



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Fabício Thomaz

**ESTUDO NUMÉRICO DO GERENCIAMENTO TÉRMICO DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM FOCO NA MAXIMIZAÇÃO
DO DESEMPENHO VEICULAR**

Belo Horizonte
Fevereiro de 2020

Fabrcio Thomaz

**ESTUDO NUMÉRICO DO GERENCIAMENTO TÉRMICO DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM FOCO NA MAXIMIZAÇÃO
DO DESEMPENHO VEICULAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta

Belo Horizonte
Fevereiro de 2020

T465e

Thomaz, Fabrício.

Estudo numérico do gerenciamento térmico de um motor de combustão interna com foco na maximização do desempenho veicular [recurso eletrônico] / Fabrício Thomaz. - 2020.

1 recurso online (128 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 121-128.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Consumo de combustíveis - Teses. 3. Motores de combustão interna - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO NUMÉRICO DO GERENCIAMENTO TÉRMICO DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM FOCO NA
MAXIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO VEICULAR"**

FABRÍCIO THOMAZ


Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 10 de fevereiro de 2020.


Por:



Prof. Jose Guilherme Coelho Baeta
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG



Prof. Fernando Antonio Rodrigues Filho
Centro Federal de Educação Tecnológica



Prof. Rogerio Jorge Amorim
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais



Prof. Gustavo Fonseca de Freitas Maia
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha família, por sempre me apoiar em minhas escolhas, minha mãe Rosária e meu pai Clementino, e meus irmãos Fabiula e Fagner, que apesar da distância sempre estiveram presentes na minha vida.

Um agradecimento especial à minha esposa Nathalia, contribuindo diretamente para a produção desse trabalho, sempre me dando força e incentivando, e pela compreensão e companheirismo em momentos difíceis.

Agradeço ao orientador Dr. José Guilherme Coelho Baêta pelo apoio e auxílio no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos colegas e amigos Augusto César, Glauber de Paula e Felipe Bergh, que foram de extrema importância para o desenvolvimento deste trabalho, com inúmeras sugestões e críticas, além de auxílios na construção dos modelos virtuais.

Agradeço à Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) por propiciar a oportunidade de realizar o mestrado em Engenharia Mecânica e fornecer os meios necessários para conclusão desta jornada.

Agradeço à FCA Fiat Chrysler Automóveis, em especial ao gerente Leonardo Brito e Rafael Salazar, pela oportunidade dada a mim possibilitando uma flexibilidade do tempo de trabalho para dedicação ao desenvolvimento desta dissertação, incentivando a formação continuada dos seus profissionais.

RESUMO

Nos dias atuais, aprimoramentos no consumo de combustível e redução nas emissões de poluentes estão sendo muito discutidos. *Downsizing* e *downspeeding* são alguns, entre muitos métodos, bastante utilizados com o objetivo de aumentar a eficiência energética global de veículos equipados com motores de combustão interna. Em condições de altas cargas no motor, a temperatura do líquido de arrefecimento e ACT (*air charge temperature*) podem chegar a valores elevados, comprometendo o desempenho e a integridade do sistema propulsor. Neste caso, uma calibração que reduz a potência do motor é utilizada para aumentar a confiabilidade do projeto. O gerenciamento da carga e rotação do motor pode contribuir para manutenção do ACT através da redução do torque devido a um aumento na rotação do virabrequim, porém pode elevar a temperatura do líquido de arrefecimento, devido à maior rejeição térmica. O trabalho atual visa analisar, através de modelos numéricos, estratégias de dimensionamento do sistema de arrefecimento para manutenção da potência gerada pelo motor, em condições de elevadas cargas e temperaturas, administrando o torque e a rotação. Em seguida, a partir das estratégias de configurações de sistema de arrefecimento, foi realizada uma avaliação do consumo de combustível sob o ciclo FTP-75 + HWFET. Por meio do controle da carga e da rotação, os resultados indicaram a possibilidade de mitigar em até 30% a necessidade de depotenciamento do motor, em condições de condução extrema do veículo. Para um menor consumo de combustível, os resultados sugerem seguir com uma maior potência do eletro-ventilador combinada a menores radiadores, mostrando ganhos em até 0,8%. Os resultados indicam que para evitar pequenas perdas de potência no motor, em condições de elevadas cargas, o esforço exigido é muito alto, implicando elevados custos e penalizando o consumo de combustível no ciclo FTP-75 + HWFET. Desta forma, um caminho proposto é, elaborar uma estratégia de calibração adequada do motor, buscando minimizar os impactos de possíveis perdas de potência em elevadas cargas e, assim, minimizando o consumo de combustível em condições normais de operação do veículo.

Palavras-chave: Gerenciamento térmico. Desempenho veicular. Consumo de combustível. Sistema de arrefecimento.

ABSTRACT

Nowadays, fuel consumption improvements and reduction of pollutant emissions are being much discussed. Downsizing and downspeeding are among the many methods widely applied to increase the overall energy efficiency of vehicles equipped with internal combustion engines. In high engine loads, engine coolant temperature and air charge temperature (ACT) values can be so high that they compromise overall system performance. In this case, a strategy of power derate calibration is used to increase the system reliability. The management of the engine speed could be enable to control the ACT through engine load decrease by engine speed increase, however, at the same time, could be impact the coolant temperature due effects on engine heat rejection. Thus, the current work aims to analyze, through numerical models, cooling system design strategies focus on maintenance of the generated power, at high torque and ambient temperature conditions, managing engine load and speed. Then, according cooling module configurations strategies, perform an assessment of fuel consumption under FTP-75 + HWFET cycle. Through engine load and speed management, the results showed the possibility of to mitigate up to 30% of engine power derate, at extreme vehicle driving conditions. For lower fuel consumption, it is preferable to increase the cooling fan power combined with smaller radiators, showing gains up to 0.8%. The results suggest that to avoid a little power derate at extreme load conditions, the required effort is too high, penalizing the fuel consumption under FTP-75 + HWFET cycle. From these results, the proposal is, to develop a suitable engine derate calibration, searching to minimize the performance losses at high engine loads, and then, minimize the fuel consumption at normal vehicle driving conditions.

Keywords: Thermal management. Vehicle performance. Fuel consumption. Cooling system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Balanço de energia em um MCI.	28
Figura 2. Atuação do depotenciamento do motor, para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT.	31
Figura 3. Esquema do sistema de arrefecimento.	32
Figura 4. Ciclo de condução de ensaio de consumo no Brasil, FTP-75 + HWFET. ...	43
Figura 5. Níveis de emissões de NO _x e CO + HC.	44
Figura 6. Estratégia de gerenciamento térmico: administração da carga e rotação e depotenciamento do motor.	53
Figura 7. Forças de resistência de um veículo em movimento sobre uma pista inclinada.	54
Figura 8. Fluxograma do processo das análises propostas.	57
Figura 9. Modelo virtual do sistema de arrefecimento, software FloMASTER®.	58
Figura 10. Vazão de líquido no radiador principal em função da rotação do motor. ...	59
Figura 11. Representação espacial do módulo de arrefecimento, software FloMASTER®.	61
Figura 12. Modelo de gerenciamento térmico do veículo em GT-Suite®.	64
Figura 13. Sistema referente ao bloco <i>Circuito_Líquido</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.	65
Figura 14. Sistema referente ao bloco <i>Vão_motor</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.	66
Figura 15. Sistema referente ao bloco <i>Motorista_veículo</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.	67
Figura 16. Sistema referente ao bloco <i>Estrutural_motor</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.	67

Figura 17. Sistema referente ao bloco <i>Motor</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.....	68
Figura 18. Sistema referente ao bloco <i>Transmissão</i> no modelo completo do veículo, GT-Suite®.....	69
Figura 19. Fluxo do efeito de cargas solicitadas no motor de acordo com o parâmetro analisado.....	70
Figura 20. Mapa de desempenho do motor, BSFC.....	75
Figura 21. Mapa de desempenho do motor, rejeição térmica.....	76
Figura 22. Mapa de desempenho do motor, pressão de sobrealimentação.....	78
Figura 23. Mapa de desempenho do motor, vazão mássica de ar de admissão.....	79
Figura 24. Correlação do modelo virtual em FloMASTER®, a) temperatura do líquido de arrefecimento e b) ACT.....	82
Figura 25. Temperatura do líquido de refrigeração do motor e ar de admissão de acordo com a rotação, para as fases de teste DD65 e DDT45.....	83
Figura 26. Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, teste DD65.....	86
Figura 27. Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, teste DDT45.....	87
Figura 28. Comportamento do ACT de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, para o teste DD65.....	89
Figura 29. Comportamento do ACT de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, para o teste DDT45.....	89
Figura 30. Perda de desempenho para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão, teste DD65.....	91

Figura 31. Perda de desempenho para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão, teste DDT45.	91
Figura 32. Depotenciamento total para arrefecimento da carga no interior do cilindro, testes Davis Dam.	93
Figura 33. Escoamento de ar através do radiador principal em função da velocidade do veículo e comprimento do radiador. a) eletro-ventilador ligado a 625W, b) eletro-ventilador desligado.	95
Figura 34. Escoamento de ar através do radiador principal em função da velocidade do veículo e potência do eletro-ventilador.	96
Figura 35. Temperatura do líquido de arrefecimento em função do comprimento do radiador principal e potência do eletro-ventilador, teste DD65.	97
Figura 36. ACT em função do comprimento do radiador secundário e potência do eletro-ventilador, teste DD65.	97
Figura 37. Temperatura do líquido de arrefecimento em função do comprimento do radiador principal e potência do eletro-ventilador, teste DDT45.	98
Figura 38. ACT em função do comprimento do radiador secundário e potência do eletro-ventilador, teste DDT45.	98
Figura 39. Requisitos de arrefecimento, potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador, teste DD65.	100
Figura 40. Requisitos de arrefecimento, potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador, teste DDT45.	100
Figura 41. Requisitos de arrefecimento, testes DD65 e DDT45. Propostas de configurações de módulo de arrefecimento.	101
Figura 42. Arrasto aerodinâmico de arrefecimento.	104
Figura 43. Correlação do modelo virtual em GT-Suite®.	106

Figura 44. Perfil de consumo acumulado de combustível, ciclo FTP-75 + HWFET.	107
Figura 45. Consumo de combustível acumulado, ciclo FTP-75 + HWFET.....	108
Figura 46. Funcionamento do eletro-ventilador durante o ciclo FTP-75 + HWFET.	109
Figura 47. Energia consumida acumulada pelo eletro-ventilador.....	110
Figura 48. Energia consumida acumulada, parcela de arrasto de arrefecimento....	111
Figura 49. Efeito do arrasto aerodinâmico e carga do eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DD65.....	115
Figura 50. Efeito do arrasto aerodinâmico e carga do eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DDT45.	116
Figura 51. Parcela de contribuição do arrasto de arrefecimento e eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DD65.	117
Figura 52. Parcela de contribuição do arrasto e eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DDT45.	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Balanço de energia para um MCI na máxima potência referente à energia adicionada.....	27
Tabela 2. Limites de emissões, fases PROCONVE.....	43
Tabela 3. Síntese dos principais estudos e seus respectivos ganhos.....	49
Tabela 4. Parâmetros do veículo.....	51
Tabela 5. Condições de teste do veículo.	52
Tabela 6. Condições de operação do motor para diferentes rotações, testes Davis Dam.....	73
Tabela 7. Características da câmara climática e rolo dinamométrico utilizados para os testes físicos.....	80
Tabela 8. Condições do teste experimental para correlação do modelo numérico em FloMASTER®.....	81
Tabela 9. Características do módulo de arrefecimento, configuração base.....	81
Tabela 10. Comparação entre resultados do teste experimental e modelo virtual FloMASTER®.....	82
Tabela 11. Condições estabilizadas: temperatura do líquido de arrefecimento, velocidade do veículo e perda de desempenho do motor.	88
Tabela 12. Condições estabilizadas: ACT, velocidade do veículo e perda de desempenho do motor.	90
Tabela 13. Configurações do módulo de arrefecimento otimizadas para análise do consumo de combustível.....	103
Tabela 14. Coeficientes de arrasto aerodinâmico do veículo, de acordo com as propostas.....	105

Tabela 15. Correlação do modelo virtual. Consumo de combustível acumulado (E22) - FTP-75 + HWFET.	107
Tabela 16. Análise da energia consumida acumulada ao final do ciclo FTP-75 + HWFET devido ao eletro-ventilador e ao arrasto de arrefecimento.....	112
Tabela 17. Análise do consumo de combustível para cada proposta de sistema de arrefecimento, testes DD65 e DDT45.	114

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

1D	Uma dimensão
3D	Três dimensões
ACT	<i>Air charge temperature</i>
AGS	<i>Active Grille Shutter</i>
BEV	<i>Battery electric vehicle</i>
BSFC	<i>Brake specific fuel consumption</i>
CAE	<i>Computer-aided engineering</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CVT	<i>Continuously variable transmission</i>
DD65	Teste Davis Dam a 65 mph
DDT45	Teste Davis Dam a 45 mph
DOE	<i>Design of Experiments</i>
E22	Gasolina com 22% v/v de Etanol hidratado
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
EUA	Estados Unidos da América
fmep	<i>Friction mean effective pressure</i>
FTP-75	<i>Federal Test Procedure</i>
GDI	<i>Gasoline direct injection</i>
GM	General Motors
HC	Hidrocarbonetos
HCO	Aldeídos
HEV	<i>Hybrid electric vehicle</i>
HWFET	<i>Highway Fuel Economy Test</i>
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
km/h	Quilômetros por hora
MCI	Motores de combustão interna
MMA	Ministério do Meio Ambiente
MPFI	<i>Multiport fuel injection</i>

mph	Milhas por hora
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>
NMOG	<i>Non-methane organic gases</i>
NOx	Óxidos de Nitrogênio
PHEV	<i>Plug-in hybrid electric vehicle</i>
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
PRONAR	Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
rpm	Rotações por minuto
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>
TOC	<i>Transmission oil cooler</i>
WTW	<i>Well-to-wheel</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
C_p	Coefficiente de penetração aerodinâmica
d_h	Diâmetro hidráulico, m
$\dot{E}_{e,k}$	Energia cinética de exaustão, kW
F_0	Coefficiente <i>coastdown</i> , parcela de resistência ao rolamento, N
F_0'	Coefficiente <i>coastdown</i> (não corrigido para as condições padrão), parcela de resistência ao rolamento, N
F_2	Coefficiente <i>coastdown</i> , parcela aerodinâmica, Nh ² /km ²
F_2'	Coefficiente <i>coastdown</i> (não corrigido para as condições padrão), parcela aerodinâmica, Nh ² /km ²
F_{acel}	Força de aceleração, N
$F_{coastdown}$	Força de resistência ao movimento, N
F_{2carr}	Coefficiente <i>coastdown</i> aerodinâmico de carroceria, Nh ² /km ²
F_{2AA}	Coefficiente <i>coastdown</i> aerodinâmico de arrefecimento, Nh ² /km ²
FEAD	Front engine accessory drive, kW
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
\dot{H}_e	Entalpia dos gases de escape, kW
$\dot{H}_{e,ic}$	Perda de energia pela exaustão devido combustível não queimado, kW
$h_{e,s}$	Entalpia dos gases de escape, kJ/kg
k_{ar}	Condutividade térmica do ar, W/(mK)
K_p	Coefficiente de correção da pressão para as condições padrões
K_T	Coefficiente de correção da temperatura para as condições padrões
m	Massa, kg
\dot{m}	Vazão mássica, kg/s
m_e	Massa efetiva, kg
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível, kg/s
\dot{m}_g	Vazão mássica dos gases de escape, kg/s
$(\dot{m}c_p)_a$	Vazão mássica e calor específico do ar
$(\dot{m}c_p)_l$	Vazão mássica e calor específico do líquido
η_A	Eficiência do alternador
η_{trans}	Eficiência da transmissão

Nu	Número de Nusselt
P	Pressão ambiente
P_0	Pressão ambiente padrão
Q	Vazão volumétrica, m ³ /s
\dot{q}	Troca de calor, kW
$\dot{Q}_{c,e}$	Transferência de calor para o líquido pelas das válvulas e portas de escape, kW
$\dot{Q}_{e,r}$	Energia por radiação do sistema de exaustão, kW
Q_{LHV}	Poder calorífico inferior do combustível, kJ/kg
\dot{Q}_{misc}	Calor transferido para o ambiente por convecção e radiação, kW
$\dot{Q}_{líq}$	Calor transferido para o líquido do motor, kW
\dot{Q}_w	Calor transferido dos gases do cilindro através das paredes da câmara de combustão, kW
Re	Número de Reynolds
t	Espessura do trocador de calor, m
T	Temperatura ambiente
T_0	Temperatura ambiente padrão
T_E	Temperatura experimental
T_V	Temperatura virtual
U	Coefficiente global de transferência de calor, W/(m ² K)
V	Velocidade do veículo, km/h
V_x	Velocidade do veículo, m/s
w	Rotação do eletro-ventilador, rpm
\dot{W}_{AA}	Potência de arrasto de arrefecimento, W
\dot{W}_{eletro}	Potência do eletro-ventilador, W
\dot{W}_i	Potência indicada, kW
\dot{W}_{motor}	Potência no motor, kW
\dot{W}_{pf}	Potência de fricção transferida para o líquido refrigerante, kW
\dot{W}_{roda}	Potência na roda, kW
\dot{W}_{tf}	Potência de fricção, kW
W_x	Componente da força peso na direção do movimento, N
ΔP	Aumento de pressão do ar, Pa
ρ_{ar}	Densidade do ar, kg/m ³
ΔT	Diferença de temperatura entre o líquido e o ar, °C

α	Inclinação da pista, %
Δt	Intervalo de tempo, s
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA	22
1.2	OBJETIVOS GERAIS	24
1.2.1	<i>Objetivos específicos</i>	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO DE COMBUSTÃO INTERNA: BALANÇO DE ENERGIA	26
2.2	CALIBRAÇÃO DE DEPOTENCIAMENTO DO MOTOR	29
2.3	SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE UM VEÍCULO COM MCI	31
2.3.1	<i>Radiador</i>	34
2.3.2	<i>Intercooler</i>	34
2.3.3	<i>Eletro-ventilador</i>	35
2.3.4	<i>Bomba d'água</i>	35
2.3.5	<i>Válvula termostática</i>	36
2.3.6	<i>Reservatório de expansão</i>	37
2.4	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE UM VEÍCULO COM MCI	37
2.5	TESTE DE COASTDOWN	39
2.6	CICLO PADRÃO DE CONSUMO E EMISSÕES U.S. FTP-75 + HWFET	42
2.7	ESTADO DA ARTE	45
3	METODOLOGIA	50
3.1	MOTOR, VEÍCULO E FERRAMENTAS VIRTUAIS UTILIZADAS	50
3.2	CONDIÇÃO EXTREMA DE CONDUÇÃO DO VEÍCULO E ESTRATÉGIA DE DEPOTENCIAMENTO DO MOTOR	51
3.3	MODELO MATEMÁTICO	54
3.4	MODELO VIRTUAL NO FLOMASTER®	58
3.4.1	<i>Modelamento do radiador</i>	61
3.4.2	<i>Modelamento do eletro-ventilador</i>	63
3.5	MODELO VIRTUAL NO GT-SUITE®	63
3.6	EFEITO DAS PROPOSTAS NA CARGA REQUERIDA DO MOTOR	69

4	RESULTADOS	72
4.1	ANÁLISE DA MANUTENÇÃO DA POTÊNCIA GERADA, VARIANDO A ROTAÇÃO E A CARGA NO MOTOR	72
4.1.1	<i>Manutenção da potência gerada, variando a rotação e a carga no motor: efeitos nos mapas de desempenho.....</i>	<i>73</i>
4.1.2	<i>Manutenção da potência gerada, variando a carga e a rotação no motor: efeitos na temperatura do líquido de arrefecimento e no ar de admissão</i>	<i>79</i>
4.1.3	<i>Efeitos da variação da carga e da rotação na estratégia de depotenciamento do motor.....</i>	<i>85</i>
4.2	OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO.....	94
4.3	AVALIAÇÃO DOS IMPACTOS DO COMPRIMENTO DO RADIADOR E DA POTÊNCIA DO ELETRO-VENTILADOR NO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DO VEÍCULO.....	102
4.3.1	<i>Avaliação do consumo de combustível do veículo – ciclo FTP-75 + HWFET.....</i>	<i>106</i>
4.3.2	<i>Avaliação do consumo de combustível do veículo – teste Davis Dam..</i>	<i>113</i>
5	CONCLUSÕES	118
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	120
6	REFERÊNCIAS	121

1 INTRODUÇÃO

Muitos esforços têm sido feitos para o aprimoramento da mobilidade das pessoas e todos os processos de transporte. A poluição do ambiente e a saúde pública em áreas urbanas estão intimamente ligadas ao uso de veículos com motores de combustão interna (MCI), que em alguns casos são ligados ao aumento da temperatura global (Morgadinho, Oliveira, & Martinho, 2015). O interesse público, programas de incentivo fiscal, normas regulamentais de consumo e emissões cada vez mais rígidas (Cipollone, Battista, Gualtieri, & Massimi, 2013), e também é importante citar a crise do petróleo na década de 70 (Saab, Maiboom, & Charbonnelle, 2013), todos esses motivos vêm contribuindo para que os fabricantes de automóveis busquem meios de reduzir o consumo de combustível e emissões de poluentes.

