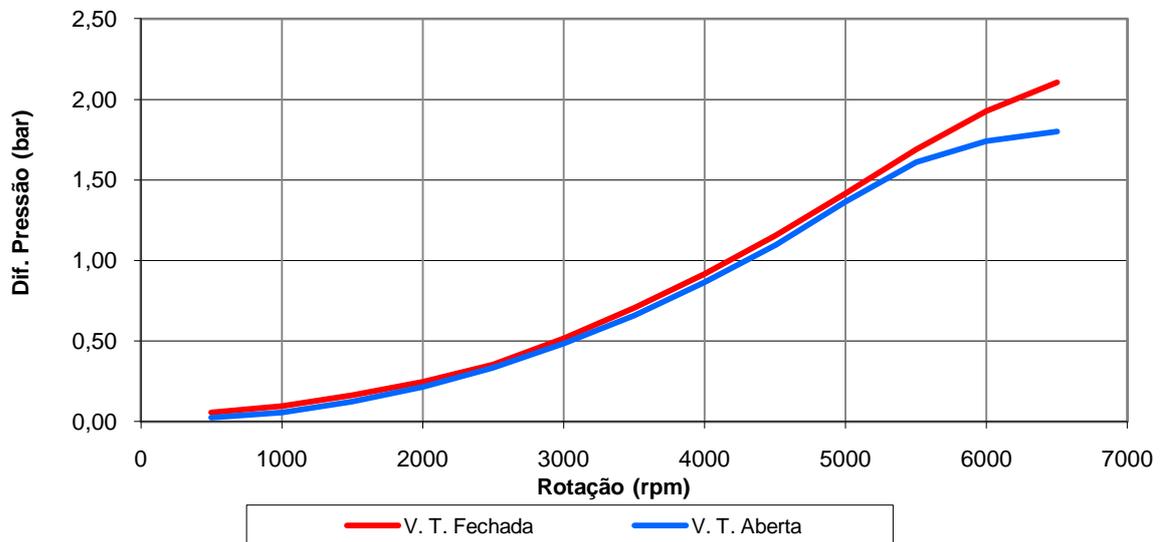


Figura 3.6 – Valores de pressão por rotação da bomba
Fonte: Fabricante

A figura 3.7 mostra a variação da vazão em função da rotação da bomba no veículo.

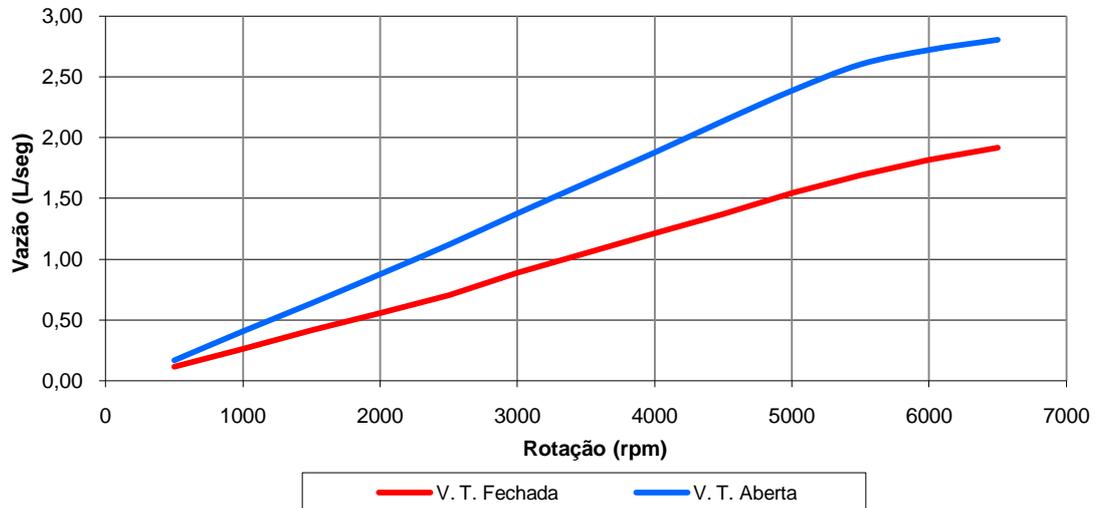


Figura 3.7 – Valores de vazão por rotação da bomba

Fonte: Fabricante

A figura 3.8 mostra a variação da potência consumida para acionamento da bomba de água em função da rotação, com a bomba montada no veículo.

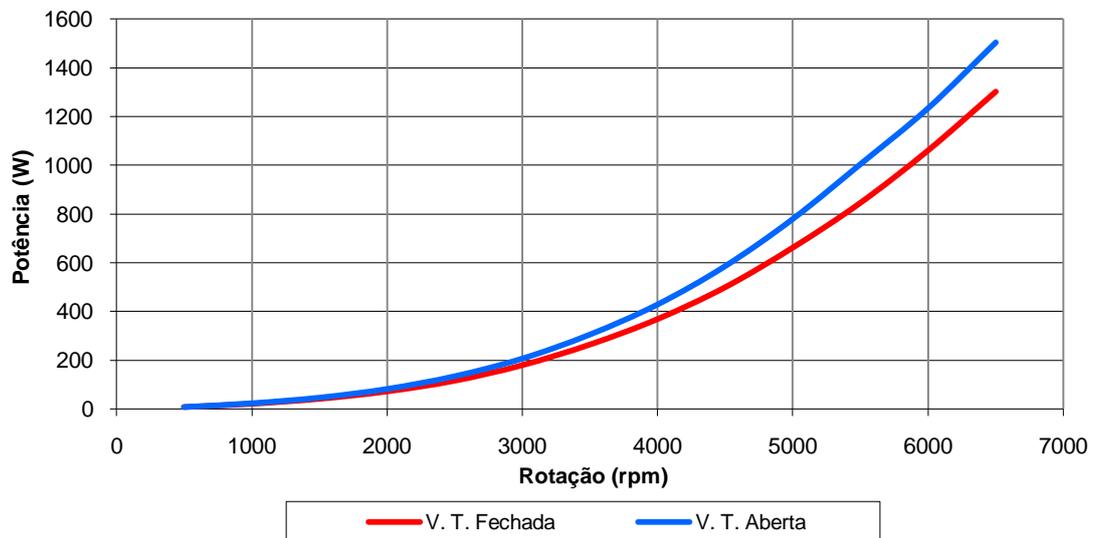


Figura 3.8 – Valores da potência consumida por rotação da bomba

Fonte: Fabricante

A figura 3.9 mostra a variação da pressão entre a entrada e saída da bomba em função da vazão do sistema de arrefecimento com a válvula termostática aberta e com a válvula termostática fechada.

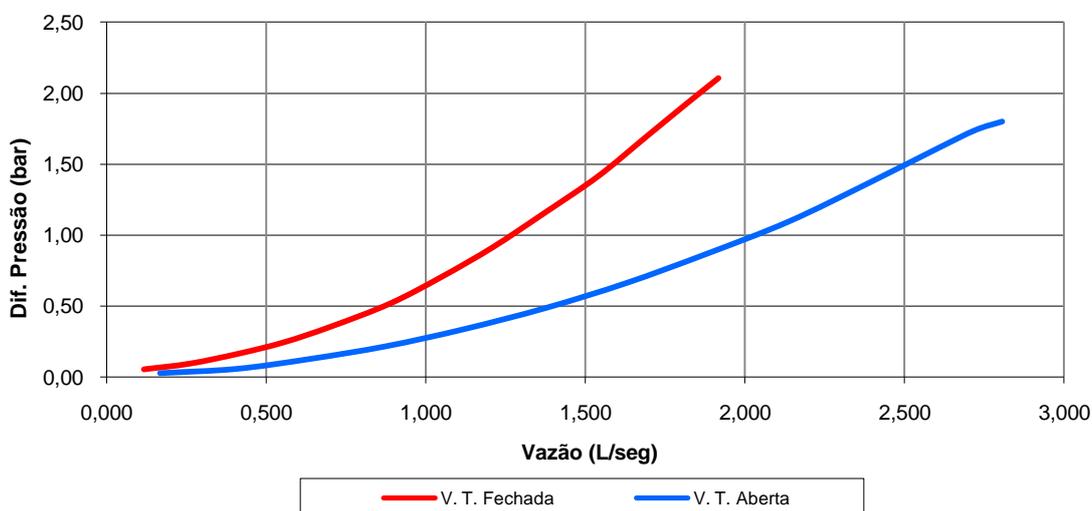


Figura 3.9 – Valores de pressão por vazão do sistema
Fonte: Fabricante

Numa determinada rotação há uma faixa de vazão possível de operação da bomba, sendo os extremos quando a válvula termostática está aberta ou fechada. Também foi considerada a condição de operação sem a válvula termostática, porém os resultados encontrados não foram diferentes da condição de válvula termostática aberta devido a sua baixa perda de carga nesta condição.

O software possui para o modelamento da bomba uma curva característica padrão de bomba de água utilizada em motores de combustão interna. Para alimentar o modelo, apenas 2 pontos em cada rotação são necessários para o software determinar a curva característica da bomba utilizada. A tabela presente no anexo B mostra os dados fornecidos ao software de simulação.

Durante a simulação, o único dado de entrada da bomba é a rotação de trabalho. Quando a bomba é de acionamento mecânico, a rotação é igual à rotação do motor. Quando a bomba é acionamento elétrico, a rotação será imposta por um motor elétrico e independente da rotação do motor.

3.4. Válvula termostática

O componente da válvula termostática é dividido em duas partes, denominadas pelo software como “mestre” e “escrava”. O componente denominado como “mestre”, é responsável por abrir e fechar a passagem do líquido de arrefecimento para o radiador do veículo em função da temperatura medida no próprio líquido. Este componente foi nomeado como “Term-Radiador”. O componente denominado como “escrava” trabalha em função do componente “mestre”, permitindo a passagem do líquido de arrefecimento pelo sistema de recirculação do motor quando o componente “mestre” impede a passagem do líquido de arrefecimento para o radiador. Da mesma forma, o componente “escrava” impede a circulação do líquido de arrefecimento pela recirculação do motor quando o componente “mestre” permite a passagem do líquido de arrefecimento para o radiador. Este componente foi nomeado como “Term-by-pass”.

A figura 3.10 mostra a configuração de montagem da válvula termostática dividida em dois componentes distintos, o “Term-Radiador” definido como “mestre” e o “Term-by-pass” definido como “escrava”.

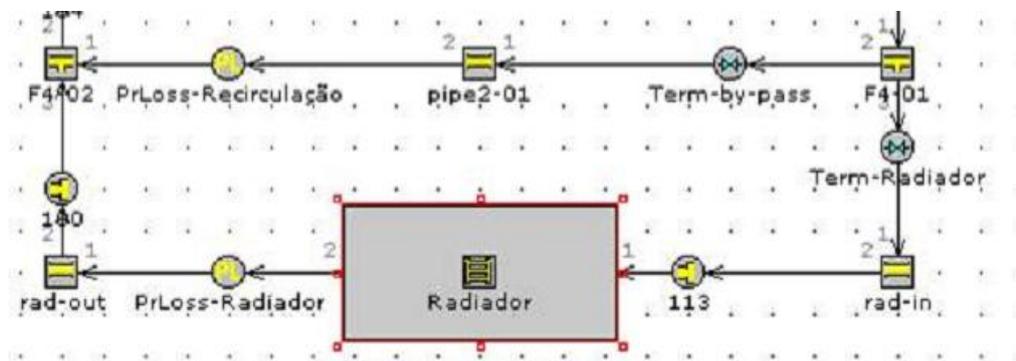


Figura 3.10 – Modelo da válvula termostática do software de simulação.

Fonte: GT-Autor

A válvula termostática utilizada no modelo numérico foi considerada como um elemento adiabático. Também não foram consideradas perdas de cargas, por ser mais simples considerar uma perda de carga equivalente total de todo o sistema. A perda de carga equivalente será descrita posteriormente.

As temperaturas de trabalho (abertura e fechamento) da válvula termostática seguem o modelo real utilizado no veículo, como mostra a tabela 3.2:

Tabela 3.2 – Temperaturas de trabalho da válvula termostática

Abertura (mm)	Temperatura de abertura (°C)	Temperatura de fechamento (°C)
0	80	77
8	95	92

Fonte: Fabricante

A figura 3.11 mostra como o comportamento da histerese da válvula termostática é considerada pelo software, em função da temperatura.

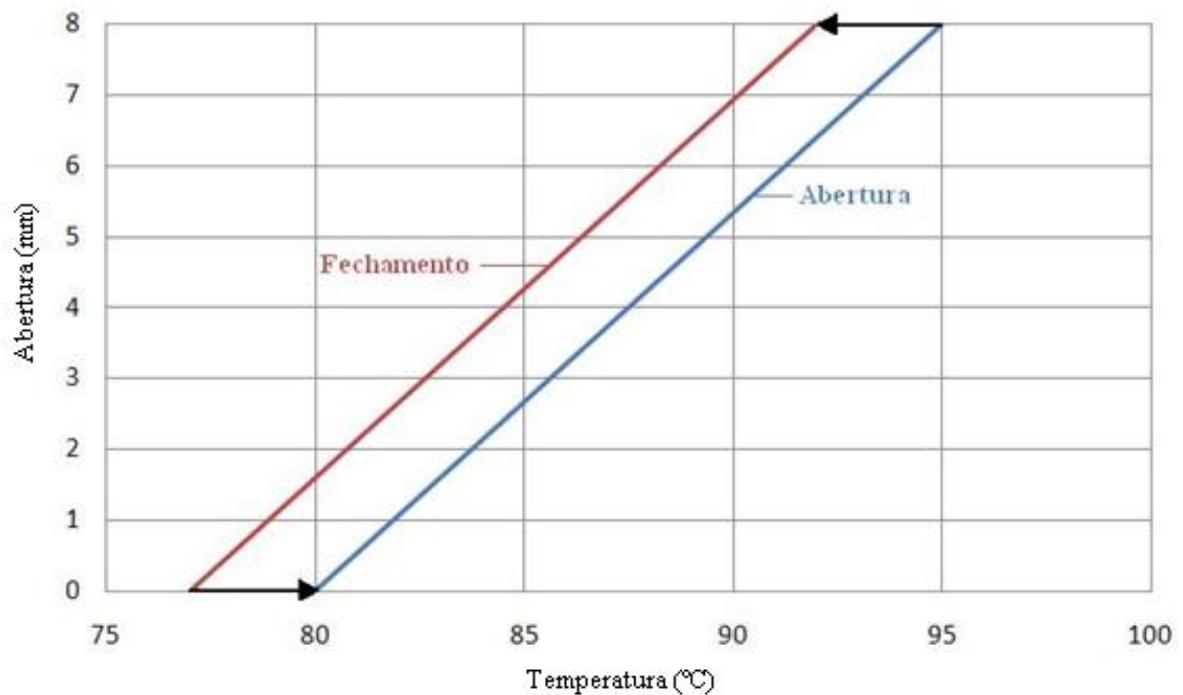


Figura 3.11 – Histerese da válvula termostática
Fonte: Fabricante

3.5 Radiador

O componente radiador do modelo numérico é um conjunto formado pelo radiador e o ventilador, semelhante ao encontrado no veículo real. O ventilador possui a curva característica fornecida pelo fabricante como mostra a figura 3.12.

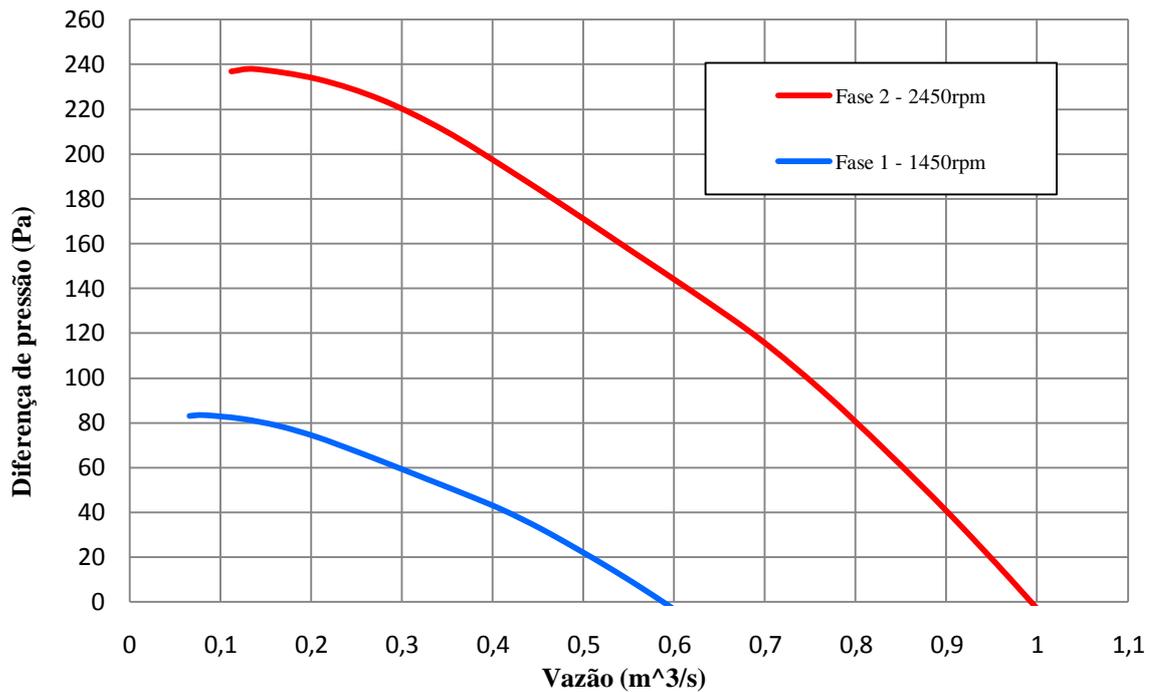


Figura 3.12 – Curva característica do ventilador a 1450rpm e 2450rpm
Fonte: Fabricante

A disponibilidade da curva característica do ventilador é essencial para a condução da simulação do sistema de arrefecimento, assim como das propriedades do radiador relativas à perda de carga produzida pelo mesmo. Em condições onde o veículo está a baixa velocidade, a vazão de ar pelo radiador é uma consequência da interação entre estes dois componentes: ventilador e radiador.

Para determinar a perda de carga do ar ao passar pelo radiador foi necessário determinar o coeficiente equivalente da perda de carga em função da vazão, representado na equação (3.11):

$$K = \frac{\Delta P}{mv_{ar}^2} \quad (3.11)$$

onde K é o coeficiente multiplicador da perda de carga, mv_{ar} é a vazão volumétrica de ar e ΔP é a diferença das pressões na entrada e saída do ventilador.

O software calcula a capacidade de transferência de calor do radiador através da efetividade, sendo este valor variável em função da vazão de água e ar que passam pelo radiador. Sendo assim, durante o modelamento é necessário alimentar o software com uma tabela de efetividade, a qual pode ser encontrada no apêndice C, em que os valores de entrada são a vazão de água, obtida através da rotação da bomba de água, e a vazão de ar, obtida através da velocidade do veículo ou pela interação entre ventilador e radiador. O valor de saída é efetividade estabelecida através dos cálculos descritos a seguir.

O cálculo da efetividade utilizado pelo software considera o radiador como trocador de correntes paralelas, diferenciando dos cálculos encontrados nas literaturas específicas sobre o assunto onde indicam o radiador veicular como trocador de correntes cruzadas. Ao estudar os dados encontrados, concluiu-se que o radiador utilizado no veículo estudado deve ser considerado como trocador de correntes cruzadas. Por este motivo, houve a necessidade de criar um mecanismo de conversão entre a efetividade utilizada pelo software (\mathcal{E}_{GT}) e a efetividade citada por Incropera e De Witt (2003).

A equação (3.12) mostra a equação adotada pelo software:

$$\mathcal{E}_{GT} = \frac{T_{liq;in} - T_{liq;out}}{T_{liq;in} - T_{ar;in}} \quad (3.12)$$

onde $T_{liq;in}$ é a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no radiador, $T_{liq;out}$ a temperatura de saída do líquido de arrefecimento no radiador e $T_{ar;in}$ a temperatura de entrada do ar no radiador.

Durante o cálculo, a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no radiador e a temperatura de entrada do ar foram estimadas considerando valores similares aos encontrados nos testes realizados no veículo.

A temperatura de saída do líquido de arrefecimento pode ser encontrada através da efetividade (ϵ) para trocadores de correntes cruzadas, seguindo a metodologia E-NUT descrita em Incropera e De Witt (2003), como mostra a equação (3.13).

$$\epsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (3.13)$$

onde q_{real} o calor real trocado representado pela equação (3.14) e q_{max} o calor teórico máximo representado pela equação (3.15) .

$$q_{real} = C_{liq} \cdot (T_{liq;in} - T_{liq;out}) \quad (3.14)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{liq;in} - T_{ar;in}) \quad (3.15)$$

onde C_{liq} é a capacidade calorífica do líquido de arrefecimento em e representada pela equação (3.16) e C_{min} a menor capacidade calorífica entre C_{liq} e a capacidade calorífica do ar, C_{ar} , representada pela equação (3.17) :

$$C_{liq} = \dot{m}_{liq} \cdot cp_{liq} \quad (3.16)$$

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \quad (3.17)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar em kg/s, e cp_{ar} o calor específico do ar. Foi considerado o efeito da temperatura sobre a variação do valor encontrado para o calor específico do líquido de arrefecimento.

Segundo Incropera e De Witt (2003), a equação (3.18) representa a relação entre a efetividade e o número de unidades de transferência de calor (NUT) para trocadores de corrente cruzada, sendo esta a característica do radiador utilizado no veículo.

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\frac{1}{C_r} \cdot NUT^{0,22} \cdot (\exp(-C_r \cdot NUT^{0,78}) - 1) \right] \quad (3.18)$$

onde C_r é representado pela relação $C_{min} / C_{máx}$. O valor de $C_{máx}$ será determinado pelo maior valor entre a capacidade calorífica do ar ou do líquido de arrefecimento.

O número de unidades de transferência é um parâmetro adimensional e, segundo Incropera e De Witt (2003), é representado pela equação (3.19):

$$NUT = U_{ar} \cdot \frac{A_{ar}}{C_{min}} \quad (3.19)$$

onde U_{ar} é o coeficiente global de transferência de calor do lado do ar; e A_{ar} a área total de transferência de calor do ar representada pela equação (3.20):

$$A_{ar} = \alpha \cdot V_{rad} \quad (3.20)$$

onde α é o valor calculado da área total de transferência de calor das aletas dividido pelo Volume total do radiador em m^2/m^3 ; e o V_{rad} o volume do trocador de calor.

O valor do coeficiente global de transferência de calor do lado do ar é calculado através da equação (3.21) em que são considerados os coeficientes de transferência de calor do ar h_{ar} em $W/m^2 \cdot K$ e do líquido de arrefecimento h_{liq} em $W/m^2 \cdot K$:

$$\frac{1}{U_{ar}} = \frac{1}{h_{liq} \cdot \frac{A_{liq}}{A_{ar}}} + \frac{1}{\eta_{ar} \cdot h_{ar}} \quad (3.21)$$

Sendo η_{ar} a eficiência da superfície com as aletas e A_{liq} a área total de transferência de calor do líquido de arrefecimento .

Segundo Incropera e De Witt (2003), o valor do coeficiente de transferência de calor do líquido de arrefecimento em dutos de seção circular é determinado pela equação (3.22):

$$h_{liq} = Nu_d \cdot \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (3.22)$$

onde k_{liq} é a condutividade térmica do líquido de arrefecimento e D_h o diâmetro interno dos tubos de passagem do líquido de arrefecimento do radiador em metros, que no presente caso apresentam seção circular.

