

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA

Cálculo da vazão de ar mínima no radiador de um automóvel: estudo de caso

São Caetano do Sul

2013

Rafael Oliveira Papais

Cálculo da vazão de ar mínima no radiador de um automóvel: estudo de caso

Monografia apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Automotiva, da Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia para obtenção do título de Especialista.

Orientador: Ms. João Carlos Martins Coelho

São Caetano do Sul

2013

Papais, Rafael Oliveira

Cálculo da vazão de ar mínima no radiador de um automóvel: estudo de caso.33p.

Monografia — Especialização em Engenharia Automotiva. Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2013.

Orientador: Ms. João Carlos Martins Coelho

1. Engenharia Automotiva 2. Sistema de arrefecimento 3. Trocadores de calor. II. Instituto Mauá de Tecnologia. Centro Universitário. Centro de Educação Continuada. III. Título.

RESUMO

Propõe-se avaliar a mínima vazão de ar necessária no radiador de um veículo em uma fase bastante preliminar do desenvolvimento. Sendo assim, não serão utilizados dados de trocadores de calor, mas somente as limitantes de projeto para que se atenda aos requisitos mínimos de desempenho de arrefecimento de motor e temperatura no cofre do motor, evitando o seu superaquecimento em condições severas de uso. Esse dado é de suma importância nas fases avançadas de desenvolvimento, pois ele irá auxiliar os engenheiros e *designers* a dimensionar o tamanho e a localização ideal da abertura no para-choque frontal. Busca-se também um equilíbrio com a aerodinâmica do veículo, pois, embora para o radiador quanto maior a vazão de ar, melhor seu desempenho (até o seu limite de troca térmica), do ponto de vista aerodinâmico, uma grade mal dimensionada resulta em maior arrasto, implicando em maior consumo de combustível, redução na velocidade máxima, entre outros impactos. Devido à impossibilidade de se comparar os dados obtidos com o resultado de teste físico, um veículo similar e validado é usado como parâmetro de comparação.

Palavras-chave: Arrefecimento do motor. Vazão de ar. Temperatura no cofre do motor

ABSTRACT

The objective of this study is calculate the minimum airflow required at the radiator core in order to cool the engine, in an early vehicle development phase, also called as advanced phase. So, because of that, heat exchangers performance curves are not available yet and cannot be used for the development. Instead, the project characteristics and limitations, such as maximum temperatures allowed at the engine cooling system and in the under hood, will be used to guarantee that the vehicle performance requirements are all met, avoiding it to overheat in extreme conditions. Also, calculating the minimum required airflow in an early stage can be very useful for Studio and Aerodynamics teams, giving them freedom to work in the car visual theme, looking for a balance between aero drag and cooling performance. If we have more airflow than the necessary at the radiator, we will probably increase vehicle drag, increasing fuel consumption and consequently the pollutant emissions, what is not desired nowadays.

Keywords: Powertrain cooling. Airflow. Under hood temperature.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	9
1.1 FASES DO DESENVOLVIMENTO VEICULAR.....	11
2. MÉTODOS DE ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR	13
2.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	13
2.2. MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA.	13
2.3. MÉTODOS DA EFETIVIDADE NUT (ε -NUT).....	15
3. DADOS DE ENTRADA	17
3.1 CÁLCULO DA FORÇA RESISTIVA.....	18
3.1.1 Resistência ao rolamento (F_R)	18
3.1.2 Resistência aerodinâmica (F_A).....	18
3.1.3 Resistência devido à inclinação da pista (F_α)	19
3.1.4 Resistência total	20
3.2 CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR	21
4. CÁLCULO DA VAZÃO.....	26
4.1 CÁLCULO DA EFETIVIDADE DO RADIADOR	28
4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS	31
5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	32
REFERÊNCIAS	33

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Empenho de capital durante a execução do projeto.....	10
Figura 2 - Ciclo de desenvolvimento.....	11
Figura 3 – Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor com escoamento paralelo	14
Figura 4 – Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor com escoamento contracorrente	15
Figura 5 - Forças resistivas.....	17
Figura 6 - Gradiente de rampa.....	19
Figura 7 - Diagrama de Torque	21
Figura 8 - Curva de torque do motor utilizando carga máxima no pedal.....	23
Figura 9 – Dinamômetro de bancada.....	23
Figura 10 - Curva de força trativa pela velocidade do veículo.....	24
Figura 11 - Curva de rejeição térmica e vazão de água do motor	25
Figura 12 - Vista explodida do sistema de arrefecimento	27
Figura 13 – Exemplo de vista em corte dos trocadores de calor	27
Figura 14 - Curvas de coeficiente global de radiador.....	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de entrada.....	20
Tabela 2 – Relação de Transmissão	22
Tabela 3 – Dados de rejeição térmica e vazão de água	25
Tabela 4 – Dados para cálculo da vazão.....	28
Tabela 5 – Cálculo da capacidade térmica	29
Tabela 6 – Comparação entre vazões mássicas de ar	31

1. INTRODUÇÃO

É sabido que um motor de combustão interna disponibiliza energia por calor para o meio quando entra em funcionamento, seja ele originado na combustão ou por outros fatores, como, por exemplo, atritos internos de cilindros, virabrequim e engrenamentos. Tal calor precisa ser rejeitado para o meio ambiente para que o motor trabalhe em sua condição ideal e não sobreaqueça. A transferência de calor para o meio pode acontecer de várias formas – através do bloco do motor para o ambiente, através dos gases do escapamento e principalmente pelo sistema de arrefecimento, onde o calor é, primeiramente, rejeitado para a mistura de água e etileno glicol que, por sua vez, o rejeita por intermédio do radiador por convecção e por radiação para o meio.

O fluxo de ar, que escoa através do radiador e refrigerá o líquido de arrefecimento, normalmente é proveniente das aberturas no para-choque dianteiro (exceto em carros com motor central ou traseiro, os quais não são o foco desse estudo). Após passar pelo radiador, o ar adentra o compartimento do motor servindo também para resfriar alguns componentes como o coletor de exaustão, podendo ao mesmo tempo aquecer e degradar outros componentes, como bateria e alternador, reduzindo sua vida útil e prejudicando o seu desempenho. Por esses motivos, é necessário e extremamente importante que a mínima vazão de ar requerida seja garantida pelo projeto do veículo, o que inclui o desenho das aberturas frontais, disposição dos componentes, entre outros.