Muitos tipos de veículos, como elétricos, híbridos e plug-in híbridos já são bastante difundidos, mas veículos baseados em motores a combustão interna continuarão dominando o mercado de transportes, um fato que provavelmente permanecerá sendo verdade no futuro próximo. O trabalho recente de Kalghatgi (2018) reporta que hoje aproximadamente 99,9% do transporte é através de MCI, e sugere que até 2040, em torno de 90% da energia para transporte ainda terá como fonte os MCI alimentados com derivados de petróleo ou biocombustíveis líquidos.

Downsizing e *downspeeding* são algumas das tecnologias para aumentar a eficiência energética global dos MCI (Martinez-Botas, Pesiridis, & MingYang, 2011). *Downsizing* significa reduzir o volume do motor, proporcionando menores perdas por atrito e bombeamento, enquanto que *downspeeding* significa reduzir a rotação do motor e assim as perdas por atrito. Em ambos os métodos, para manter a potência do motor, um dispositivo para aumento de pressão do ar de admissão deve ser utilizado. Vários motivos contribuem para uma maior eficiência global dos motores turbo-alimentados quando comparados aos de aspiração natural. Heywood (2018) cita que o principal motivo para redução no consumo de combustível se dá pela redução das perdas por atrito devido à redução do deslocamento volumétrico do motor e suas partes móveis. Bolehovský e Macek (2016) mostraram os benefícios e algumas desvantagens de utilizar motor turbo-alimentado. Os autores avaliaram diferentes controles de sobre alimentação de ar, concluindo que o consumo de combustível e a dirigibilidade estão muito relacionados ao uso adequado do sistema de aumento de pressão do ar de admissão.

A máxima potência que o MCI pode disponibilizar é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimado de forma eficiente em sua câmara de combustão que, por sua vez, restringe-se a quantidade de ar introduzida dentro do cilindro a cada ciclo (Abedin, et al., 2013). O turbo-compressor permite aumentar a densidade do ar através de um aumento na pressão do ar, antes do ar entrar no coletor de admissão do motor. Porém, devido ao aumento da pressão, ocorre ao mesmo instante uma elevação da temperatura e, para se obter um aumento mais efetivo da densidade do ar, um dispositivo adequado para retirar calor do ar deve ser utilizado. Esse dispositivo, conhecido como *intercooler*, é um trocador de calor responsável por resfriar o ar quente comprimido pelo compressor antes do coletor de admissão (Bosch, 2005).

Altas cargas do motor requerem altas cargas no turbo-compressor, o que ocasiona altas pressões e, conseqüentemente, altos valores de temperatura na saída do compressor, que por sua vez podem causar aumento do ACT (*Air Charge Temperature*). De acordo com requisitos técnicos do turbo-compressor relacionados a sua durabilidade e ao desempenho do motor, a temperatura do compressor e o ACT não podem ultrapassar certos limites. É possível diminuir essas temperaturas reduzindo a carga no turbo-compressor que, por sua vez, pode ser feito aumentando a rotação do motor (através do sistema de transmissão), em que para uma mesma potência requerida, o aumento da rotação permite uma diminuição do torque. A rotação do motor pode ser aumentada através de uma mudança na relação de transmissão entre motor e roda, que para transmissões manuais e automáticas convencionais se equivale a reduzir a marcha. Porém, um incremento na velocidade de rotação do motor pode afetar o consumo específico (BSFC - *Brake Specific Fuel Consumption*), e a temperatura do líquido de arrefecimento (Thomaz & Baeta, 2019).

Para que o MCI não sofra superaquecimento, perda de desempenho e efeitos em sua durabilidade, o correto dimensionamento do sistema de arrefecimento se torna muito importante. No geral, dois fatores afetam o desempenho do sistema de arrefecimento: a vazão de ar através dos trocadores de calor, e a distribuição do escoamento de ar externo através da superfície de entrada. Esses fatores dependem diretamente da posição e tamanho da abertura de grade no para-choque, posição e a resistência do ar através do vão motor. Zhang et al. (2018) citam que o principal objetivo no dimensionamento dos requisitos de vazão de ar são obter valores suficientes para evitar o superaquecimento do motor. Porém, o excesso de

escoamento de ar externo causa um aumento de arrasto do veículo, contribuindo para um acréscimo no consumo de combustível.

Em condições extremas de condução do veículo (elevadas solicitações de cargas no motor e altas temperaturas ambiente), a temperatura do líquido do motor e o ACT podem facilmente atingir altos valores. Em motores modernos atuais está sendo comum, nesses casos extremos, uma calibração específica para reduzir o desempenho do motor a fim de proteger a sua integridade. Kim et al. (2016) define a calibração de depotenciamento como um sistema que está sob estresse operando com um desempenho inferior ao ótimo. Os autores mostraram que a confiabilidade pode ser maximizada com esse tipo de calibração, e não menos importante, uma expressiva redução de custo pode ser alcançada, devido a otimização do sistema. Além de prevenir falhas e aumentar a confiabilidade, a calibração de depotenciamento do motor é utilizada para manter o sistema trabalhando sob condições controladas de temperatura, já que a temperatura de trabalho do motor e o ACT tem efeitos diretos no desempenho e nas emissões de gases pelo escapamento.

1.1 Motivação e Relevância

O trabalho de Kalghatgi (2018) sugere que nas próximas décadas a utilização dos MCI's continuarão predominando. Mesmo com o crescente desenvolvimento de projetos voltados para veículos elétricos, uma matriz energética renovável, melhoria nas tecnologias das baterias e meios para seu correto descarte, são alguns motivos que ainda são grandes problemas que devem ser solucionados para que a eletrificação do transporte se torne mais difundida. De fato, carros puramente elétricos não emitem poluentes pelo escapamento como os particulados, óxidos de nitrogênio (NOx), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (UHC). Porém o impacto que os veículos elétricos têm nos gases de efeito estufa dependem inteiramente de como a eletricidade é gerada para alimentar as baterias. Além disto, altos índices de emissão de poluentes estão associados à fabricação das baterias. Hawking et al. (2013) realizaram um comparativo de impactos ambientais no ciclo de vida de veículos convencionais e elétricos. Os autores concluíram que para um ciclo de vida de 150.000 km, considerando a matriz energética europeia, veículos elétricos possuem um potencial para impacto no aquecimento global entre 10 a 24% menor do que veículos convencionais a diesel ou a gasolina. Por outro lado, veículos elétricos

mostraram um potencial muito maior para aumento da toxidade humana, relacionado a água potável, impactos de metais pesados no ambiente e esgotamento de recursos minerais. Combustíveis derivados de biomassa renovável podem ser uma alternativa interessante para redução dos gases de efeito estufa. Shfiei et al. (2015) realizaram uma análise comparativa entre fontes de energia elétrica, hidrogênio e biocombustíveis para transporte na Islândia, país que possui uma matriz energética baseada em recursos renováveis. Os resultados do estudo mostraram que os biocombustíveis são a alternativa mais interessante em termos de redução das emissões de poluentes, além de economicamente benéficos para o consumidor.

Uma abordagem feita por Ke et al. (2016) analisa o consumo e emissões “do poço à roda” (WTW - *well-to-wheel*) para veículos a gasolina convencionais com injeção indireta (MPFI - *Multiport fuel injection*) e direta (GDI - *Gasoline direct injection*) de combustível, híbridos elétricos (HEV - *Hybrid electric vehicle*), plug-in híbridos elétricos (PHEV - *Plug-in hybrid electric vehicle*) e puramente elétricos (BEV - *Battery electric vehicle*). O estudo foi feito considerando a matriz energética de Pequim, China, no ano de 2015. Os BEV mostraram uma significativa redução nas emissões de CO₂ comparado aos MPFI, de cerca de 32%. Quando comparado aos GDI essa diferença cai para 22%, enquanto que para PHEV, os BEV possuem emissões de gases de efeito estufa cerca de 25% superior. Ainda, em relação as emissões de NO_x, os BEV mostraram índices de até 66% superior a veículos convencionais a gasolina, números devido a características das plantas de geração de energia em Pequim.

Em um cenário mundial em que se discute qual deve ser a matriz energética primária para o setor de transportes e em que muito se aposta na substituição total dos veículos a combustão por veículos elétricos, se faz necessário compreender as limitações dos motores de combustão interna e propor soluções que torne estes equipamentos mais eficientes e menos poluentes durante a fase de transição. Além disso, novas tecnologias em motores de combustão interna garantem um cenário democrático e que respeitam as especificidades de uma economia mundial diversificada e heterogênea. Malaquias et al. (2019) sugerem que em curto e médio prazo a fatia de mercado dos veículos eletrificados ainda não será significativa e os veículos com motores a combustão interna ainda dominarão. Os autores indicam que o uso de biocombustíveis, como o etanol brasileiro, combinado a motores turbo-alimentados e de alta eficiência, é uma alternativa promissora para mobilidade mais sustentável no futuro. A eletrificação efetiva do sistema de transporte ainda está longe

de acontecer, o que torna importante em paralelo aos estudos de veículos elétricos, pesquisas sobre MCI, onde inúmeros aperfeiçoamentos no sistema ainda são possíveis e devem ser estudados e aplicados (Pang & Brace, 2004; Al-Alawi & Bradley, 2014).

Segundo Park et al. (2017), as perdas de energia relacionadas ao arrefecimento e atrito de lubrificação possuem parcelas que chegam a aproximadamente 40 % de toda energia química adicionada ao MCI, o que gera uma grande capacidade de redução no consumo agir na otimização e controle do sistema de refrigeração e lubrificação do motor. Os trabalhos ainda sugerem que pesquisas sobre gerenciamento térmico ainda são pouco abordadas, e que a otimização do sistema tem grande capacidade em contribuir para aumento da eficiência energética global de um veículo, o que motiva ainda mais o estudo proposto no presente trabalho.

1.2 Objetivos gerais

O presente trabalho tem o objetivo de avaliar, por meio de modelos numéricos 1D, estratégias de dimensionamento do sistema de arrefecimento focadas no tamanho do radiador e na potência do eletro-ventilador. São levantados os impactos das diferentes configurações propostas sobre a potência gerada por um motor *flexfuel* turbo-alimentado, em condições de elevadas cargas e temperaturas ambiente, além dos efeitos do torque e da rotação do motor na temperatura do líquido de arrefecimento e no ACT. Em seguida, a partir das estratégias de configurações do sistema de arrefecimento levantadas, é realizada uma avaliação do consumo de combustível sob o ciclo FTP-75 + HWFET.

1.2.1 Objetivos específicos

A fim de alcançar os objetivos gerais, objetivos específicos podem ser listados de acordo como tratados a seguir:

- Análise da manutenção da potência gerada em condições estabilizadas de torque elevado, variando a carga e a rotação no motor, sobre os mapas de desempenho de BSFC, rejeição térmica e pressão de sobrealimentação;

- Elaborar um modelo numérico unidimensional do sistema de arrefecimento do veículo para calcular a temperatura do líquido de refrigeração motor e do ar de admissão;
- Calcular a temperatura do líquido de arrefecimento e o ACT, nas condições estabilizadas de elevadas cargas, para diferentes combinações de torque e rotação do motor e, em seguida, reduzindo a disponibilidade de potência do motor.
- A partir de estratégias de depotenciamento para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT propostas, encontrar a combinação entre a carga e a rotação do motor que minimize a perda de potência;
- A partir do modelo numérico unidimensional e da carga e da rotação do motor que minimiza a perda de potência, propor configurações de tamanho de radiador e potência do eletro-ventilador, que desenvolvam desempenho suficiente para manter a potência do motor nas condições de elevadas cargas e temperaturas ambiente propostas;
- Estimar o impacto no arrasto aerodinâmico de acordo com as propostas do sistema de arrefecimento;
- Avaliar o efeito do comprimento do radiador e da potência do eletro-ventilador sobre o consumo de combustível de diferentes propostas do sistema de arrefecimento levantadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica deste trabalho foi dividida em tópicos principais. Inicialmente, foi dedicado a descrever os MCI e seu balanço energético. No segundo tópico, foi explorado o conceito de depotenciamento do motor, onde foi descrito suas causas, impactos e necessidade de otimização para minimizar as perdas de desempenho. Em seguida, foi abordado a teoria sobre o sistema de arrefecimento veicular bem como a descrição dos principais componentes. Um tópico contendo uma breve descrição sobre o dimensionamento do sistema de refrigeração do motor também foi discutido. O teste de *coastdown* e o ciclo de teste de emissões e consumo FTP-75 + HWFET, são descritos durante o capítulo de revisão bibliográfica, baseados em suas respectivas normas. Por último, é apresentado o estado da arte no qual é realizada uma revisão sobre os principais trabalhos relacionados ao sistema de arrefecimento e ao consumo de combustível, baseados nos parâmetros propostos para o presente estudo.

2.1 Motores de combustão de combustão interna: balanço de energia

De acordo com Heywood (2018), o motor de combustão interna é um dispositivo que produz potência mecânica através de uma energia química de um combustível, sendo essa energia liberada por um processo de oxidação dentro do motor. Existem dois principais tipos de motores de combustão interna: ignição por centelha (motores Otto) e ignição por compressão (motores diesel). O presente trabalho foca sua análise sobre um motor Otto, *flexfuel*.

O pico de temperatura dos gases em um cilindro durante a combustão pode chegar a valores de até 2500 K, enquanto que a máxima temperatura de operação dos metais, juntas do motor e óleos lubrificantes são valores muito menores do que isso (Heywood, 2018). Para manter a integridade, é preciso retirar calor do cilindro, o que significa uma fração da energia química do combustível. Esse processo resulta inevitavelmente em uma perda de eficiência térmica, porém, é um processo necessário para garantir a eficiência da combustão, pois a transferência de calor entre as válvulas, velas de ignição e gases não queimados com as paredes da câmara são necessários para evitar pré-ignição e detonação (Kargilis, 2006). A transferência de calor também impacta diretamente na temperatura dos gases e na formação das

emissões de CO e HC não queimados (Yoon & Lee, 2012). As temperaturas do motor e óleo afetam diretamente as perdas por atrito, que por sua vez contribuem com uma parcela de carga térmica para o sistema de refrigeração (Park, Woo, Kim, & Lee, 2017). A importância da transferência de calor no motor é clara, por conseguinte, um sistema apropriado de refrigeração do motor deve ser corretamente dimensionado para que o sistema motopropulsor trabalhe gerando um maior trabalho possível, minimizando as emissões pelo escapamento e ainda contribuindo para maximizar a confiabilidade para uma vida útil satisfatória. O balanço resumido de energia de um MCI pode ser representado pela equação a seguir (Heywood, 2018):

$$\dot{m}_f Q_{LHV} = \dot{W}_{motor} + \dot{Q}_{líq} + \dot{Q}_{misc} + \dot{H}_{e,ic} + \dot{m}_g h_{e,s} \quad (2.1)$$

Onde:

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível, kg/s;

Q_{LHV} = Poder calorífico inferior do combustível, kJ/kg;

\dot{W}_{motor} = Potência do motor gerada, kW;

$\dot{Q}_{líq}$ = Calor transferido para o líquido do motor, kW;

\dot{Q}_{misc} = Calor transferido para o ambiente por convecção e radiação, kW;

$\dot{H}_{e,ic}$ = Perda de energia pela exaustão devido combustível não queimado, kW;

\dot{m}_g = vazão mássica dos gases de escape, kg/s;

$h_{e,s}$ = Entalpia dos gases de escape, kJ/kg.

Os valores típicos para cada um dos termos relativos à energia adicionada pelo combustível seguem escalas de acordo com a Tabela 1:

Tabela 1. Balanço de energia para um MCI na máxima potência referente à energia adicionada.