Seguindo o mesmo princípio, o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar é determinado pela equação (3.23), a qual a dedução é demonstrada no Apêndice D.

$$h_{ar} = 75 \cdot \dot{m}_{ar}^{0,5} \quad (3.23)$$

O número de Nusselt para o escoamento no interior dos tubos do radiador pode ser avaliado através da equação de Dittus-Boelter (3.24), citada por Incropera e De Witt (2003). Esta correlação é válida para regime de escoamento turbulento. O expoente 0,3 no número de Prandtl deve ser usado quando o fluido é resfriado no interior do tubo, como no caso do radiador considerado.

$$Nu_d = 0,023 \cdot Re_{liq}^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (3.24)$$

onde Re_{liq} é o número de Reynolds do líquido de arrefecimento que atravessa os dutos internos. O coeficiente 0,8 do número de Reynolds é utilizado para regimes turbulentos no interior dos dutos do trocador de calor. Foi calculado o número de Reynolds para as menores vazões do líquido de arrefecimento no radiador do veículo. Em todas as ocasiões o número de Reynolds encontrado está em regime turbulento. Segundo Incropera e De Witt (2003), para líquidos incompressíveis em duto de seção uniforme, o número de Reynolds pode ser reduzido conforme mostra a equação (3.25).

$$Re_{liq} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{liqu}}{\pi \cdot Dh \cdot \mu_{liq}} \quad (3.25)$$

onde μ_{liq} é a viscosidade dinâmica do líquido de arrefecimento. A dedução da equação (3.25) é demonstrada no Apêndice E.

O número de Prandtl, Pr , do líquido de arrefecimento é obtido através da equação (3.26):

$$Pr = \frac{c_{p_{liq}} \cdot \mu_{liqu}}{k_{liq}} \quad (3.26)$$

3.6 Veículo

O software permite conectar um modelo dinâmico do veículo ao modelo do motor e sistema de arrefecimento. Os parâmetros de entrada que devem ser fornecidos ao modelo dinâmico são: massa do veículo, resistência aerodinâmica, dados referentes ao sistema de transmissão e dados sobre os pneus. A relação de parâmetros utilizados está disponível no Anexo C. A figura 3.13 mostra a configuração de montagem e união do componente “veh1” com o componente “Engine State”, com “Piso” e “Ambiente”.

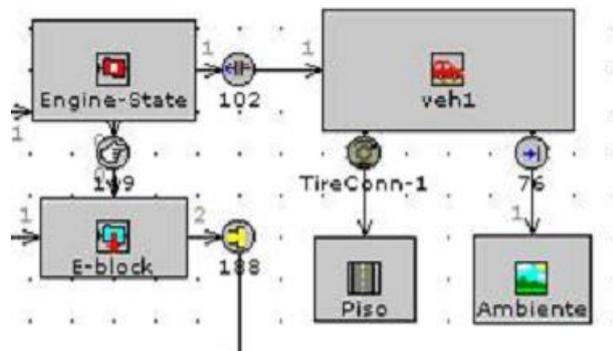


Figura 3.13 – Modelo do veículo conectado ao motor, piso e ambiente
Fonte: Autor

Os dados de entrada para o modelo dinâmico do veículo são a velocidade e a marcha, que podem ser constantes ou variáveis com o tempo de simulação. No software é possível gerar uma tabela da velocidade em função do tempo ou utilizar ciclos de operação do veículo pré definidos. Como resultado, o modelo dinâmico fornece para o modelo do sistema de arrefecimento do motor os parâmetros rotação e torque do motor, assim como a velocidade de incidência do ar no radiador.

3.7 Outros componentes

As mangueiras utilizadas no modelo possuem como única função unir os componentes. A perda de carga produzida por cada um dos componentes individualmente não foi determinada. Para tanto, seriam necessárias medições de pressão na entrada e saída de cada componente. Como alternativa, foi utilizada uma perda de carga total equivalente.

Através de dados experimentais do fabricante foi possível estabelecer perdas de carga equivalentes. Foram utilizados dois componentes presentes no software, nomeado “PrLossConn” para exercer uma perda de carga equivalente, sendo um componente quando a condição simula a válvula termostática aberta e outro componente com válvula termostática fechada. A perda de carga equivalente considera as perdas de carga nas mangueiras, válvula termostática, bloco do motor e radiador.

Para determinar a perda de carga, o componente “PrLossConn” utiliza uma tabela de perda de carga em bar em função da vazão em L/s.

A figura 3.14 mostra a posição de cada perda de carga equivalente esquematizada no sistema de recirculação do líquido de arrefecimento.

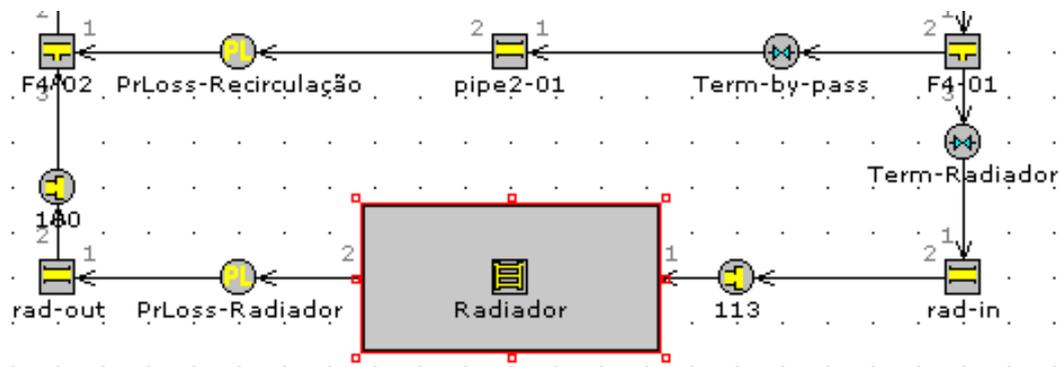


Figura 3.14 – Modelo do sistema de recirculação do líquido de arrefecimento

Fonte: Autor

A transferência de calor entre as mangueiras e o ar ambiente também foi desconsiderada devido à pequena área externa da mangueira, à baixa condutividade térmica do material da mangueira e também pelo fato do modelo não apresentar o número de mangueiras do sistema real.

O pneu do veículo também foi considerado através de um componente no software onde é considerado o raio de rolagem e sua resistência ao rolamento.

As condições ambientes são consideradas no modelo, sendo possível estabelecer a temperatura e pressão ambiente. O componente responsável pelo piso também é considerado, sendo ele responsável por impor a inclinação da pista de rodagem.

3.8 Bomba de água com acionamento elétrico

O uso da bomba de água com acionamento elétrico busca a otimização do gerenciamento térmico do motor, sendo possível estabelecer uma temperatura de trabalho do motor fixa através de um sistema de controle. Há poucas modificações necessárias para a utilização de uma bomba com acionamento elétrico. O presente trabalho sugere manter o uso de uma válvula termostática juntamente com o sistema de recirculação do líquido de arrefecimento do motor. A bomba de água utilizada para as simulações com o uso de um acionamento elétrico é a mesma utilizada durante as simulações com a bomba de água com acionamento mecânico, mantendo a mesma curva característica. A modificação sugerida se restringe apenas ao acionamento da bomba de água. Um motor elétrico é responsável pelo acionamento da bomba de água. Foi mantida a válvula termostática para impedir o fluxo do líquido de arrefecimento pelo radiador durante o período de aquecimento do motor. Houve modificação na temperatura de trabalho da válvula termostática, com o início da abertura em 95°C, estando totalmente aberta aos 100°C, com o objetivo de reduzir o período de aquecimento. Há a possibilidade de alterar o tipo de válvula ou mesmo o tipo de acionamento da mesma, podendo também ser elétrico.

A rotação de trabalho e conseqüentemente a vazão do líquido de arrefecimento são inicialmente controlados pelo componente “Gerador-Sinal” que determina uma rotação fixa de trabalho em 1000rpm até que o líquido de arrefecimento atinja 95°C. A estratégia adotada durante o período de aquecimento do motor (warm-up) visa reduzir as diferenças de temperatura do líquido de arrefecimento durante a condição em que o motor não possui uma distribuição uniforme da temperatura no interior do bloco. Outro motivo desta estratégia é garantir um fluxo de líquido de arrefecimento para o aquecedor de cabine em veículos que possuem aquecimento interno da cabine.

O controlador PID (Proporcional, integral e derivativo) inicia a operação de controle da temperatura quando o líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C. O controle da vazão do líquido de arrefecimento se dá em função da temperatura de trabalho do motor. O componente responsável por definir e realizar a transição do “Gerador-Sinal” para o controlador PID é nomeado como “Interruptor”.

A figura 3.15 mostra esquematicamente a configuração de montagem da bomba de água elétrica e o sistema de controle no modelo do veículo em destaque.

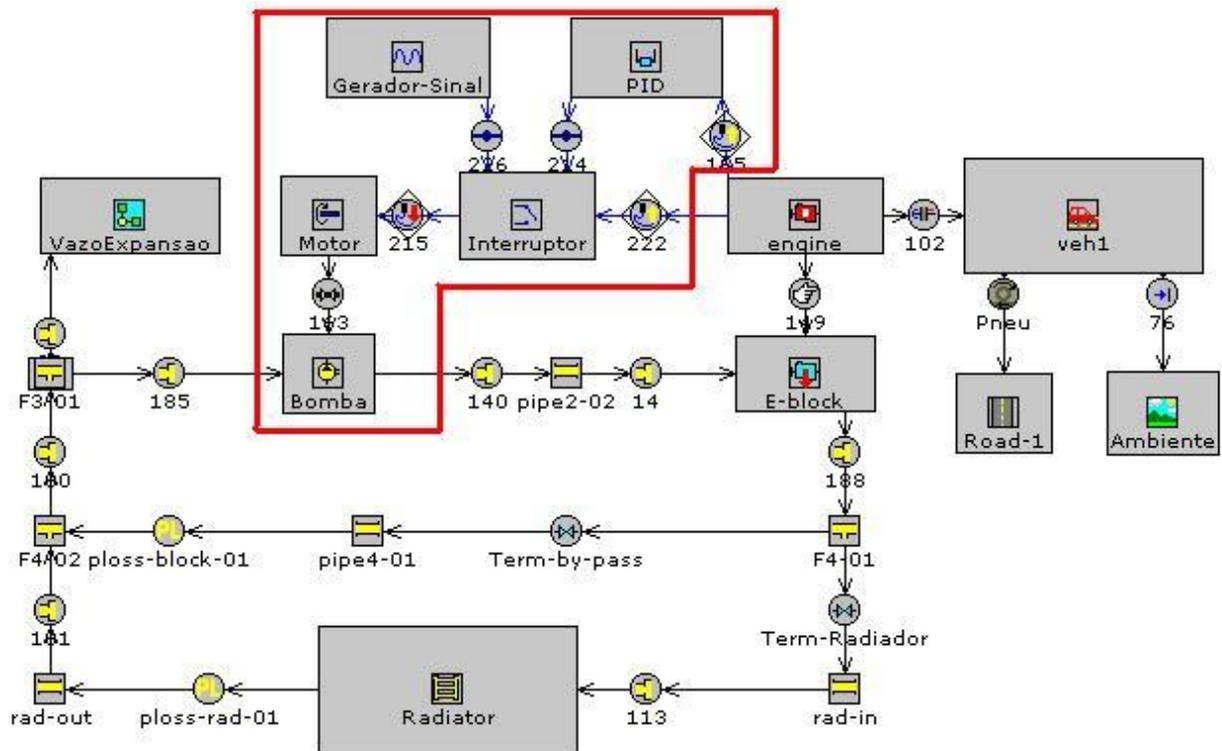


Figura 3.15 – Modelo do sistema de bomba de água com acionamento elétrico
Fonte: Autor

O controlador PID visa manter a temperatura de trabalho do motor constante em qualquer condição de utilização, variando a rotação do motor elétrico e consequentemente a vazão do líquido de arrefecimento. A sintonia do controlador foi realizada em duas etapas. A primeira foi utilizar as regras de Ziegler-Nichols para a sintonia de controladores PID, conforme citado por Ogata (2000). A segunda etapa foi ajustar os valores de ganho proporcional, do tempo de integral e do tempo derivativo encontrados pelas regras de Ziegler-Nichols para uma melhor estabilização e controle da temperatura de trabalho do motor.

Adotou-se a temperatura de trabalho do motor igual a 105°C com o objetivo de alcançar redução no consumo de combustível. É possível dizer que esta elevação na temperatura de trabalho não ocasionará problemas mecânicos ao motor por haver condições de utilização severas, como em velocidade máxima e subida de serra, em que a temperatura de trabalho atinge ou ultrapassa este valor sem qualquer dano ao motor.

O funcionamento do ventilador do radiador foi alterado para apenas uma fase de operação. Esta fase representa a fase 2, discutido posteriormente no item 4.12, do veículo real, em que o ventilador trabalha em potência e rotação máxima. As temperaturas de trabalho do ventilador também foram alteradas para o acionamento quando o líquido de arrefecimento na entrada do radiador atinge 108°C. O desligamento do ventilador ocorre quando o mesmo atinge 106°C.

A vantagem da utilização de uma bomba de água com acionamento elétrico é o aumento do rendimento global do motor produzindo uma redução do consumo de combustível e emissões de poluentes. O ganho na eficiência está principalmente ligado à melhor estabilização da temperatura de trabalho em diversas condições de uso do veículo devido à vazão do líquido de arrefecimento ser independente da rotação do eixo virabrequim. O aumento da temperatura de trabalho resulta na redução do consumo de combustível. Segundo GT-Suite Flow Reference Manual (2004), o ganho de eficiência do motor quando operando sob temperaturas mais elevadas está ligado à diminuição das perdas por atrito no motor. O software utiliza como referência a temperatura de trabalho do motor em 370K. Há correções no consumo de combustível e calor rejeitado caso o motor esteja com a temperatura de trabalho diferente, como mostra o gráfico da figura 3.16:

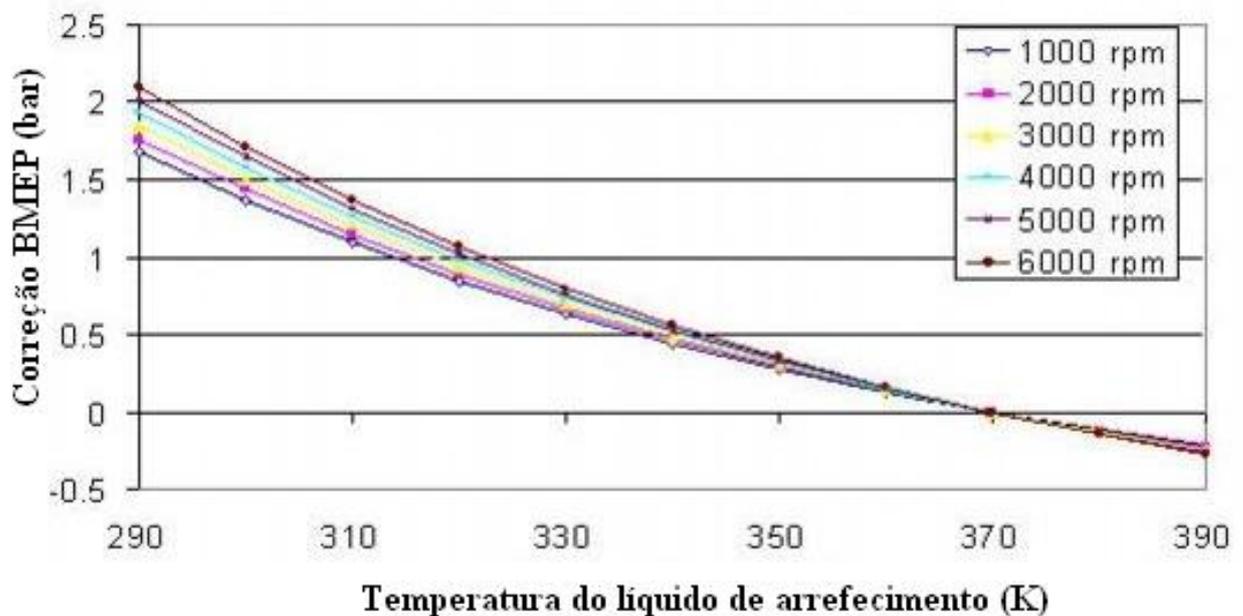


Figura 3.16 – Correção do BMEP em função da temperatura do líquido de arrefecimento
Fonte: GT-Suite Flow Reference Manual (2004)

Caso o motor esteja numa temperatura de trabalho abaixo de 370K, haverá um acréscimo no valor da pressão média efetiva utilizada, conforme mostra o gráfico da figura 3.16, para a busca na tabela de consumo de combustível e calor rejeitado fornecidos anteriormente. Caso o motor esteja numa temperatura de trabalho acima de 370K, haverá uma redução no valor da pressão média efetiva utilizada para a busca na tabela de consumo de combustível e calor rejeitado. O manual do software não fornece uma fonte bibliográfica que permita verificar a validade do procedimento de correção empregado.

4. RESULTADOS

Este capítulo é dividido em quatro partes para melhor organizar a discussão sobre os resultados. A primeira parte apresenta os dados de entrada utilizados no modelo numérico do estudo. A segunda parte inclui a descrição dos testes realizados no veículo. A terceira parte apresenta a validação do modelo matemático, realizada através da comparação dos resultados numéricos com os experimentais, obtidos com o veículo real. A quarta parte inclui a descrição do modelo com o uso da bomba de água com acionamento elétrico e apresenta os resultados do uso de acionamento elétrico da bomba de água, comparando com os resultados encontrados com a bomba de água de acionamento mecânico.

4.1. Dados de entrada

4.1.1. Determinação do coeficiente multiplicador de perda de carga

O coeficiente multiplicador de perda de carga foi encontrado através da determinação da vazão de ar que atravessa o radiador quando o ventilador é acionado em fase 1, ou seja, com 1450rpm. Adotou-se, após várias tentativas de encontrar o melhor comportamento, que durante o funcionamento do ventilador em fase 1, discutida no item 4.1.2, a vazão de ar que atravessa o radiador é de 60% da vazão máxima do ventilador: $0,58 \text{ m}^3/\text{s}$. Por meio da vazão calculada foi possível estimar a curva característica do ventilador, e a variação de pressão entre a entrada e saída do ventilador. Em seguida, aplicou-se a equação (3.11), definida no capítulo 3.5, resultando no valor de 433,92 do coeficiente multiplicador de perda de carga.

4.1.2. Determinação da efetividade do radiador

Os parâmetros adotados para o cálculo da efetividade do radiador são divididos em características do radiador, características e propriedades do líquido de arrefecimento e características e propriedades do ar.

O radiador utilizado no veículo é um trocador de calor de correntes cruzadas. A troca térmica ocorre entre o líquido de arrefecimento e o ar ambiente. A eficiência térmica das aletas foi estimada em 90% a partir da espessura e da configuração geométrica das aletas. O procedimento para realizar este cálculo, especificamente para trocadores de calor compactos, pode ser encontrado em Incropera e De Witt (2003). O passo entre as aletas é de 1,15mm e as dimensões do radiador correspondem a 632mm de largura; 414,5mm de altura e 23mm de espessura. O radiador possui 44 tubos de diâmetro interno de 7mm por onde passa o líquido de arrefecimento.

A temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no radiador adotada para o cálculo da efetividade é de 104°C. A vazão mássica corresponde a toda faixa de operação da bomba de água utilizada, sendo ela de 0 a 3,0 kg/s. A massa específica adotada é de 1020 kg/m³ e condutividade térmica é de 0,4164 W/m K.

A temperatura do ar na entrada no radiador adotada para o cálculo de efetividade é de 57°C, valor medido experimentalmente; a massa específica de 1,13 kg/m³ e o calor específico de 1010 J/kg K. O fato da temperatura de entrada do ar no radiador ser maior que a temperatura ambiente pode estar relacionado a vários fatores, como a recirculação do ar que passa pelo radiador. Outro fator que certamente influencia esta temperatura é o aquecimento do ar por parte do condensador do sistema de ar condicionado do veículo. Este sistema permaneceu funcionando durante os testes realizados no veículo real. A vazão mássica de ar que atravessa o radiador é determinada pela velocidade atingida pelo veículo, sendo assim, foi determinada através faixa de variação da vazão mássica encontrada durante as simulações, 0 kg/s, a 1,5 kg/s. A vazão máxima adotada foi calculada por meio de simulação na condição de velocidade máxima do veículo com o ventilador do radiador acionado em potência máxima.

Durante os cálculos foram considerados o coeficiente multiplicador de perda de carga, a área frontal do radiador do veículo e coeficientes de diferenças de pressão entre a entrada e saída do radiador. Estes coeficientes visam aproximar possíveis perdas de cargas associadas a fatores aerodinâmicos não relacionados ao radiador, como por exemplo a grade do veículo e restrições devido a diversas peças após a saída do ar pelo conjunto do radiador. Os valores adotados seguiram os valores sugeridos pelo GT-Suite Flow Reference Manual (2004)

4.1.3. Parâmetros de operação do sistema de arrefecimento

O ventilador está fixado diretamente ao radiador formando um conjunto único e seu acionamento é realizado por um motor elétrico de potência nominal de 250W. O acionamento está atrelado à temperatura de saída do líquido de arrefecimento do motor. Ocorrem duas fases de operação durante o funcionamento do ventilador: Fase1, o ventilador é acionado a 1450rpm quando a temperatura de saída do líquido de arrefecimento do motor atinge 99°C, sendo desligado quando atinge temperatura inferior a 96°C; Fase2, o ventilador é acionado a 2450rpm quando a temperatura de saída do líquido de arrefecimento atinge 102°C e retorna a fase1 quando atinge 100°C.

A bomba de água utilizada para as simulações iniciais foi a bomba de água de acionamento mecânico já utilizada no motor. Seu acionamento está diretamente ligado a eixo virabrequim do motor.

Uma série de simulações foi realizada para o mesmo veículo, motor e sistema de arrefecimento, porém sob diversas condições de utilização: Subida de serra; velocidade máxima; velocidade constante de estrada; marcha-lenta; ciclo rodoviário de consumo; e ciclo urbano de consumo.

Para todas as condições os seguintes parâmetros foram mantidos: Consumo de combustível do motor; calor rejeitado pelo motor; coeficiente aerodinâmico e área frontal do veículo; perdas de carga do sistema de arrefecimento; temperaturas de trabalho da válvula termostática e curva característica da bomba de água.

4.2. Descrição dos testes realizados

Os dados experimentais utilizados para validar o modelo numérico foram medidos em pista de teste no veículo real. Foram medidos a rotação do motor e o ângulo de posição de borboleta do motor através do leitor do sistema de injeção eletrônica Diagnozer VAG 1552. As temperaturas do líquido de arrefecimento e ambiente foram medidas através do equipamento de aquisição Netdag – Fluke. Os termopares foram alojados na saída do líquido de arrefecimento do motor e na entrada e saída do radiador. O termopar utilizado para aquisição da temperatura do ar ambiente foi alojado na grade dianteira do veículo, sendo todos do tipo “K” NiCr-Ni.

Por adotar perdas de carga equivalentes, foi necessário encontrar coeficientes de perda de carga capazes de reproduzir algumas condições de operação onde as vazões são conhecidas. Algumas condições de operação cuja vazão é conhecida foram medidas pelo fornecedor da bomba de água, operando juntamente com o sistema de arrefecimento. Os coeficientes de perda de carga equivalente foram obtidos com uma análise cuidadosa destes dados experimentais para que os valores de vazão e potência consumida fornecidas pelo software simulador fossem próximos aos medidos no veículo real.

4.2.1. Subida de serra

O teste de subida de serra visa analisar o comportamento do sistema de arrefecimento do veículo numa condição severa de uso. Esta condição é considerada severa devido à grande solicitação de carga do motor com baixa vazão de ar através do radiador. Durante o teste de subida de serra o veículo está com capacidade de carga máxima 460kg, velocidade constante em 55km/h, 2ª marcha e inclinação de rampa constante em 12%. A temperatura ambiente simulada é a mesma encontrada na condição real, de 37°C. A temperatura inicial do líquido de arrefecimento é de 90°C. O tempo de realização do teste é de 720 segundos. Segundo os critérios estabelecidos pelo fabricante, a temperatura de trabalho do motor não pode ultrapassar os 120°C antes de 600 segundos após o início do teste. Caso isto ocorra, o veículo está reprovado no teste.

4.2.2. Velocidade máxima

O teste de velocidade máxima visa analisar o comportamento do sistema de arrefecimento do veículo numa condição severa de uso. Esta condição é considerada severa devido ao motor estar gerando potência máxima e por conseqüência com alta transferência de calor para o líquido de arrefecimento. Durante o teste de velocidade máxima o veículo está com meia carga 230kg, velocidade constante em 169km/h, 5ª marcha e sem inclinação de pista. A temperatura ambiente simulada é a mesma encontrada na condição real, de 37°C. A temperatura inicial do líquido de arrefecimento é de 90°C. O tempo de realização do teste foi de 720 segundos.