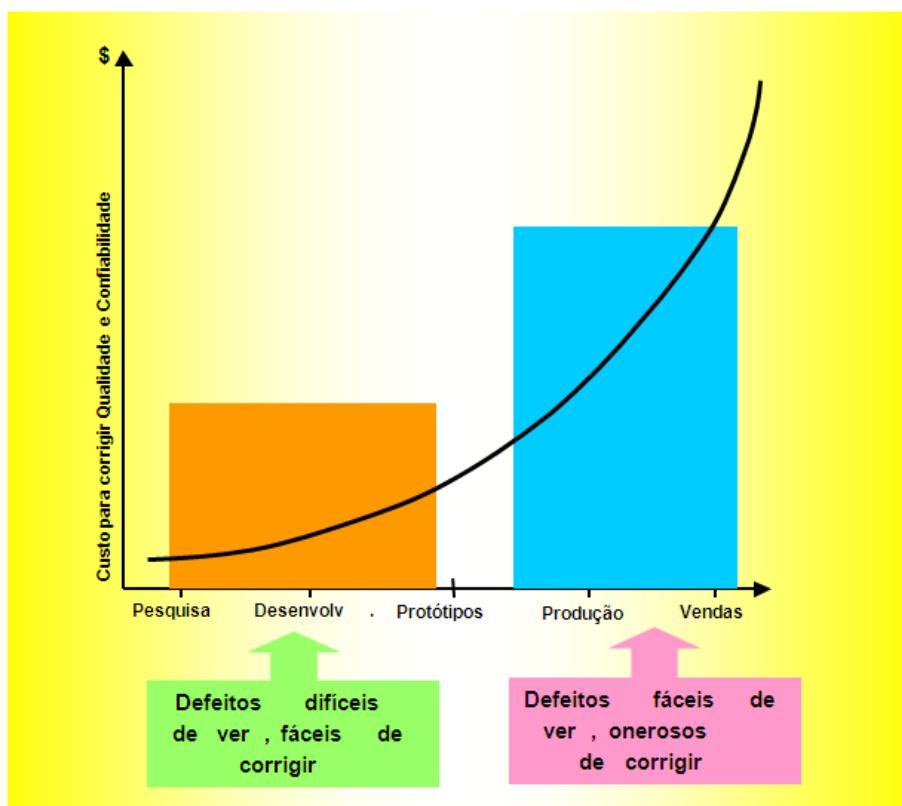
Ademais, em tempos de grande preocupação com as questões ambientais, tais aberturas tem enorme influência neste quesito, posto que, o consumo de combustível e a consequente emissão de poluentes estão diretamente ligados ao desempenho aerodinâmico do veículo. Logo, a abertura deve ser dimensionada de tal forma que satisfaça, ao mesmo tempo, o sistema de arrefecimento, a máxima temperatura do ar que sai do radiador, o desempenho aerodinâmico e ainda possua um apelo visual para o consumidor.

Uma vantagem de se conhecer a mínima vazão de ar requerida no radiador logo na fase de desenvolvimento avançado do projeto é proporcionar maior liberdade para que o Estúdio, juntamente com o departamento de estudos aerodinâmicos, possam trabalhar na definição do tema visual. Nos projetos mais antigos, quando ainda não existiam métodos confiáveis de cálculo, utilizavam-se recursos como a área mínima de abertura do para-choque delimitada pela área projetada dos trocadores, o que acabava limitando a capacidade de criação do Estúdio e reduzindo o desempenho aerodinâmico.

Atualmente, a cada proposta de desenho frontal e de aberturas de para-choque feita pelo Estúdio, uma simulação virtual 3D via CFD é feita para garantir que a mínima vazão de ar seja atingida, evitando uma possível degradação no desempenho do sistema. Obviamente, tais simulações só são possíveis quando o projeto atinge uma fase mais madura, posteriormente ao que esse estudo se dedica.

Além disso, qualquer alteração necessária de projeto na fase inicial não implica em custos para a companhia, uma vez que, trabalhando-se com componentes virtuais, dispensam-se os investimentos em peças e ferramentais. Se o dimensionamento não for feito de maneira robusta no início, o risco de ocorrerem problemas nos testes de validação são grandes, trazendo, consequentemente, elevado custo para reparo, conforme demonstrado graficamente na Figura 1.

Figura 1 - Empenho de capital durante a execução do projeto



FONTE: Adaptado de FIORAVANTI, 2005

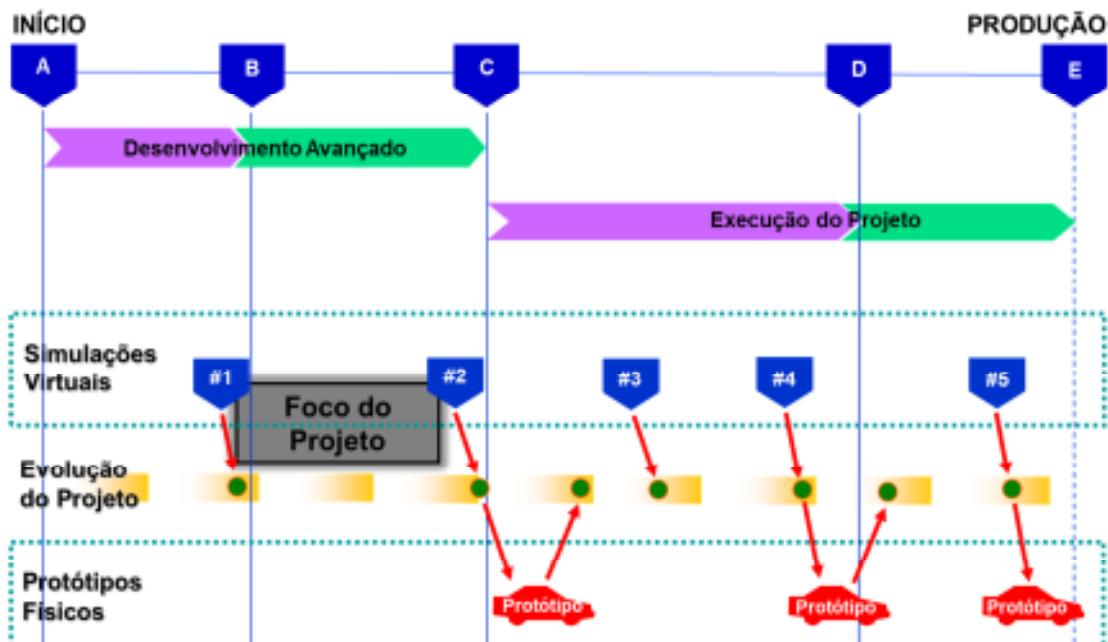
1.1 FASES DO DESENVOLVIMENTO VEICULAR

A montadora possui um ciclo de desenvolvimento dividido basicamente em duas etapas: o desenvolvimento avançado, que lança mão de ferramentas virtuais, e, posteriormente, a execução, onde já se tem os fornecedores nomeados e começa-se a montagem e validação dos protótipos.

O desenvolvimento avançado é dividido em várias fases e, entre elas, existem pontos de checagem (representados pelas letras A, B e C na Figura 2) em que vários requisitos técnicos e financeiros devem ser atendidos para que se possa dar continuidade ao projeto. Esses pontos de checagem são conhecidos dentro das empresas como *Gates*, e é justamente nessa fase avançada, onde o veículo só existe virtualmente, que esse estudo se aplica. Já na fase de execução, os *Gates* continuam acontecendo (letras D e E na Figura 2), mas são utilizados resultados de testes com protótipos para correlacionar e validar as simulações virtuais. Esse ciclo ocorre até o início da produção.

Na Figura 2 é possível visualizar o ciclo de desenvolvimento de forma didática.

Figura 2 - Ciclo de desenvolvimento



Ciclos virtuais Integrados: reduzem a necessidade de protótipos físicos

De forma geral, na fase de execução do projeto, são realizados os testes físicos de acordo com as normas pré-estabelecidas que visam atender a necessidade de cada mercado onde o veículo será vendido. Tais condições definem, por exemplo, temperatura, velocidade, etc. em que os sistemas do veículo devem ser testados e cada montadora possui uma estratégia para definir tais condições, como por exemplo, características ambientais, condições de tráfego, condições do pavimento, etc.

Essa é a hora também onde todos os componentes desenvolvidos na fase virtual são colocados fisicamente a prova, e o ideal é que o mínimo de alterações sejam feitas, pois o custo das alterações será muito grande visto que as ferramentas necessárias para a produção das peças já foram produzidas. Por esse motivo, além do curto período entre os testes e o lançamento do veículo, é de suma importância que o desenvolvimento virtual possua uma alta confiabilidade, restando aos testes físicos a missão somente de validar os resultados e não o de desenvolver componentes.