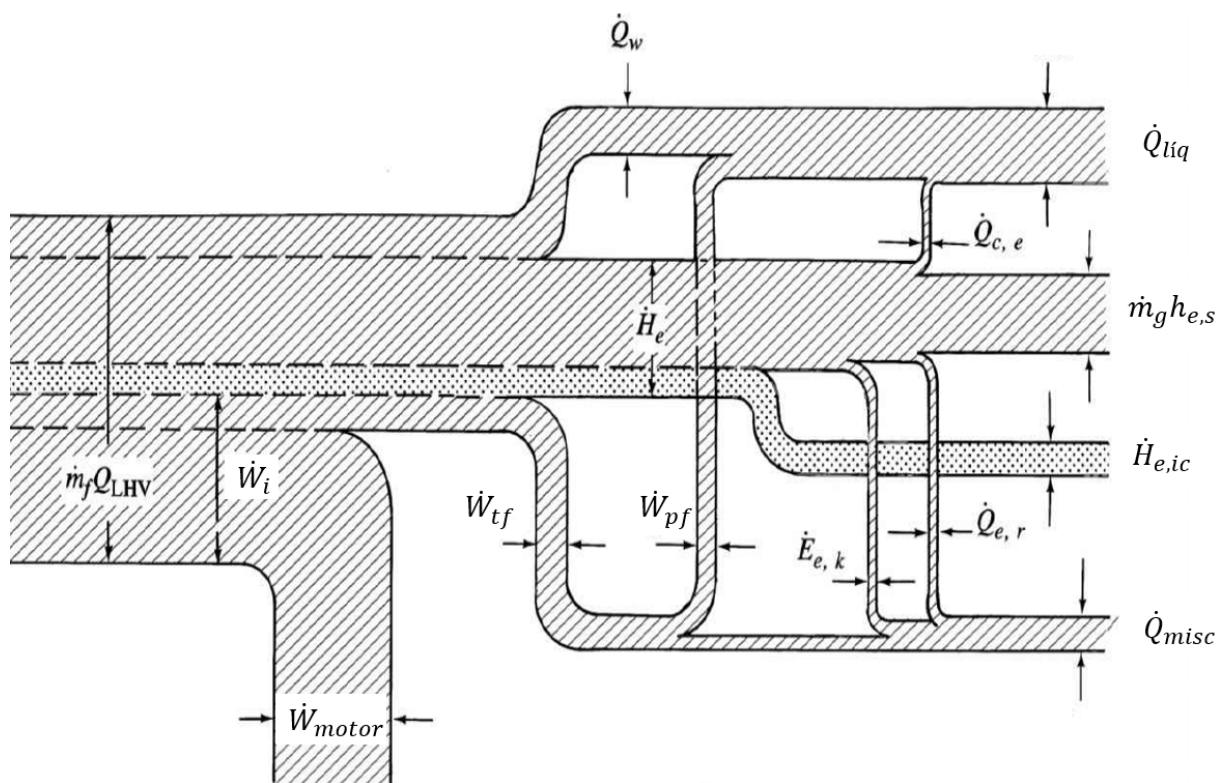
	\dot{W}_{motor}	$\dot{Q}_{líq}$	\dot{Q}_{misc}	$\dot{H}_{e,ic}$	$\dot{m}_g h_{e,s}$
Motor Otto	25-30%	14-25%	5-10%	6-15%	25-35%
Motor Diesel	35-40%	20-35%	2-6%	1-2%	22-35%

Fonte: Heywood (2018).

O balanço de energia de forma mais detalhada é ilustrado no diagrama de fluxo de energia na Figura 1. A potência indicada (\dot{W}_i) é a soma da potência do motor

(\dot{W}_{motor}) com a potência de fricção (\dot{W}_{tf}). Uma parte dessa potência por fricção é transferida em forma de calor entre a borda e os anéis do pistão para o ambiente (\dot{Q}_{misc}) e outra parte para o líquido de arrefecimento (\dot{W}_{pf}). A entalpia dos gases de escape do cilindro (\dot{H}_e) pode ser dividida em: entalpia sensível ($\dot{m}_g h_{e,s}$), energia cinética de exaustão ($\dot{E}_{e,k}$), energia de exaustão devido combustível não queimado ($\dot{H}_{e,ic}$), um termo de energia por radiação do sistema de exaustão ($\dot{Q}_{e,r}$) e outro de transferência de calor para o líquido de arrefecimento pelas das válvulas e portas de escape ($\dot{Q}_{c,e}$).

Figura 1. Balanço de energia em um MCI.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

A energia adicionada ao líquido de refrigeração (\dot{Q}_{liq}) consiste no calor transferido dos gases do cilindro através das paredes da câmara de combustão (\dot{Q}_w), uma pequena parcela de transferência de calor pelas válvulas e portas de escape ($\dot{Q}_{c,e}$) e uma parcela considerável de calor devido ao atrito (\dot{W}_{pf}). Em resumo, 2/3 do calor transferido para o líquido do sistema de refrigeração é proveniente das paredes do cilindro, enquanto que o 1/3 restante vem da geração de calor por atrito (Heywood,

2018). Nos dias atuais, o aumento da carga térmica dos MCI's em conjunto a compartimentos dos motores cada vez mais compactos têm levado grandes desafios aos engenheiros no desenvolvimento de sistemas inovadores de gerenciamento térmico veicular (Ranjan, Brahmasani, & Khan, 2016). Os motores turbo-alimentados são um exemplo desses desafios, a maior demanda de potência associada a adição de novos componentes, como o turbo-compressor e *intercooler*, elevam a complexidade e ainda requerem uma maior capacidade térmica para o sistema de propulsão. Abedin et al. (2013) citam que a potência líquida aumenta em motores turbo-alimentados enquanto que as cargas térmicas perdidas pelos gases de descarga diminuem, porém, ocorre um aumento na rejeição térmica transferida para o líquido de arrefecimento quando comparados aos aspirados naturalmente.

2.2 Calibração de depotenciamento do motor

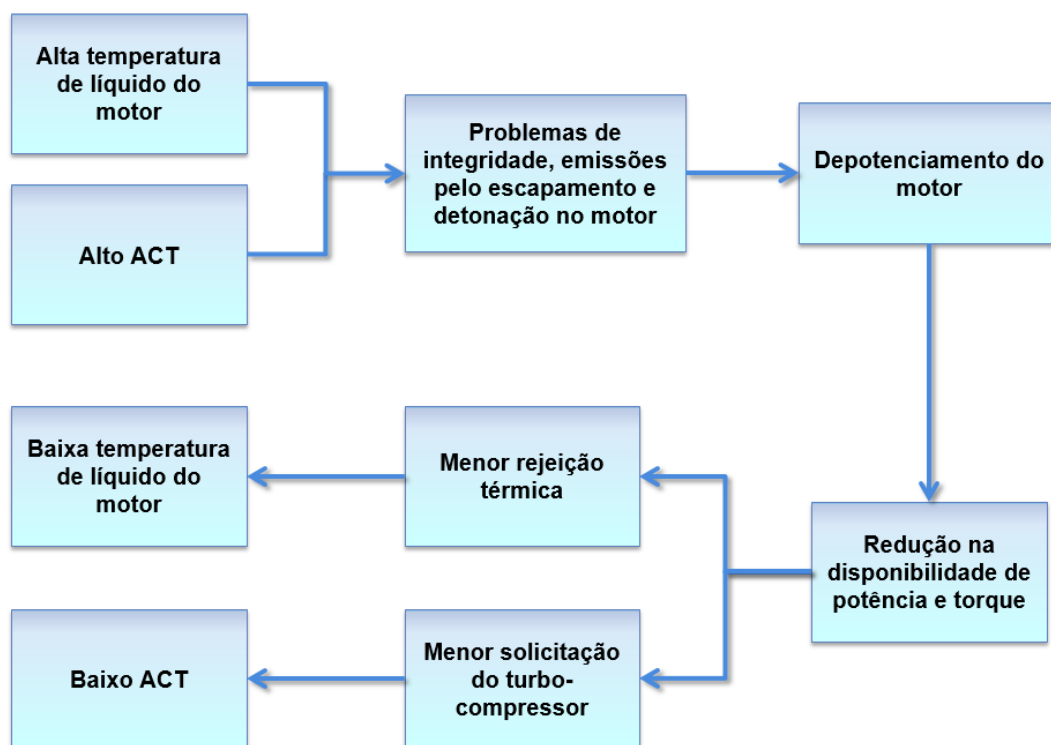
Elevados valores da temperatura do líquido de arrefecimento do motor podem causar sérios problemas de integridade, como deterioração de juntas do motor e óleos lubrificantes (Heywood, 2018). Altos índices de ACT causam perda de eficiência volumétrica reduzindo desempenho do motor. A combinação de altos valores de temperatura do líquido de refrigeração do motor e o ACT, indicam uma condição de arrefecimento da carga no interior do cilindro deficiente, o que aumenta a possibilidade de combustão anormal, com pré-ignição e até detonação (do inglês, *knock*), um fenômeno extremamente indesejável (Dahnz & Spicher, 2010). Durante a queima da mistura ar/combustível dentro do cilindro, o calor liberado aumenta a temperatura do gás queimado, o que gera a sua expansão, aumentando gradativamente a pressão e temperatura da mistura não queimada durante grande parte do processo de combustão. Esses aumentos induzem o início de pontos de combustão espontânea da mistura não-queimada, a autoignição. A frente de chama pode ser rápida o suficiente, atingindo a região propícia à autoignição impedindo que essa ocorra. Caso contrário, um processo de combustão é iniciado na região não-queimada, podendo ocorrer ondas de choque suportadas pela combustão, causando danos severos ao motor (Baeta, 2006; Carvalho, 2017). Esse fenômeno é denominado detonação, e tende a ocorrer em maiores razões volumétricas de compressão, pois as temperaturas da mistura não queimada aumentam, à frente da chama, acelerando o processo que conduz à autoignição. Nesse caso, atrasar a ignição é uma das soluções, pois desloca

a combustão para um momento em que o volume é maior. Porém, a eficiência de conversão de combustível do motor é prejudicada: o maior volume onde ocorre a combustão sem detonação implica em uma redução significativa da razão de expansão efetiva (Baeta, 2006).

Fica claro que a temperatura do ar de admissão e do líquido de arrefecimento são fatores predominantes para que uma combustão anormal aconteça, logo, um adequado dimensionamento do sistema de arrefecimento é importante para minimizar o acontecimento desses tipos de eventos (Dahnz & Spicher, 2010). A transferência de calor entre os gases não queimados e as paredes da câmara de combustão afetam diretamente o início da detonação (Heywood, 2018; Shih, Itano, Xin, Kawamoto, & Maeda, 2003). Portanto, manter as paredes da câmara de combustão e o ar de admissão sob temperaturas suficientemente baixas, são importantes para a manutenção da combustão de forma normal, sem eventos de autoignição.

Em condições extremas de condução do veículo, sob elevadas temperaturas ambientes e cargas no motor, a temperatura do líquido do de arrefecimento e o ACT podem facilmente atingir valores limites. Em projetos atuais está sendo comum, nesses casos extremos, uma calibração específica para reduzir o desempenho do motor a fim de proteger a sua integridade. Kim et al. (2016) define a calibração de depotenciamento como um sistema que está sob estresse operando com um desempenho inferior ao ótimo. Os autores mostraram que a confiabilidade pode ser maximizada com esse tipo de calibração. Além de prevenir falhas e aumentar a confiabilidade, a calibração de depotenciamento do motor é utilizada para manter o sistema trabalhando sob condições controladas de temperatura, já que a temperatura de trabalho do motor e o ACT tem efeitos diretos no desempenho e nas emissões pelo escapamento (Hossain, Smith, & Davies, 2017). A Figura 2 exemplifica uma calibração de depotenciamento do motor para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e do ar de admissão.

Figura 2. Atuação do depotenciamento do motor, para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT.



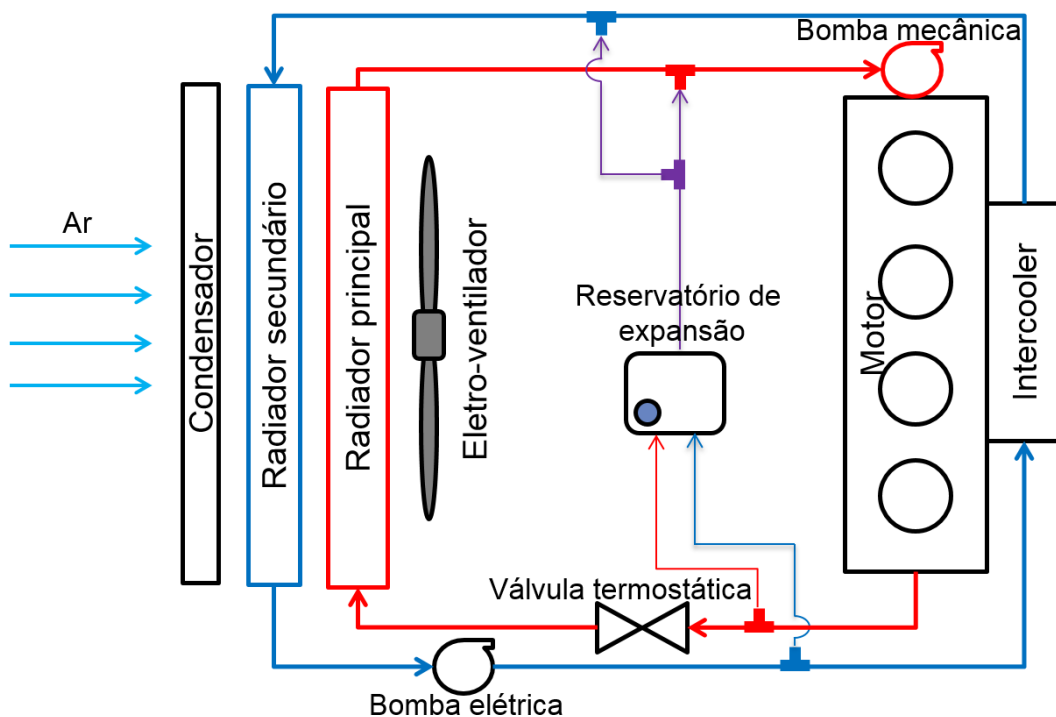
De acordo com a Figura 2, condições de altas temperaturas do líquido de arrefecimento e ar aspirado no coletor de admissão do motor (arrefecimento da carga no interior do cilindro insuficiente), causam problemas de integridade, aumento de emissões pelos gases do escapamento, além da redução na eficiência global do motor e aumento da possibilidade de eventos de autoignição espontânea (Hossain, Smith, & Davies, 2017). O depotenciamento do motor reduz a disponibilidade de torque e potência, que por sua vez produz uma menor rejeição térmica para o sistema de refrigeração do motor, além de uma menor solicitação no turbo-compressor. O efeito de uma menor rejeição térmica do motor e uma menor pressão de sobrealimentação é refletido em uma redução nas temperaturas do líquido de arrefecimento e do ACT (Thomaz & Baeta, 2019).

2.3 Sistema de arrefecimento de um veículo com MCI

A energia transferida ao líquido (\dot{Q}_{liq}) representada na Figura 1 deve ser devidamente transferida para o ambiente através de um sistema adequado de arrefecimento, também conhecido como sistema de refrigeração motor (Pang, Kalam,

Masjuki, & Hazrat, 2012). Essa energia em forma de calor deve ser absorvida a uma taxa adequada de forma que a temperatura do sistema se mantenha dentro de níveis ideais para o funcionamento do motor, e essa taxa depende diretamente do correto dimensionamento do sistema de arrefecimento (Thomaz, Chamone, & Maia, 2018). O tipo de sistema de refrigeração do motor mais comum utiliza fluido líquido (geralmente água e aditivo) que passa através de regiões quentes absorvendo calor, no qual o líquido é bombeado através de dutos para um trocador de calor que transfere a energia do líquido (quente) para o ar ambiente (frio). A Figura 3 ilustra um esquema desse tipo de sistema de arrefecimento (o qual foi base para análise do presente trabalho).

Figura 3. Esquema do sistema de arrefecimento.



O sistema de refrigeração do motor do presente estudo possui dois circuitos de líquido, o principal (linhas vermelhas) e o secundário (linhas azuis). O circuito principal funciona para a manutenção da temperatura do motor, enquanto o circuito secundário, para a manutenção da temperatura do ar na saída do *intercooler*. Os dois sistemas compartilham do mesmo reservatório de expansão, sendo assim, estão sob o mesmo valor de pressurização. Vale a pena ressaltar que o *intercooler* é refrigerado pelo líquido de arrefecimento e está acoplado ao coletor de admissão do motor. Para cada

um dos sistemas existe um radiador dedicado. No circuito principal, uma bomba mecânica, acionada através de uma polia acoplada ao motor, promove o escoamento de líquido de arrefecimento através da camisa d'água do bloco do motor e do cabeçote, o qual cede calor para o líquido de refrigeração do motor. Devido a essa bomba d'água está diretamente acoplada ao eixo virabrequim, a vazão de líquido de arrefecimento é diretamente proporcional à rotação do motor. O fluido de refrigeração deixa o motor e vai para a válvula termostática e, caso ela esteja aberta, é conduzido ao radiador principal. No radiador principal, o fluido de arrefecimento quente cederá parte da sua energia para o ar frio ambiente em forma de calor, por convecção forçada, sendo essa corrente de ar promovida por um eletro-ventilador ou naturalmente causada pelo movimento do veículo, que permite um escoamento de ar devido a pressão dinâmica da massa de ar sobre a região da abertura de grade no para-choque, fenômeno conhecido como efeito *ram* (Baskar & Rajaraman, 2015). O líquido de arrefecimento, a uma temperatura menor do que entrou, sai do radiador e é conduzido novamente à bomba mecânica onde o ciclo se reinicia. Para o circuito secundário, uma bomba elétrica é utilizada para promover um escoamento do líquido de refrigeração no sistema, sendo nesse caso, um escoamento constante. O fluido de arrefecimento entra no *intercooler*, que está acoplado ao coletor de admissão do motor, onde o ar quente pressurizado após o compressor passa através das aletas do *intercooler*, cedendo calor para o líquido de arrefecimento, e assim resfriando-o antes de entrar na câmara de combustão do motor (Chalgren, Barron, & Bjork, 2004).

Os principais componentes do sistema de arrefecimento são:

- Radiador (principal e secundário)
- *Intercooler*
- Eletro-ventilador
- Bomba d'água (mecânica e elétrica)
- Válvula termostática
- Tubos
- Reservatório de expansão

2.3.1 Radiador

O radiador é um trocador de calor responsável por dissipar a energia para o ambiente através de convecção forçada com o ar. O calor dissipado é proveniente do líquido de refrigeração que absorveu energia de partes quentes do motor como a camisa d'água, óleo do motor, óleo do câmbio, *intercooler*, entre outros. A liberação dessa taxa de energia para o ambiente é mandatória para a manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento do motor e dos periféricos dentro de limites aceitáveis para garantir integridade e durabilidade dos componentes, além de requerimentos de consumo de combustível e emissões de poluentes (Torregrosa A. , Olmeda, Garcia-Ricos, Natividad, & Romero, 2010). O núcleo do radiador é geralmente feito de tubos de alumínio de seção transversal chata, com aletas entre um tubo e outro o que aumenta a superfície efetiva de troca de calor. Em alguns casos, o contato entre as aletas e os tubos são feitos por interferência mecânica, e em outros, a aleta sofre um processo de brasagem no tubo, o que aumenta a eficiência de transferência de energia nesses casos. A transferência de calor se dá do líquido de arrefecimento para o tubo, do tubo para as aletas e das aletas para o ar. O projeto do tubo e principalmente da aleta, afetam diretamente a eficiência térmica do componente (Karthik, Khan, Narasingamurthi, & Ramalingam, 2015).