4.2.3. Velocidade constante de estrada

Durante o teste de velocidade constante de estrada o veículo está com meia carga 230kg, velocidade constante em 100km/h, 5ª marcha e sem inclinação de pista. O teste visa analisar o comportamento do sistema de arrefecimento numa condição comum de utilização. A temperatura ambiente simulada é a mesma encontrada na condição real, de 37°C. A temperatura inicial do líquido de arrefecimento é de 90°C. O tempo de realização do teste foi de 480 segundos.

4.2.4. Marcha-lenta

Durante o teste de marcha-lenta o veículo permaneceu parado, em rotação de marcha-lenta 760rpm. Este teste visa simular o comportamento do sistema de arrefecimento durante uma condição de trânsito parado, considerado severo por não haver vazão de ar através do radiador. Há apenas vazão de ar durante o acionamento do ventilador. Outro objetivo do teste foi comparar o incremento de temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor na condição real e simulada. A temperatura inicial do líquido de arrefecimento é a mesma da temperatura ambiente, de 26°C. Durante o teste real o capô do veículo foi mantido aberto, favorecendo a troca térmica de todo o sistema de arrefecimento, condição difícil de ser simulada. O ventilador do radiador opera na fase 1, ou seja, rotação de 1450rpm, acionamento em 99°C e desligamento em 96°C.

4.2.5. Ciclo rodoviário de consumo

O ciclo rodoviário de consumo é utilizado para medição do consumo de combustível de veículo e serve como um padrão adotado em comparativos. Durante o teste a temperatura inicial do líquido de arrefecimento e do ambiente é de 20°C. A carga transportada pelo veículo é apenas 1 ocupante de 75kg. A velocidade do veículo varia seguindo uma tabela de velocidade em função do tempo. O ciclo rodoviário utiliza o padrão de condução até 765 segundos, nomeada de fase fria. O período nomeado de fase quente se inicia a partir de 766 segundos até 1530 segundos e segue as mesmas variações de velocidade da fase fria. Durante a transição entre as fases, o veículo permanece ligado e não há qualquer intervalo de tempo de espera. A figura 4.1 mostra a velocidade do veículo em função do tempo para o ciclo rodoviário de consumo.

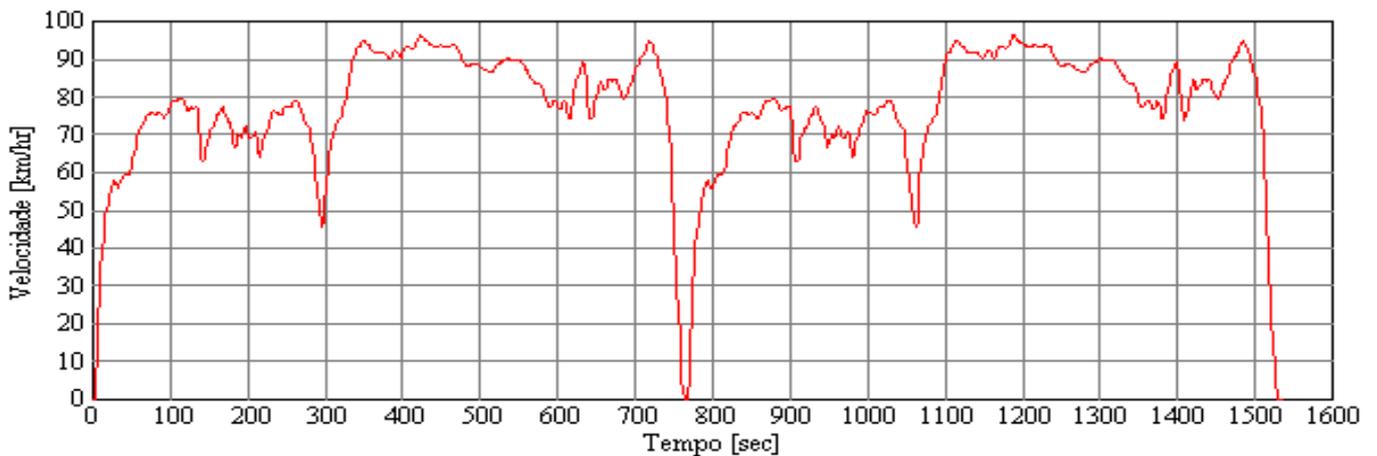


Figura 4.1 – Velocidade do veículo em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo.

A marcha selecionada está relacionada à velocidade do veículo e segue o padrão de trocas mostrado na tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Condições de troca de marcha

Marcha	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Velocidade de trocas ascendentes (km/h)	0	15	35	50	70
Velocidade de trocas descendentes (km/h)	1	10	30	40	60

4.2.6. Ciclo urbano de consumo

O ciclo urbano de consumo é utilizado para medição do consumo de combustível de veículo e serve como um padrão adotado em comparativos. Durante o teste a temperatura inicial do líquido de arrefecimento e do ambiente é de 20°C. A carga transportada pelo veículo é apenas 1 ocupante de 75kg. A marcha seleccionada está relacionada à velocidade do veículo e segue o mesmo padrão de trocas utilizado na condição de ciclo rodoviário. A velocidade do veículo varia seguindo uma tabela de velocidade em função do tempo. O tempo total do ciclo é de 1880s. A figura 4.2 mostra a velocidade do veículo em função do tempo.

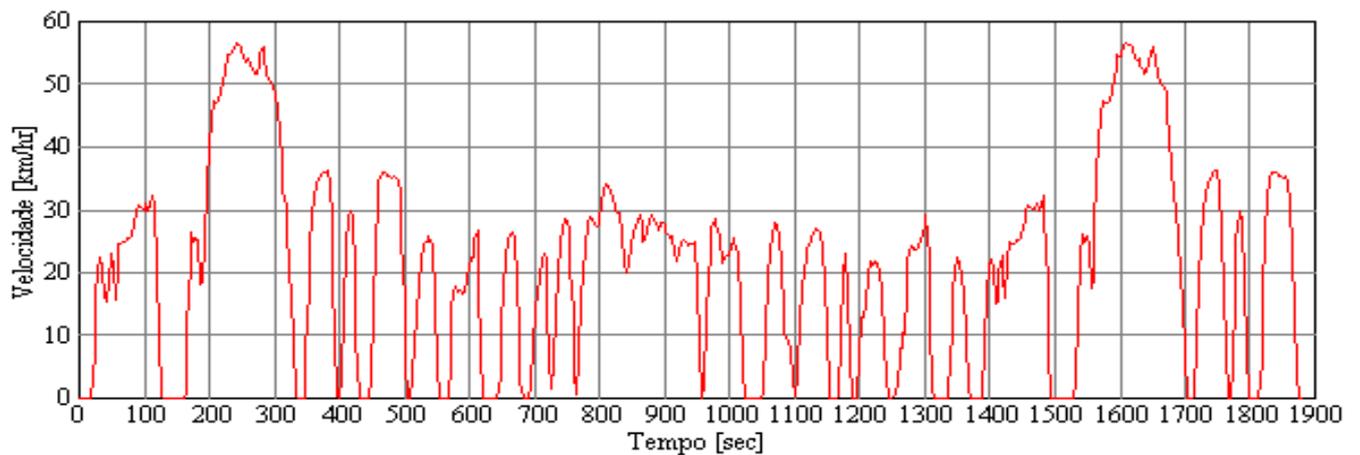


Figura 4.2 –Velocidade do veículo em função do tempo – ciclo urbano de consumo.

4.3. Validação do modelo matemático

O processo de validação do modelo numérico consiste em comparar os dados encontrados nos testes realizados no veículo real com os dados obtidos através de simulação com o modelo numérico, sob diferentes condições. Com o objetivo de deixar a apresentação mais clara, cada condição é apresentada separadamente a seguir.

4.3.1. Validação para a condição de teste de subida de serra

Vários parâmetros do sistema de arrefecimento ficam praticamente inalterados após a segunda metade do teste de subida de serra. Pode-se dizer que o sistema de resfriamento fica próximo de atingir uma condição de regime permanente. A tabela 4.2 mostra os valores de alguns parâmetros neste estado de “quase” regime permanente.

Tabela 4.2 – Parâmetros do sistema na segunda metade do teste de subida de serra.

Rotação do motor	4006 rpm
Calor rejeitado para o líquido de arrefecimento	21,67 kW
Potência produzida no virabrequim	36,23 kW
Consumo médio de combustível	2,97 km/l
Potência consumida pela bomba de água	434 W

A figura 4.3 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor medida experimentalmente e o resultado obtido através da simulação, junto com a diferença percentual entre os dois resultados.

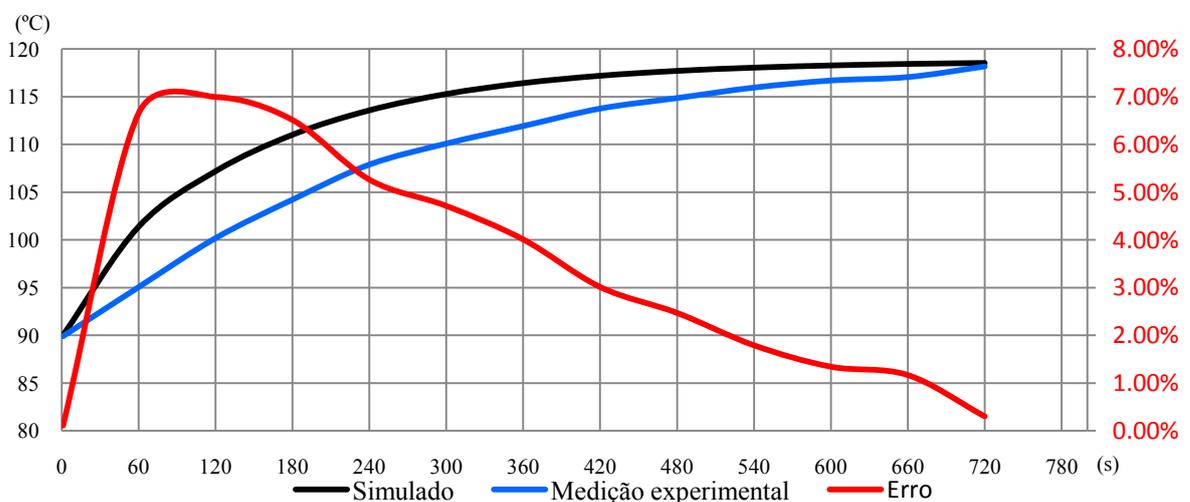


Figura 4.3 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor e a diferença percentual dos resultados em função do tempo – teste de subida de serra

A diferença de comportamento observada na figura 4.3 pode estar relacionada a vários fatores, como a má caracterização do calor rejeitado pelo motor ou ainda a outros parâmetros do sistema, como vazões por exemplo. Outra possibilidade, que certamente influencia o comportamento observado é a capacidade térmica das peças motor. O modelo numérico considera unicamente a capacidade térmica do bloco do motor. Isto pode explicar a evolução mais rápida da temperatura obtida através da simulação. Entretanto, as temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor no período de 720 segundos após o início do teste estão próximas, sendo 118,17°C para a medição experimental e 118,53°C para resultado da simulação.

A figura 4.4 mostra através de resultados da simulação o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor sendo absorvido pelo bloco do motor (Q_{bl}), transferido para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e para o ar ambiente (Q_{ar}).

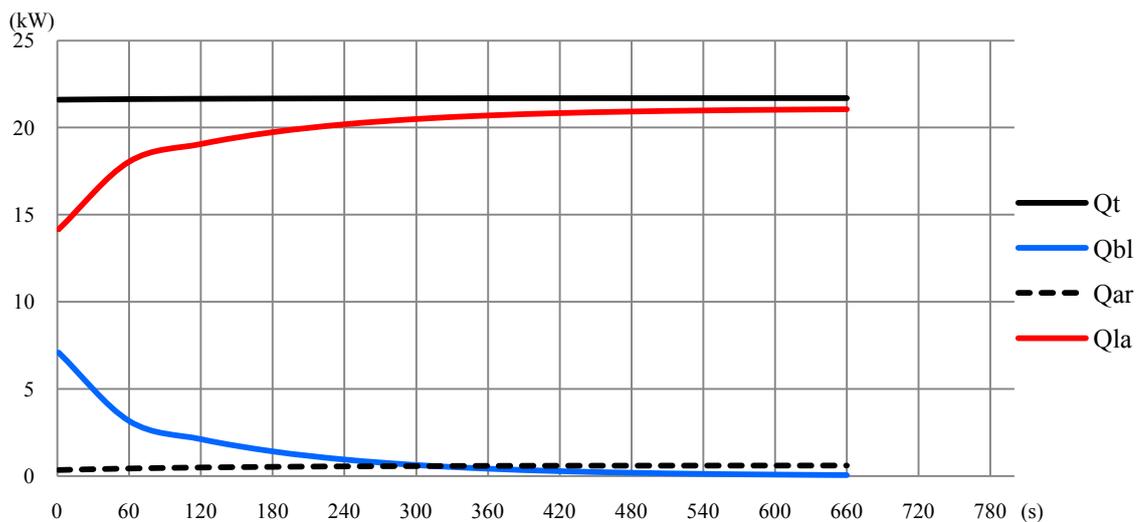


Figura 4.4 – Transferência do calor rejeitado pelo motor – teste de subida de serra

Durante a fase inicial do teste há grande absorção de calor pelo bloco do motor. Após atingir determinada temperatura a absorção de calor pelo bloco torna-se muito baixa devido às temperaturas do bloco e do líquido de arrefecimento serem muito próximas. O calor total rejeitado pelo motor passa a ser transferido apenas para o líquido de arrefecimento e, em menor parte, para o ar ambiente em contato com o bloco.

A figura 4.5 mostra através de outro resultado de simulação a diferença entre a vazão do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador.

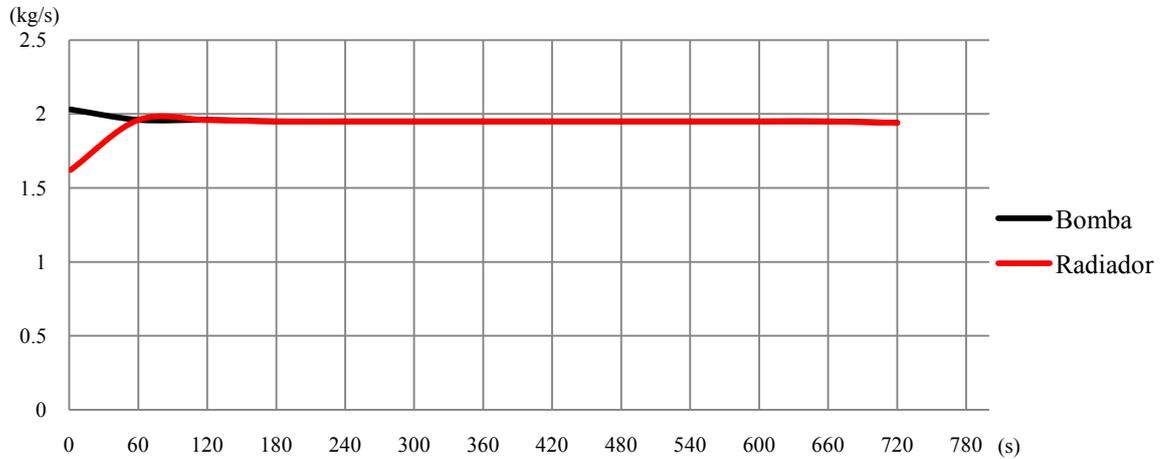


Figura 4.5 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo – teste de subida de serra .

A vazão do líquido de arrefecimento no início da simulação é menor no radiador devido à temperatura inicial do líquido de arrefecimento na saída do motor ser de 90°C. Nesta condição a válvula termostática não está completamente aberta, restringindo a passagem do líquido de arrefecimento para o radiador. Como mostra o gráfico da figura 4.5, após 60 s a válvula está completamente aberta e as vazões na bomba e no radiador são iguais.

A figura 4.6 mostra a variação do consumo específico em relação ao tempo, ainda para o teste de subida de serra.

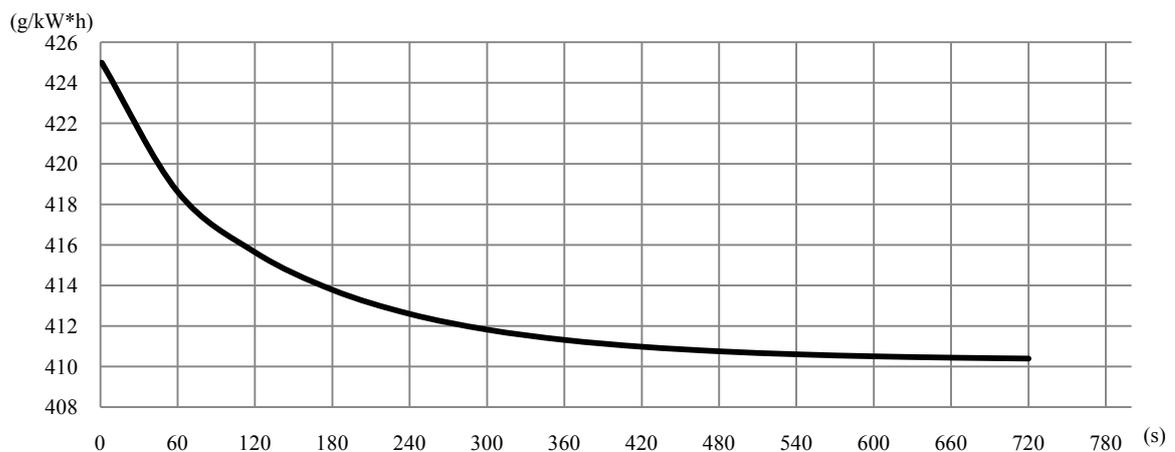


Figura 4.6 – Consumo específico do motor em função do tempo – teste de subida de serra.

O consumo específico no início da simulação é maior devido à temperatura de trabalho do motor ser menor. Após a estabilização da temperatura de trabalho do motor o consumo específico também se estabiliza. Esta redução no consumo específico com o aumento da temperatura do motor foi discutida no item 3.8 do presente trabalho.

4.3.2. Validação para a condição de teste de velocidade máxima

Da mesma forma que no teste de subida de serra, vários parâmetros do sistema de arrefecimento ficam praticamente inalterados após a segunda metade do teste de velocidade máxima. Pode-se dizer que o sistema de resfriamento fica próximo de atingir uma condição de regime permanente. A tabela 4.3 mostra os valores de alguns parâmetros neste estado de “quase” regime permanente.

Tabela 4.3 – Dados do sistema durante a condição de teste velocidade máxima:

Rotação do motor	4660 rpm
Calor rejeitado para o líquido de arrefecimento	27,63 kW
Potência produzida no virabrequim	54,37 kW
Consumo médio de combustível	6,13km/l
Potência consumida pela bomba de água	678 W

A figura 4.7 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor do veículo real e o resultado obtido através da simulação, junto com a diferença percentual entre os dois resultados.

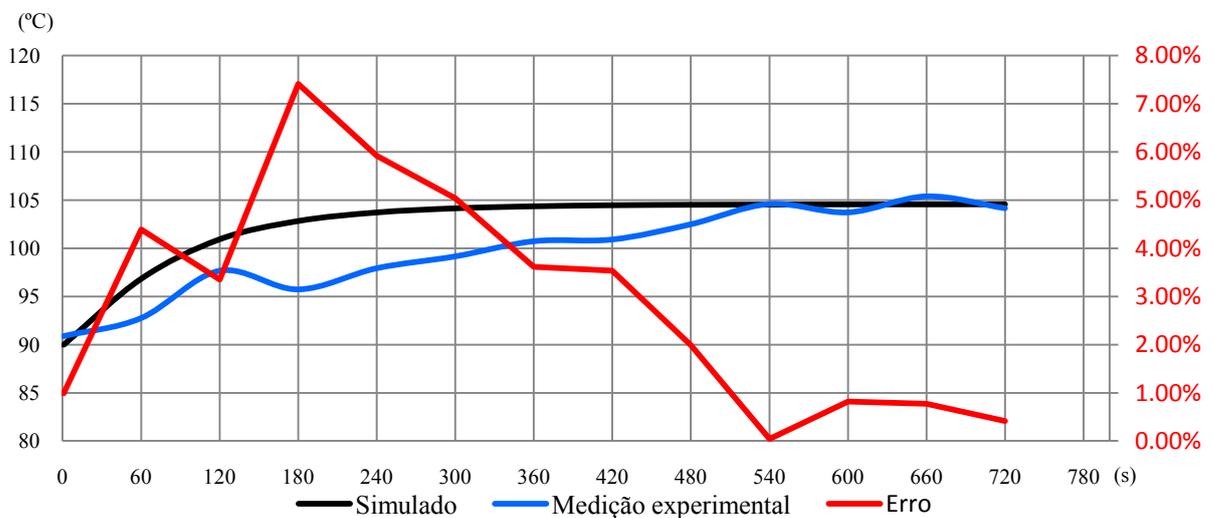


Figura 4.7 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor e a diferença percentual dos resultados em função do tempo – teste de velocidade máxima

Ocorreu durante o teste realizado no veículo uma variação da velocidade no início do teste devido a condições externas da pista, obrigando o condutor a reduzir a aceleração do motor e por consequência o calor rejeitado pelo motor. O comportamento das temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor no período de 720 segundos após o início estão bastante próximas das medições dos testes, oscilando entre 104 e 105°C para o veículo real e 104,58°C para os resultados da simulação.

A figura 4.8 mostra comparativamente o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor, o calor absorvido pelo bloco do motor (Q_{bl}), o calor transferido para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e o calor transferido para o ar ambiente (Q_{ar}), todos obtidos através de simulação.

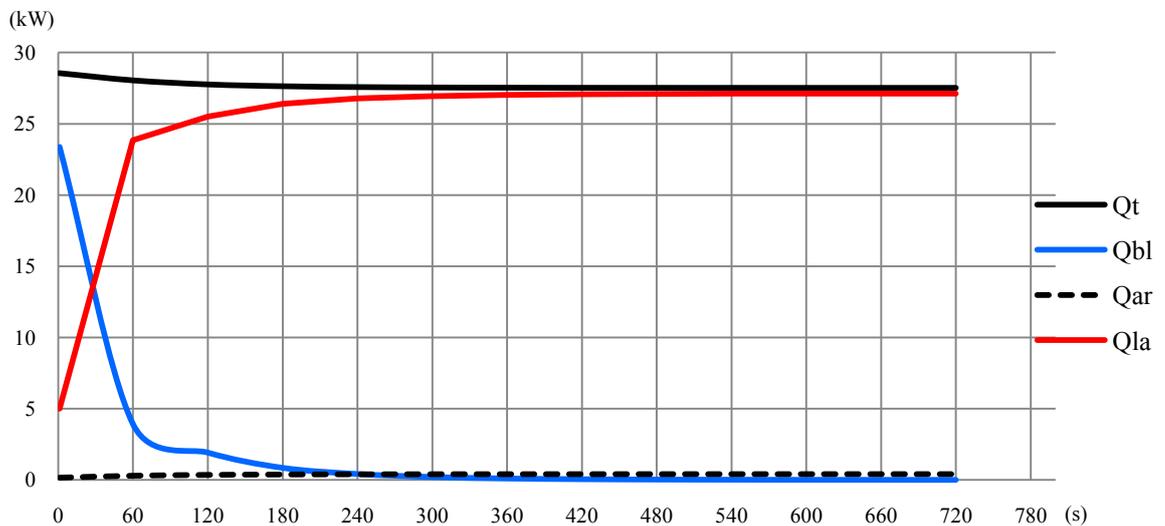


Figura 4.8 – Transferência do calor rejeitado pelo motor – teste de velocidade máxima

Durante a fase inicial do teste há grande absorção de calor pelo bloco do motor. Após 240 segundos, a absorção de calor pelo bloco é muito baixa devido às temperaturas do bloco e do líquido de arrefecimento serem próximas. O calor total rejeitado pelo motor passa a ser transferido apenas para o líquido de arrefecimento e para o ar ambiente em contato com o bloco.