2. MÉTODOS DE ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR

Dois procedimentos foram desenvolvidos para efetuar a análise de trocadores de calor, o método DTML (Diferença de Temperatura Média Logarítmica) e o método do ϵ -NUT (Efetividade NUT). Em qualquer situação, ambos os métodos podem ser utilizados e fornecer resultados equivalentes. Contudo, dependendo da natureza do problema, o método da ϵ -NUT pode ser mais fácil de ser implementado (INCROPERA e DEWITT, 7^a Edição 2012).

2.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente global de transferência de calor U é uma constante de proporcionalidade que multiplicada pela área de troca de calor do radiador e pela diferença de temperatura entre os fluidos fornece a taxa de troca de calor (STOECKER, 1985).

$$Q = U \times A \times (\Delta T) \quad (2.1)$$

Onde:

$$Q = \text{Taxa de calor (W)}$$

$$U = \text{Coeficiente global de transferência de calor (W/m}^2\text{K)}$$

$$A = \text{Área (m}^2\text{)}$$

$$\Delta T = \text{Diferença de temperatura característica do fenômeno que ocorre no radiador (K)}$$

A determinação do coeficiente global de transferência de calor depende de vários fatores construtivos do radiador como a geometria das superfícies, o uso de aletas, a escolha da direção dos escoamentos (paralelo, contracorrente, fluxo cruzado) a quantidade de passes e outros.

2.2. MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

O método relaciona o produto entre o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor e a área de trocador. Consequentemente esse método é comumente usado desde que conhecidas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos.

Em consequência de algumas operações matemáticas, considerando um trocador com escoamento paralelo (Figura 3) e em contracorrente (Figura 4) e as distribuições de temperatura entre as correntes quente e fria, chega-se a:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.2)$$

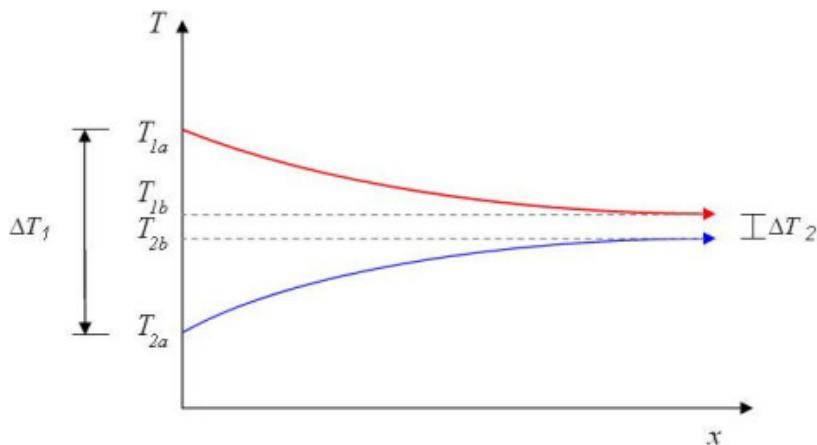
Onde:

ΔT_{ml} = média logarítmica da diferença de temperatura (K)

ΔT_1 = diferença de temperatura na entrada do trocador (K)

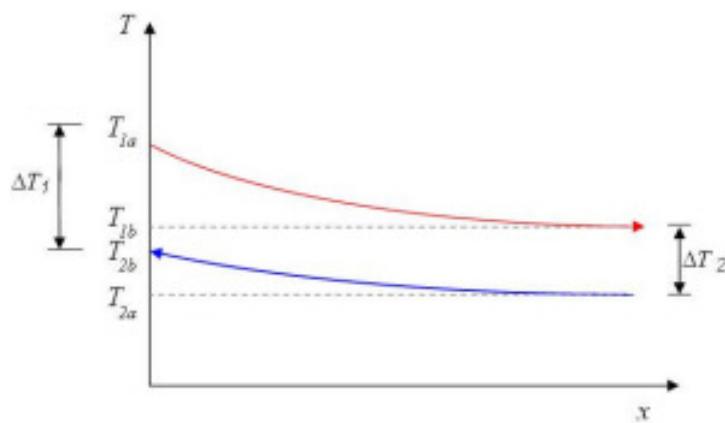
ΔT_2 = diferença de temperatura na saída do trocador (K)

Figura 3 – Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor com escoamento paralelo



FONTE: (adaptado de INCROPERA e DEWITT, 7º Edição 2012)

Figura 4 – Variação de temperatura de um fluido em um trocador de calor com escoamento contracorrente



FONTE: (adaptado de INCROPERA e DEWITT, 7^a Edição 2012)

2.3. MÉTODOS DA EFETIVIDADE NUT (ε -NUT)

Este método é aplicado quando apenas as temperaturas de entrada são conhecidas, levando a uma solução iterativa. A vantagem desse método é apresentar graficamente diversas informações a respeito do desempenho térmico do trocador de calor.

A efetividade de um trocador de calor é definido como sendo a razão entre a troca térmica real e o máximo que poderia ser obtido em trocador teórico de área infinita (INCROPERA e DEWITT, 7^a Edição 2012).

A efetividade pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.3)$$

Onde:

Q_{max} = máxima taxa de calor obtida em um trocador de calor em contracorrente com comprimento finito (INCROPERA e DEWITT, 7^a Edição 2012)

Obtendo-se NUT (Número de Unidades de Troca de Calor) na equação 2.4 (INCROPERA e DEWITT, 7^a Edição 2012):

$$NUT = \frac{U \times A}{c_{min}} \quad (2.4)$$

Onde:

A = área frontal de troca térmica do trocador de calor (m^2)

Onde:

$$Q_{max} = C_{min} \times (T_1 - T_2) \quad (2.5)$$

$$C_{min} = \dot{m} \times c_p \quad (2.6)$$

Onde:

C_{min} = Menor capacidade térmica entre os dois fluidos do trocador

T_1 = Temperatura de entrada do fluido de maior capacidade térmica

T_2 = Temperatura de entrada do fluido de menor capacidade térmica

\dot{m} = Vazão do fluido (kg/s)

c_p = Calor específico a pressão constante (J/kg K)

Na fase inicial do projeto os fornecedores do sistema de arrefecimento do motor ainda não estão definidos, dificultando a realização dos cálculos, pois não se têm as curvas de desempenho térmico necessárias para o dimensionamento dos trocadores, por isso a utilização do método NUT (ϵ -NUT) é o mais indicado para o estudo em questão, baseado em normas internas de cada montadora que estabelecem a temperatura máxima admissível do fluido de arrefecimento do motor.

3. DADOS DE ENTRADA

O objetivo é utilizar os dados do veículo para calcular a força dinâmica resistiva, a qual será um dado de entrada na obtenção da rejeição térmica do motor para a condição determinada de teste.