2.3.2 Intercooler

O *intercooler* é o trocador de calor responsável por arrefecer o ar quente comprimido pelo compressor antes do coletor de admissão (Bosch, 2005). O processo de compressão no compressor aumenta a energia interna do gás que por sua vez aumenta a temperatura e a densidade, porém, devido ao aumento da temperatura a densidade não é maximizada. O *intercooler* auxilia reduzindo a temperatura do ar comprimido, promovendo um aumento da sua densidade, permitindo que uma maior quantidade de massa de ar seja admitida, melhorando consequentemente o desempenho do motor. Dois tipos principais de *intercoolers* são normalmente utilizados atualmente, um cuja troca de calor é por ar-ar e outro por líquido-ar. No presente trabalho, é estudado um sistema com *intercooler* do tipo refrigeração por líquido, onde um radiador auxiliar é utilizado para que o fluido de refrigeração que absorveu calor dos gases de admissão tenha sua energia liberada para o ar ambiente.

Os *intercoolers* refrigerados a água, comparados aos refrigerados a ar, tem vantagens em arquitetura de montagem, durabilidade, menores perdas de carga no escoamento do ar de admissão (maior eficiência volumétrica), maior resposta do turbo-compressor e maior capacidade de controle da temperatura do coletor de admissão, enquanto que como desvantagem, tem um maior custo e complexidade (Chalgren, Barron, & Bjork, 2004).

2.3.3 Eletro-ventilador

O eletro-ventilador é um componente com a função de promover um escoamento de ar nos trocadores de calor do veículo quando esse se encontra parado ou em baixas velocidades, onde não é muito efetivo o efeito *ram*, com propósito de aumentar a vazão de ar através dos trocadores de calor (Pang, Kalam, Masjuki, & Hazrat, 2012). Normalmente é composto por um motor elétrico, uma hélice e um componente estrutural que também auxilia no escoamento de ar, conhecido como convergedor. O acionamento do ventilador ocorre quando há necessidade, a partir do monitoramento de parâmetros como a temperatura e a pressão do sistema de ar condicionado, temperatura do líquido do motor, velocidade do veículo, entre outros. A velocidade de rotação geralmente é controlada através de um conjunto de resistores e nos mais modernos, um controle PWM (*Pulse Width Modulation*) é aplicado. Há casos em que o acionamento se dá diretamente pelo eixo virabrequim do motor. Nesse caso, não há motor elétrico, e geralmente se aplica em veículos comerciais pesados com motores em disposição longitudinal. Silva (2019) em seu estudo analisou diferentes estratégias de acionamento do eletro-ventilador através de um controle PWM. Os seus resultados mostraram uma grande influência da estratégia de controle e acionamento na energia demandada pelo eletro-ventilador, o que impacta diretamente na eficiência energética global do veículo.

2.3.4 Bomba d'água

A bomba d'água é responsável por promover a circulação do líquido de arrefecimento através do bloco do motor e no restante do sistema. É tipicamente mecânica e centrífuga, movida através de conjunto de polias e correias que estão diretamente acopladas a eixo virabrequim, sendo assim, sua rotação é diretamente

proporcional à rotação do eixo do motor. Devido a isso, a bomba centrífuga chega a consumir uma parcela de até 5% da potência líquida entregue ao virabrequim (Tasuni, et al., 2016). Com a tendência atual, com partes mecânicas sendo substituídas por eletrônicas, aplicações de bombas elétricas começam a estar mais presentes. Ao contrário das bombas mecânicas, nas elétricas a conexão não é diretamente com o motor, sendo possível trabalhar em diferentes velocidades de rotação com a bomba, independentemente da rotação do motor. Particularmente durante a fase de aquecimento do motor, o uso da bomba elétrica reduz o consumo de combustível devido ao aquecimento mais rápido do motor, reduzindo o atrito e assim as emissões de poluentes pelo escapamento. Além disso, o controle de rotação da bomba proporciona a manutenção adequada da temperatura do líquido de arrefecimento através de uma operação flexível, podendo ser reduzido a potência da bomba em condições de baixa demanda de escoamento do fluido de refrigeração, contribuindo para aumento da eficiência global do veículo (Lim, Kim, & Kim, 2013; Park, Gu, Choi, & Jung, 2011)

2.3.5 Válvula termostática

A válvula termostática é um componente do sistema de arrefecimento responsável pelo controle da temperatura do motor. Inventada no início do século 20, resolveu parcialmente o problema de resfriamento excessivo durante climas frios (Kargilis, 2006). É um elemento que normalmente utiliza uma cera, com coeficiente de dilatação alto e sensível à temperatura, que permite fechar ou abrir a passagem de líquido de arrefecimento para o radiador de acordo com a temperatura do fluido. Durante as fases de partida a frio do veículo, a válvula mantém a passagem para o radiador fechada até o momento em que a temperatura atinge determinado valor, a partir do qual a válvula se abre permitindo escoamento de líquido de arrefecimento para o radiador, trocando calor com ambiente e assim resfriando o motor. Quando a temperatura cai, a válvula fecha novamente. Esse processo permite uma manutenção da temperatura do motor de acordo com a característica da cera escolhida para o atuador da válvula. Um melhor controle da temperatura do sistema motor está sendo exigido para entrega de menores consumos de combustível, emissões de poluentes pelo escapamento e melhorias no desempenho do motor e, assim como eletrificação das bombas d'água, válvulas termostáticas elétricas são boas propostas para

aumento da eficiência global do veículo. Essas válvulas elétricas permitem diferentes calibrações de temperaturas, que podem ser aplicadas de acordo com o combustível utilizado, cargas no motor demandadas, condições de trabalho, entre outras quais que contribuem para redução no consumo de combustível, emissões de poluentes e melhoria da durabilidade do motor devido ao controle mais preciso da temperatura de trabalho do propulsor (Ribeiro, Meira, & Filho, 2007).

2.3.6 Reservatório de expansão

O reservatório de expansão é um componente que tem funções tais como: armazenar e liberar o ar presente no sistema de arrefecimento para impedir formações de pontos quentes no sistema de refrigeração do motor e danos à bomba d'água. Como o próprio nome sugere, o reservatório de expansão permite variações de pressão no sistema, absorvendo a expansão térmica do líquido de arrefecimento. É comum em alguns casos, agir como fusível caso a pressão aumente, liberando de forma controlada vapor do refrigerante para o ambiente. A fim de reduzir a possibilidade de cavitação na bomba d'água, o reservatório também possui a função de gerar pressão positiva na entrada da mesma (Bosch, 2005).

2.4 Dimensionamento do sistema de arrefecimento de um veículo com MCI

O primeiro sistema fechado de refrigeração motor por líquido usava o sistema de termossifão, cujo funcionamento se dava pela diferença de densidade do fluido quente e frio, que permitia um escoamento do fluido entre o motor e o radiador utilizado. Os primeiros carros fabricados por Henry Ford, em 1896, utilizavam esse princípio (Kargilis, 2006).

O correto dimensionamento do sistema de refrigeração do motor deve ser realizado para absorver parte do calor gerado pela combustão e pelo atrito das partes móveis, permitindo um funcionamento adequado do motor, sem perdas de desempenho (combustão anormal, necessidade de depotenciamento) e durabilidade, independente da condição de operação (Torregrosa A. , Olmeda, Garcia-Ricos, Natividad, & Romero, 2010). Nos dias atuais, tem sido um grande desafio para os engenheiros desenvolverem soluções de sistema de gerenciamento térmico veicular devido ao aumento da potência do motor e conseqüentemente da carga térmica do

mesmo, de arquiteturas de motores cada vez mais compactas, além das normas de emissões de poluentes mais rigorosas (Ranjan, Brahmasani, & Khan, 2016). O desempenho do sistema de arrefecimento é afetado diretamente pela vazão de ar através dos trocadores de calor, que por sua vez, depende diretamente da abertura de grade no para-choque, da posição e da resistência do escoamento de ar através do vão motor. Zhang et al. (2018) citam que o principal objetivo no dimensionamento dos requisitos de vazão de ar são obter valores suficientes para evitar o superaquecimento do motor. Porém, o excesso de escoamento causa um aumento de arrasto do sistema, contribuindo para um aumento no consumo de combustível. O arrasto aerodinâmico pode ser dividido em arrasto devido à carroceria e arrasto devido ao sistema de arrefecimento (Liu, Li, Wang, & Zhu, 2017). Estudos têm reportado que a parcela referente ao arrasto aerodinâmico de arrefecimento é em torno de 5 a 10% do arrasto global no veículo (Baskar & Rajaraman, 2015; Liu, Li, Wang, & Zhu, 2017; El-Sharkawy, Kamrad, Lounsberry, Baker, & Rahman, 2011). O arrasto devido à carroceria se dá por efeito da aerodinâmica e a área frontal do veículo, enquanto que o arrasto em razão do sistema arrefecimento se deve ao escoamento de ar que passa pela grade, sistema de arrefecimento e pelo vão motor. Liu et al. (2017) estudaram uma otimização da distribuição do escoamento de ar através do sistema de arrefecimento com foco na diminuição do arrasto. Os autores focaram na otimização do convergedor do eletro-ventilador e da travessa *crash-box* (caixa metálica instalada entre as longarinas e travessa do automóvel, com função de absorver impacto no caso de uma colisão). Com a otimização apenas do convergedor do eletro-ventilador, os autores conseguiram aumentar em até 8% o volume de vazão de ar através dos trocadores de calor em altas velocidades do veículo. Otimizando a travessa *crash-box*, os autores encontraram mais 8% de aumento de escoamento de ar, através dos trocadores de calor em altas velocidades do veículo. El-Sharkawy et al. (2011) analisaram o efeito de uma grade ativa (AGS - *active grille shutter*) no para-choque do veículo na melhoria do consumo devido a redução do arrasto aerodinâmico no veículo. Quando o veículo está em altas velocidades, porém baixas cargas no motor e temperaturas ambientes amenas, a demanda de vazão de ar através dos trocadores de calor não é alta. O AGS reduz o tamanho efetivo de grade aberta no para-choque do veículo, conseqüentemente reduzindo a vazão de ar que passa através dos trocadores de calor e do vão motor, reduzindo o arrasto. Por meio da grade ativa, os

autores conseguiram uma redução de até 3% no arrasto aerodinâmico total do veículo, a uma velocidade de 105 km/h.

Thomaz, Chamone e Maia (2018) propuseram uma otimização dos sistema de arrefecimento através de modelos numéricos 1D, com objetivo de reduzir o tamanho do radiador e/ou potência do eletro-ventilador, o que contribui diretamente para eficiência energética do veículo. Os autores realizaram um DOE (*Design of Experiments*) variando como parâmetros o comprimento do radiador e a potência do eletro-ventilador, simultaneamente. Os resultados finais foram dispostos em uma relação de tamanho de radiador e potência do eletro-ventilador o qual atende aos requisitos solicitados pelo sistema, de forma que a escolha da combinação possa ser facilmente feita de acordo com o objetivo a ser priorizado: tamanho do radiador ou potência do eletro-ventilador. Através da metodologia proposta, os autores salientam que, por meio da realização de uma simulação DOE dos parâmetros, é possível antecipar o dimensionamento do sistema de arrefecimento de forma a otimizar o tempo de desenvolvimento, reduzir os custos do projeto, e não menos importante, contribuir para uma redução no consumo de combustível.

2.5 Teste de coastdown

Como discutido anteriormente, o sistema de arrefecimento pode contribuir com até 10% do arrasto aerodinâmico total do veículo. Esse arrasto de arrefecimento está diretamente relacionado ao escoamento de ar através da grade no para-choque. Uma etapa do presente trabalho é avaliar o consumo de combustível com diferentes propostas de componentes trocadores de calor, o que provoca variações na vazão de ar, logo, a influência na resistência ao movimento precisa ser analisada. Os procedimentos para a determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista, também conhecido como teste de *coastdown*, estão descritos na norma ABNT NBR 10212 (ABNT NBR 10312:2014).

Simplificadamente, o teste consiste em deixar o veículo em uma pista plana desacelerar de forma natural, com a transmissão desacoplada, mudando esta para a posição neutra, na qual a perda de velocidade em função do tempo define os parâmetros no teste conhecidos como coeficientes de resistência ao movimento, ou coeficientes de *coastdown*. O teste de *coastdown* é realizado em pista plana, reta, isenta de irregularidades e seca. A temperatura ambiente deve ser entre 5 a 35 °C.

Durante o teste, a velocidade do vento deve ser monitorada, não podendo exceder médias de 3 e picos de 5 m/s. A condição do pneu é determinada, não podendo apresentar sulcos menores do que 50% da profundidade original. A velocidade para o início da desaceleração deve ser igual ou superior a 105 km/h. O tempo da desaceleração é marcado a cada queda de 10 km/h, até a velocidade final de 30 km/h. Bastos (2016) em seu trabalho utilizou o método de intervalos de desaceleração para cálculo dos coeficientes de *coastdown* na determinação do consumo de combustível e emissões de poluentes de um veículo em ciclo urbano. O primeiro intervalo considera o tempo de desaceleração entre 90 e 70 km/h e a velocidade de referência de 80 km/h, sendo o segundo intervalo considerando o tempo para perda de velocidade de 45 a 35 km/h, com velocidade de referência de 40 km/h. Os coeficientes de *coastdown* em função da velocidade com ordem zero e de segunda ordem podem ser calculados seguindo as Equações (2.2) e (2.3).

$$F_0' = \frac{m_e}{(22.22^2 - 11.11^2)} \times \left(\frac{25 - 19.44}{\Delta t_2} \times 11.11^2 - \frac{12.5 - 9.72}{\Delta t_1} \times 22.22^2 \right) \quad (2.2)$$

$$F_2' = \frac{m_e}{(22.22^2 - 11.11^2)} \times \left(\frac{25 - 19.44}{\Delta t_2} - \frac{12.5 - 9.72}{\Delta t_1} \right) \quad (2.3)$$

Onde:

F_0' = Coeficiente *coastdown* (não corrigido para as condições padrão), parcela de resistência ao rolamento, N

F_2' = Coeficiente *coastdown* (não corrigido para as condições padrão), parcela de resistência aerodinâmica, Nh^2/km^2

m_e = massa efetiva

Δt_1 = Tempo em segundos para desaceleração de 45 a 35 km/h

Δt_2 = Tempo em segundos para desaceleração de 90 a 70 km/h

Os coeficientes devem ser corrigidos para a condição padrão de pressão e temperatura 1 atm e 20 °C, onde a norma NBR 10312 sugere as Equações (2.4) e (2.5):

$$F_0 = F_0'[1 + K_T(T - T_0)] \quad (2.4)$$

$$F_2 = \frac{P_0 T}{P T_0} (F_2' - K_p \times F_0') + K_p \times F_0' \quad (2.5)$$

Sendo:

F_0 = Coeficiente *coastdown*, parcela de resistência ao rolamento, N

F_2 = Coeficiente *coastdown*, parcela de resistência aerodinâmica, $\text{N h}^2/\text{km}^2$

T_0 = Temperatura de referência de 293.15 K

P_0 = Pressão de referência de 1013.25 mbar

$K_T = 8.6 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$

$K_p = 2.503 \times 10^{-4} (\text{m/s})^{-2}$

Conhecidos os coeficientes de *coastdown*, F_0 e F_2 , nas condições padrões de temperatura e pressão, a relação da força resistiva ao deslocamento em função da velocidade do veículo pode ser calculada seguindo a Equação (2.6), no qual V é a velocidade do veículo, em km/h.

$$F_{\text{coastdown}} = F_0 + F_2 V^2 \quad (2.6)$$

A norma de ciclo padrão de emissões de poluentes ABNT NBR 6601 passou a considerar que para veículos com ar condicionado, deve-se elevar em 10% os coeficientes de *coastdown* a fim de computar o efeito que o compressor mecânico tem em absorver energia do virabrequim, como uma tentativa de considerar a influência do ar condicionado nas emissões de poluentes pelo escapamento e no consumo de combustível do ciclo urbano de condução. Porém, estudos de Dias (2017) mostraram um aumento de 15 a 19% nos ensaios de consumo de combustível com o ar condicionado efetivamente ligado, enquanto que com ar desligado, com o acréscimo de 10% nos coeficientes de *coastdown*, o consumo de combustível teve um aumento na ordem de apenas 3%, indicando que a tentativa da norma ABNT NBR 6601 em considerar a influência do ar condicionado não é representativo o suficiente.

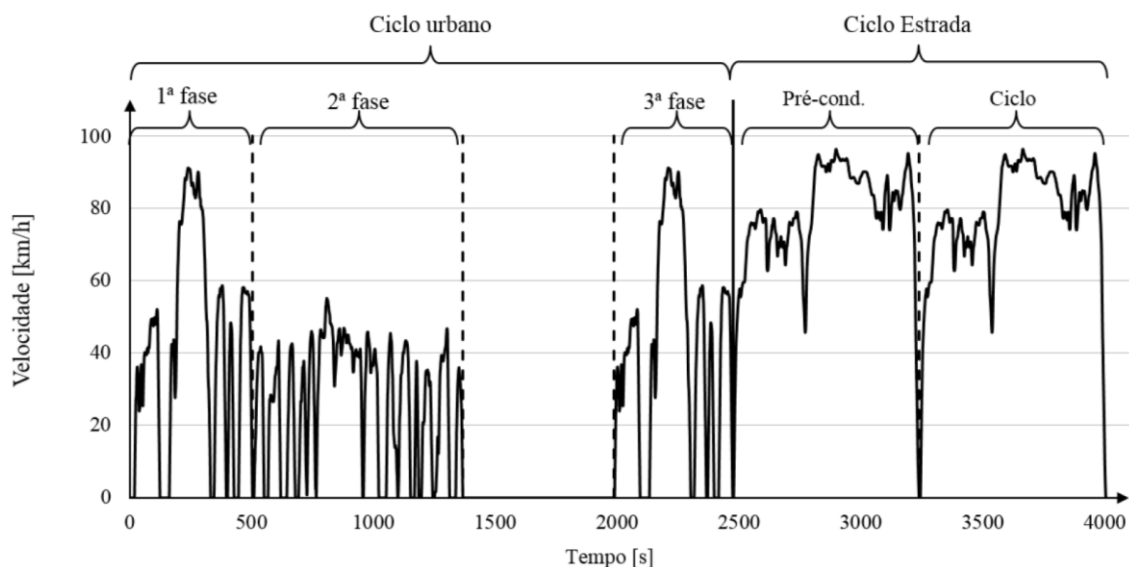
2.6 Ciclo padrão de consumo e emissões U.S. FTP-75 + HWFET

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), em 6 de maio de 1986 criou o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), coordenado pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA), com objetivo de definir os limites de emissões de poluentes para veículos leves e contribuir para o atendimento aos padrões de qualidade do ar instituídos pelo Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar (PRONAR). A partir daí se estabeleceu os procedimentos para determinação das emissões veiculares de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NO_x), dióxido de carbono (CO₂), aldeídos (HCO) e mais recente, material particulado em g/km contidos nos gases de escapamento. O ciclo de condução adotado foi o americano conhecido como FTP-75 (*Federal Test Procedure 75*) + HWFET (Highway Fuel Economy Test), criado pela EPA (*Environmental Protection Agency*) dos EUA (MMA, 2019). Os procedimentos relativos ao ensaio de emissões são descritos na norma brasileira NBR 6601 (ABNT NBR 6601:2012), enquanto que para o consumo de combustível, os procedimentos seguem a norma NBR 7024 (ABNT NBR 7024:2017). Os testes são feitos por meio de ensaios em dinamômetro de chassi com combustíveis de referência. A temperatura ambiente durante os testes deve ser mantida entre 20 a 30 °C. O ciclo de condução descrito na norma de emissões NBR 6601 corresponde a um perfil urbano, enquanto que o ciclo de consumo de combustível, descrito na norma NBR 7024, combina o ciclo de emissões veiculares a um perfil de condução de estrada. O percurso completo de condução para ensaio de consumo de combustível segue como descrito na Figura 4. O ciclo urbano, FTP-75, é composto por 3 fases, onde a 1ª representa partida a frio transiente, a 2ª partida a frio estabilizada, e logo após existe um período em que o veículo é desligado por aproximadamente 10 minutos, e então é iniciado a 3ª fase de condução. A distância percorrida na fase urbana é em torno de 17.77 km, em um tempo de 1874 segundos (desconsiderando o intervalo de 10 min com veículo desligado), sendo assim, a uma velocidade média de 34.1 km/h. O ciclo de condução estrada, HWFET, é dividido em duas etapas, sendo uma de pré-condicionamento e a outra etapa o ciclo de condução em si onde é repetido o mesmo perfil de condução da 1ª etapa.