A figura 4.9 mostra os resultados obtidos através da simulação para a diferença entre a vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador. O comportamento observado é muito similar ao teste de subida de serra, já comentado. O mesmo pode ser dito sobre a variação do consumo específico em função do tempo, mostrado na figura 4.10.

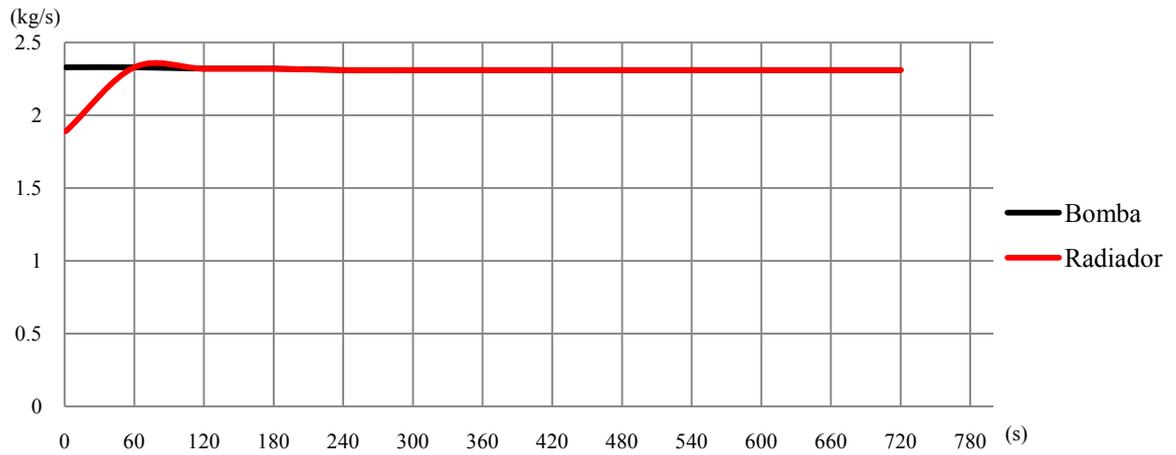


Figura 4.9 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo.

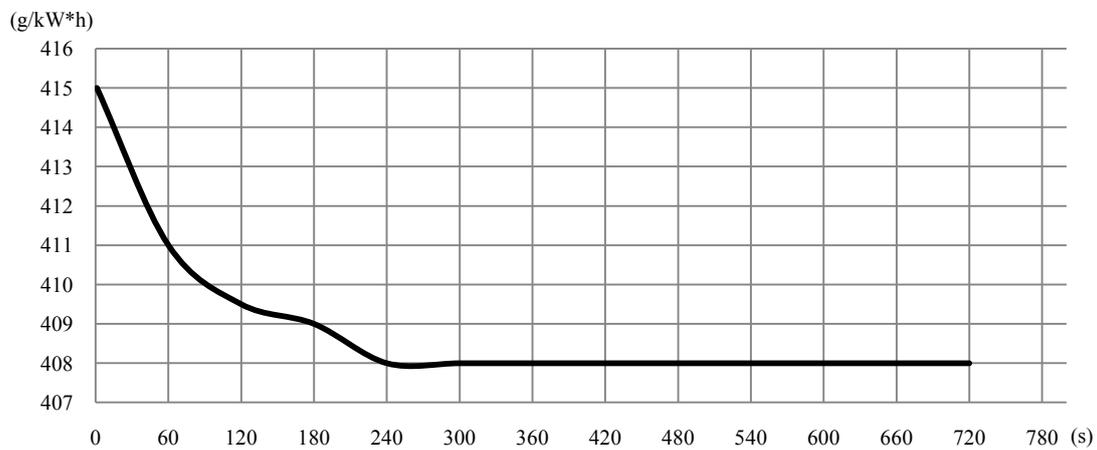


Figura 4.10 – Consumo específico do motor em função do tempo

4.3.3. Validação para a condição de teste de velocidade constante em estrada

Durante o teste de velocidade constante em estrada, vários parâmetros ficam praticamente inalterados, como mostra a tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Dados do sistema durante a condição de teste de velocidade constante em estrada:

Rotação do motor	2760 rpm
Calor rejeitado para o líquido de arrefecimento	15,25 kW
Potência produzida no virabrequim	14,29 kW
Consumo médio de combustível	11,09 km/l
Potência consumida pela bomba de água	173 W

A figura 4.11 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor do veículo real e o resultado obtido através da simulação, junto com a diferença percentual entre os dois resultados.

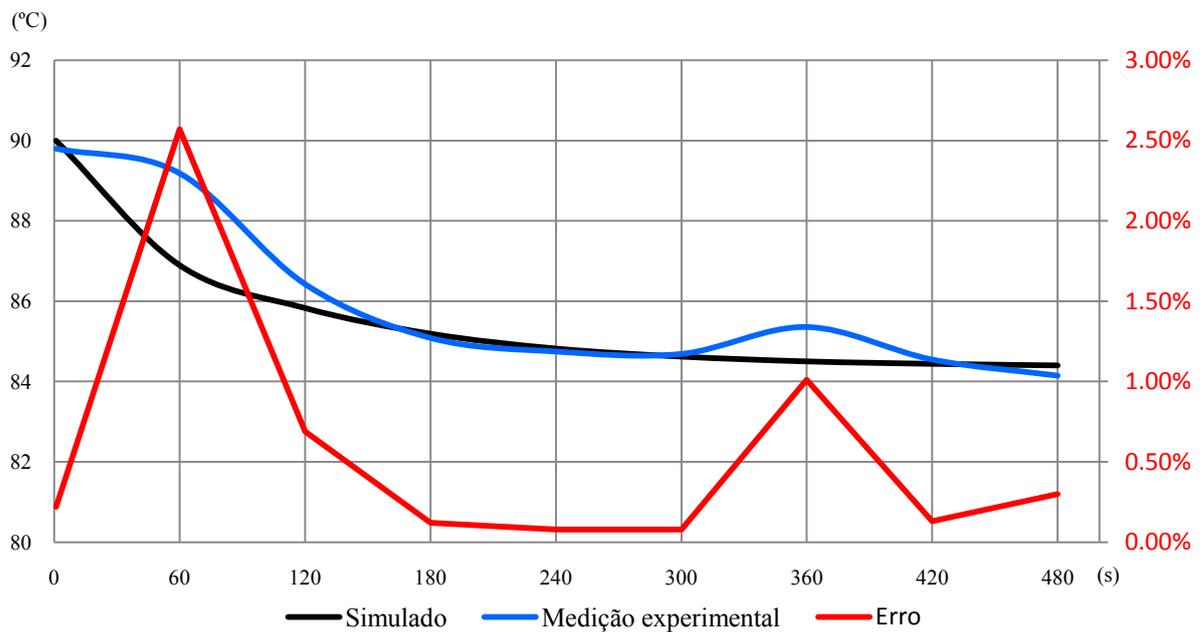


Figura 4.11 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor e a diferença percentual dos resultados em função do tempo – teste de velocidade constante em estrada

As temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor do veículo real e simulado no período de 480 segundos após o início são iguais em 84°C. Considerando todo o teste, o erro observado entre a medição e o resultado da simulação ficou sempre abaixo de 2,5%, considerado bastante satisfatório.

A figura 4.12 mostra os resultados da simulação para o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor, calor absorvido pelo bloco do motor (Q_{bl}), calor transferido para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e calor transferido para o ar ambiente (Q_{ar}).

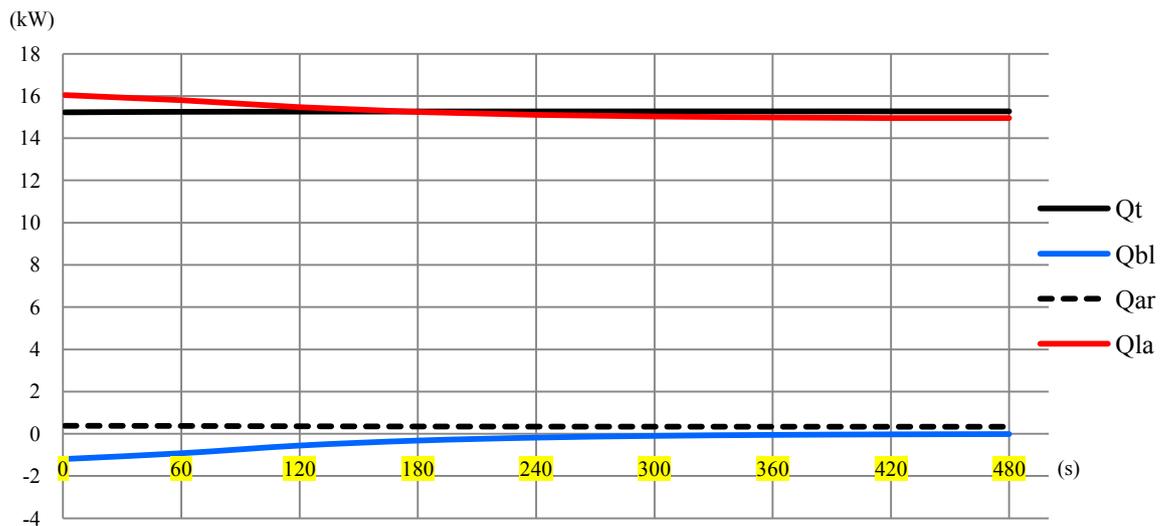


Figura 4.12 – Transferência do calor rejeitado pelo motor

Durante a fase inicial do teste o bloco do motor está com 90°C, valor acima da temperatura de estabilização do líquido de arrefecimento. Desta forma, o bloco passa a rejeitar calor principalmente para o líquido de arrefecimento. Após atingir a temperatura de estabilização, há pouca ou nenhuma transferência de calor por parte do bloco devido às temperaturas do bloco e do líquido de arrefecimento serem muito próximas.

A figura 4.13 mostra através da simulação a diferença entre a vazão do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador.

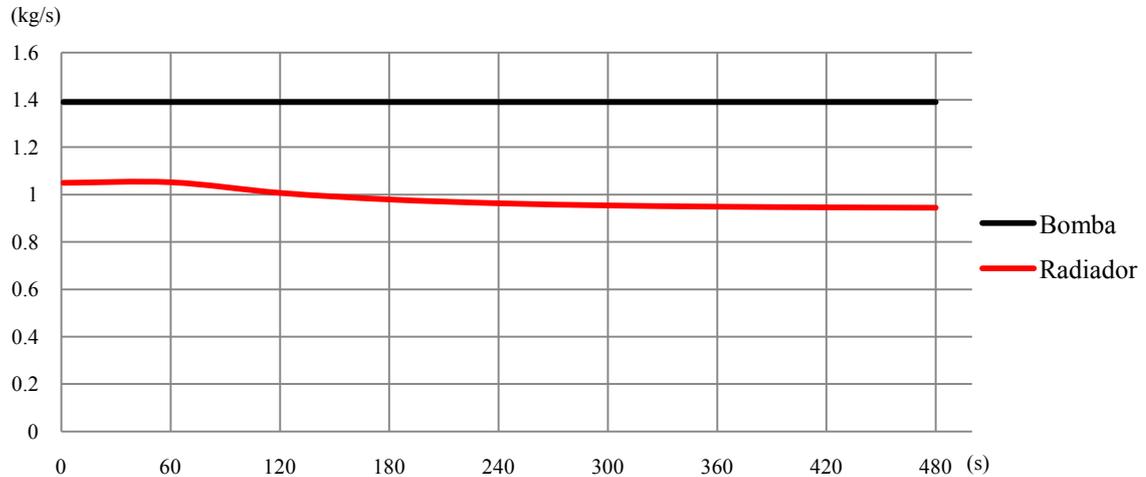


Figura 4.13 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo.

A vazão do líquido de arrefecimento é menor no radiador devido ao controle da válvula termostática. Nesta condição a válvula termostática não está completamente aberta, restringindo a passagem do líquido de arrefecimento para o radiador. Por outro lado, o motor não gera calor suficiente para que a temperatura aumente nesta condição. Por conseqüência, a válvula termostática fica parcialmente aberta e por conseqüência parte da vazão gerada pela bomba é direcionada para o sistema de recirculação do líquido de arrefecimento do motor, consumindo potência desnecessária para bombear 0,5 kg/s a mais que o sistema necessita.

A figura 4.14 mostra a variação do consumo específico em função do tempo.

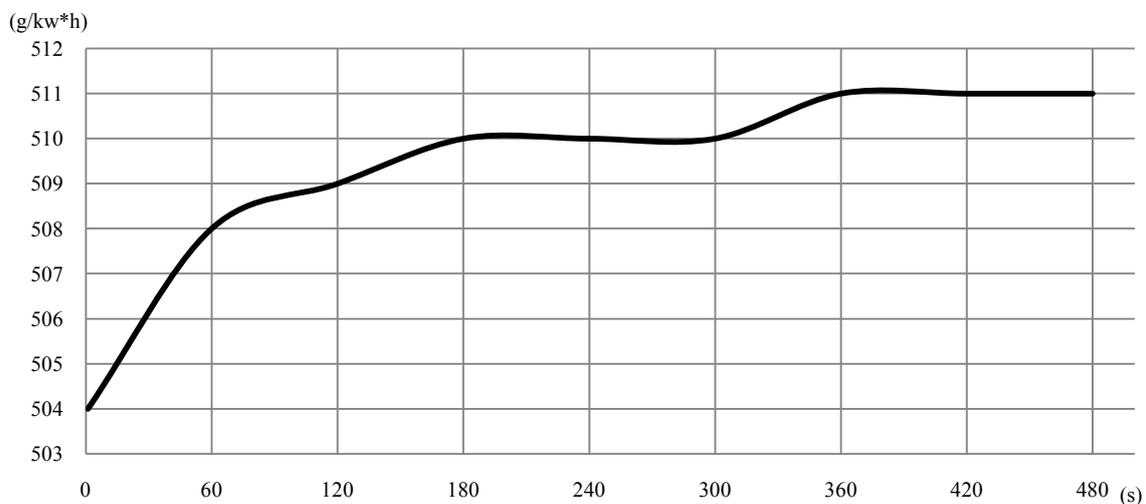


Figura 4.14 – Consumo específico do motor em função do tempo

O consumo específico no início da simulação é menor devido a maior temperatura de trabalho do motor observada durante o teste. Após a estabilização da temperatura de trabalho do motor o consumo específico também se estabiliza, num valor maior que no início do teste, conforme pode ser observado no gráfico da figura 4.14.

4.3.4. Validação para a condição de teste em marcha-lenta

A figura 4.15 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor do veículo real e o resultado obtido através da simulação, junto com a diferença percentual entre os dois resultados.

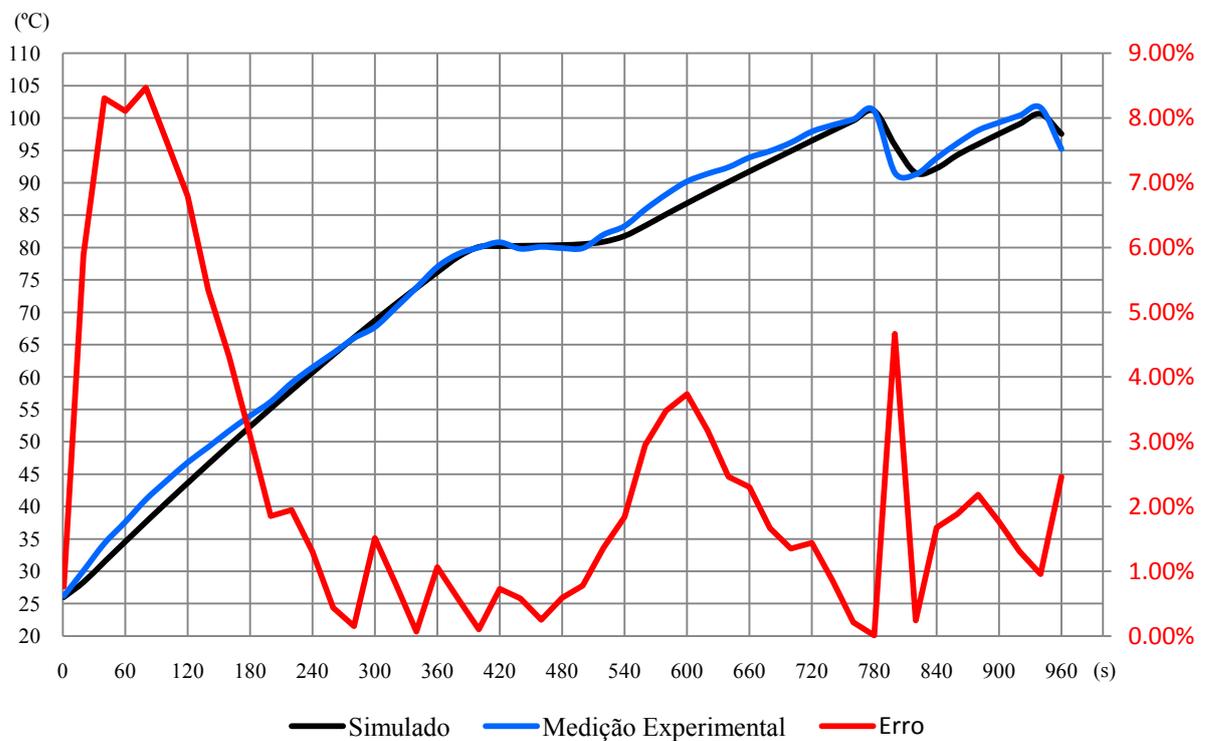


Figura 4.15 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor e a diferença percentual dos resultados em função do tempo – condição de teste em marcha lenta

Pode-se observar que o aumento de temperatura medido no veículo e o resultado da simulação são bastante próximos. Isto mostra que tanto o calor rejeitado pelo motor quanto a capacidade térmica do motor utilizados pelo simulador estão compatíveis com o sistema real.

Na a simulação numérica, houve a necessidade de ajustar a temperatura de ativação do ventilador em 101°C e o desligamento em 91°C para que os resultados ficassem semelhantes ao veículo real. Na especificação, a temperatura de ativação do ventilador é de 99°C e o desligamento em 96°C.

Porém houve uma diferença nos valores das temperaturas de ativação e desligamento do ventilador no veículo real. Esta diferença ocorre por haver um retardo na leitura de temperatura do líquido de arrefecimento no veículo real ocasionado provavelmente pela baixa vazão do líquido de arrefecimento nesta condição. Esta característica também influencia o desligamento do ventilador em temperaturas menores que a especificada.

A figura 4.16 mostra alguns resultados da simulação: o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor e as parcelas absorvida pelo bloco do motor (Q_{bl}), transferida para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e transferida para o ar ambiente (Q_{ar}).

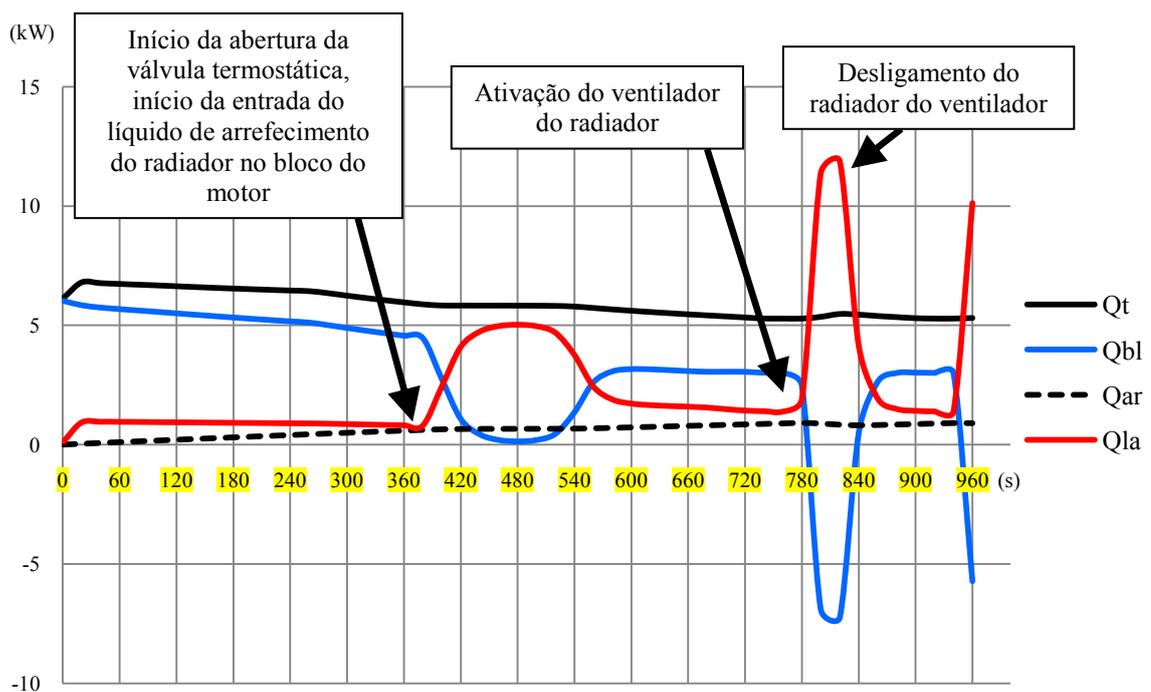


Figura 4.16 – Transferência do calor rejeitado pelo motor– condição de teste em marcha lenta

Durante a fase inicial do teste a temperatura do bloco e do líquido de arrefecimento é a mesma que a temperatura ambiente, ocorrendo grande absorção de calor pelo bloco. Há um aumento na transferência de calor para o líquido de arrefecimento quando o mesmo atinge a temperatura de abertura da válvula termostática. Neste momento o calor absorvido pelo bloco é reduzido, por estar em temperatura próxima à temperatura do líquido de arrefecimento.

Após a homogeneização da temperatura do líquido de arrefecimento do sistema de recirculação do motor com o líquido de arrefecimento do radiador, há novamente absorção de calor pelo bloco do motor devido ao aumento da temperatura do líquido de arrefecimento.

Ao atingir a temperatura de ativação do ventilador, há grande transferência de calor para o líquido, sendo parte deste calor o calor rejeitado pela queima do combustível e a outra parte do calor que foi absorvido pelo bloco. Neste momento, há transferência de calor do bloco por estar com temperatura maior que o líquido de arrefecimento.

A figura 4.17 mostra a diferença entre a vazão do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador, para a condição de teste em marcha lenta.

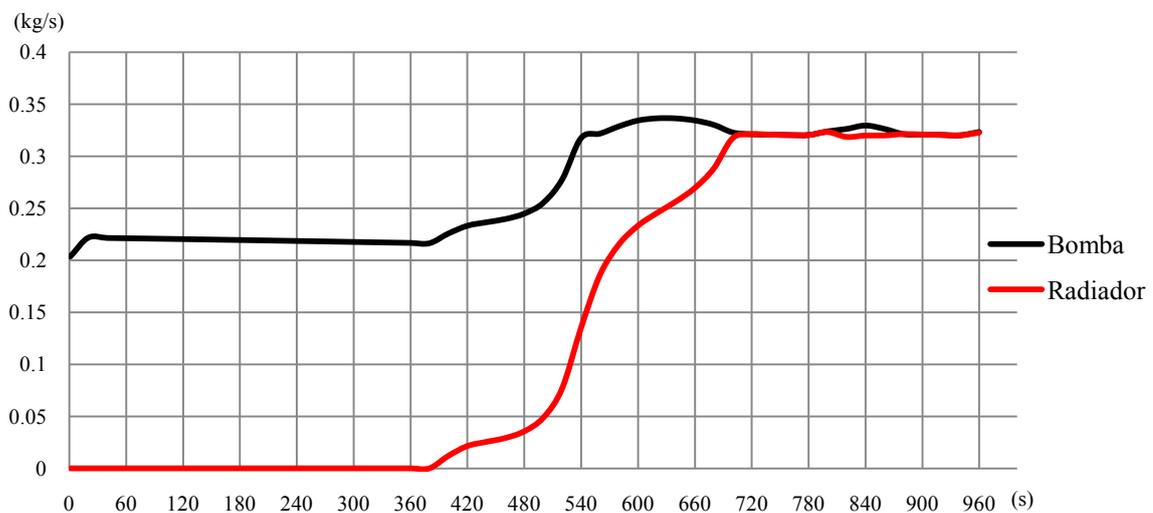


Figura 4.17 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo– condição de teste em marcha lenta.