Para calcular-se a resistência dinâmica do veículo é utilizada a equação 3.1, conforme definido em ROBERT BOSCH, 2000:

$$F_T = F_R + F_A + F_\alpha \quad (3.1)$$

Onde:

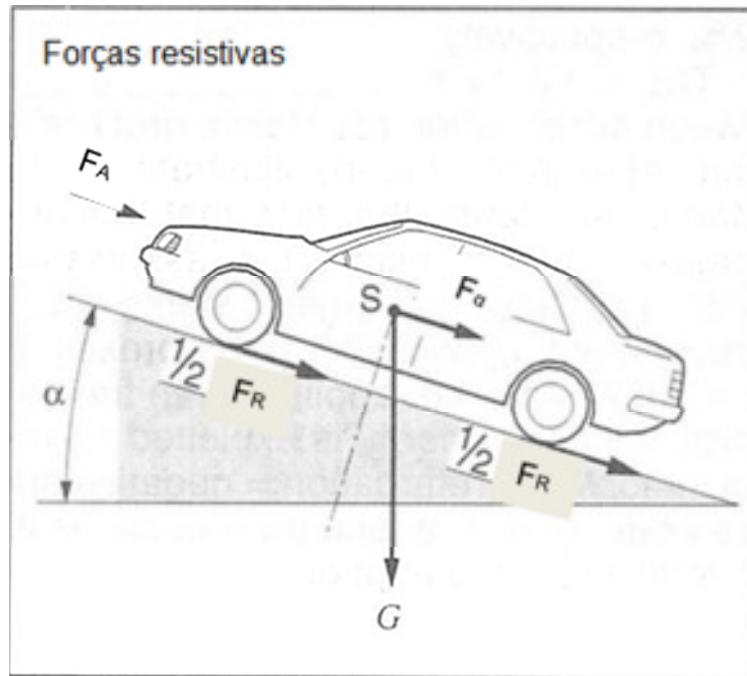
F_T = Resistência total dinâmica (N)

F_R = Resistência ao rolamento (N)

F_A = Resistência aerodinâmica (N)

F_α = Resistência devido a inclinação da pista (N)

Figura 5 - Forças resistivas



FONTE: Adaptado de ROBERT BOSCH, 2000

3.1 CÁLCULO DA FORÇA RESISTIVA

3.1.1 Resistência ao rolamento (F_R)

De acordo com Robert Bosch, a resistência ao rolamento pode ser definida como produto do processo da deformação do pneu devido ao contato com o solo. O aumento da resistência ao rolamento é diretamente proporcional ao seu nível de deformação e inversamente proporcional ao raio do pneu, podendo ser calculado da seguinte forma:

$$F_R = f \times m \times g \quad (3.2)$$

Onde:

F_R = Resistência ao rolamento (N)

f = Coeficiente de resistência ao rolamento

m = massa do veículo carregado (kg)

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

3.1.2 Resistência aerodinâmica (F_A)

Resistência aerodinâmica é a força resistiva criada pelo ar ao movimento do carro, e pode ser calculada da seguinte forma:

$$F_A = 0,0386 \times \rho \times c_d \times A \times (V + V_0)^2 \quad (3.3)$$

Onde:

F_A = Resistência aerodinâmica (N)

ρ = Massa específica do ar (kg/m^3)

c_d = Coeficiente de arrasto

A = Área frontal (m^2)

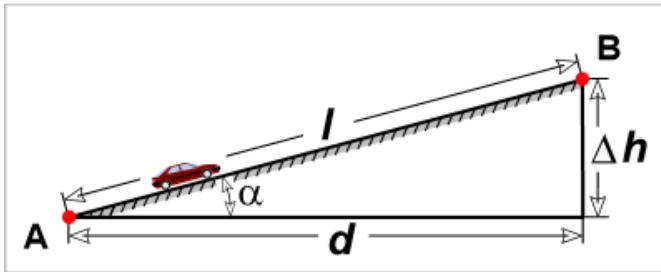
V_0 = Velocidade inicial (km/h)

V = Velocidade final (km/h)

3.1.3 Resistência devido à inclinação da pista (F_α)

É a força resistiva criada pela decomposição da força normal no plano da pista (conforme pode ser visto na Figura 5. Normalmente o gradiente de rampa é dado em porcentagem (%) e é calculado utilizando-se a equação 3.4.

Figura 6 - Gradiente de rampa



$$p = 100 \times \frac{\Delta h}{d} = 100 \times \tan \alpha \quad (3.4)$$

Onde:

p = gradiente de rampa (%)

Δh = elevação total (m)

d = distância percorrida (m)

α = ângulo da rampa ($^{\circ}$)

Após o cálculo do ângulo de rampa, é possível calcular força resistiva utilizando-se a seguinte equação:

$$F_\alpha = m \times g \times \sin \alpha \quad (3.5)$$

Para gradientes menores de 20% é possível fazer a seguinte relação direta, visto que para ângulos pequenos $\sin \alpha \approx \tan \alpha$:

$$F_\alpha = 0,01 \times m \times g \times p \quad (3.6)$$

F_α = Força resistiva devido à inclinação da pista (N)

m = massa do veículo (kg)

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

α = ângulo da rampa ($^{\circ}$)

p = gradiente de rampa (%)

3.1.4 Resistência total

Com os valores obtidos, utilizando-se o método acima, é possível calcular a resistência total do veículo e consequentemente a potência necessária para executar o teste, o que será demonstrado na sequência. Dessa forma, é possível saber em que ponto o motor está trabalhando, qual a marcha utilizada e a quantidade de energia térmica que está sendo rejeitada no sistema de arrefecimento, o que será feito no item 3.2.

A fim de restringir o trabalho, será estudada apenas uma condição de teste, conforme definido abaixo. Essa condição foi escolhida por fazer parte dos requerimentos do veículo estudado e normalmente se mostra uma condição crítica em termos de carga térmica do motor, visto que, para executá-la, é necessária uma potência mecânica relativamente alta (assim como a carga térmica) e, além disso, o motor trabalha em baixa rotação, gerando uma menor vazão de água. Porém, no desenvolvimento de um veículo, várias combinações de carga, velocidade e rampa precisam ser estudadas, se adequando à necessidade de cada mercado onde será comercializado.

A condição operacional a ser estudada é definida por intermédio dos dados constantes da Tabela 1.

Tabela 1 – Dados de entrada

Velocidade	90 km/h
Gradiente de rampa	7,2%
Massa do veículo	1200 kg
Coeficiente de resistência ao rolamento	0,007
Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
Massa específica do ar	1,2 kg/m ³
Coeficiente de arrasto	0,33
Área frontal	2,366 m ²

Nesta condição de operação, a força resistiva total é igual a:

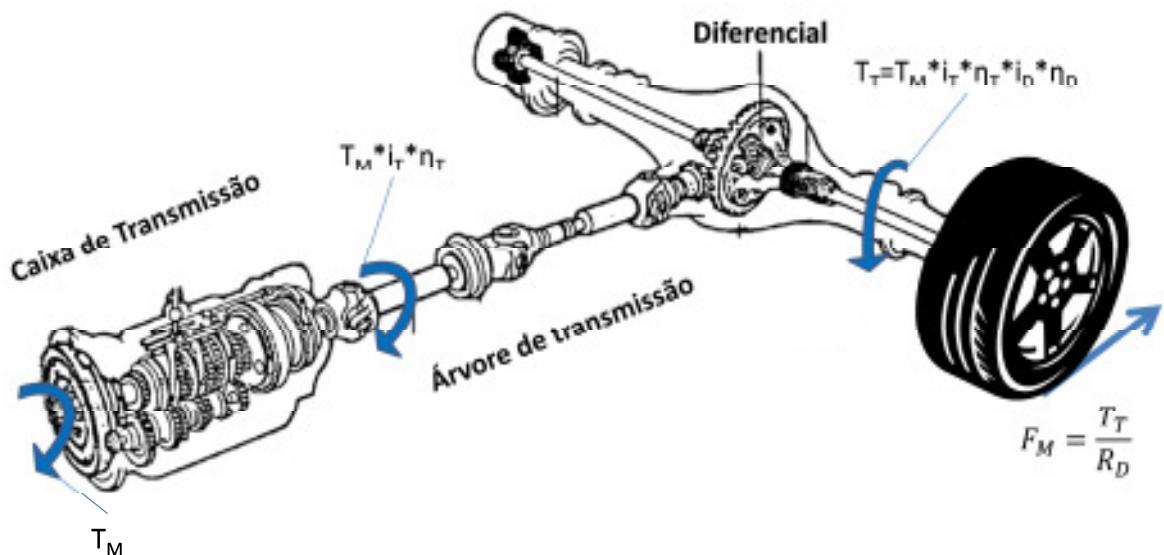
$$F_T = 1227 \text{ N}$$

3.2 CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR

Como já estabelecido, conhecendo-se as condições previamente calculadas de carga é possível calcular o trabalho executado pelo motor, em qual rotação e marcha, assim como a quantidade de calor que é rejeitada para o sistema de arrefecimento.