Caso o percurso de condução estrada seja realizado na sequência do ciclo urbano, a 1ª etapa de pré-condicionamento pode ser eliminada. A distância percorrida

nessa etapa é de aproximadamente 16.45 km em uma duração de 765 segundos, o que representa uma velocidade média de 77.4 km/h.

Figura 4. Ciclo de condução de ensaio de consumo no Brasil, FTP-75 + HWFET.



Fonte: Lopes (2018).

O controle homologativo de emissões se dá a partir de classificação dos veículos em função do seu Peso Bruto Total (PBT), que vem sendo implantados de acordo com a classificação para fase “L” referente à veículos leves. O programa funciona por fases, onde os índices limites são atualizados. Na Tabela 2 são exibidos os limites de acordo com as fases do PROCONVE.

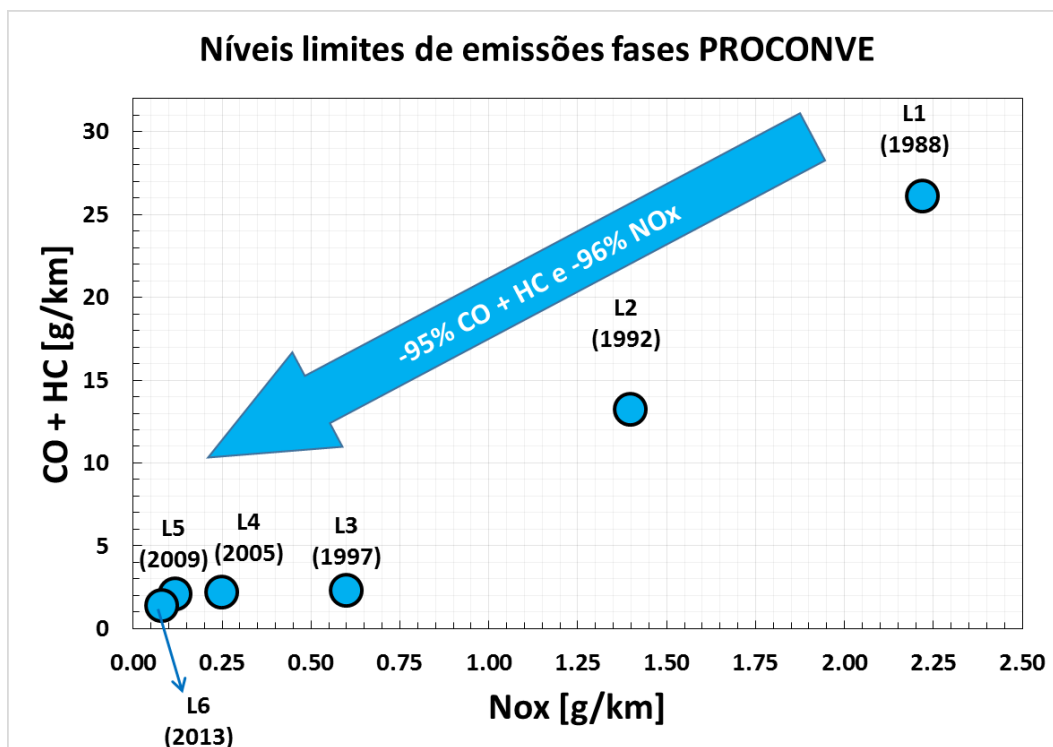
Tabela 2. Limites de emissões, fases PROCONVE.

Fase	Período	CO [g/km]	HC [g/km]	NO _x [g/km]	CHO [g/km]
L1	1988-1991	24.0	2.1	2.22	-
L2	1992-1996	12.0	1.2	1.40	0.15
L3	1997-2004	2.0	0.3	0.60	0.03
L4	2005-2008	2.0	0.16	0.25	0.03
L5	2009-2013	2.0	0.05	0.12	0.02
L6	2013-2022	1.3	0.05	0.08	0.02

Fonte: (PROCONVE, Atualizado em 2013)

A partir da Tabela 2, foi construído a Figura 5 a fim de tornar mais claro uma análise sobre a evolução dos limites de emissões pelo escapamento ao longo das fases.

Figura 5. Níveis de emissões de NO_x e CO + HC.



Fonte: Adaptado (PROCONVE, Atualizado em 2013).

Focando nas emissões de NO_x e CO + HC, pode-se observar que desde a implantação do programa de controle até a fase L6, implantada em 2013, os limites de emissões exigidos para NO_x e CO + HC reduziram em 96 e 95%, respectivamente. Os principais resultados alcançados, mostram de forma inequívoca grandes ganhos no controle de emissão de poluentes nos veículos. Limites mais rígidos e, a partir de incentivos fiscais aos fabricantes que atingissem os índices, a obrigatoriedade de reduzir os níveis de emissões de poluentes induziram um desenvolvimento tecnológico dos fabricantes de combustíveis, motores, autopeças e veículos (MMA, 2019). Recentemente, o Ministério do Meio Ambiente publicou a resolução nº 492, em 20 de dezembro de 2018, que estabelece as fases PROCONVE L7 e L8 de exigências para emissões de poluentes por veículos automotores (Diário Oficial da União - DOU, 2018). A fase L7 exigirá o atendimento de novos limites de emissões de poluentes a partir de 2022. Uma modificação importante é que se eliminou a permissão que havia em se descontar 100 % das emissões de CO₂ pelo escapamento quando o

combustível utilizado fosse o etanol, combustível derivado da cana de açúcar no Brasil, em motor *flexfuel*. Isso possibilitava emissões demasiadas desse composto pelo escapamento. Nessa fase, não é esperado redução considerável de emissões de poluentes pelo escapamento. A novidade é com relação às emissões evaporativas, que agora foram estabelecidos limites durante o abastecimento do veículo. A fase L8 deve ser implementada em 2025, a partir dessa etapa, a fase L8 determina restrições nos limites a cada dois anos, até 2031, em que se espera a determinação de um novo ciclo de regulamentações.

2.7 Estado da arte

Lee et al. (2018) estudaram os efeitos da calibração de uma transmissão tipo CVT no consumo específico de combustível, mostrando ganhos de até 2.6% nos ciclos FTP-75 e HWFET (*Highway Fuel Economy Test*). Blagojevic et al. (2017) concluíram em seu estudo que a estratégia de troca de marchas é um dos principais fatores que afetam a eficiência de conversão de combustível do motor em veículos, pois uma correta escolha de marcha pode permitir uma condição de operação do motor mais favorável à combustão. Os autores afirmam que apenas mudando o padrão de troca de marchas o consumo de combustível pode mudar em até 20%. Estudos de Vagg et al. (2012) apresentam que usando apenas um indicador de trocas de marcha no ciclo NEDC (*New European Driving Cycle*), obtiveram ganhos de até 4.3% na economia de consumo de combustível, o que representou diminuição em torno de 4.5% nas emissões de CO₂. Eles encontraram esses valores antecedendo a troca de marchas prescritas no ciclo.

Recentemente Hossain, Smith e Davies (2017) trabalharam em uma análise sobre os efeitos da temperatura do líquido refrigerante do motor no desempenho de geração de potência e nas emissões de poluentes de um MCI, mostrando ganhos no BSFC quando se aumenta a temperatura do líquido do motor, porém, as emissões de CO₂ aumentaram devido a uma melhor combustão. Torregrosa et al. (2006) reportaram que as emissões de NO_x aumentam com valores altos de ACT e temperatura do líquido refrigerante, sendo principal motivo devido ao aumento da temperatura de chama. Yoon e Lee (2012) investigaram o efeito das condições do ACT em diferentes rotações do motor nas emissões de poluentes. Seus resultados mostraram que emissões de NO_x tendem a aumentar devido ao aumento do ACT e

da rotação do motor, porém hidrocarbonetos e CO diminuem devido ao aumento da temperatura da combustão.

Thomaz e Baeta (2019) estudaram o efeito do gerenciamento da carga e da rotação do motor no desempenho do veículo, quando esse é submetido a condições extremas de condução (elevadas cargas no motor e temperaturas ambientes). Os autores submeteram um veículo, com motor turbo-alimentado GDI, aos testes de subida de serra Davis Dam em condições estabilizadas, de acordo com procedimentos descritos na norma SAE J2807 (2016). No estudo, Thomaz e Baeta propuseram, em um teste onde a potência do motor é mantida fixa, variar a rotação e consequentemente o torque, e então avaliar os parâmetros de desempenho do motor, tais como: consumo específico de combustível, a rejeição térmica do motor, a pressão de sobrealimentação, além de realizarem estudos numéricos 1D para então observar o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento e ACT em função da condição de carga e rotação do motor no teste. Em relação ao consumo específico de combustível, os autores citam que, a partir do ponto de BSFC mínimo, o aumento da rotação reduz a eficiência mecânica aumentando o atrito, o que contribui para o aumento de BSFC. Com foco na carga térmica do motor, qualquer aumento da rotação aumenta a rejeição térmica, principalmente devido ao aumento dos eventos de combustão e acréscimo do atrito. Por outro lado, os autores mostraram que, a temperatura do ar depois do compressor reduz de acordo com o aumento da rotação, o que contribui para uma redução da temperatura do ar de admissão no motor. Os autores atribuem esse comportamento devido a uma menor solicitação no turbo-compressor em função da redução no requerimento de torque. É interessante notar que, os resultados apontam que um aumento da rotação pode ajudar na redução do ACT, o que pode ser bastante interessante em determinadas ocasiões, porém, os autores sugerem tomar cuidado, pois a temperatura do líquido de arrefecimento do motor pode aumentar ao mesmo tempo, devido a uma maior rejeição térmica. Os autores comprovaram essa expectativa através de estudos numéricos, onde a temperatura do líquido de arrefecimento aumentava com a rotação do motor, enquanto que a do ar no coletor de admissão era reduzida. Devido as condições de testes propostas resultar em temperaturas elevadas do sistema, os autores propuseram uma análise utilizando calibrações genéricas de depotenciamento, comuns em motores modernos, pois protegem o motor aumentando a confiabilidade, reduzindo condições que poderiam impactar na integridade dos componentes devido

as elevadas temperaturas de operação do motor. Os autores observaram que em qualquer teste, existe uma rotação em que a perda de desempenho é mínima, onde sugeriram que se deve, durante o processo de desenvolvimento do veículo, agir na calibração da transmissão visando obter essa rotação que minimiza os danos em desempenho de acordo com valores de temperatura de líquido de arrefecimento e ACT. Em transmissões automáticas convencionais, uma troca de marcha poderia buscar o melhor compromisso, porém em transmissões tipo CVT, a capacidade de controle mais precisa da rotação do motor se mostra ideal para a aplicação da sugestão dos autores, em controlar a rotação de acordo com a capacidade de desempenho térmico do sistema de arrefecimento do motor.

Pang e Brace (2004) citam que o controle da temperatura do líquido do motor e seu ponto de trabalho tem impacto direto na eficiência de conversão de combustível dos MCI's. Os autores afirmam que a temperatura do líquido de arrefecimento afeta diretamente as perdas por atrito, onde temperaturas do líquido de refrigeração do motor em 115 °C comparado a temperaturas de 85 °C, reduzem o atrito viscoso do óleo permitindo até 10 % de redução no consumo de combustível. Segundo Park et al. (2017), as perdas de energia relacionadas ao arrefecimento e atrito de lubrificação possuem parcelas em torno de 19 a 43 %, o que gera uma grande capacidade de redução no consumo de combustível agir na otimização e controle do sistema de refrigeração e lubrificação do motor. Os autores analisaram aplicação de válvulas de controle de escoamento no circuito de arrefecimento para agir principalmente nas fases de partida a frio, nos quais o aquecimento do motor no menor tempo é desejado. Sobre o ciclo NEDC, através de simulações com modelo virtual correlato, os autores chegaram a uma redução de até 2.21 % nas perdas por atrito e 1.23 % na redução do consumo de combustível.

Cipollone et al. (2013) citam que as tecnologias em relação ao resfriamento do motor permaneceram inalteradas durante os anos, e que deve existir um esforço maior para uma integração efetiva entre o sistema de arrefecimento do motor e outros requerimentos térmicos do veículo, a fim de melhorar o conforto e aumentar a eficiência global do sistema. Levando isso em conta, os autores estudaram um modelo matemático para análise do sistema de refrigeração com o objetivo de resolver problemas termo-hidráulicos e identificar estratégias de controle do sistema. O foco dos autores foi a análise da fase de partida a frio durante o aquecimento do motor, pois é uma condição em que o consumo de combustível e emissões pelo

escapamento são elevados. Os autores atribuem que o consumo elevado de combustível na fase em que o motor ainda está frio se dá devido a alguns fatores: atrito elevado associado à alta viscosidade do lubrificante frio e combustão ineficiente devido à baixa temperatura da câmara de combustão. Para diminuir o tempo de aquecimento do motor em partida a frio, os autores introduziram uma carga térmica adicional no sistema a partir da aplicação de um *intercooler* refrigerado a água. Com uma carga térmica adicional média de aproximadamente 6 kW no ciclo NEDC, a redução no tempo de aquecimento foi de 60%, passando de 1000 segundos para 400 segundos de tempo, um efeito expressivo que certamente traz satisfatórios ganhos na redução de consumo de combustível e emissões de poluentes. Lahuerta e Sumuel (2013) afirmam que melhorar a eficiência térmica de motores a combustão interna é essencial para atingir os objetivos de redução de consumo de combustível. Com isso em mente, os autores propuseram uma análise numérica de gerenciamento térmico do motor em condições de partida a frio. Através do modelo criado, os autores mostram que uma vazão mássica de líquido menor permite um aquecimento mais rápido do motor devido menores perdas de calor da câmara de combustão para o líquido de arrefecimento, que além de reduzir o atrito devido aquecimento mais rápido, melhora a combustão pois menores parcelas de calor serão perdidas para o fluido refrigerante durante a partida a frio. Iskandar e Filho (2012) também abordam uma análise de estratégias de controle do sistema de arrefecimento, através da bomba d'água e da válvula termostática controladas eletronicamente, com objetivo de reduções de consumo de combustível e emissões de poluentes. Através de um modelo virtual do sistema de arrefecimento, construído no software GT-Suite®, os resultados encontrados mostraram que o controle efetivo eletrônico da temperatura do motor contribui para redução no consumo de combustível e emissões de poluentes pelo escapamento, além de reduzir as flutuações da temperatura do líquido de arrefecimento contribuindo para uma redução do estresse térmico do motor. Os autores ainda comentam que obtiveram uma redução da potência consumida na bomba d'água, o que contribuiu para maximizar a redução do consumo de combustível.

Os estudos apresentados nesse tópico foram essenciais para a geração de massa crítica sobre o tema do trabalho proposto, enfatizando a importância do gerenciamento térmico do sistema de arrefecimento do motor nos estudos de redução no consumo de combustível, nas emissões de poluentes e no aumento de

desempenho. Os trabalhos ainda sugerem que pesquisas sobre gerenciamento térmico ainda são pouco abordadas, e que a otimização do sistema de arrefecimento tem grande capacidade em contribuir para o aumento da eficiência energética global de um veículo, o que motiva ainda mais o estudo proposto no presente trabalho. A Tabela 3 faz uma síntese dos principais estudos discutidos e seus respectivos ganhos.

Tabela 3. Síntese dos principais estudos e seus respectivos ganhos.

Autor	Análise	Ganhos
Lee, et al. (2018)	Calibração do CVT	2.6% em redução de consumo de combustível
Blagojevic, et al. (2017)	Padrão de troca de marchas	Até 20% em redução de consumo de combustível
Vagg, et al. (2012)	Indicador de troca de marchas	4.3% em redução de consumo de combustível
Pang e Brace (2004)	Temperatura do motor	Até 10% em redução de consumo de combustível
Park, et al. (2017)	Modulação da vazão mássica de fluido refrigerante no motor	Até 1.23% em redução de consumo de combustível
Liu, et al. (2017)	Otimização do convergedor e travessa crash-box	Ganhos de 8% na vazão de ar sobre os trocadores de calor
El-Sharkawy, et al. (2011)	AGS	Redução de 3% no arrasto aerodinâmico
Silva (2019)	Controle do eletro-ventilador	Redução de até 85% da energia demandada no eletro-ventilador durante o ciclo FTP-75

3 METODOLOGIA

A metodologia apresentada divide-se em exibir o veículo e motor estudado, ferramentas virtuais utilizadas, bem como procedimentos e modelo matemático de balanço de forças, além de todas as considerações utilizadas para a avaliação do desempenho do sistema de arrefecimento e sua otimização. Por fim, o modelo e argumentos para a análise do consumo de combustível é abordada.

3.1 Motor, veículo e ferramentas virtuais utilizadas

No presente trabalho, foi avaliado um veículo com motor 4 cilindros, turboalimentado *flexfuel*, 1.4L de deslocamento volumétrico. Potência máxima de 132 kW a 6000 rpm e torque de 270 Nm a 1750 rpm. Os mapas de BSFC, rejeição térmica, pressão e temperatura do turbo-compressor são conhecidos e foram obtidos através de testes em banco de prova dinamométrico, sob condições padronizadas. Inicialmente os parâmetros de entrada necessários do veículo foram levantados: peso, capacidade de carga, eficiência da transmissão, *coastdown*, pneu, relação do diferencial, entre outros. Em condições de elevado estresse do motor. A avaliação da calibração de depotenciamento foi realizada separadamente para a temperatura do líquido de refrigeração e para o ACT. A análise do desempenho térmico do sistema foi examinada em condições estabilizadas (apresentada no tópico 3.2), e então a calibração do depotenciamento foi inserida para prever a condição de equilíbrio real que o sistema de arrefecimento do motor terá. A partir deste método, é possível analisar os impactos de diferentes calibrações de depotenciamento baseados nas temperaturas do líquido do motor e ACT. As análises virtuais foram feitas nos softwares CFD 1D FloMASTER® e GT-Suite®. O modelamento da temperatura do líquido do motor e ACT foram realizadas no software FloMASTER®. A ferramenta virtual simula perdas de pressão, vazões e temperaturas de fluidos em sistemas complexos de qualquer escala (ex. sistema de arrefecimento veicular), possibilitando analisar alterações no projeto, tais como tamanho dos componentes e seleção de condições que afetam diretamente o desempenho do sistema estudado, de forma rápida, simples e precisa (Mentor Graphics, 2019). Por outro lado, para o modelamento da estimativa do consumo de combustível, o software GT-Suite® foi utilizado. O software é uma ferramenta focada no desenvolvimento de

motopropulsores, por isso é indicada quando objetivo é analisar o consumo de combustível, por exemplo. A ferramenta possui funções pré-estabelecidas relacionadas ao motopropulsor, calibração de mapas e modelos de controle de condução do veículo (Gamma Technologies, 2016). Para ambos modelos numéricos, foi realizado uma validação a partir de resultados experimentais, relacionado à temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão em condições estabilizadas, e consumo de combustível acumulado no ciclo FTP-75 + HWFET. Detalhes sobre a validação dos modelos são apresentados nos tópicos de resultados.