A vazão do líquido de arrefecimento no radiador é nula enquanto a temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor não atinge a temperatura de abertura da válvula termostática. A bomba de água está operando desde o início do teste enquanto a válvula termostática está totalmente aberta somente após 580 segundos. Esta característica promove um período de aquecimento do motor “warm-up” maior devido à circulação de líquido de arrefecimento durante a fase fria do motor, ou seja temperaturas abaixo de 80°C. Durante este período há um consumo desnecessário de potência consumida pela bomba.

4.3.5. Validação para a condição de teste no ciclo rodoviário de consumo

O fabricante do veículo forneceu apenas o consumo médio total de etanol durante o ciclo de consumo rodoviário. A tabela 4.5 mostra o comparativo entre o consumo médio total do medido com o veículo real e resultado obtido com a simulação.

Tabela 4.5 – Consumo durante o ciclo rodoviário

Consumo medido no veículo real (km/l)	Consumo fornecido pela simulação (km/l)
11,90	12,04

Fonte: Fabricante o valor medido no veículo e Autor para o resultado da simulação

A variação da temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo é representada graficamente pela figura 4.18. Conforme comentado, apenas o resultado da simulação está disponível, impossibilitando a comparação para esta condição.

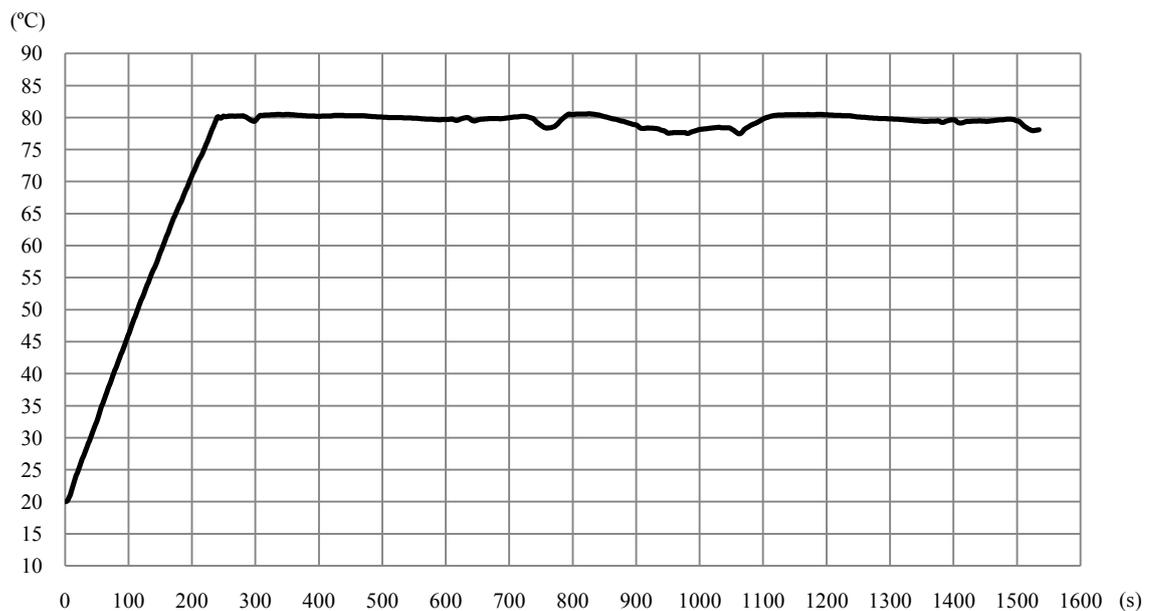


Figura 4.18 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

A temperatura do motor atinge uma temperatura média de trabalho próxima a 81°C. Esta temperatura é atingida somente após 250 segundos do início do teste, devido à grande quantidade de massa de ar que atravessa o radiador do veículo e à baixa solicitação de carga do motor.

Nesta condição a vazão do líquido de arrefecimento no radiador é baixa em comparação com a vazão produzida pela bomba de água conforme mostra a figura 4.19.

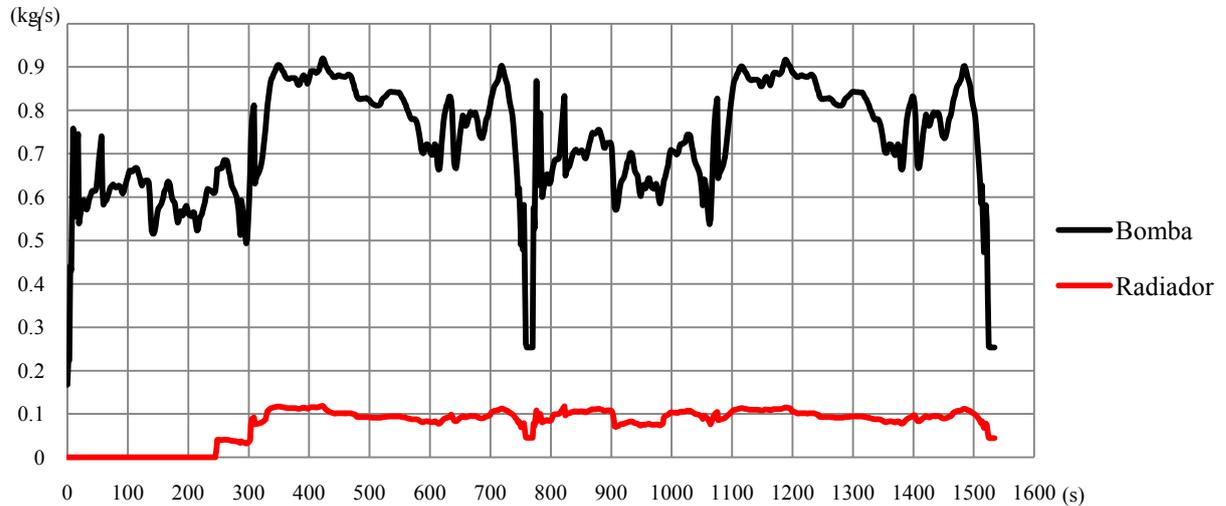


Figura 4.19 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

A figura 4.20 mostra a variação do consumo de combustível do motor em função do tempo durante ciclo completo.

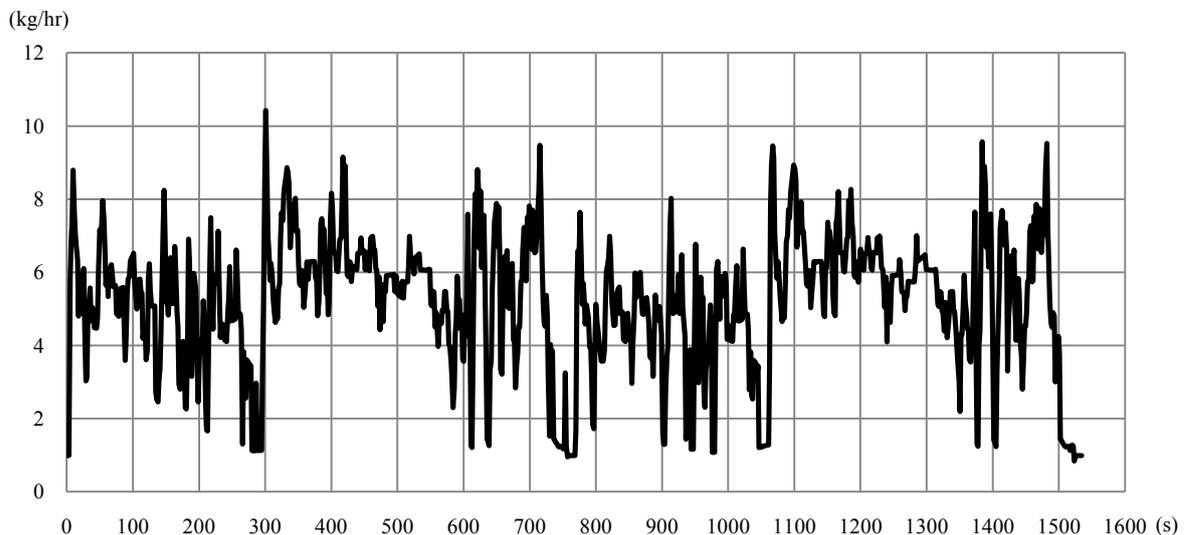


Figura 4.20 – Consumo de combustível do motor em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

Os valores do consumo de combustível são maiores na fase inicial do teste em relação à fase final. Esta característica é atribuída ao maior consumo de combustível em temperaturas menores de trabalho do motor.

Devido ao ciclo rodoviário possuir uma fase fria e uma fase quente iguais, como citado anteriormente na descrição do teste (item 4.2.5), é possível realizar uma comparação entre o consumo de combustível durante o período de aquecimento do motor e durante o período o qual a temperatura do motor está estabilizada. A figura 4.21 mostra o comparativo de consumo de combustível nos 200 segundos iniciais de cada fase.

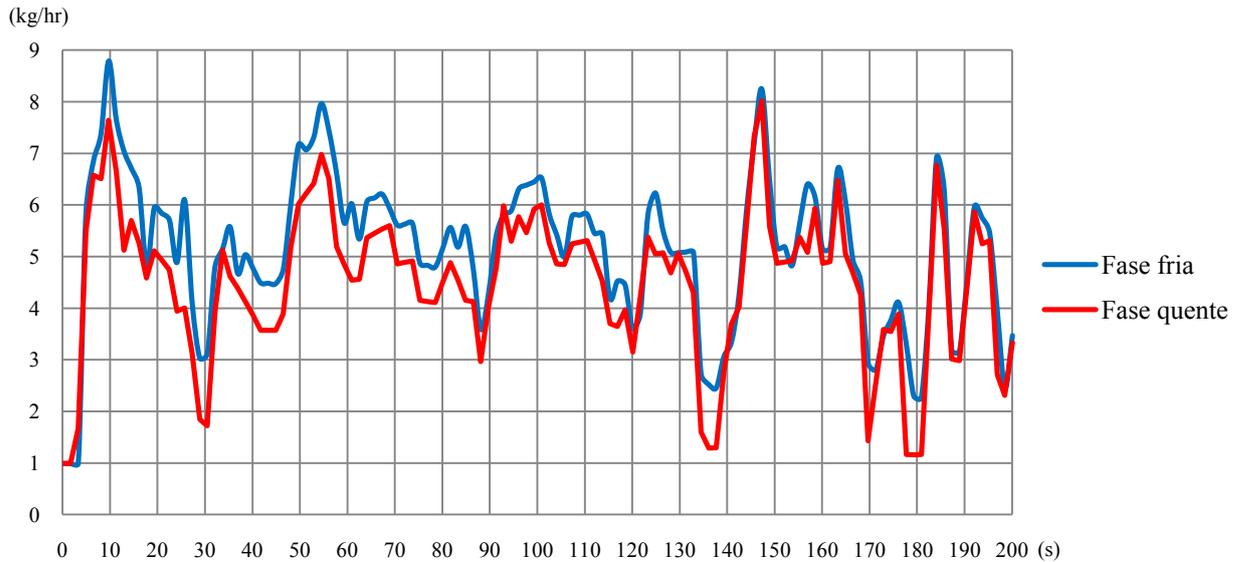


Figura 4.21 – Consumo de combustível do motor em função do tempo durante a fase fria e fase quente – ciclo rodoviário de consumo

As diferenças de consumo de combustível entre as duas fases são maiores nos segundos iniciais de cada fase, atingindo até 80% de diferença em determinadas condições. No primeiro minuto de teste a diferença entre as duas fases é de 19,5%. Este resultado sugere que qualquer diminuição no período de aquecimento do motor pode trazer como benefício uma redução no consumo de combustível, principalmente se for considerado um trajeto curto.

4.3.6. Validação para a condição de teste no ciclo urbano de consumo

O fabricante do veículo forneceu apenas o consumo médio total de etanol durante o ciclo de consumo urbano. A tabela 4.6 mostra o comparativo entre o consumo médio total medico com o veículo real e resultado obtido através de simulação.

Tabela 4.6 – Consumo de combustível durante o ciclo urbano

Consumo do veículo real (km/l)	Consumo do veículo fornecido pelo software (km/l)
8,2	8,05

Fonte: Fabricante para o consumo medido em veículo real e Autor para o resultado obtido através de simulação

A variação da temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo é representada graficamente pela figura 4.22, para o ciclo urbano de consumo.

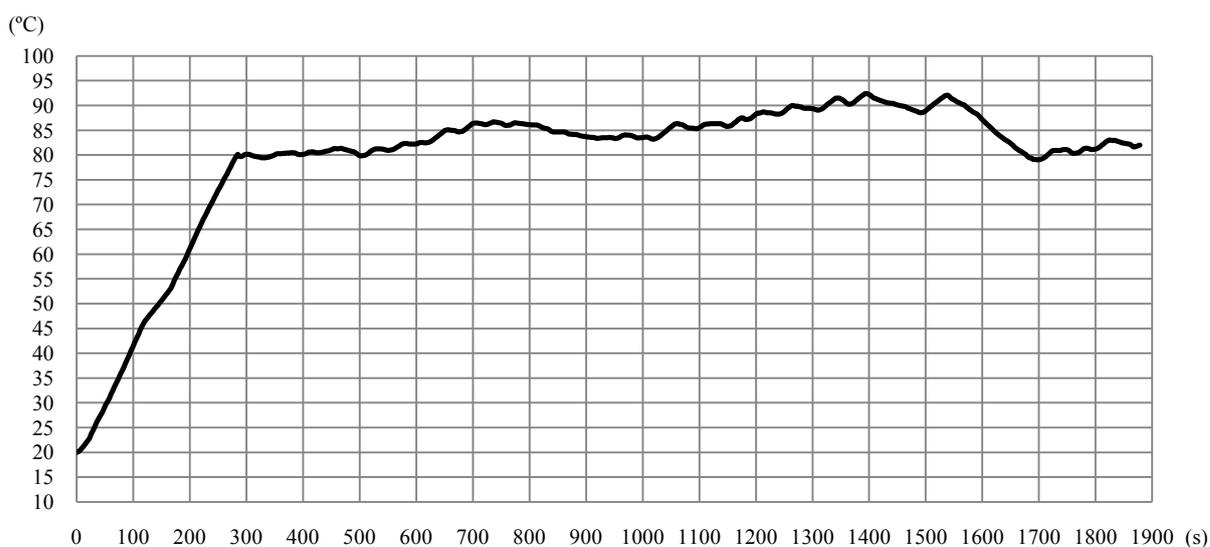


Figura 4.22 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – ciclo urbano de consumo

A temperatura de início de abertura da válvula termostática é atingida somente após 300 segundos do início do teste. Neste período de tempo a vazão do líquido de arrefecimento no radiador é nula. Após o período de aquecimento a temperatura do líquido de arrefecimento aumenta devido à baixa vazão de ar que atravessa o radiador. Em certas condições, a vazão do líquido de arrefecimento é a mesma tanto para a bomba como no radiador, situação na qual a válvula termostática está completamente aberta. Nestas condições a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C.

A figura 4.23 mostra através da simulação a diferença entre a vazão do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador.

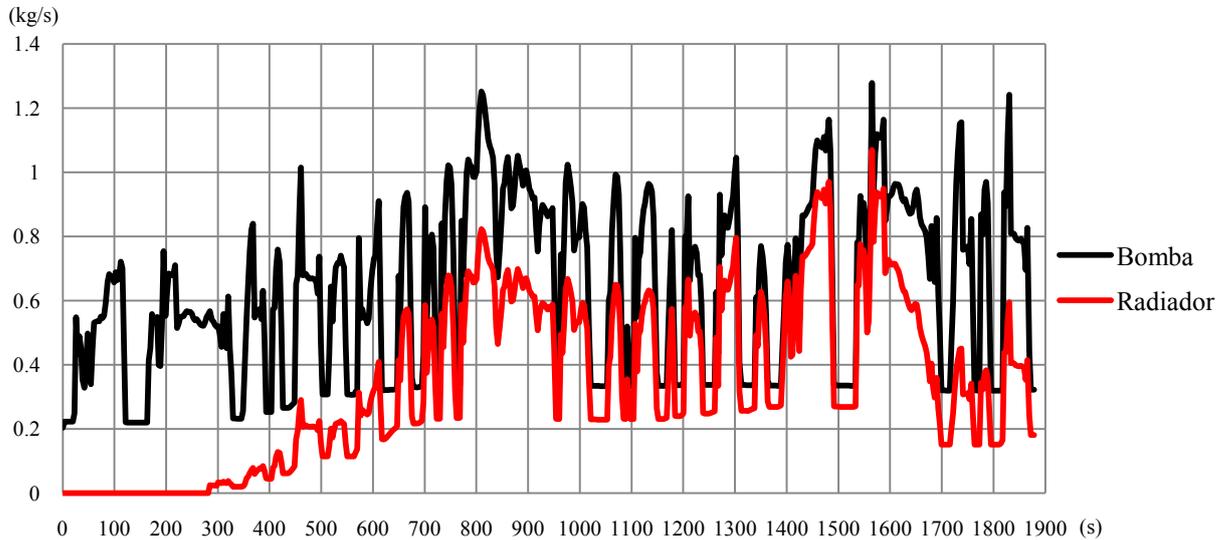


Figura 4.23 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água e no radiador em função do tempo– ciclo urbano de consumo.

A figura 4.24 mostra a variação do consumo de combustível do motor em função do tempo, para o ciclo urbano de consumo.

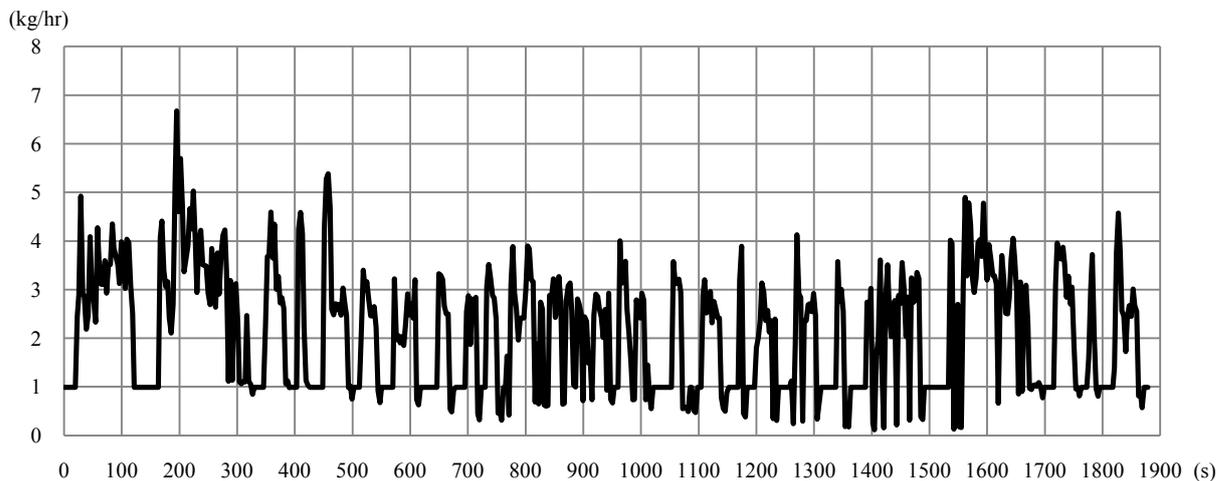


Figura 4.24 – Consumo de combustível do motor em função do tempo– ciclo urbano de consumo

Como observado nos demais testes, os valores do consumo de combustível são maiores na fase inicial do teste. Esta característica é atribuída ao maior consumo de combustível em temperaturas menores de trabalho do motor.

4.4. Aplicação do acionamento elétrico da bomba de água

O estudo da aplicação da bomba de água com acionamento elétrico consistiu em comparar os resultados obtidos através de simulação do modelo matemático com os dados obtidos através da simulação do modelo matemático da aplicação da bomba de água com acionamento mecânico, demonstrados anteriormente. O comparativo entre os dois tipos de acionamento foi realizado em todas as condições simuladas para a bomba de água com acionamento mecânico.

Os parâmetros utilizados para o comparativo dos testes realizados entre os dois tipos de acionamento, como a temperatura inicial do líquido de arrefecimento, temperatura ambiente, tempo de simulação e carga transportada pelo veículo foram mantidas para todas as diferentes condições.

Utilizou-se a nomenclatura BM para bomba de água com acionamento mecânico e BE para a bomba de água com acionamento elétrico para simplificar e otimizar a visualização dos gráficos e tabelas.

4.4.1. Comparativo para a condição de teste de subida de serra

Os parâmetros como a rotação do motor, potência produzida no virabrequim e calor rejeitado pelo motor durante as simulações na condição de subida de serra foram idênticas nos dois tipos de acionamento. A tabela 4.7 mostra o comparativo entre o consumo de combustível do modelo com a bomba de água com acionamento mecânico com o modelo com a bomba de acionamento elétrico, onde se observa que não há qualquer diferença no consumo de combustível devido à mudança no tipo de acionamento da bomba de água.

Tabela 4.7 – Consumo de combustível durante o teste de subida de serra

Consumo de combustível BM (km/l)	Consumo de combustível BE (km/l)
2,97	2,97

A figura 4.25 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água. Pode-se verificar que a temperatura estabiliza antes para o caso da bomba elétrica, mas a diferença é muito pequena para que alguma alteração no consumo de combustível pudesse ser observada.

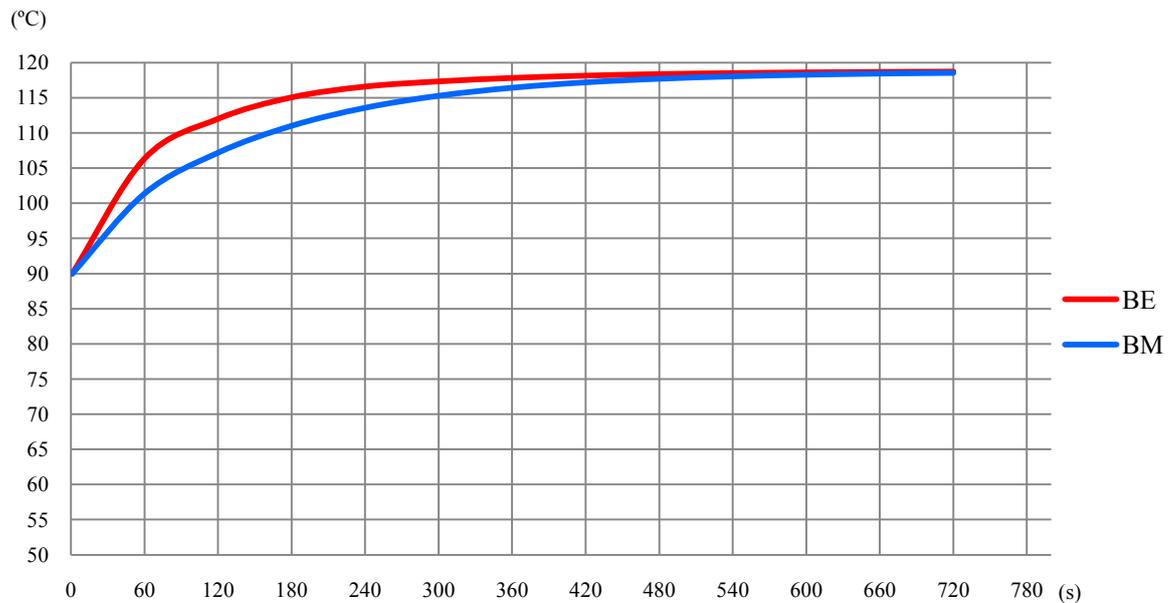


Figura 4.25 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo

As temperaturas de estabilização do líquido de arrefecimento nos dois tipos de acionamento foram iguais, em 118°C, sendo atingida no período de tempo menor no modelo de acionamento elétrico devido ao fato de o ventilador ser acionado em temperatura mais elevada.

A figura 4.26 mostra a comparação da vazão do líquido de arrefecimento nos dois tipos de acionamento.