Para tanto, é necessário calcular a força disponível na roda, que é produto do torque do motor multiplicado pelas relações de transmissão e do diferencial em cada marcha. Como exemplo, observa-se o processo de transmissão de torque até a roda na Figura 7.

Figura 7 - Diagrama de Torque



FONTE: Adaptado de ARGACHOY

Onde:

T_M = Torque gerado pelo motor (Nm)

i_T = Relação de transmissão

η_T = Eficiência da transmissão

T_T = Torque transmitido para as rodas (Nm)

I_D = Relação do diferencial

η_D = Eficiência do diferencial

i_T = Relação de transmissão

F_M = Força motriz (N)

R_D = Raio dinâmico do pneu

A seguir, são apresentados os dados de relação de transmissão para cada marcha e também para o diferencial. Além disso, a eficiência de ambos foi considerada a mesma, conforme demonstrado na Tabela 2.

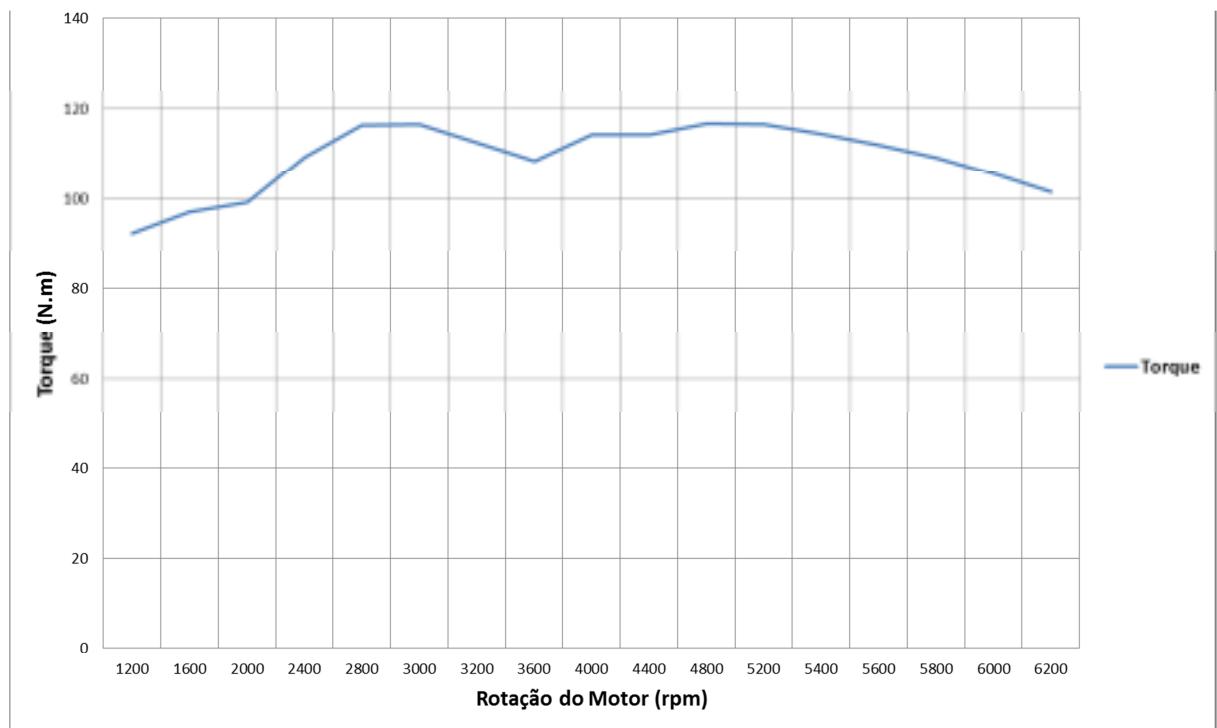
Tabela 2 – Relação de Transmissão

Diferencial:	3,94
1 ^a . Marcha:	3,727
2 ^a . Marcha:	2,136
3 ^a . Marcha	1,414
4 ^a . Marcha	1,121
5 ^a . Marcha	0,892
$\eta_T = \eta_D$	0,95
Raio dinâmico do pneu (mm):	287

Para o veículo executar o teste, a força motriz (F_M) deve ser maior ou igual à força resistiva total (F_T).

Calculando-se a força motriz em função da rotação do motor para cada uma das marchas, obtém-se os gráficos da Figura 10, que foram calculadas utilizando a curva do motor na condição de máxima carga levantada em dinamômetro (Figura 8).

Figura 8 - Curva de torque do motor utilizando carga máxima no pedal



FONTE: Relatório de teste de motor

Para se obter a curva de torque do motor foi realizado um ensaio em dinamômetro de bancada, como exemplificado na Figura 9.

Figura 9 – Dinamômetro de bancada

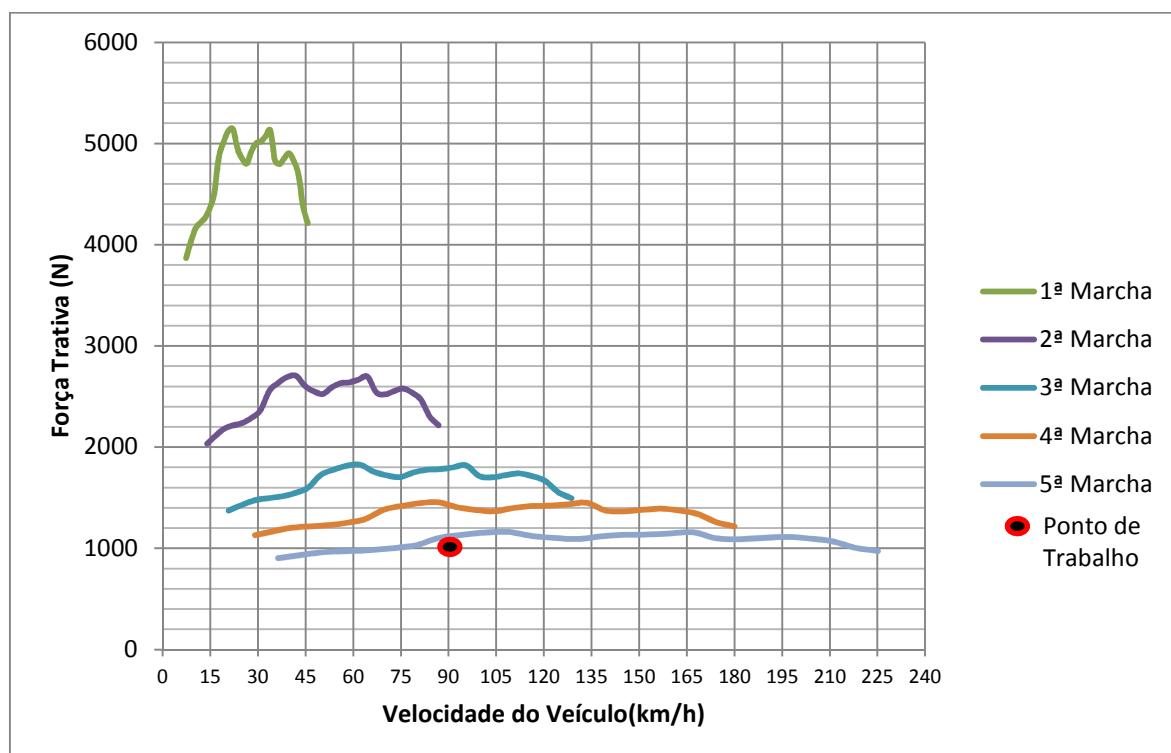


FONTE: LEANDRO PORTES

No dinamômetro de bancada, extrai-se a curva de torque no volante do motor, bem como sua curva de rejeição térmica, curva de vazão de água, nível de ruído, consumo de combustível entre outros. Essas informações são importantes para determinação do sistema térmico, sistema de injeção, escapamento e outros sistemas ligados ao motor.