O parâmetro mais importante no dimensionamento do sistema de arrefecimento automotivo é a rejeição térmica do motor, pois esta carga térmica define o desempenho requerido para o sistema de refrigeração do motor. Primeiramente um estudo sobre as forças atuantes no veículo foi levantado. Os dados sensíveis nessa etapa são o tipo do motor, transmissão, peso do veículo, coeficiente aerodinâmico, pneus, capacidade de carga e reboque. Os parâmetros do veículo usados no estudo proposto são de acordo com a Tabela 4:

Tabela 4. Parâmetros do veículo.

Coast down	F_0	165 N
	F_2	0.0460 N.h ² /km ²
Circunferência de rolamento do pneu		2120 mm
Massa do veículo		1500 kg
Capacidade de carga		500 kg
Capacidade de reboque		907 kg

Os dados do veículo na Tabela 4 representam um veículo hipotético, mas que podem ser comparados aos dados de um veículo da categoria SUV (*Sport Utility Vehicle*) de médio porte, comum em vendas atualmente.

3.2 Condição extrema de condução do veículo e estratégia de depotenciamento do motor

Para o estudo, as condições de teste escolhidas foram de acordo com a norma SAE J2807 (2016). A norma estabelece a máxima capacidade de reboque para um veículo percorrer a subida de serra localizada no estado do Arizona-EUA, rota 68, com início às margens do rio Colorado, em Bullhead City, em direção a Kingman, subindo

aproximadamente 1070 metros dentro de um percurso de 18.5 km, conhecido como testes de Davis Dam. A norma estabelece critérios de desempenho requerido para um veículo com carga rebocável para manter uma velocidade específica em um contexto real. Nos EUA, Ford, GM, Ram, Toyota e Nissan aceitaram e atualmente seguem o procedimento descrito na norma SAE J2807 para dimensionar o sistema motopropulsor de seus projetos (News, 2014). Duas diferentes condições estabilizadas de Davis Dam foram estudadas nesse trabalho. Essas condições de teste são descritas na Tabela 5:

Tabela 5. Condições de teste do veículo.

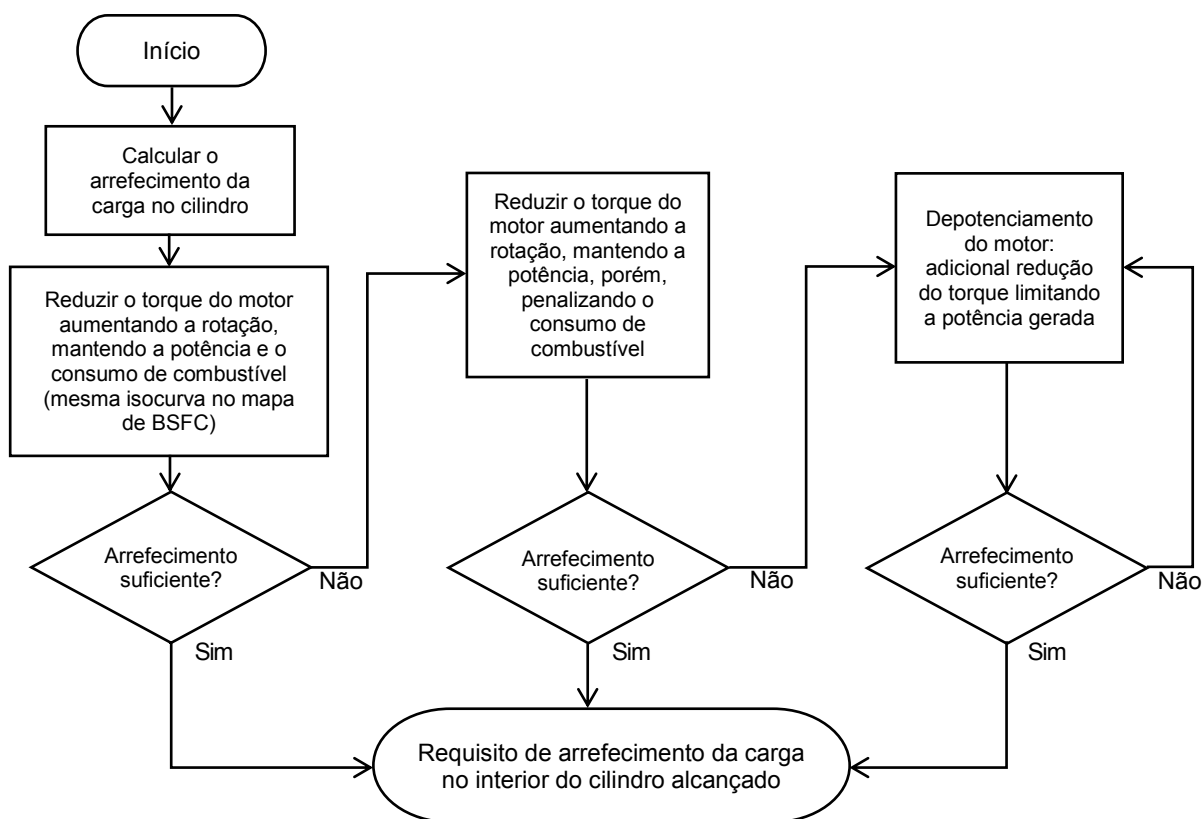
Teste	Velocidade do veículo [km/h]	Reboque [kg]	Inclinação da pista [%]	Condição ambiente		Comando ar condicionado [-]
				Temperatura [°C]	Pressão [bar]	
DD65	105	0	5.6	38	0.888	Ligado
DDT45	72	907				

A primeira condição de teste da Tabela 5, DD65, representa o veículo sob uma velocidade de 65 mph, equivalente a 105 km/h, sem reboque, subindo uma pista com inclinação de 5.6%. O segundo teste, DDT45, equivale a uma velocidade de 45 mph (72 km/h), sendo o veículo com um reboque de 907 kg, sob a inclinação de pista de 5.6%. A temperatura ambiente de 38 °C combinado à uma pressão de 0.888 bar, contribuem para elevar a criticidade da condição de teste.

Em resumo, o procedimento descrito na norma é considerado como uma das condições mais críticas que um cliente pode submeter seu veículo na ótica de solicitação de desempenho em um ambiente extremo (altas temperaturas e altitude). Foi escolhido para este trabalho esta condição de condução do veículo pois podem ser facilmente observadas elevadas temperaturas no sistema de arrefecimento do motor devido a criticidade da condição de teste. Como já citado, a condição de arrefecimento da carga no interior do cilindro (por meio da temperatura do líquido de arrefecimento e ACT) pode não ser suficiente, o que contribui para uma combustão anormal reduzindo a eficiência energética do conjunto propulsor. A primeira estratégia adotada no presente estudo para essas condições é, reduzir a carga térmica do cilindro, que está sob o risco de combustão anormal, através de uma redução do torque compensando com um aumento da rotação do motor, a fim de manter a potência constante, ajustando para o mesmo consumo específico de combustível, por

meio da isocurva de BSFC. No caso de uma adicional demanda de arrefecimento da carga no interior do cilindro, novamente o torque do motor é reduzido através de um aumento da rotação do virabrequim, mantendo a potência gerada constante, porém, dessa vez levando a um aumento no consumo específico de combustível. Além desse limite, no caso de uma necessidade extra de resfriamento da carga no interior do cilindro para se evitar uma combustão anormal e impedir a pré-ignição ou ocorrência de detonação, a estratégia de depotenciamento do motor é utilizada, levando a uma redução da potência gerada e aumento (indesejável, mas necessário) do consumo de combustível, a fim de preservar a integridade do motor ao operar em condições críticas. Essas etapas podem ser melhor compreendidas através do fluxograma fornecido na Figura 6.

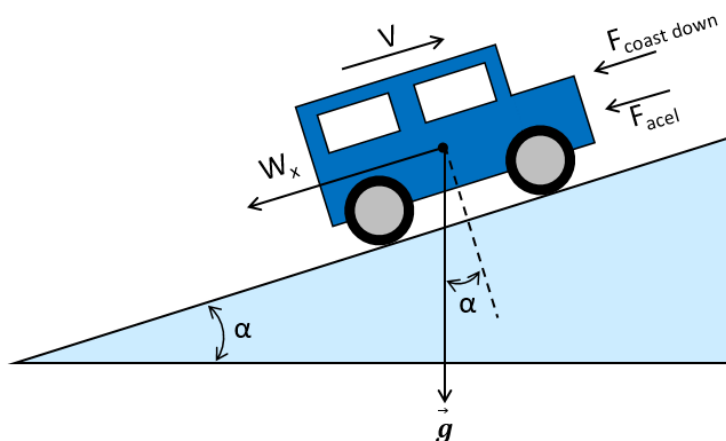
Figura 6. Estratégia de gerenciamento térmico: administração da carga e rotação e depotenciamento do motor.



3.3 Modelo matemático

Como já citado anteriormente, uma das propostas do atual estudo é analisar estratégias de gerenciamento da carga e rotação do motor no desempenho do veículo sob a condição de teste proposta. Simulando uma transmissão tipo CVT, uma grande variação de rotação do motor é possível ser selecionada para o teste, de acordo com o requisito de potência. Para mensurar a potência necessária no motor, é necessário tomar conta da resistência ao movimento (*coastdown*) e a componente força relacionada ao peso quando se está sobre uma pista não plana. Para essa etapa, uma representação das forças atuantes no veículo em movimento sobre uma pista inclinada é descrita na Figura 7.

Figura 7. Forças de resistência de um veículo em movimento sobre uma pista inclinada.



A partir de um somatório das forças representadas na Figura 7, baseado na segunda lei de Newton, a força de tração requerida para o veículo vencer um obstáculo segue de acordo com as Equações (3.1) a (3.4):

$$\sum F = F_{coast\ down} + F_{acel} + W_x \quad (3.1)$$

$$F_{coastdown} = F_0 + F_2V^2 \quad (3.2)$$

$$F_{acel} = m \frac{DV_x}{dt} \quad (3.3)$$

$$W_x = m \times g \times \text{sen} \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{\alpha}{100} \right) \right\} \quad (3.4)$$

Na qual:

$F_{coastdown}$ = força de resistência ao movimento livre (*coastdown*)

F_{acel} = força de aceleração

W_x = componente da força peso na direção do movimento

V = velocidade do veículo, km/h

V_x = Velocidade do veículo, m/s

F_0 = coeficiente *coastdown*, parcela de resistência ao rolamento, N

F_2 = coeficiente *coastdown*, parcela aerodinâmica, Nh^2/km^2

m = massa, kg

g = gravidade, m/s^2

α = inclinação da pista, %

No presente estudo, devido as condições de teste escolhidas serem em regime permanente, a componente força de aceleração (F_{acel}) é nula. Conhecendo todas as forças que atuam sobre o veículo, a potência e o torque no motor podem ser facilmente calculadas conforme as Equações (3.5) a (3.7):

$$\dot{W}_{roda} = \left(\sum F \times V_x \right) / 1000 \quad (3.5)$$

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{W}_{roda}}{\eta_{trans}} + FEAD \quad (3.6)$$

$$T = \frac{\dot{W}_{motor} \times 60 \times 1000}{2 \times \pi \times rpm} \quad (3.7)$$

Na qual:

\dot{W}_{roda} = potência na roda, kW

\dot{W}_{motor} = potência no motor, kW

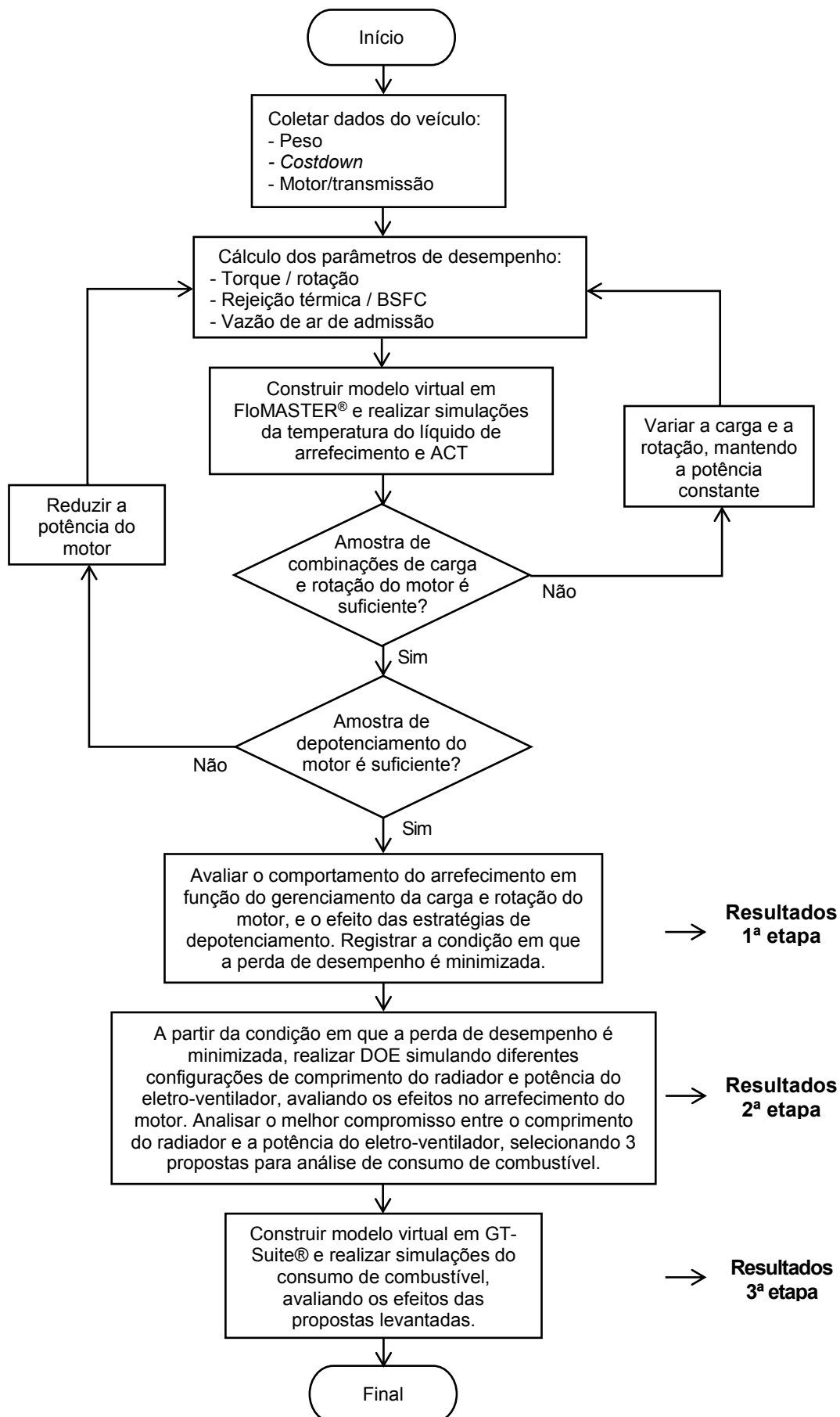
η_{trans} = eficiência da transmissão

$FEAD$ = *front engine accessory drive*, kW

Os valores considerados para eficiência da transmissão (η_{trans}) e carga de FEAD (*front engine accessory drive*) são respectivamente 10% e 6 HP (4.5 kW). FEAD pode ser entendido como a energia consumida por acessórios do motor como o alternador, compressor do ar condicionado, bomba d'água, entre outros acessórios que consomem potência diretamente do virabrequim. O valor de 6 HP foi escolhido devido a observações em teste experimental no motor em estudo.

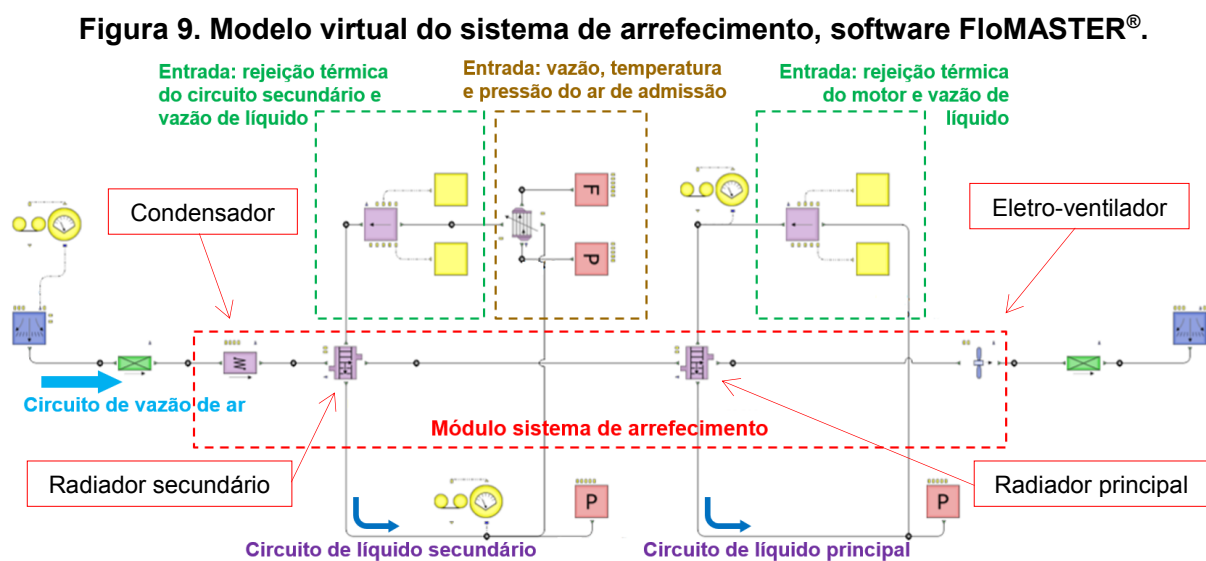
Os principais parâmetros de desempenho do motor, como a rejeição térmica, BSFC, vazão mássica de ar de admissão, pressão e temperatura de sobrealimentação (antes do *intercooler*), podem ser facilmente relacionados ao torque e rotação do virabrequim, e obtidos através de mapas produzidos em testes em dinamômetros. Thomaz, Chamone e Maia (2018) utilizaram o torque e a rotação do motor para avaliar as cargas térmicas em seus estudos sobre otimização no dimensionamento do sistema de arrefecimento veicular. A Figura 8 resume o fluxo do processo desde as entradas às saídas de avaliação do desempenho do sistema de arrefecimento e o consumo de combustível. Todos os dados são levantados, tratados e inseridos nos modelos virtuais que tem como principal saída os valores de temperatura do líquido de arrefecimento, ACT e consumo de combustível. Os resultados obtidos na primeira etapa referem-se às temperaturas do fluido de arrefecimento e ACT em função da carga e rotação do motor, além das análises de depotenciamento para um arrefecimento adequado da carga no interior do cilindro. Na segunda etapa, é avaliado o efeito do comprimento do radiador e a potência do eletro-ventilador no desempenho do sistema de arrefecimento de acordo com as especificações. Por fim, a terceira etapa de resultados restringe-se a avaliar o consumo de combustível de acordo com as propostas de sistema de refrigeração do motor sugeridas a partir dos resultados obtidos nas etapas predecessoras.