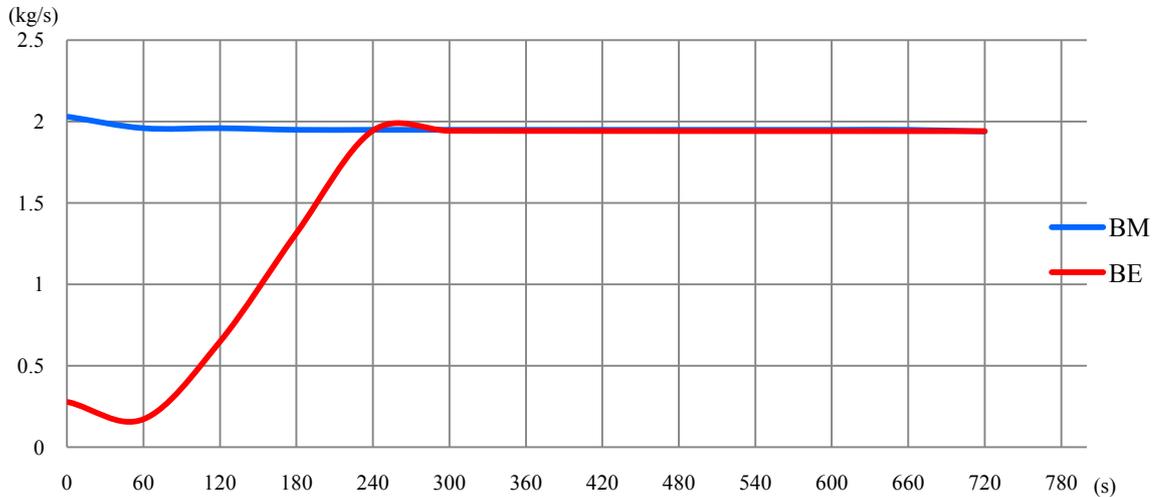


Figura 4.26 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo

No início do teste a temperatura do líquido de arrefecimento está abaixo de 95°C, condição em que a bomba de água está trabalhando com 1000rpm. A rotação da bomba de água é controlada pelo controlador PID a partir do momento que a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C, variando a vazão mássica do líquido de arrefecimento.

O comportamento do calor rejeitado total, do calor absorvido pelo bloco, do calor rejeitado para o ar e do calor rejeitado para o líquido de arrefecimento é semelhante ao comportamento encontrado no teste utilizando a bomba de água com acionamento mecânico. Este comportamento sugere que o radiador do veículo estudado não possui capacidade de troca térmica suficiente para manter a temperatura do líquido de arrefecimento em 105°C. A rotação máxima da bomba de água atingida nos dois tipos de acionamento foi de 4000rpm. Após diversas simulações do modelo numérico com acionamento elétrico da bomba de água foi possível observar que mesmo com rotações superiores a 4000rpm não houve alteração na temperatura do líquido de arrefecimento do motor.

4.4.2. Comparativo para a condição de teste de velocidade máxima

Como no comparativo anterior, todos os parâmetros da simulação na condição de velocidade máxima foram idênticos nos dois tipos de acionamento. A tabela 4.8 mostra o comparativo entre o consumo de combustível do modelo com a bomba de água com acionamento mecânico com o modelo com a bomba de acionamento elétrico.

Tabela 4.8 – Consumo de combustível para o teste de velocidade máxima

Consumo de combustível BM (km/l)	Consumo de combustível BE (km/l)
6,13	6,28

A diferença de consumo de combustível é resultado do motor permanecer em temperatura mais elevada no modelo com a bomba de água com acionamento elétrico, conforme mostra a figura 4.27, comparando a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água.

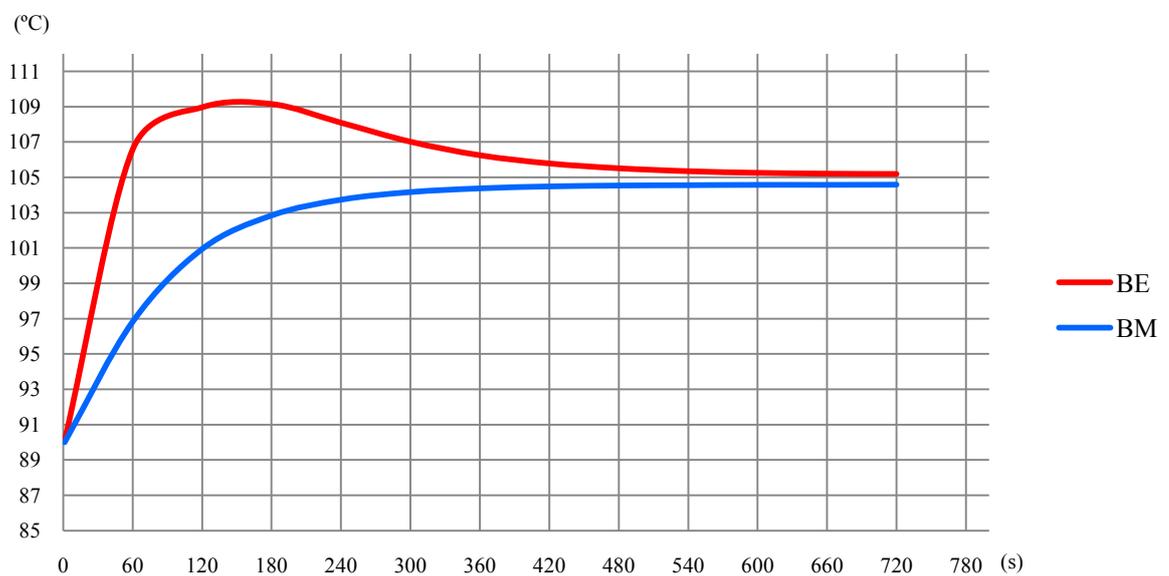


Figura 4.27 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – teste de velocidade máxima

O controlador PID foi ajustado da melhor forma possível para manter a temperatura em 105°C em qualquer condição de uso. Devido à grande quantidade de calor liberada subitamente, o controlador não atingiu um tempo de resposta necessário para não permitir que a temperatura se elevasse acima de 105°C, atingindo a temperatura de 109,6°C. Porém este pico está abaixo de 25% do valor estabelecido, dentro da condição tolerável segundo as regras de Ziegler-Nichols, citadas por Ogata (2000). Outro fator determinante para este pico é não considerar a condição transiente do teste. Na simulação as temperaturas do líquido de arrefecimento e do bloco estão a 90°C e subitamente o veículo é submetido à velocidade máxima de 169km/h, ocasionando um pico quase instantâneo de carga, rotação, potência produzida e calor liberado. Trata-se de uma condição extrema. Sendo assim, uma condição mais próxima da realidade seria conduzir o veículo a 100km/h constante, com as temperaturas do bloco e do líquido de arrefecimento em 90°C e então acelerá-lo até a velocidade máxima de 169km/h de forma mais progressiva. Provavelmente a temperatura seria estabilizada sem ultrapassar 105°C.

A figura 4.28 mostra através de simulação a comparação da vazão mássica do líquido de arrefecimento nos dois tipos de acionamento.

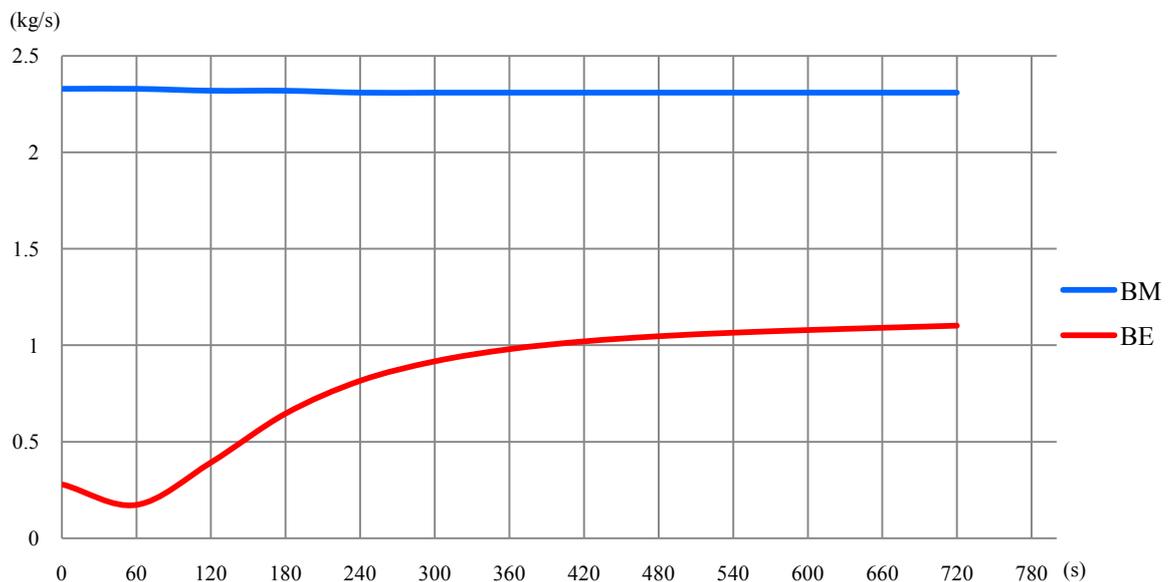


Figura 4.28 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo – teste de velocidade máxima

No início do teste a temperatura do líquido de arrefecimento está abaixo de 95°C, condição em que a bomba de água está trabalhando com 1000rpm. A rotação da bomba de água é controlada pelo controlador PID a partir do momento que a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C, variando a vazão do líquido de arrefecimento.

A vazão do líquido de arrefecimento para o caso com acionamento elétrico é menor para manter a temperatura de trabalho em 105°C. A temperatura de trabalho do modelo que utiliza a bomba de água com acionamento mecânico é apenas 0,5°C abaixo em relação ao modelo de acionamento elétrico da bomba de água, apesar da vazão da bomba de acionamento mecânico ser praticamente o dobro. Este fato sugere novamente que o radiador está com sua capacidade de troca térmica limitada pelo lado do ar, pois mesmo sofrendo grandes variações na vazão do líquido de arrefecimento não possui a capacidade de retirar maior quantidade de calor do líquido de arrefecimento. O calor rejeitado para o líquido de arrefecimento nos dois modelos são próximos, sendo 27 kW para o modelo com acionamento mecânico e 26,5 kW para o modelo com acionamento elétrico.

No teste de velocidade máxima há pequena diferença no consumo específico em função do tempo conforme mostra a figura 4.29.

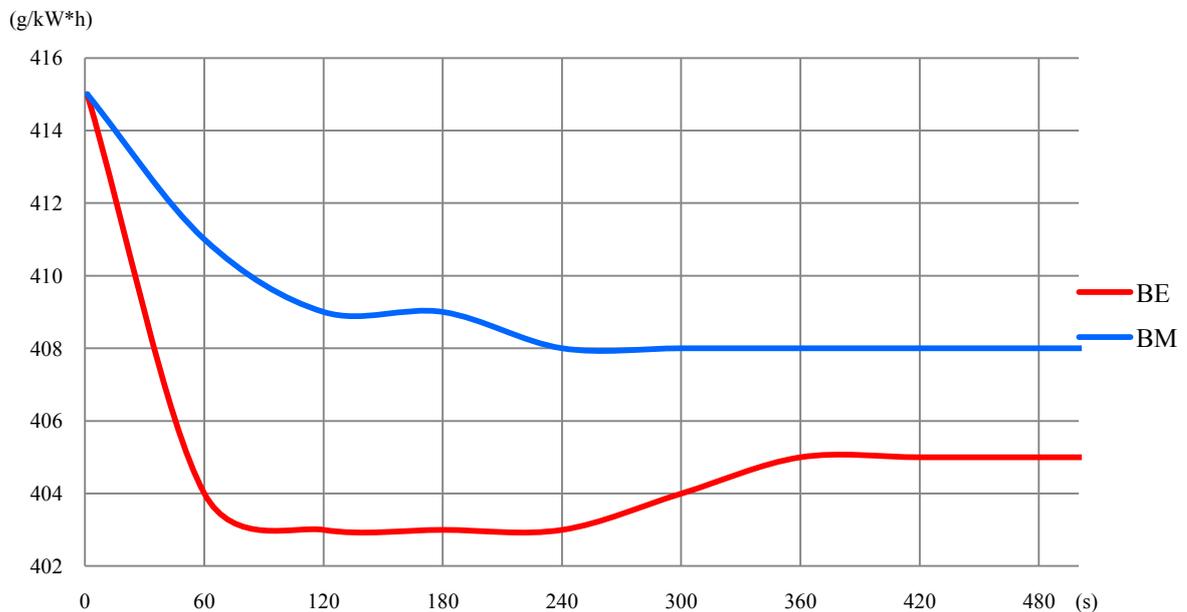


Figura 4.29 – Consumo específico do motor em função do tempo – teste de velocidade máxima

O menor consumo específico do motor no caso de acionamento elétrico da bomba de água é resultado da maior temperatura de trabalho atingida pelo motor.

4.4.3. Comparativo para a condição de teste de velocidade constante em estrada

Como nas demais condições simuladas, todos os parâmetros são mantidos de forma a comparar os diferentes tipos de acionamento da bomba de água. A tabela 4.9 mostra a comparação entre o consumo de combustível do modelo com a bomba de água com acionamento mecânico com o modelo com a bomba de acionamento elétrico, mostrando uma expressiva redução no consumo de combustível para a bomba com acionamento elétrico.

Tabela 4.9 – Consumo de combustível durante o teste de velocidade constante em estrada

Consumo de combustível BM (km/l)	Consumo de combustível BE (km/l)
11,09	11,72

A redução de 5,7% no consumo de combustível no modelo com a bomba de água de acionamento elétrico é resultado da temperatura de trabalho mais elevada, conforme mostra a figura 4.30, comparando a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água.

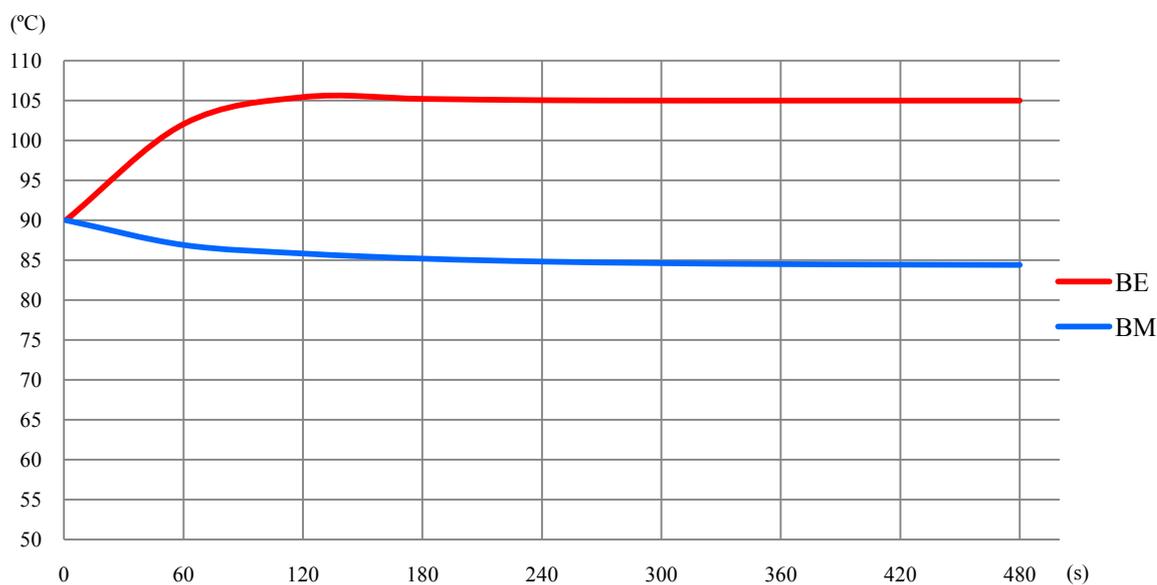


Figura 4.30 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – velocidade constante em estrada

Deve-se observar que o controlador PID obteve boa resposta nesta condição de uso do veículo. Através da variação da rotação da bomba de água atingiu e estabilizou a temperatura de trabalho em 105°C.

A figura 4.31 mostra a comparação da vazão da bomba de água nos dois tipos de acionamento.

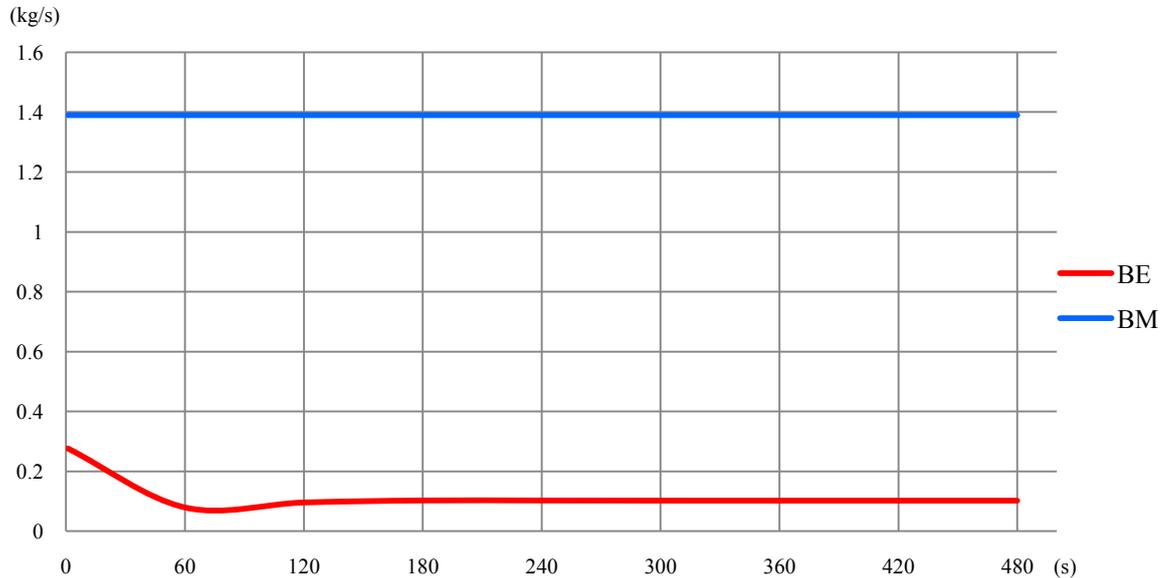


Figura 4.31 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo – velocidade constante em estrada

No início do teste a temperatura do líquido de arrefecimento está abaixo de 95°C, condição em que a bomba de água está trabalhando com 1000rpm. A rotação da bomba de água é controlada pelo controlador PID a partir do momento que a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C, variando a vazão do líquido de arrefecimento. A vazão do líquido de arrefecimento no modelo de bomba de água com acionamento elétrico é consideravelmente menor para manter a temperatura de 105°C ao invés dos 84°C do modelo de acionamento mecânico da bomba de água.

A figura 4.32 mostra os resultados obtidos para o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor, juntamente com a parcela absorvida pelo bloco do motor (Q_{bl}), transferida para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e transferida para o ar ambiente (Q_{ar}).

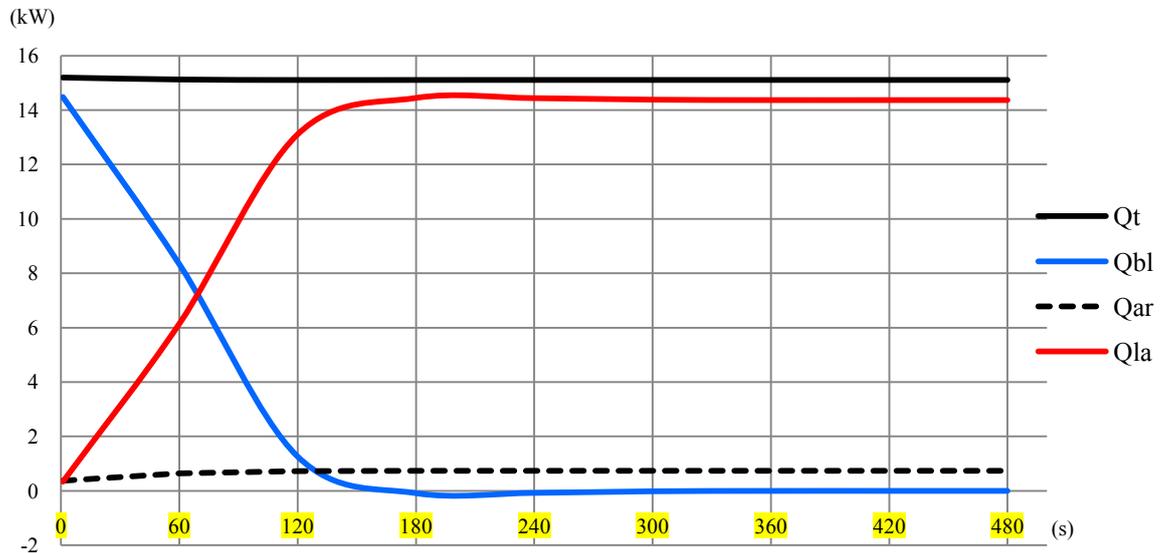


Figura 4.32 – Transferência do calor rejeitado pelo motor – velocidade constante em estrada

A temperatura inicial do bloco do motor e do líquido de arrefecimento é de 90°C. Por este motivo há calor absorvido pelo bloco do motor até que a temperatura do líquido de arrefecimento atinja a estabilização em 105°C. À medida que o calor absorvido pelo bloco do motor é reduzido, há um aumento no calor transferido ao líquido de arrefecimento. Após a estabilização da temperatura, o calor rejeitado total é transferido apenas para o líquido de arrefecimento e para o ar ambiente.

A figura 4.33 mostra o resultado obtido com as simulações para o consumo específico do motor em função do tempo para os dois tipos de acionamento da bomba de água.

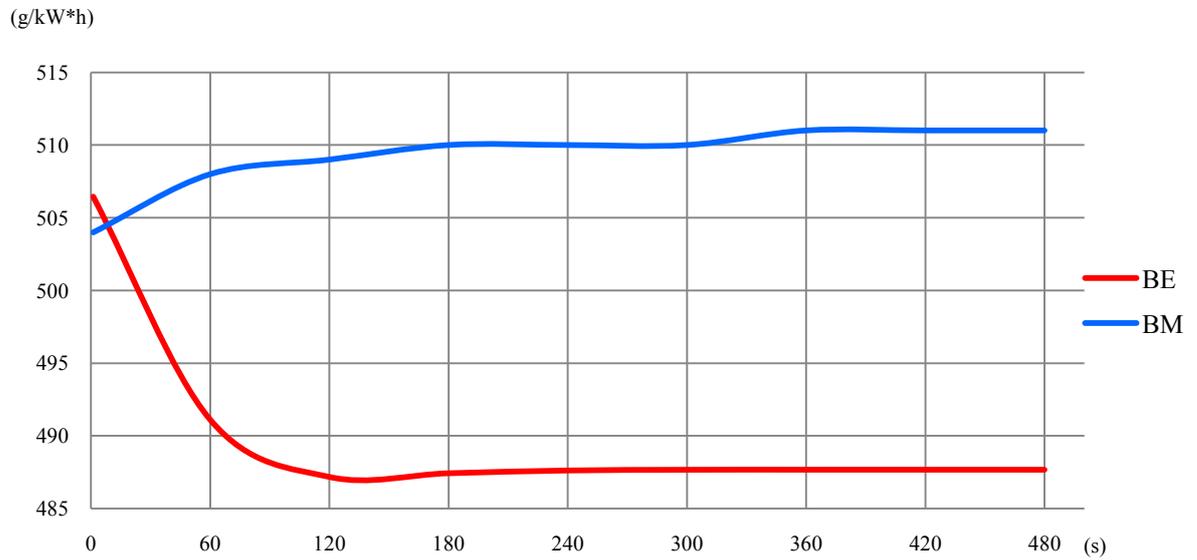


Figura 4.33 – Consumo específico do motor em função do tempo– velocidade constante em estrada

Como nas outras condições simuladas, a diminuição observada para o consumo específico do motor no caso em que a bomba de água é acionada por motor elétrico é resultado da maior temperatura de trabalho durante as simulações dos testes.