Fazendo-se a multiplicação da curva de torque do motor pela relação de transmissão de cada marcha, além da relação do diferencial, obtém-se a curva de força trativa pela velocidade do veículo (Figura 10).

Figura 10 - Curva de força trativa pela velocidade do veículo

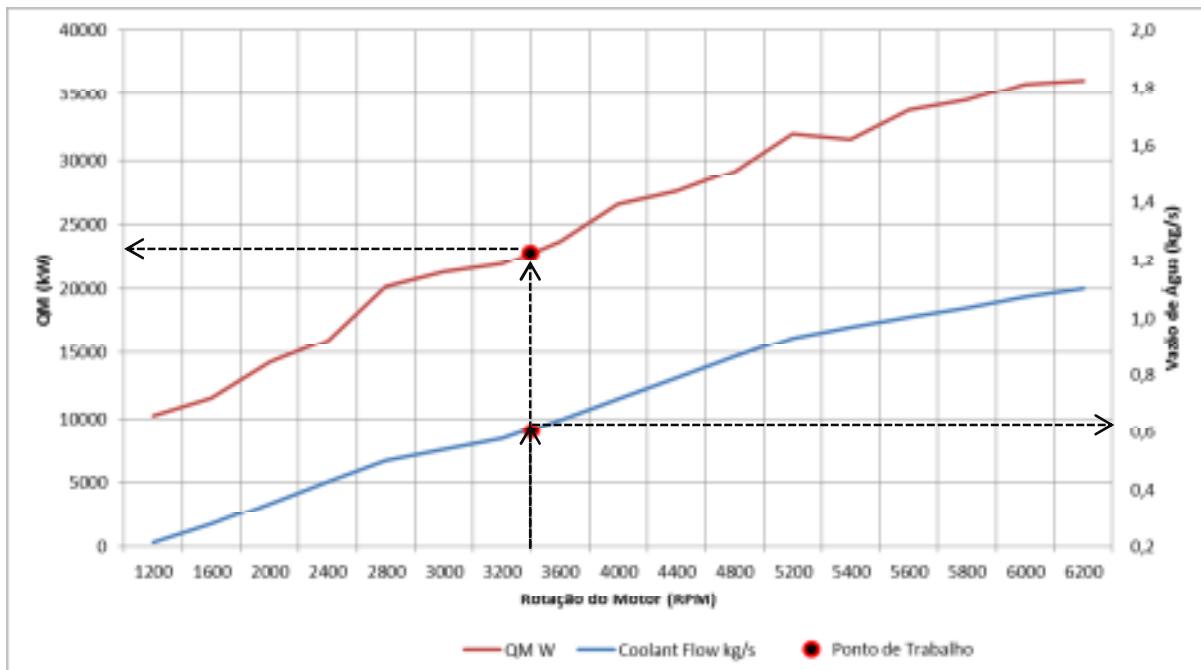


Como é possível observar no gráfico da Figura 10, o teste pode ser executado utilizando-se desde a segunda até a quarta marcha, pois nessas condições a força trativa é maior que a resistiva. Por outro lado, se forem utilizadas marchas reduzidas, a rotação do motor será muito alta, chegando próximo à rotação de corte do motor (no caso da segunda marcha).

Então, para o dimensionamento do sistema, assumiu-se que o teste deve ser feito em quarta marcha. No teste real, não seria utilizada a carga máxima do pedal, mas sim uma carga parcial para que a velocidade permaneça estável. No entanto, para esse estudo, devido a indisponibilidade da curva do motor em cargas parciais, são utilizados os dados acima.

A seguir, sabendo-se o ponto de funcionamento do motor, é possível saber a rejeição térmica para o sistema de arrefecimento e também a vazão de água do sistema, conforme pode ser visto na Figura 11. A rotação calculada em quarta marcha, a 90 km/h é de 3300 rpm (Figura 10).

Figura 11 - Curva de rejeição térmica e vazão de água do motor



Do gráfico, obtém-se as informações necessárias para o cálculo da mínima vazão de ar requerida no radiador:

Tabela 3 – Dados de rejeição térmica e vazão de água

Rejeição Térmica (Q):	23 kW
Vazão de Água (m)	0,6 kg/s

4. CÁLCULO DA VAZÃO

Com os devidos dados de entrada extraídos do dinamômetro, calcula-se enfim, a mínima vazão de ar requerida no radiador para evitar o superaquecimento do motor.

Entretanto, ainda são necessários alguns dados que serão baseados na experiência e em resultados de testes de outros veículos.

Assumindo a situação mais critica, que é aquela na qual o veículo possui ar condicionado (portanto o condensador do sistema de condicionamento de ar se encontra na frente do radiador), o ar que chega ao radiador sofre um aquecimento prévio, diminuindo a capacidade de transferência de calor do radiador. Por este motivo, a temperatura do ar que chega ao radiador será considerada de 60°C. Esse valor é adotado com base em resultados de testes com veículos similares e será refinado quando o sistema de ar condicionado for dimensionado.

Outra limitante de projeto é a temperatura máxima de saída do ar do radiador em 95°C, dado estabelecido pela montadora, baseado em lições aprendidas. Porém cada montadora pode adotar uma estratégia de temperaturas de acordo com normas de funcionamento do motor e seus periféricos. Além disso, essa limitação serve para evitar que os componentes localizados no compartimento do motor e o ar admitido pelo mesmo fiquem acima do limite, prejudicando seu funcionamento, além de diminuir a vida útil de componentes como bateria e reduzir a eficiência do alternador. Na Figura 12 observa-se uma vista explodida dos componentes. Já na Figura 13 é demonstrado através de um corte longitudinal no parachoque, como ar escoa e é aquecido em cada um dos trocadores de calor. Esse é o resultado de uma simulação utilizando o método de análises via CFD, que, conforme já mencionado, só é possível ser realizada em uma fase mais madura do projeto.