Figura 8. Fluxograma do processo das análises propostas.



3.4 Modelo virtual no FloMASTER®

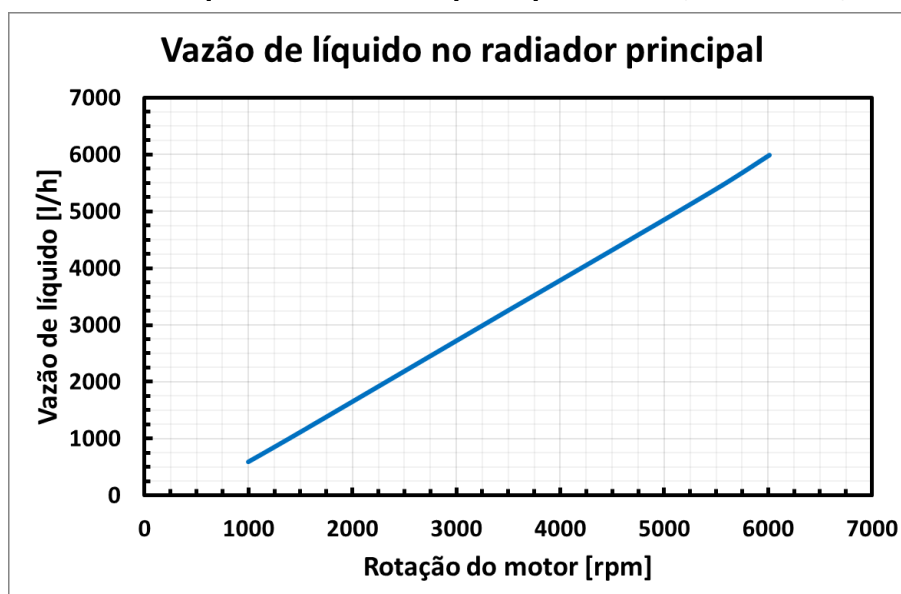
Para realizar as análises da temperatura do líquido de arrefecimento e o ACT em diferentes rotações e cargas do motor, nas condições de condução de Davis Dam, foi utilizado a ferramenta virtual CFD 1D software FloMASTER®. Na Figura 9 é apresentado o modelo virtual do sistema de arrefecimento utilizado para análise das temperaturas propostas.



Na Figura 9, o quadro pontilhado em vermelho destacado exhibe o módulo de arrefecimento: condensador, radiador secundário, radiador principal e eletro-ventilador, sendo a ordem da esquerda para a direita o caminho do ar através do sistema. Exatamente antes e depois do módulo, foi inserido um componente com o coeficiente de perda de carga que representa a resistência ao escoamento do ar através da grade do para-choque e através do compartimento vão motor. Ainda a respeito do circuito lado ar, um componente no início e fim do sistema foi inserido onde o coeficiente de penetração aerodinâmica (C_p) foi modelado. O quadro em cor marrom, destaca o componente *intercooler*, que foi inserido dentro do circuito secundário, na parte do líquido de arrefecimento. A vazão de ar de admissão e a temperatura do ar que entra no *intercooler* são entradas do componente. Por convecção do ar entre as aletas e condução até os tubos do trocador de calor, o líquido de arrefecimento frio dentro dos tubos absorve o calor do ar quente comprimido pelo turbo-compressor, reduzindo a temperatura do ar de admissão no coletor (ACT). Os

quadros destacados em verde exibem os componentes onde foram inseridos a rejeição térmica e vazão do líquido de arrefecimento, para cada circuito (radiador principal e secundário). A vazão de fluido de arrefecimento para o circuito secundário é proveniente de uma bomba elétrica, cuja rotação é constante, logo, a vazão assume um valor fixo, sendo essa vazão de 1150 l/h utilizado nas análises. Para o circuito do radiador principal, a vazão do líquido de arrefecimento tem como fonte uma bomba mecânica que está diretamente ligada ao virabrequim, sendo assim, o valor da vazão do líquido do sistema é diretamente relacionado a rotação do motor. No presente trabalho, a vazão de líquido no radiador principal em função da rotação do motor segue o comportamento da curva apresentada na Figura 10:

Figura 10. Vazão de líquido no radiador principal em função da rotação do motor.



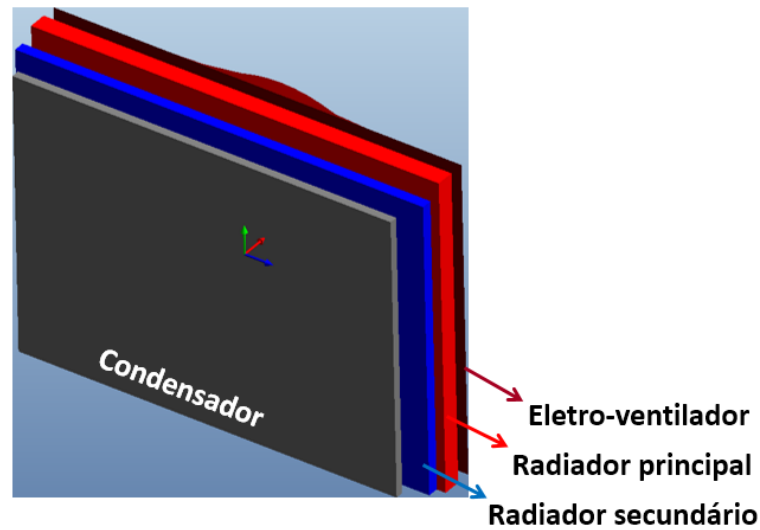
A vazão de ar através dos trocadores de calor não é imposta, é calculada dentro do modelo. Coeficientes de perdas de carga do para-choque e vão motor foram inseridos na parte da frente e atrás do módulo de arrefecimento, e então a partir de valores calibrados de coeficientes de pressão (C_p), a vazão de ar através dos trocadores de calor é estimada para cada velocidade do veículo e condição de temperatura. O método consiste em um acoplamento de CFD 3D para um modelo de CFD 1D, onde os valores dos coeficientes de pressão e perdas de carga são calibrados de forma que o modelo 1D seja capaz de reproduzir valores de vazão de ar previstos pelo modelo CFD 3D. Esse conceito é conhecido por resistência ao escoamento de ar do sistema de arrefecimento (Rahman, Ninawe, & Salomon, 2010;

Thomaz, Chamone, & Maia, 2018; Silva, 2019), tendo como vantagem a possibilidade de realizar testes no modelo CFD 1D com diferentes tecnologias de trocadores de calor e eletro-ventiladores sem a necessidade de realizar novos testes CFD 3D, reduzindo muito o esforço computacional e o tempo. Efeitos geométricos são notados através de simulações de dinâmica dos fluidos computacionais em 3D, enquanto que para uma análise de um sistema completo, como o circuito de arrefecimento cujo inúmeros componentes estão presentes, análises através de modelos 1D são mais indicadas (Pang, Hazrat, Masjuki, & Kalam, 2011). O acoplamento da análise com modelos em 3D em modelos 1D permite uma análise simultânea dos dois efeitos de forma rápida e simples.

Através da metodologia de acoplamento de resultados CFD 3D no modelo 1D, primeiramente, os coeficientes de perda de carga e C_p são calibrados de forma que o modelo 1D reproduza valores de vazão de ar de acordo com dados conhecidos através de uma simulação CFD 3D ou então dados experimentais conhecidos de um projeto base. A partir do momento em que o modelo 1D está calibrado, pode-se realizar modificações nas dimensões dos trocadores de calor e/ou potência do eletro-ventilador, onde novos valores de vazão de ar são estimados pelo modelo matemático unidimensional. É importante pontuar que nessa metodologia aplicada, o coeficiente de perda de carga da grade foi aplicado sobre uma área de abertura de para-choque, cujo valor é proporcional ao tamanho do radiador principal, sendo essa relação de 30%. Estudos mostram que valores da razão entre a área da abertura de grade e a área do radiador por volta de 0.3 é um valor desejável para atender aos requisitos de estilo e de arrefecimento (Kawashima & Fujii, 1988; Baskar & Rajaraman, 2015). Os valores de vazão de ar para diferentes tamanhos de radiador no modelo estudado, são apresentados nas Figuras 33 e 34 no tópico 4.2.

Na Figura 11 é representado a distribuição espacial dos componentes presentes no módulo de arrefecimento: condensador, radiador secundário, radiador principal e eletro-ventilador. No software FloMASTER®, os componentes são discretizados em 3D com coordenadas (x, y, z). Os tamanhos são levados em consideração no momento da distribuição de vazão de ar entre os elementos.

Figura 11. Representação espacial do módulo de arrefecimento, software FloMASTER®.



3.4.1 Modelamento do radiador

Normalmente, o desempenho térmico de um radiador é definido através de um mapa 3D. O mapa mais indicado, devido a versatilidade e precisão, é baseado no número de Nusselt (Nu) e Reynolds (Re) para o líquido e ar. Esta é a forma mais indicada pois, quando conhecido um mapa de desempenho térmico em uma condição específica, é possível testar o componente com diferentes tamanhos, diferentes fluidos e diferentes condições sem a necessidade de trocar os dados de desempenho iniciais (Mentor Graphics, 2019).

Baseado nos dados do mapa de desempenho do trocador de calor, o Nu pode ser facilmente mensurado. Após os valores de Nu conhecidos, o coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser definido, de acordo com as relações descritas nas Equações (3.8) a (3.11):

$$Re = \frac{\dot{m}d_h}{\mu A} \quad (3.8)$$

$$d_h = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (3.9)$$

$$Nu = \frac{\dot{q}d_h}{k_{ar}\Delta T} \quad (3.10)$$

$$U = \frac{Nuk_{ar}}{t} \quad (3.11)$$

No qual:

Re = Número de Reynolds

Nu = Número de Nusselt

U = coeficiente global de transferência de calor, $W/(m^2K)$

\dot{q} = troca de calor, kW

ΔT = diferença de temperatura entre o líquido e o ar, $^{\circ}C$

k_{ar} = condutividade térmica do ar, $W/(mK)$

t = espessura do trocador de calor, m

A = área, m^2

d_h = diâmetro hidráulico, m

\dot{m} = vazão mássica, kg/s

μ = viscosidade dinâmica, $Pa.s$

A partir dos valores conhecidos de Nu , U e Re , a taxa de transferência de calor pode ser facilmente calculada, para diferentes fluidos e/ou tamanhos do trocador de calor por:

$$\dot{q} = (\dot{m}c_p)_l \Delta T \left\{ 1 - e \left(\frac{(\dot{m}c_p)_a}{(\dot{m}c_p)_l} \left(e^{\left(-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_a} \right) - 1} \right) \right) \right\} \quad (3.12)$$

Onde:

$(\dot{m}c_p)_l$ = vazão mássica e calor específico do líquido, $kJ/(K.s)$

$(\dot{m}c_p)_a$ = vazão mássica e calor específico do ar, $kJ/(K.s)$

3.4.2 Modelamento do eletro-ventilador

Um dos objetivos do estudo é avaliar o impacto do dimensionamento do eletro-ventilador no sistema de arrefecimento. O modelamento do componente foi feito através da lei dos ventiladores, onde a velocidade de rotação foi relacionada à potência, ao aumento de pressão e ao escoamento do ar. A variação do diâmetro do eletro-ventilador não é considerada, para fins de simplificação. O aumento do desempenho foi obtido apenas aumentando a rotação, que segue a lei dos ventiladores onde a rotação é relacionada a vazão, aumento de pressão e a potência, conforme as Equações (3.13) a (3.15):

$$\frac{Q_1}{w_1} = \frac{Q_2}{w_2} \quad (3.13)$$

$$\frac{\Delta P_1}{\rho_{ar_1} w_1^2} = \frac{\Delta P_2}{\rho_{ar_2} w_2^2} \quad (3.14)$$

$$\frac{\dot{W}_{eletro_1}}{\rho_{ar_1} w_1^3} = \frac{\dot{W}_{eletro_2}}{\rho_{ar_2} w_2^3} \quad (3.15)$$

No qual:

Q = vazão volumétrica de ar, m³/s

w = rotação do eletro-ventilador, rpm

ρ_{ar} = densidade do ar, kg/m³

ΔP = aumento de pressão do ar, Pa

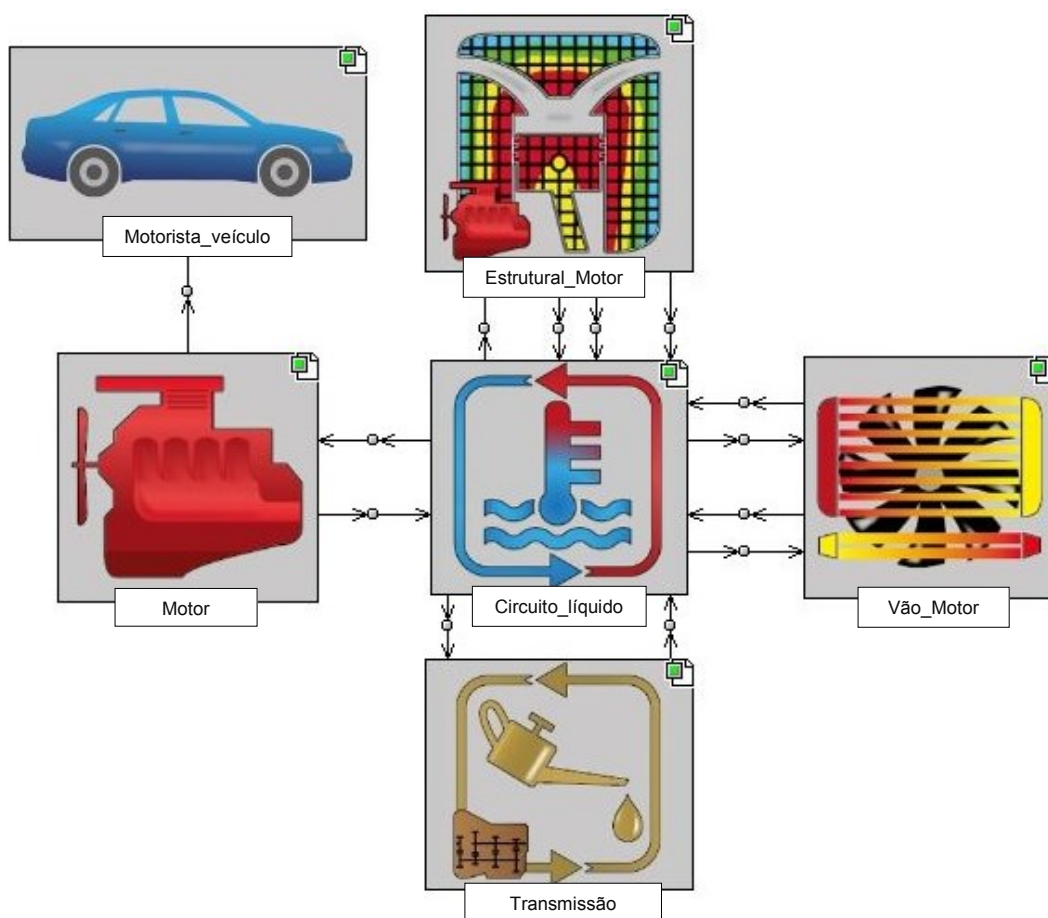
\dot{W}_{eletro} = potência do eletro-ventilador, W

3.5 Modelo Virtual no GT-Suite®

Quando o objetivo é avaliar o consumo de combustível, de acordo com as propostas sugeridas, foi utilizado o software unidimensional GT-Suite®. O software é um conjunto integrado de ferramentas para engenharia auxiliada por computador, CAE (*Computer Aided Engineering*), desenvolvido pela Gamma Technologies, focada no desenvolvimento de motopropulsores. O modelamento no software GT-Suite®

consiste em criar todos os sistemas necessários para uma simulação representativa de consumo de combustível. O modelo de cada sistema é criado separadamente e no final todos são montados em um único arranjo. Esse tipo de modelamento possibilita a alteração isolada de um sistema, permitindo a análise da resposta no modelo completo, de forma prática, rápida e organizada. A Figura 12 exhibe o modelo completo do veículo utilizado onde cada bloco representa um sistema específico.

Figura 12. Modelo de gerenciamento térmico do veículo em GT-Suite®.