4.4.4. Comparativo para a condição de teste de marcha-lenta

A figura 4.34 mostra a comparação entre a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água, para a condição de marcha lenta.

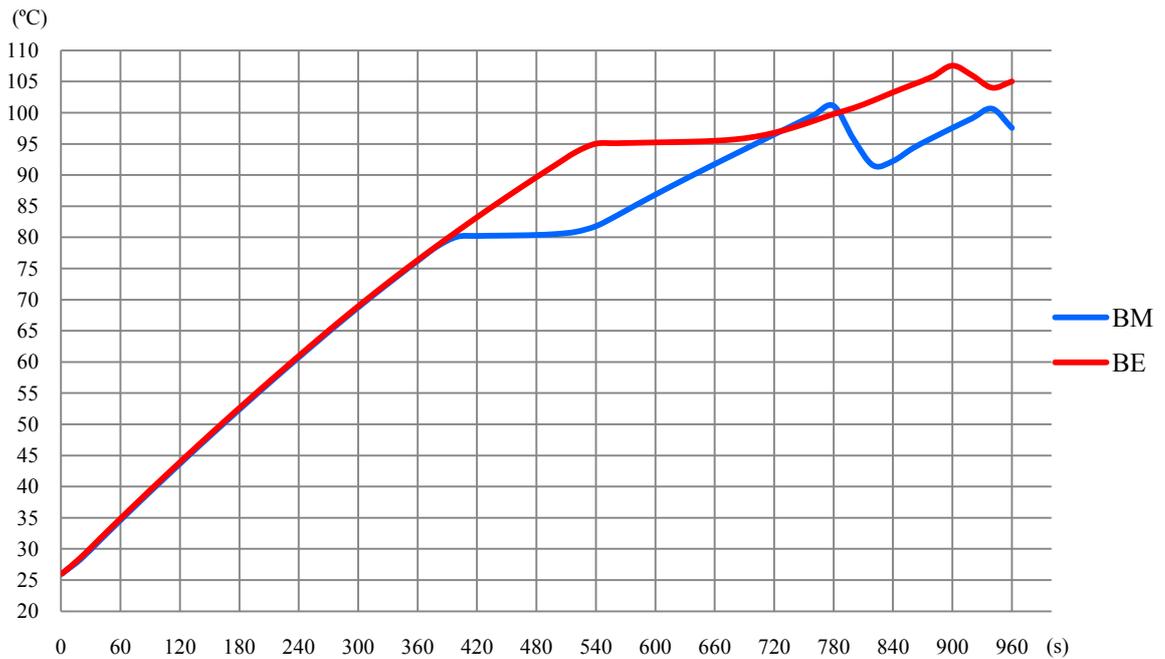


Figura 4.34 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – marcha lenta

Ao atingir 95°C a rotação da bomba de água deixou de ser de 1000rpm constante e passou a ser determinada pelo controlador PID. Houve o início da abertura da válvula termostática, estando totalmente aberta aos 100°C. O controlador PID buscou a estabilização da temperatura em 105°C variando a rotação da bomba de água. O ventilador foi acionado ao atingir 108°C e desligou ao atingir 106°C.

A figura 4.35 mostra a comparação da vazão da bomba de água nos dois tipos de acionamento.

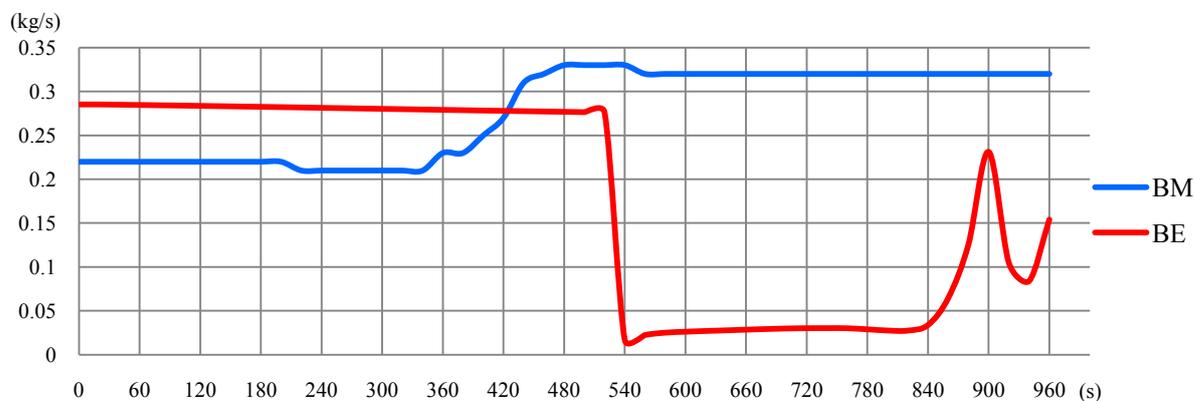


Figura 4.35 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo – marcha lenta

No início do teste a temperatura do líquido de arrefecimento está abaixo de 95°C , condição em que a bomba de água está trabalhando com 1000rpm. A rotação da bomba de água é controlada pelo controlador PID a partir do momento que a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C , variando a vazão do líquido de arrefecimento. Durante o gerenciamento do controlador PID, a vazão do líquido de arrefecimento do modelo com acionamento elétrico da bomba é menor em relação ao modelo de acionamento mecânico da bomba. A figura 4.36 mostra os resultados obtidos através da simulação com a bomba elétrica para o calor rejeitado total (Q_t) pelo motor, juntamente com as parcelas absorvida pelo bloco do motor (Q_{bl}), transferida para o líquido de arrefecimento (Q_{la}) e transferida para o ar ambiente (Q_{ar}).

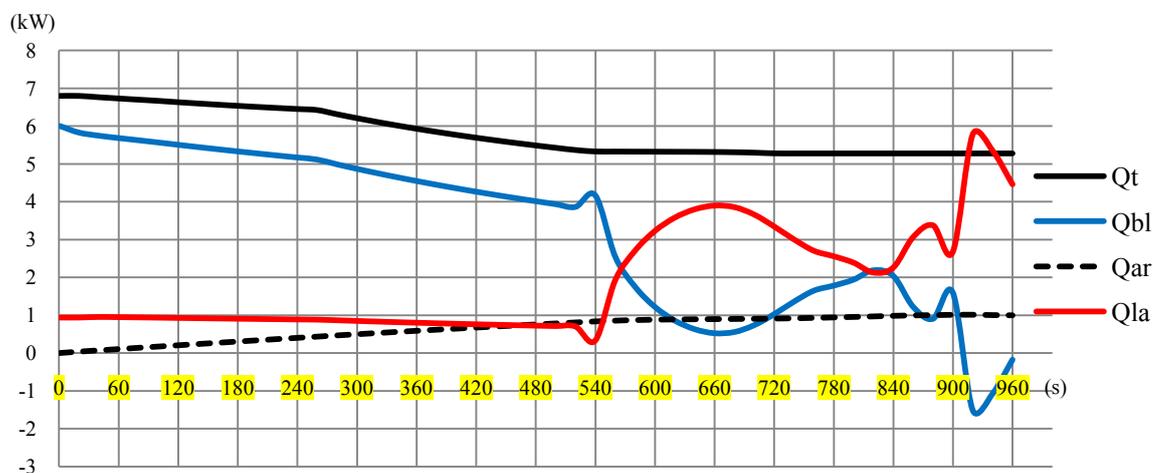


Figura 4.36 – Transferência do calor rejeitado pelo motor – marcha lenta- simulação com a bomba acionada por motor elétrico

O calor absorvido pelo bloco do motor se inicia elevado, próximo ao calor rejeitado total pelo motor, reduzindo com o aumento da temperatura. Há uma grande redução no calor absorvido pelo bloco no momento de abertura da válvula termostática. O bloco do motor passa a ser um fornecedor de calor durante o funcionamento do ventilador do radiador, devido à sua temperatura estar maior que a do líquido de arrefecimento que entra no motor. O calor rejeitado para o líquido de arrefecimento aumenta quando há a abertura da válvula termostática e funcionamento do ventilador do radiador.

O calor rejeitado para o ar ambiente se torna significativo neste teste devido ao calor rejeitado total pelo motor ser baixo se comparado com outros testes. Enquanto o calor rejeitado total no final do teste é aproximadamente de 5kW, o calor rejeitado para o ar ambiente é de 1kW, representado 20% do calor rejeitado total.

4.4.5. Comparativo para a condição de teste de ciclo rodoviário de consumo

Como nas demais condições testadas, o comparativo para a condição de teste de ciclo rodoviário de consumo também foi feita utilizando os mesmos parâmetros para ambas as configurações analisadas. A tabela 4.10 mostra o comparativo entre o consumo de combustível do sistema com a bomba de água com acionamento mecânico com o sistema com a bomba de acionamento elétrico.

Tabela 4.10 – Consumo de combustível durante o teste de ciclo rodoviário de consumo

Consumo de combustível BM (km/l)	Consumo de combustível BE (km/l)
12,04	12,90

A redução de 7,2% no consumo de combustível observada com o sistema com a bomba de água de acionamento elétrico é resultado da temperatura de trabalho mais elevada, conforme mostra a figura 4.37, comparando a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água.

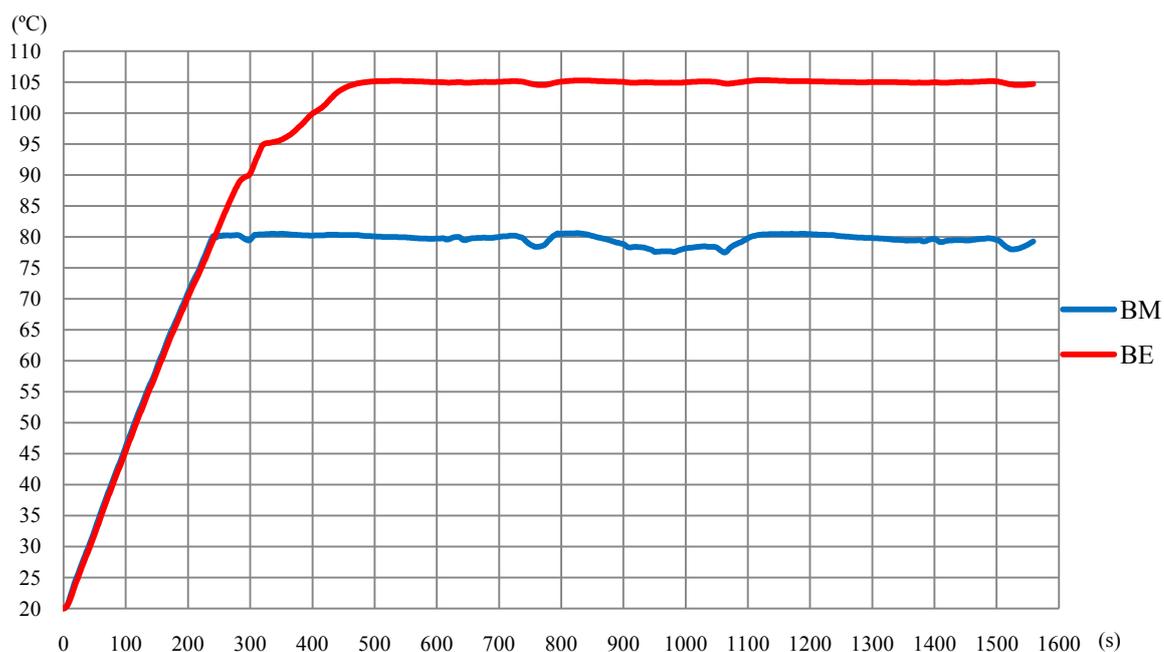


Figura 4.37 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

Ao atingir 95°C a rotação da bomba de água deixou de ser de 1000rpm e passou a ser determinada pelo controlador PID. Houve o início da abertura da válvula termostática, estando totalmente aberta com 100°C. O controlador PID buscou a estabilização da temperatura em 105°C variando a rotação da bomba de água.

A figura 4.38 mostra a comparação da vazão fornecida pela bomba de água nos dois tipos de acionamento, onde se pode verificar que a bomba acionada eletricamente apresenta uma vazão bastante reduzida, com o objetivo de estabilizar a temperatura em níveis mais elevados e, com isso, atingir uma condição de menor consumo de combustível.

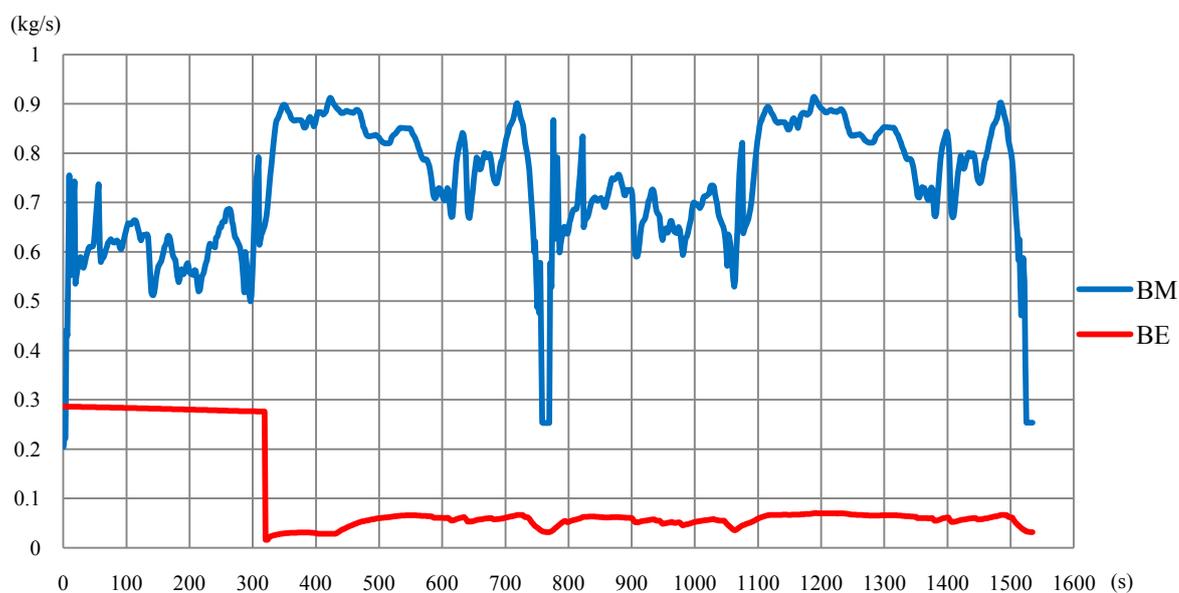


Figura 4.38 – Vazão do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

No início do teste a temperatura do líquido de arrefecimento está abaixo de 95°C, condição em que a bomba de água está trabalhando com 1000rpm. A rotação da bomba de água é controlada pelo controlador PID a partir do momento que a temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassa 95°C, variando a vazão do líquido de arrefecimento. Durante o gerenciamento do controlador PID, a vazão do líquido de arrefecimento do modelo com acionamento elétrico da bomba é menor em relação ao modelo de acionamento mecânico da bomba.

A figura 4.39 mostra a variação do consumo de combustível do motor em função do tempo durante ciclo completo.

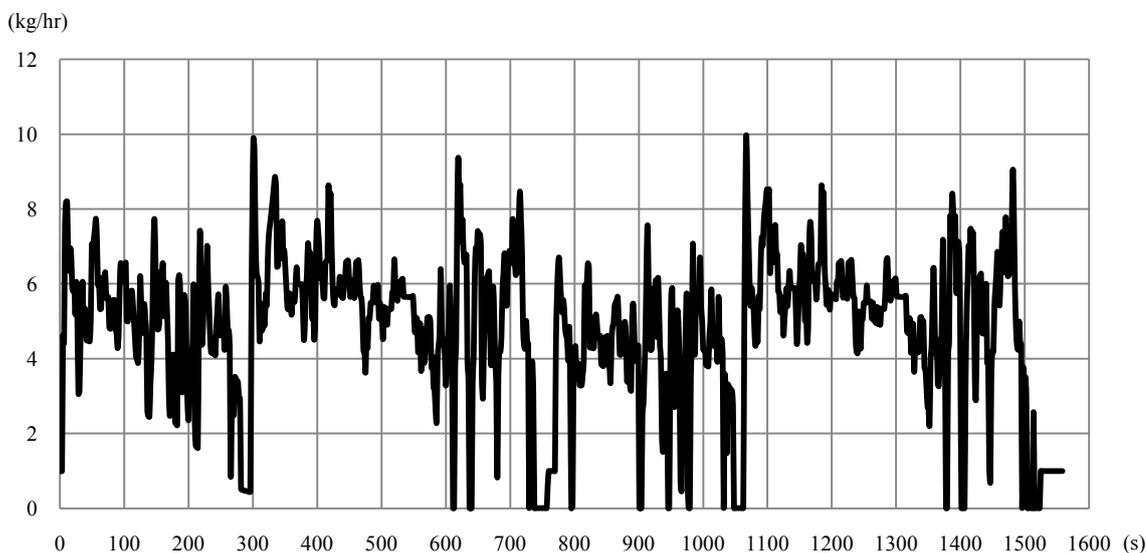


Figura 4.39 – Consumo de combustível do motor em função do tempo – ciclo rodoviário de consumo

Os valores do consumo de combustível são maiores na fase inicial do teste em relação à fase final. Esta característica é atribuída ao maior consumo de combustível em temperaturas menores de trabalho do motor.

4.4.6. Comparativo para a condição de teste de ciclo urbano de consumo

A tabela 4.11 mostra o comparativo entre o consumo de combustível do sistema com a bomba de água com acionamento mecânico com o sistema com a bomba de acionamento elétrico.

Tabela 4.11 – Consumo de combustível durante o teste de ciclo urbano de consumo

Consumo de combustível BM (km/l)	Consumo de combustível BE (km/l)
8,05	9,24

A redução bastante expressiva de 14,8% no consumo de combustível no modelo com a bomba de água de acionamento elétrico é resultado da temperatura de trabalho mais elevada, conforme mostra a figura 4.40, onde se compara a evolução temporal das temperaturas do líquido de arrefecimento obtidas através das simulações dos dois tipos de acionamento da bomba de água.

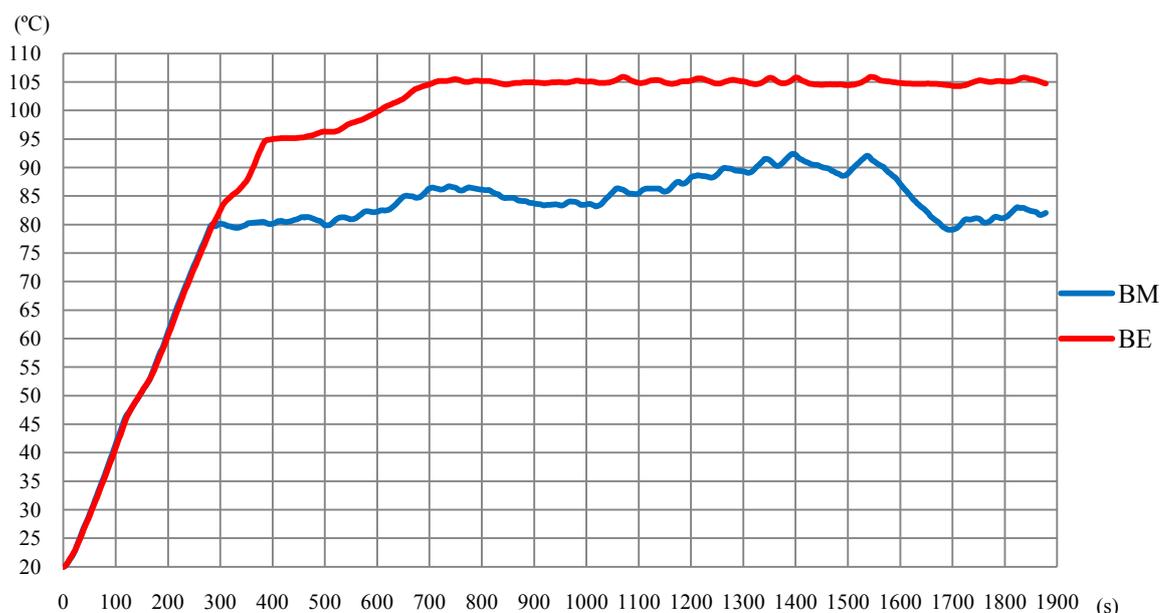


Figura 4.40 – Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em função do tempo – ciclo urbano de consumo

A comparação da evolução temporal da temperatura de trabalho do motor torna claro que o controlador foi capaz de manter a temperatura de operação do motor dentro de limites bastante estreitos. Para a bomba acionada mecanicamente, ao contrário, a temperatura de operação do motor oscila em uma faixa bastante ampla. Como o nível de temperatura atingido pelo sistema com bomba acionada eletricamente foi mais alto, uma significativa redução no consumo de combustível é alcançada com esta configuração.

A figura 4.41 mostra a comparação da vazão da bomba de água nos dois tipos de acionamento. Pode-se observar que a vazão do sistema é significativamente menor quando a bomba acionada eletricamente é utilizada. Isso se deve ao objetivo do controlador de manter a temperatura em um nível mais alto se comparado ao acionamento mecânico.

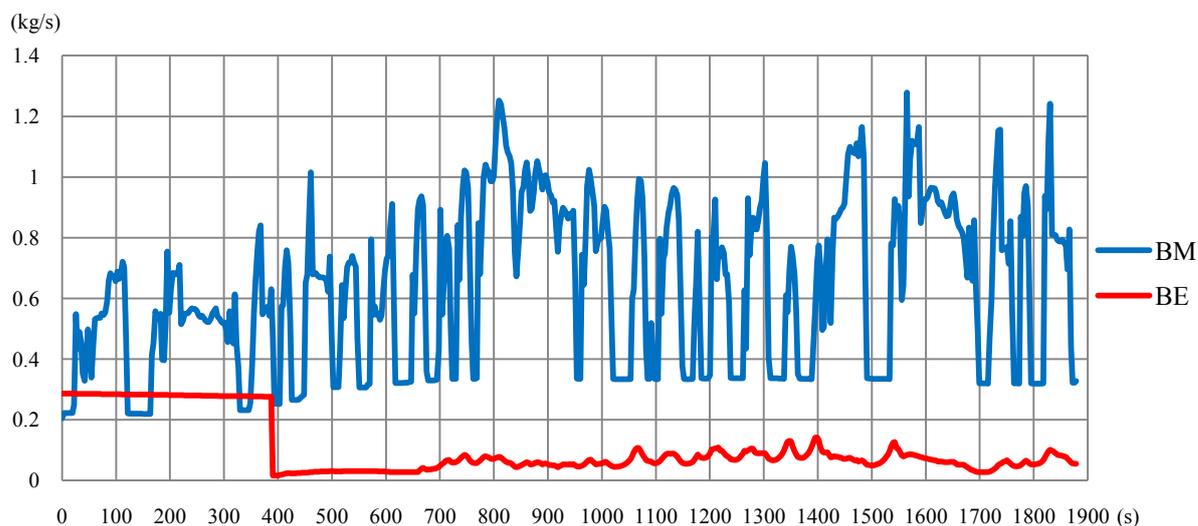


Figura 4.41 – Vazão mássica do líquido de arrefecimento na bomba de água em função do tempo – ciclo urbano de consumo

A figura 4.42 mostra a variação do consumo de combustível do motor em função do tempo durante ciclo completo.