Figura 12 - Vista explodida do sistema de arrefecimento

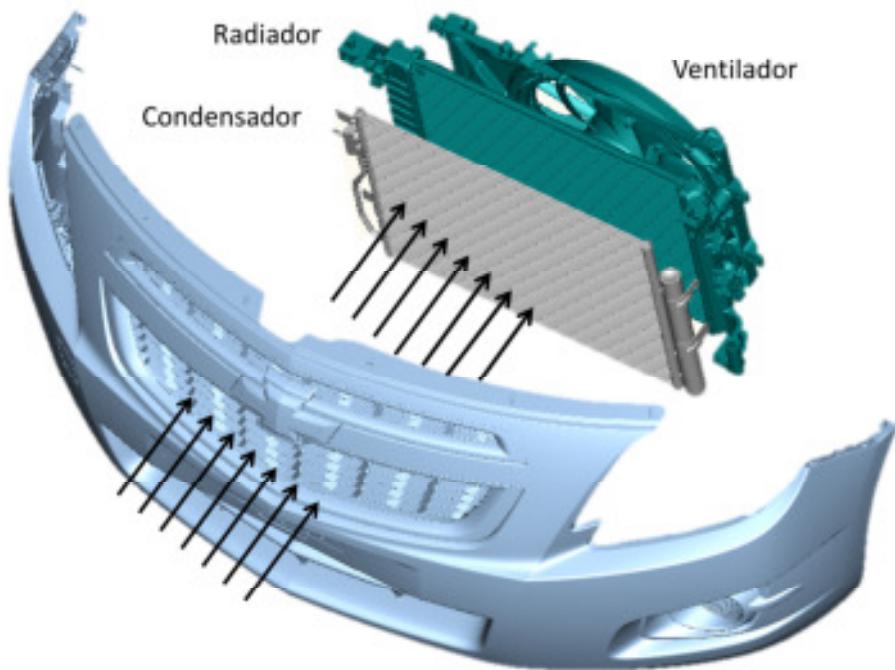
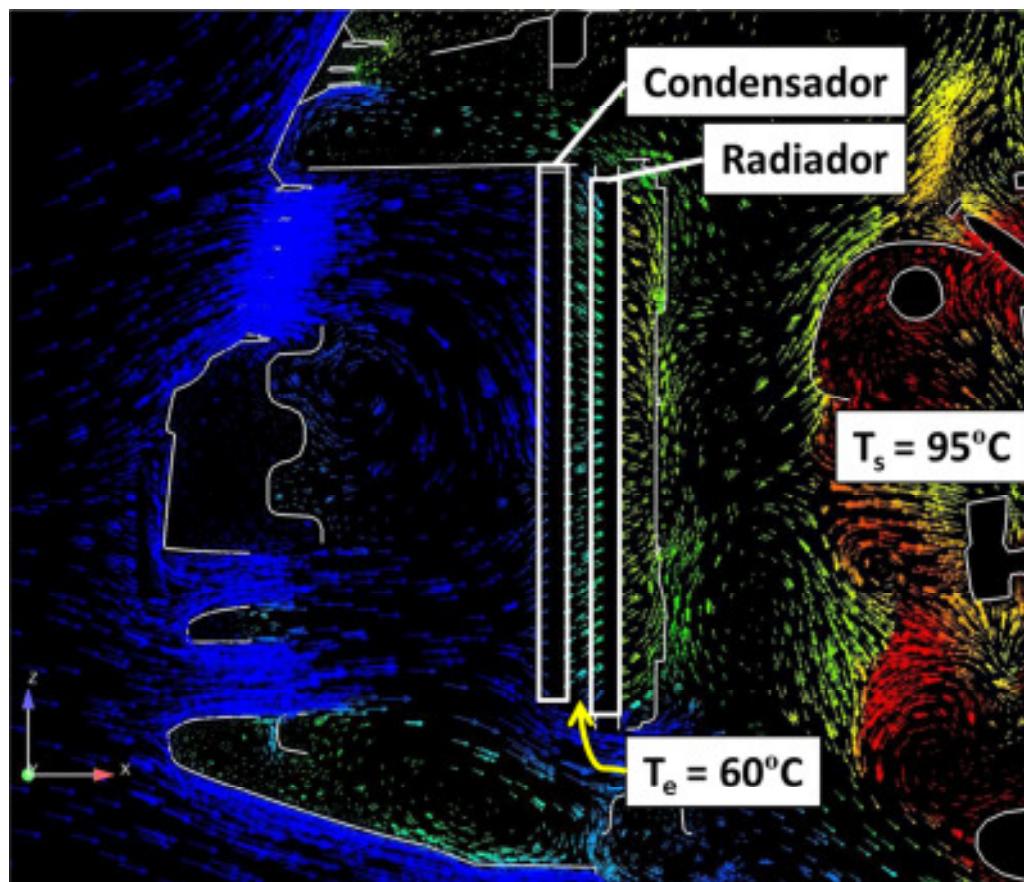


Figura 13 – Exemplo de vista em corte dos trocadores de calor



FONTE: Relatório de simulação térmica utilizando o software de análise CFD

Tendo em vista que o interesse do estudo está no lado ar do sistema, todos os dados se referem ao mesmo.

Pode-se então calcular a mínima vazão de ar na condição estudada, utilizando-se os dados mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados para cálculo da vazão

Rejeição térmica (Tabela 3)	23 kW
Temperatura do ar na entrada	60°C
Temperatura do ar na saída	95°C
C_p do ar à 77°C	1008 J/kg.K

$$m_{ar} = \frac{Q_{rad}}{c_p \text{ ar} \times (\Delta T \text{ ar})} \quad (4.1)$$

Aplicando os dados na expressão 4.1, tem-se a vazão de ar necessária na condição sob análise:

$$\mathbf{m_{ar} = 0,65 \ kg/s}$$

4.1 CÁLCULO DA EFETIVIDADE DO RADIADOR

O passo seguinte consiste em é calcular a efetividade do sistema, dado que será utilizado para cotação pelo fornecedor.

Como os fluidos envolvidos são líquido na parte interna do radiador (mistura de 50% água e 50% etíleno glicol) e ar na parte externa, pode-se calcular a capacidade térmica de ambos. Para a mistura líquida, a temperatura de entrada será de 120°C, que é a máxima temperatura com a qual o motor pode trabalhar, visando a sua integridade. Porém, essa temperatura pode variar, dependendo das configurações de cada motor, usualmente na faixa entre 115 °C e 125 °C, não podendo atingir temperaturas muito maiores para evitar que a pressão do sistema fique muito alta.

Será assumido também que a mistura água/etíleno será resfriada em 10°C, resultando na temperatura de saída do radiador de 110°C. Esse gradiente é uma referência também baseada

em experiências anteriores e na análise de vários resultados de testes de veículos já desenvolvidos.

Calcula-se, então, a capacidade térmica C_{min} para ambos os fluidos, utilizando-se os dados de entrada mostrados na Tabela 5 e a equação 2.6.

Tabela 5 – Cálculo da capacidade térmica

C_p do ar à 77°C	1008 J/kg.K
C_p da mistura à 115°C	3560 J/kg.K
Temperatura do ar na entrada	60°C
Temperatura do ar na saída	95°C
Temperatura da mistura na entrada	120°C
Temperatura da mistura na saída	110°C
Vazão de ar	0,65 kg/s
Vazão da mistura	0,50 kg/s
$C_{mistura}$	1780 J/K
C_{ar}	655,2 J/K

Logo,

$$C_{min} = C_{ar} = 655,2 \text{ J/K}.$$

Aplicando a equação 2.5, tem-se:

$$Q_{max} = 39312 \text{ kW}$$

Aplicando a expressão 2.3, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{23000}{39312} = 0,585$$

Diante disso, para o sistema calculado e na condição estudada, a efetividade do radiador não poderá ser maior que 0,585, sob risco de ter-se uma temperatura muito alta do ar entrando no cofre do motor. Uma forma de se reduzir o tamanho do radiador, mantendo a sua efetividade, é reduzir a temperatura de entrada do ar ou aumentar sua vazão, visto que os dados de temperatura e vazão da mistura são dependentes da característica de projeto do motor e, portanto, de maior dificuldade de serem trabalhados. E para reduzir-se a temperatura do ar geralmente são utilizados defletores que canalizam o ar do para-choque até o radiador, evitando que o ar quente do cofre do motor recircule e passe novamente pelo sistema. Além disso, eles reduzem o vazamento de ar para fora do sistema de arrefecimento, melhorando seu aproveitamento.

Com os dados calculados é possível começar a dimensionar o radiador, visto que:

$$\varepsilon = f \left(NUT, \frac{c_{min}}{c_{max}} \right) \quad (4.2)$$

Obtendo-se NUT (Número de Unidades de Troca de Calor) na equação 4.2 calcula-se o coeficiente global de transferência de calor do radiador (U) utilizando-se equação 4.3 (INCROPERA e DEWITT, 1998).:

$$NUT = \frac{U \times A}{c_{min}} \quad (4.3)$$

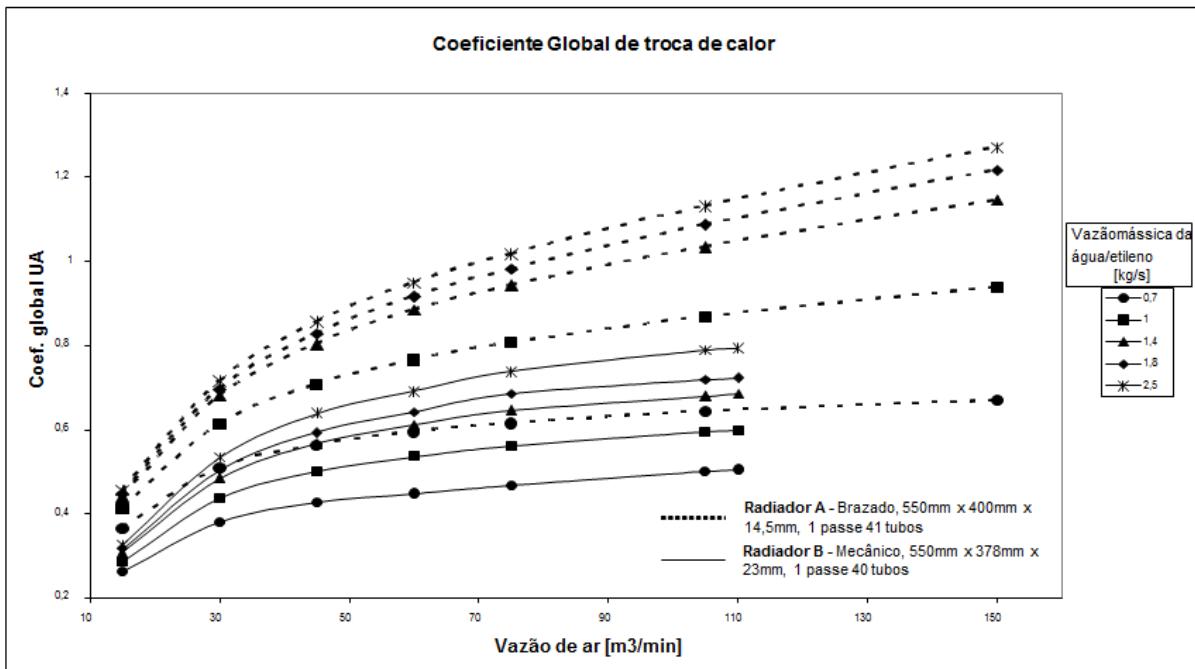
Definindo:

A = área frontal de troca térmica do radiador (m^2)

U = coeficiente global de transferência de calor do radiador (W/m^2K)

Normalmente a área de troca térmica é obtida, ou limitada, pelo espaço disponível no veículo, sendo então um dado conhecido. Dessa forma, levanta-se uma curva de coeficiente global de transferência de calor para as várias condições de vazões de água/ar. Com essa curva os fornecedores são capazes de propor o trocador necessário e dar início ao desenvolvimento conjunto para posterior validação em veículo. Abaixo, na Figura 14, pode-se ver um exemplo de curvas comparativas de dois radiadores com aproximadamente a mesma área de troca, porém construídos com tecnologias diferentes.

Figura 14 - Curvas de coeficiente global de radiador



FONTE: Dados de fornecedor

4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS

O método se mostra bastante simples quando se deseja estudar somente uma condição de teste. Nesse sentido, o uso de uma ferramenta de simulação é benéfico, uma vez que o desenvolvimento do veículo inclui diversas combinações de carga, velocidade, temperatura ambiente, entre outros, os quais tornariam o processo excessivamente longo.

Quando comparado o resultado com um veículo similar (vide Tabela 6), conhecido e validado, nota-se que os valores são muito próximos, o que indica que a metodologia é confiável, mesmo considerando que alguns dados ainda não são conhecidos e foram assumidos baseados em lições aprendidas, testes com veículos similares e experiência em desenvolvimento veicular.

Tabela 6 – Comparação entre vazões mássicas de ar

Dados à 90 km/h	Estudo	Veículo conhecido
Vazão de ar no radiador (kg/s)	0,65	0,67

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O próximo passo no projeto seria levantar a curva de vazão requerida *versus* velocidade do carro e testar as propostas de abertura de para-choque. Dessa forma, garante-se que as aberturas do para-choque proverão o mínimo requerido de vazão de ar antes mesmo de validar o sistema, o que deve, posteriormente, reduzir custos de retrabalho e modificações em peças.

Também é possível aproveitar os dados calculados para se fazer o dimensionamento do radiador para cotação com fornecedores. Lembrando a limitação na efetividade do trocador, pois ao utilizar-se radiadores com efetividade muito alta, é possível reduzir sua área de troca térmica, mas ter-se-á um aumento na temperatura do ar que adentra o cofre do motor.

Analisando os dados e as limitações do projeto, pode-se concluir que:

- a) mesmo sendo um método simples, o resultado se mostrou bastante coerente quando comparado com um veículo similar testado em túnel de vento;
- b) por se tratar de uma avaliação inicial, esse método não leva em conta as curvas de desempenho dos trocadores e também a perda de carga do para-choque. Tais fatores somente serão utilizados nas fases posteriores do projeto, quando for definido uma proposta de desenho do veículo e o fornecedor for conhecido;
- c) conforme citado no início do trabalho, foi estudada somente uma condição de teste. Porém, para uma validação completa do veículo, várias outras situações devem ser estudadas, fazendo uso, por exemplo, do software E-Thermal (TODD TUMAS, 2004).

REFERÊNCIAS

2004 SAE WORLD CONGRESS, 2004, Detroit, Michigan. E-Thermal: A Vehicle-Level HVAC/PTC Simulation Tool. Warrendale, Pa: Sae International, 2004.

ARGACHOY, Prof. Celso. Sistemas de Embreagem e Caixas de Transmissão. São Bernardo do Campo: Unifei, 20--.

FIORAVANTI, Alexandre. Aplicação da Metodologia “Design for Six Sigma” (DFSS) em Projetos Automotivos. 2005. Dissertação (Mestrado) - Poli-usp, São Paulo, 2005.

GODOY, Sergio Machado. Eficiência Térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica. 2008. 97 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc - Livros Técnicos e Científicos Editora S.a., 2012.

LEANDRO PORTES. Como surgiu a potência de um motor. Disponível em:
<http://www.webpickup.com.br/wpportal/como-surgiu-a-potencia-de-um-motor/>. Acesso em: 10 jun. 2013.

ROBERT BOSCH GMBH. Automotive Handbook. 5th edition Stuttgart: Gmbh, 2000.

SANTOS, Eduardo Oliveira. Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo. 2005. 109 f. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W.. Refrigeração e ar condicionado. São Paulo: Mcgraw-hill do Brasil Ltda, 1985.

TREVISAN, W.. Manual Termotécnico. 5. ed. São Bernardo do Campo, [20--].

TUMAS, Todd. E-Thermal: A Vehicle-Level HVAC/PTC Simulation Tool. In: SAE, 2004, SAE Paper 2004-01-1510.