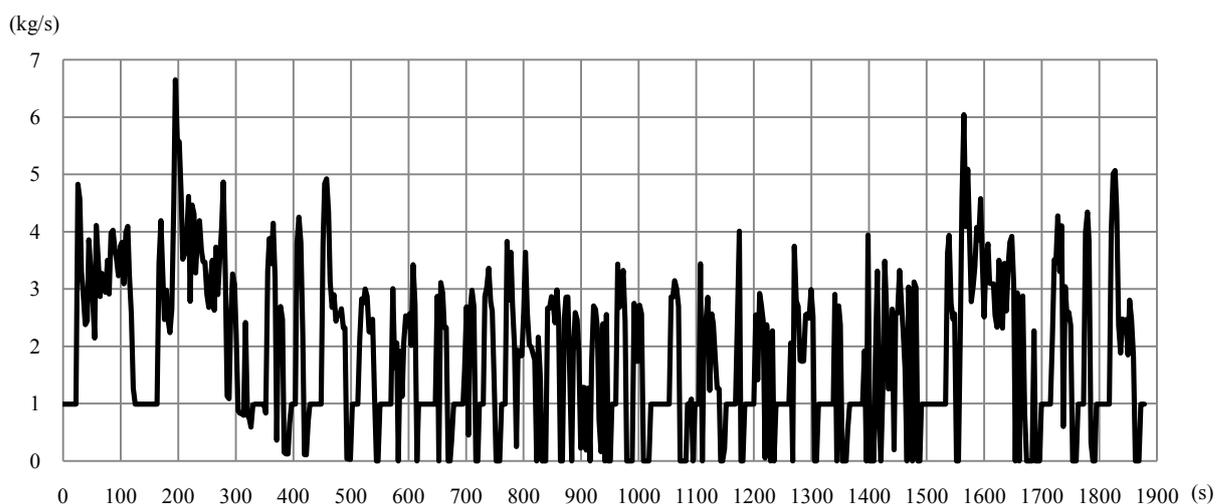


Figura 4.42 – Consumo de combustível do motor em função do tempo – ciclo urbano de consumo

Os valores do consumo de combustível são maiores na fase inicial do teste em relação à fase final. Esta característica é atribuída ao maior consumo de combustível em temperaturas menores de trabalho do motor.

5. CONCLUSÃO

Os estudos iniciais realizados focaram na validação do modelo numérico do sistema de arrefecimento utilizando a bomba de água com acionamento mecânico por meio da comparação dos resultados da simulação com as medições disponíveis para o veículo real.

Os resultados obtidos através das simulações do sistema de arrefecimento do motor comprovam, em linhas gerais, que o objetivo inicial proposto pelo estudo, ou seja, a capacidade de simular este sistema, foi atingido. A existência de uma correspondência entre os valores de temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor em diversas condições e o consumo de combustível nos ciclos urbano e rodoviário mostra que o modelo numérico está matematicamente confiável para futuras análises de outros tipos de acionamento da bomba de água.

A vazão do líquido de arrefecimento imposto pela bomba de água obtida no modelo numérico em rotações constantes foi comparada com os valores fornecidos pelo fabricante. A margem de erro entre os valores obtidos no modelo numérico e a bomba real foi pequena em todas as condições de trabalho. Pode-se afirmar que os valores da vazão do líquido de arrefecimento obtidos através do modelo numérico em qualquer condição representam adequadamente o comportamento do sistema real.

As maiores divergências entre os resultados obtidos através de simulação e medições com o veículo real foram encontrados durante o comparativo na condição de subida de serra e velocidade máxima. Como citado na análise dos resultados, há diferenças nas temperaturas do líquido de arrefecimento que sai do motor durante o período inicial do teste, sendo esta diferença atribuída à maior capacidade térmica das peças do motor no veículo real. Também é possível afirmar que há diferenças nas condições de realização do teste de velocidade máxima entre o sistema real e o simulado. No teste real a variação de velocidade no início do teste é realizada com uma aceleração progressiva do veículo. No sistema simulado não há variações da velocidade no início do teste nem uma aceleração progressiva até a velocidade máxima. Porém, considera-se que a diferença entre os valores é pequena e está dentro do tolerável, sendo menor que 10% de erro.

Os valores de temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor obtidos no final de cada ensaio estão próximos e em alguns casos iguais. O aumento de temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor durante o período de aquecimento do motor na comparação da condição de marcha-lenta também se aproxima bem dos resultados experimentais. Sendo assim, pode-se afirmar que a temperatura de trabalho e o período de aquecimento do motor “warm-up” em qualquer condição podem ser bem caracterizados através do modelo numérico.

O consumo de combustível encontrado no modelo do veículo simulado está próximo ao encontrado no modelo do veículo real, tornando o modelo numérico apropriado para análise de qualquer proposta ou modificação no sistema de arrefecimento que influencie o consumo de combustível do veículo.

A proposta de melhoria sugerida por este trabalho é a implementação de uma bomba de água com acionamento elétrico gerenciada por um controlador PID através da observação da temperatura do líquido de arrefecimento. A temperatura de trabalho a ser mantida pelo controlador foi especificada em 105°C por ser uma temperatura de trabalho acima da encontrada no sistema real. O aumento da temperatura de trabalho proporciona redução no atrito interno do motor e conseqüentemente uma redução do consumo de combustível. A redução no consumo de combustível do veículo em relação ao modelo de acionamento mecânico da bomba de água é encontrada na maioria dos testes realizados. Não houve alteração nos valores do consumo de combustível nos comparativos para os testes de subida de serra e velocidade máxima, devido às temperaturas de trabalho do motor serem próximas nos dois tipos de acionamento.

A maior redução no consumo de combustível encontrada foi para o comparativo do teste de ciclo urbano, obtendo uma redução de 14,8% no consumo de combustível. O principal motivo da redução é a melhor estabilização da temperatura de trabalho no sistema de acionamento elétrico quando submetido a uma condição de uso com grandes oscilações de carga e incidência do ar no radiador. A oscilação da temperatura no sistema de acionamento elétrico da bomba de água é de pouco mais de 1°C durante a fase em que o motor atinge sua temperatura de trabalho. No sistema com acionamento mecânico da bomba de água esta oscilação supera 13°C. Não foi avaliada a possível redução de eficiência volumétrica dos cilindros do motor nestas condições. Há, provavelmente, a necessidade de uma nova calibração no sistema de injeção e ignição eletrônica do motor para que seja melhor adaptado à temperatura de trabalho de 105°C.

Diferentemente do esperado, não houve redução no período de aquecimento do motor “warm-up” no sistema de acionamento elétrico. Não há influência da vazão do líquido de arrefecimento durante o período de aquecimento do motor “warm-up”, quando a válvula termostática está fechada. Um fator que pode explicar este comportamento é o fato de não se considerar no presente trabalho a transferência de calor nos componentes do sistema de recirculação do líquido de arrefecimento do motor. Porém, pode-se afirmar que é um fator de pequena influência, visto que há pouca diferença no período de aquecimento “warm-up” durante o teste de validação para a condição de marcha-lenta entre o sistema do veículo simulado e do sistema do veículo real. Sendo assim, pode-se concluir que haveria pequena ou nenhuma redução no período de aquecimento “warm-up” na aplicação da bomba de água de acionamento elétrico num veículo real em qualquer condição de utilização, para configuração analisada.

A idéia inicial de propor redução nas dimensões do radiador através do uso de uma bomba de água com acionamento elétrico foi descartada. Não houve redução da temperatura de trabalho do motor durante a condição mais crítica, o teste de subida de serra com o uso da bomba de água com acionamento elétrico. Pode-se afirmar que a capacidade de transferência de calor do radiador do veículo estudado nesta condição está limitada pela capacidade de transferência de calor do lado externo, ou seja, pelas características do trocador e pela vazão de ar disponível nesta condição.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AP, N. S. e GOLM, N. C. **New concept of engine cooling system(Newcool)**. SAE 971775, 1997.

BLOOM, C. Understanding heat soak, CJB fire consultants. **Auto mechanics fundamentals**, 1995. Disponível em: <<http://cjbfire.com/Heatsoak.pdf>>. Acesso em: 19 nov. 2009.

BORETTI, A. et al. **Comparison of static and dynamic engine models on the transient performance of a passenger vehicle powertrain**. FISITA F2008-12-287, 2008.

BOSCH, Robert. **Automotive Handbook**. Warrendale: SAE, 2007

BRACE, C. ET al. **Integrated Cooling Systems for Passenger Vehicles**. SAE01HX-8, 2001.

CHO, H. et al. **Application of controllable electric coolant pump for fuel economy and cooling performance improvement**. Journal of engineering for gas turbines and power, Vol.129, p. 239-244 January 2007.

CHOUKROUN, A; CHANFREAU M. **Automatic control of electronic actuators for an optimized engine cooling thermal management**. SAE 2001-01-1758, 2001.

CORRADINI, F. **Efeito da temperatura do líquido de arrefecimento na produção de emissões poluentes de motor de ignição por faísca**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). São Paulo: Boletim técnico da escola Politécnica da USP BT/PME/0614, 2006

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal combustion engines**. New York: John Wiley & Sons, 2001.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-Suite Flow Reference Manual**, versão 6.1. Westmont, 2004.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. Massachusetts: McGraw-Hill, 1988.

INCROPERA, Frank P. ; WITT, David P. De. **Transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2003

KAYS, W.M; LONDON, A.L; **Compact Heat Exchangers**. New York: McGraw-Hill, 1984

OGATA, Katsuhiro. **Engenharia de controle moderno**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2000.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the internal combustion engine**, New Jersey: Prentice Hall, 2004.

RIBEIRO, E.G; FILHO, A.P.A; MEIRA, J.L.C. **Electric water pump for engine cooling**. SAE 2006-01-2862, 2006.

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engine**. Warrendale: SAE, 1999.

APÊNDICE A – CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DO MOTOR EM (g/h)

	Rotação (rpm)											
	760	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
0	991	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	991	1516	2320	2298	3140	3538	4256	5616	5985	7148	8592	5115
1	991	1729	2605	2702	3589	4189	4947	6270	6899	7813	9625	10556
1,5	991	1928	2891	3107	4090	4748	5692	6960	7647	8894	10750	12634
2	991	2141	3176	3511	4411	5446	6596	7500	8561	9725	11583	16292
2,5	991	2354	3461	3910	4933	6051	7288	8280	9476	10639	12667	19616
3	991	2620	3770	4336	5414	6656	7873	8880	10307	11554	13833	20780
3,5	991	2833	4010	4708	5935	7168	8512	9540	11138	12801	14833	19949
4	991	3046	4289	5134	6416	8006	9203	10200	12219	14047	15833	19284
4,5	991	3258	4628	5586	6777	8751	9895	10800	13382	14962	17417	19616
5	991	3445	4947	5958	7259	9496	10320	11940	14712	16125	18500	20946
5,5	991	3671	5286	6277	7860	9961	11118	13080	15377	17289	19833	22276
6	991	3950	5526	6729	8422	10520	12023	14100	16375	18370	21250	23523
6,5	991	4136	5905	7182	9023	11078	12661	14820	17289	19616	22583	25019
7	991	4203	6304	7634	9304	11497	13352	15540	17954	21029	23750	26682
7,5	991	4322	6543	8113	9865	11963	14097	16320	18785	22193	24750	33747
8	991	4641	6683	8618	10266	12568	14682	17460	19533	23191	25917	34079
8,5	991	4802	7142	9017	11028	13359	15321	18660	20531	24188	32083	36689
9	991	4991	7401	9469	11550	14616	16012	19140	22276	25934	32167	39299
9,5	991	5180	7858	10140	12031	14895	17608	20040	23191	26848	34283	41909
10	991	5369	8182	10616	12953	18153	18273	23820	27928	28028	36400	44519
10,5	991	5557	8506	11092	15319	18922	19219	19140	29258	29208	38517	47129
11	991	5746	8831	11568	16723	20388	20167	20040	31569	30389	40633	49739

APÊNDICE B – CALOR REJEITADO PELO MOTOR (KW)

	Rotação (rpm)											
	760	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
0	5,28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	6,43	6,43	10,41	10,28	12,16	13,34	15,07	20,35	21,85	24,94	29,86	34,01
1	6,68	6,68	10,41	10,28	12,16	13,67	15,65	20,35	21,85	24,77	29,86	34,01
1,5	6,88	6,88	10,41	10,28	12,16	14,41	16,38	20,35	21,94	24,59	29,86	33,5
2	7,13	7,13	10,41	10,28	12,34	15,16	17,03	19,97	21,94	24,16	29,96	32,87
2,5	7,39	7,39	10,41	10,47	12,46	15,76	17,83	19,59	21,85	23,9	29,86	31,98
3	7,58	7,58	10,41	10,65	12,64	16,37	17,83	19,59	21,94	23,99	29,96	32,23
3,5	7,83	7,83	10,51	10,93	12,94	16,91	17,75	19,14	21,85	25,11	29,96	33,38
4	8,06	8,06	10,66	11,16	13	17,31	17,83	18,76	22,76	25,97	30,46	34,52
4,5	8,22	8,22	10,79	11,35	13,3	17,58	17,83	18,99	23,77	26,66	31,07	35,28
5	8,47	8,47	10,94	11,58	13,53	18,05	17,61	19,82	24,97	27,01	31,78	35,28
5,5	8,63	8,63	11,08	11,81	14,07	17,92	18,04	20,89	25,33	27,36	32,59	35,66
6	8,79	8,79	11,19	12,28	14,43	17,51	18,55	21,72	25,61	27,79	33,4	36,04
6,5	9,05	9,05	11,65	12,7	14,91	17,24	18,84	21,65	26,07	28,82	34,41	35,91
7	9,05	9,05	12,1	13,07	14,96	17,18	19,06	21,42	26,16	29,94	34,71	37,82
7,5	9	9	12	13,49	14,73	17,24	19,42	21,8	25,61	31,15	33,6	50,89
8	9,85	9,85	11,88	14	14,67	18,05	19,28	23,16	24,97	30,38	35,02	50,89
8,5	9,85	9,85	12,61	14,65	15,5	20,54	19,35	24,53	25,52	29,6	42,71	50,89
9	9,85	9,85	12,36	15,72	16,16	19,53	19,28	23,92	27,9	32,19	42,71	50,89
9,5	9,85	9,85	12,36	18,33	16,16	26,61	22,03	24,3	28,27	32,19	42,71	50,89
10	9,85	9,85	12,36	18,33	17,65	26,61	30,51	30,68	38,73	32,19	42,71	50,89
10,5	9,85	9,85	12,36	18,33	22	26,61	30,51	30,68	38,73	32,19	42,71	50,89
11	9,85	9,85	12,36	18,33	22	26,61	30,51	30,68	38,73	32,19	42,71	50,89

APÊNDICE C – EFETIVIDADE DO RADIADOR

		Vazão do líquido de arrefecimento (m ³ /s)															
		0	1.0E-4	3.0E-4	5.0E-4	7.0E-4	9.0E-4	0.0011	0.0013	0.0015	0.0017	0.0019	0.0021	0.0023	0.0025	0.0027	0.0029
Vazão de ar em (m ³ /s)	0	0,1396	0,1396	0,0882	0,0536	0,0385	0,0301	0,0246	0,0209	0,0181	0,0160	0,0143	0,0130	0,0118	0,0109	0,0101	0,0094
	0.1	0,2466	0,2466	0,0882	0,0536	0,0385	0,0301	0,0246	0,0209	0,0181	0,0160	0,0143	0,0130	0,0118	0,0109	0,0101	0,0094
	0.2	0,3862	0,3862	0,1493	0,0922	0,0667	0,0522	0,0429	0,0364	0,0316	0,0280	0,0250	0,0227	0,0207	0,0191	0,0177	0,0165
	0.3	0,4758	0,4758	0,1962	0,1229	0,0894	0,0702	0,0578	0,0492	0,0427	0,0378	0,0339	0,0307	0,0281	0,0259	0,0240	0,0223
	0.4	0,5478	0,5478	0,2344	0,1486	0,1087	0,0857	0,0707	0,0602	0,0524	0,0463	0,0416	0,0377	0,0345	0,0318	0,0295	0,0275
	0.5	0,6051	0,6051	0,2666	0,1709	0,1256	0,0993	0,0821	0,0699	0,0609	0,0540	0,0484	0,0439	0,0402	0,0371	0,0344	0,0320
	0.6	0,6506	0,6506	0,2943	0,1906	0,1407	0,1115	0,0923	0,0788	0,0687	0,0609	0,0547	0,0496	0,0454	0,0419	0,0388	0,0362
	0.7	0,6876	0,6876	0,3185	0,2083	0,1544	0,1227	0,1017	0,0869	0,0758	0,0673	0,0604	0,0549	0,0502	0,0463	0,0430	0,0401
	0.8	0,7184	0,7184	0,3400	0,2243	0,1670	0,1329	0,1104	0,0944	0,0824	0,0732	0,0658	0,0597	0,0547	0,0505	0,0468	0,0437
	0.9	0,7445	0,7445	0,3592	0,2390	0,1786	0,1425	0,1185	0,1014	0,0886	0,0787	0,0708	0,0643	0,0589	0,0544	0,0505	0,0471
	1	0,7667	0,7667	0,3778	0,2525	0,1894	0,1514	0,1261	0,1080	0,0945	0,0839	0,0755	0,0686	0,0629	0,0581	0,0539	0,0503
	1.1	0,7860	0,7860	0,3969	0,2650	0,1995	0,1598	0,1332	0,1142	0,1000	0,0889	0,0800	0,0727	0,0667	0,0616	0,0572	0,0533
	1.2	0,8028	0,8028	0,4146	0,2766	0,2089	0,1677	0,1400	0,1202	0,1052	0,0936	0,0843	0,0766	0,0703	0,0649	0,0603	0,0563
	1.3	0,8175	0,8175	0,4310	0,2875	0,2178	0,1752	0,1464	0,1258	0,1102	0,0981	0,0883	0,0804	0,0737	0,0681	0,0632	0,0590
	1.4	0,8306	0,8306	0,4464	0,2977	0,2263	0,1823	0,1526	0,1311	0,1150	0,1024	0,0922	0,0839	0,0770	0,0711	0,0661	0,0617
	1.5	0,8422	0,8422	0,4608	0,3073	0,2343	0,1891	0,1584	0,1363	0,1196	0,1065	0,0960	0,0874	0,0802	0,0741	0,0688	0,0643

APÊNDICE D – DEDUÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO DO LADO DO AR

O escoamento de ar através do radiador pode ser aproximado como um escoamento interno entre placas paralelas, pois as aletas correspondem à maior parte da área de transferência de calor. Nestas condições, segundo Incropera e De Witt (2003), o número de Nusselt pode ser correlacionado através de equações do tipo apresentado em (D.1).

$$Nu_d = \frac{h_{ar} \cdot D_{ar}}{k_{ar}} = C \cdot Re_{ar}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (D.1)$$

Onde k_{ar} é a condutividade térmica do ar e D_{ar} o diâmetro hidráulico, que para o caso de placas paralelas é dado pelo dobro da distância entre as placas (aletas).

Isolando o coeficiente de transferência de calor, obtem-se a equação (D.2).

$$h_{ar} = C1 \cdot Re_{ar}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (D.2)$$

Onde a constante C1 é dada pela equação (D.3).

$$C1 = C \cdot \frac{k_{ar}}{D_{ar}} \quad (D.3)$$

Isolando o coeficiente de transferência de calor e o número de Reynolds é possível criar uma relação direta, através de uma constante, entre o coeficiente de transferência de calor e o número de Reynolds, conforme mostra a equação (D.4):

$$h_{ar} = C2 \cdot Re_{ar}^m \quad (D.4)$$

Onde a constante C2 é dada pela equação (D.5).

$$C2 = C1 \cdot Pr^{1/3} \quad (D.5)$$

Segundo Kays e London, o número de Reynolds para trocadores compactos é definido pela equação (D.6).

$$Re_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot Dh_{ar}}{\sigma \cdot A_{fr} \cdot \mu_{ar}} \quad (D.6)$$

Onde Dh_{ar} é o passo entre as aletas, μ_{ar} a viscosidade dinâmica do ar, ρ_{ar} a massa específica do ar, A_{fr} a área frontal do trocador de calor em m^2 , \dot{m}_{ar} a vazão mássica do ar e σ a relação entre a área livre e área frontal do trocador de calor.

Isolando a vazão mássica de ar e substituindo na equação (D.4), obtem-se a equação (D.7) utilizada nos cálculos da efetividade do radiador:

$$h_{ar} = C3 \cdot \dot{m}_{ar}^m \quad (D.7)$$

Sendo:

$$C3 = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot Dh_{ar}}{\sigma \cdot A_{fr} \cdot \mu_{ar}} \cdot C2 \quad (D.8)$$

O expoente m da equação (D.7) está relacionado ao regime de escoamento do ar pelo radiador. Levando em conta o passo entre as aletas de 1,15mm e a vazão máxima de 1,5 kg/s, quando o veículo está em velocidade máxima, obtem-se um número de Reynolds de 783, ou seja, regime de escoamento laminar. Portanto, segundo Incropera e De Witt (2003), o expoente m utilizado na equação D.7 deve ser 0,5, resultando na equação (D.9).

$$h_{ar} = C3 \cdot \dot{m}_{ar}^{0,5} \quad (D.9)$$

O coeficiente C3 foi ajustado a partir da comparação da resposta do modelo com as medições experimentais disponíveis. O ajuste buscou utilizar uma condição de operação em que a temperatura de trabalho do motor fosse mantida estável por um período de tempo razoável. O resultado final é mostrado pela equação (3.23):

$$h_{ar} = 75 \cdot \dot{m}_{ar}^{0,5} \quad (3.23)$$

APÊNDICE E – DEDUÇÃO DO NÚMERO DE REYNOLDS EM DUTO DE SEÇÃO UNIFORME

A equação (E.1) mostra o modo usual e normalmente utilizado para o número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot \rho_{liq} \cdot Dh}{\mu} \quad (E.1)$$

Onde v é a velocidade média do escoamento no interior do duto, ρ_{liq} a massa específica do fluido em kg/m^3 e Dh o diâmetro hidráulico. Para o caso particular dos tubos de passagem do líquido de arrefecimento do radiador, o diâmetro hidráulico é o diâmetro interno dos tubos.

A vazão mássica do fluido no interior do duto pode ser definida através da equação (E.2):

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (E.2)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido no interior do duto e A a área da seção transversal do duto.

Para um duto de seção circular, a equação (E.2) pode ser escrita de outra forma conforme mostra a equação (E.3):

$$\dot{m} = \rho_{liq} \cdot v \cdot Dh \cdot (\pi \cdot Dh / 4) \quad (E.3)$$

Isolando a massa específica, obtém-se a equação (E.4):

$$\rho_{liq} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{v \cdot Dh \cdot \pi \cdot Dh} \quad (E.4)$$

Substituindo a equação (E.4) na equação (E.1), obte-se a equação (E.5):

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{v \cdot Dh \cdot \pi \cdot Dh} \cdot \frac{v \cdot Dh}{\mu_{liq}} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot Dh \cdot \mu_{liq}} \quad (E.5)$$

ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO MOTOR

Cilindrada	1600 cm ³
Taxa de compressão	12,2:1
Cilindros	4
Válvulas por cilindro	2
Potência máxima	60,2 kW
Rotação de potência máxima	5000 rpm
Torque máximo	130 Nm
Rotação de torque máximo	3000 rpm
Rotação de marcha-lenta	760 rpm
Momento de inércia do motor	0,1758 kg/m ²
Combustível	Etanol
Poder calorífico inferior do combustível	5970 cal/g
Densidade do combustível	809 kg/m ³
Líquido de arrefecimento	Mistura de 50% de etileno-glicol e 50% água
Volume de líquido de arrefecimento no interior do motor	1,52 L
Volume estrutural do motor	10,42 L
Área superficial externa do motor	0,785 m ²
Coefficiente de transferência de calor por convecção do motor	10 W/m ² *K
Emissividade do motor	0,6

Fonte: Fabricante

ANEXO B – DADOS DA BOMBA DE ÁGUA

Rotação (rpm)	Vazão (l/s)	Pressão (bar)
1000	0,262	0,1
1000	0,4	0,09
2000	0,58	0,25
2000	0,91	0,25
3000	0,889	0,52
3000	1,42	0,52
4000	1,212	0,92
4000	1,94	0,91
5000	1,542	1,42
5000	2,46	1,4
6000	1,818	1,93
6000	2,85	1,87

Fonte: Fabricante

ANEXO C – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO VEÍCULO:

Massa	1119 kg
Capacidade de carga máxima	460 kg
Área frontal	2,07 m ²
Coefficiente aerodinâmico	0,35
Caixa de transmissão	Acionamento manual, 5 marchas
Relação de 1ª marcha	3,455:1
Relação de 2ª marcha	1,954:1
Relação de 3ª marcha	1,281:1
Relação de 4ª marcha	0,927:1
Relação de 5ª marcha	0,74:1
Relação de diferencial	4,188:1
Medida dos pneus	195/55 R 15''

Fonte: (Fabricante)