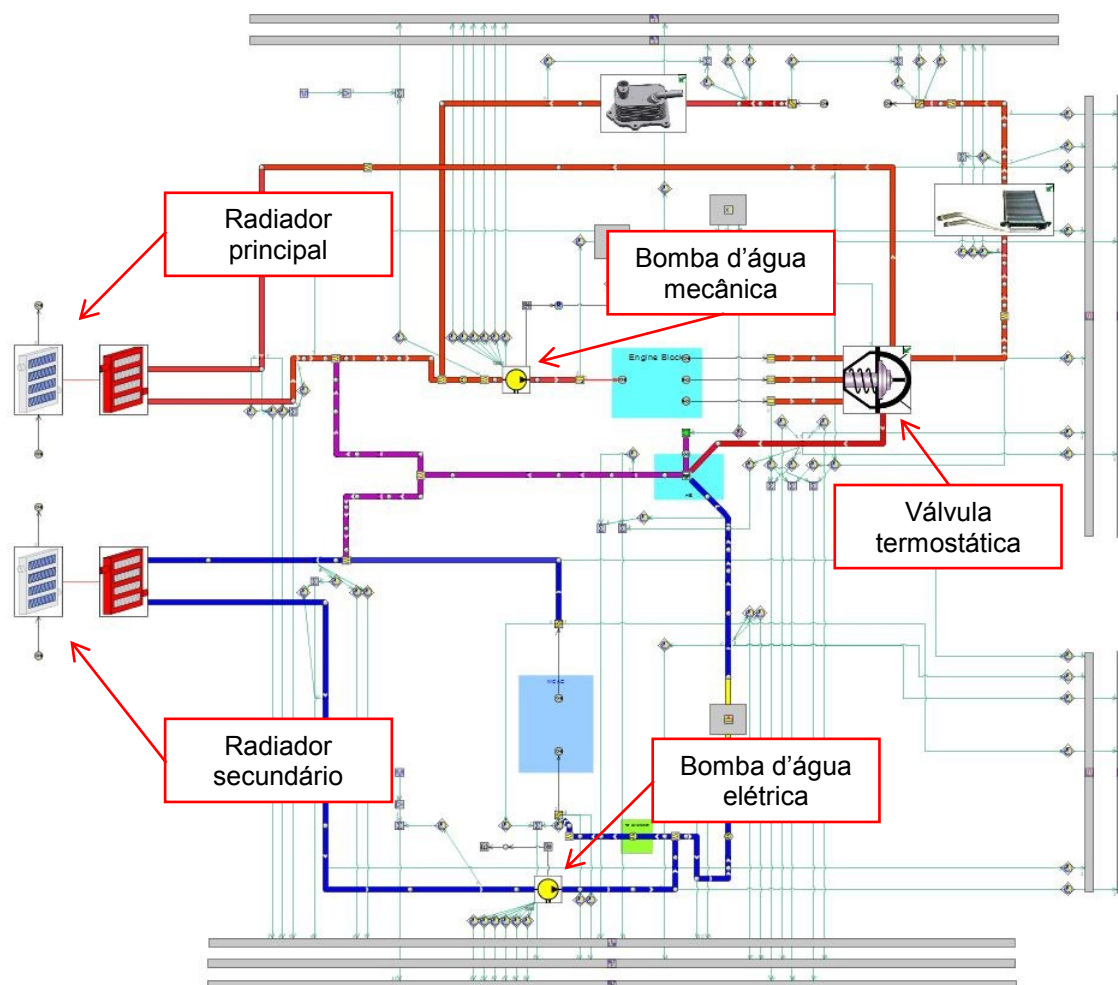


Fazem parte do modelo completo, o modelo do sistema estrutural do motor, o motor, a transmissão, o circuito de líquido de arrefecimento, o vão motor e o bloco veículo. Cada sistema modelado é necessário para avaliação completa do gerenciamento térmico do veículo, o qual permite a análise proposta sobre o impacto de certos parâmetros no consumo de combustível.

O modelo *Circuito_líquido* representa o circuito de arrefecimento, onde são alocadas todas as tubulações que conduzem o líquido através do sistema de refrigeração do motor, local onde são modelados os radiadores, a bomba d'água

mecânica e elétrica, e a válvula termostática. A Figura 13 demonstra o modelo onde estão indicados os principais componentes. Os dados de desempenho dos componentes foram obtidos através de folha de dados técnicos previamente conhecidas. Como já dito, foi proposto uma análise da variação do tamanho dos radiadores, devido a isto, para cada proposta foi alterado os dados de desempenho dos trocadores de calor no modelo *Circuito_líquido*.

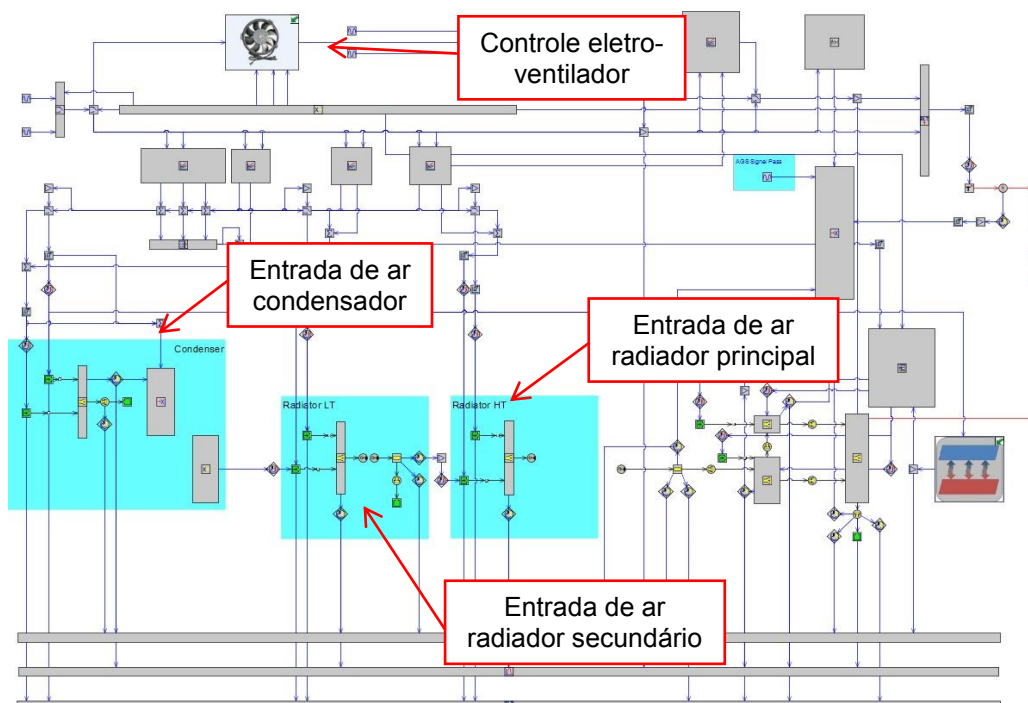
Figura 13. Sistema referente ao bloco *Circuito_líquido* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.



O modelo *Vão_motor*, apresentado na Figura 14, é o local onde é modelado a vazão de ar através dos trocadores de calor, além do controle de atuação do eletro-ventilador. O cálculo da temperatura do ar que passa através dos componentes é realizado no sistema, sendo esse dado utilizado para estimativa da transferência de calor por convecção nos componentes presentes no vão motor, como por exemplo, as mangueiras do circuito de líquido. O valor de rotação do eletro-ventilador é

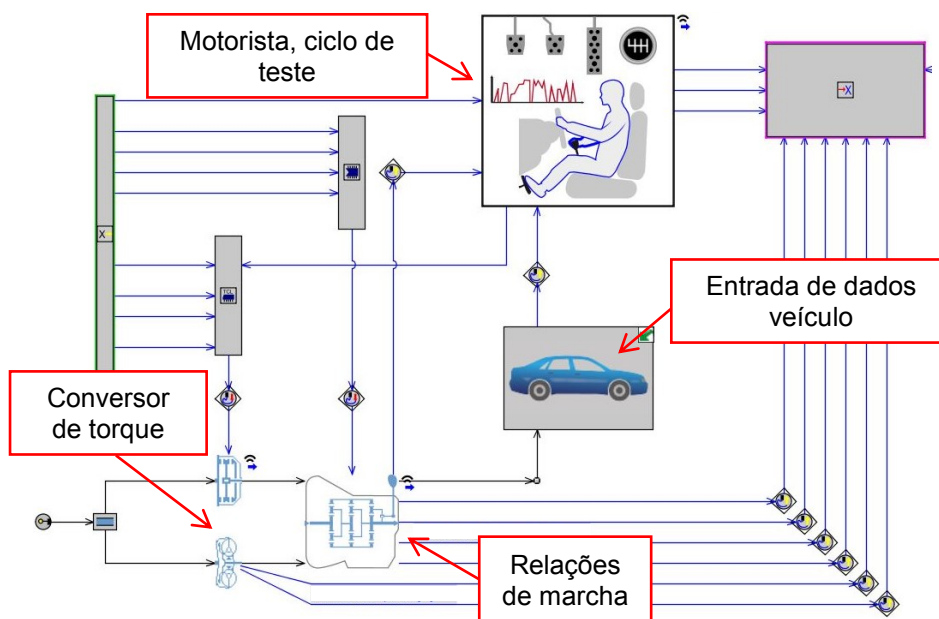
selecionado de acordo com a temperatura do líquido, e através de mapas previamente conhecidos, a vazão de ar é obtida e então seu valor é imposto para cada componente em função da velocidade do veículo e da rotação do eletro-ventilador. Esses mapas são atualizados de acordo com a proposta de módulo de arrefecimento (apresentadas na seção de resultados, Tabela 13). O valor de rotação do eletro-ventilador é registrado e utilizado para cálculo da potência consumida no motor elétrico, de acordo com a Equação (3.15), e depois é transferido à bateria, posteriormente ao alternador, e então convertido em torque consumido no virabrequim do motor.

Figura 14. Sistema referente ao bloco *Vão_motor* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.



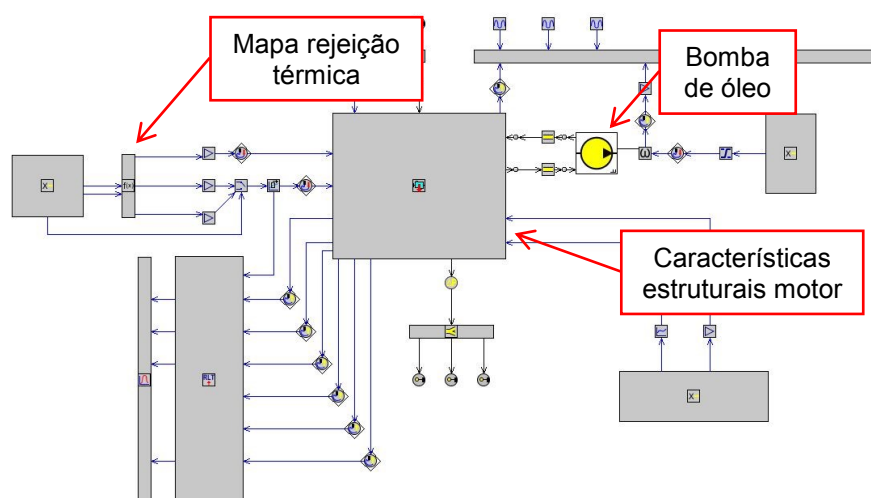
O bloco *Motorista_veículo* (Figura 15), funciona para a entrada de dados tais como: o ciclo de teste, os dados do veículo (ver Tabela 4), condições de troca de marchas, condições ambiente, entre outros. O conversor de torque e as relações de marcha também são representados dentro deste modelo. Um motorista virtual simula as solicitações de velocidades e conseqüentemente cargas no motor, em que o conversor de torque juntamente com a caixa de marchas seleciona a relação de transmissão adequada de acordo com a velocidade do veículo e rotação do motor.

Figura 15. Sistema referente ao bloco *Motorista_veículo* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.



O bloco *Estrutural_Motor*, apresentado na Figura 16, consiste na parte termo-fluido-estrutural do motor, em que é modelada a distribuição de fluidos (óleo, líquido refrigerante) no bloco e cabeçote, bem como a distribuição e condução de calor gerado pela combustão, o qual calor conseqüentemente será enviado ao sistema de arrefecimento para manutenção da temperatura do motor.

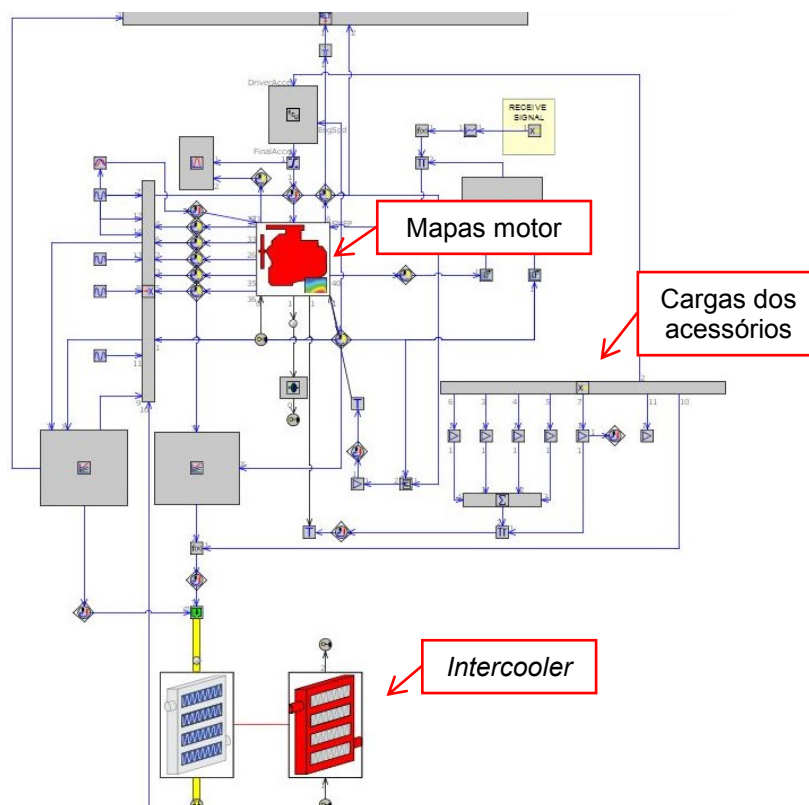
Figura 16. Sistema referente ao bloco *Estrutural_motor* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.



No bloco *Motor* (Figura 17) são modelados os mapas de desempenho do motor, tais como: consumo de combustível, potência do motor e mapas do turbo-compressor.

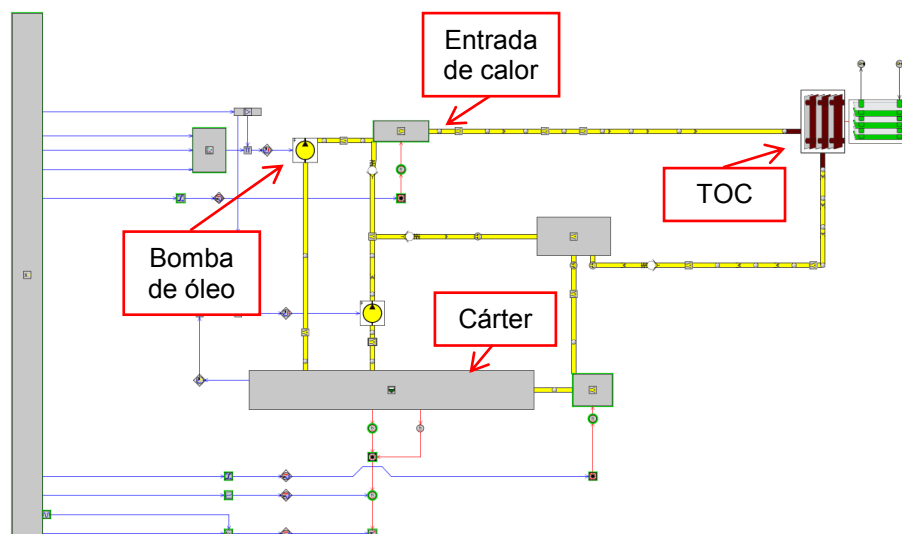
De acordo com as condições de solicitação para o motor vindas do modelo *Motorista_veículo*, as cargas são convertidas em torque e, juntamente com a rotação do motor, os dados de desempenho são obtidos através dos mapas calibrados no modelo.

Figura 17. Sistema referente ao bloco *Motor* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.



A caracterização da caixa de marchas é realizada no bloco *Transmissão* (Figura 18), com objetivo principal de avaliar o impacto térmico no sistema e cálculo das perdas por atrito em função da temperatura do óleo. Nesse modelo, é caracterizado o trocador de calor de óleo do câmbio (TOC – *transmission oil cooler*), a bomba de óleo e o cárter. O calor gerado pela transmissão é devido ao conversor de torque, cujo valor calculado é obtido no sistema *Motorista_veículo*.

Figura 18. Sistema referente ao bloco *Transmissão* no modelo completo do veículo, GT-Suite®.

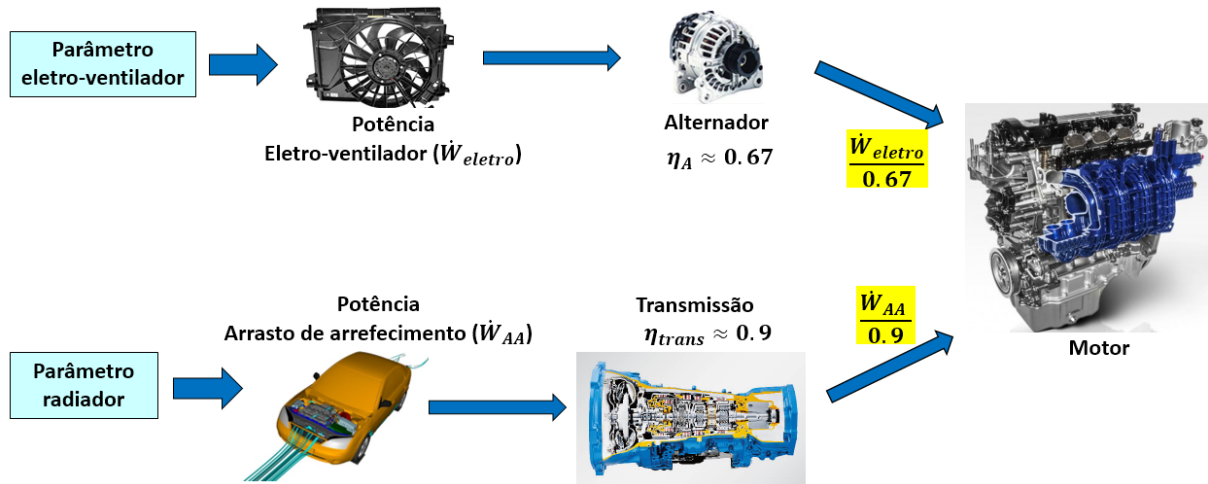


3.6 Efeito das propostas na carga requerida do motor

O impacto das propostas no sistema deve ser avaliado de forma detalhada para o cálculo de consumo de combustível. O eletro-ventilador é ligado à bateria que, por sua vez, é carregada pelo alternador, o qual é acoplado ao motor. Logo, a potência consumida pelo eletro-ventilador tem efeito direto no requerimento de carga no motor, no qual o trabalho necessário do eixo virabrequim para alimentar o eletro-ventilador é inversamente proporcional à eficiência do alternador. A eficiência considerada para o alternador foi de 67%, de acordo como sugerido pela Comissão Europeia (2013), no guia técnico de regulamento europeu para tecnologias inovadoras para redução de emissões em veículos de passeio. Sendo assim, o motor deve compensar a carga consumida pelo eletro-ventilador aumentando-a em 50% em relação à carga efetivamente consumida pelo componente elétrico. Em relação à influência do arrasto aerodinâmico de arrefecimento, qualquer aumento no escoamento de ar que passa pela grade e através dos trocadores de calor aumenta o coeficiente de arrasto global (Kim, Kim, Ha, & Kim, 2016). O efeito é transferido primeiramente à roda do veículo que, por sua vez, transferirá para a transmissão e então para o motor. A eficiência considerada para a transmissão foi de 90%. Sendo assim, o impacto do acréscimo de arrasto de arrefecimento tem um efeito no motor de aproximadamente 11% superior à carga efetiva do arrasto. É relevante notar que, devido as eficiências atreladas a cada caminho que a carga faz até chegar ao eixo do motor, o efeito de uma variação

na potência do eletro-ventilador tem uma maior influência na condição de operação do motor do que o arrasto de arrefecimento. A Figura 19 ilustra o esquema de cada parâmetro proposto para o estudo (eletro-ventilador e radiador) sobre a carga demandada no motor.

Figura 19. Fluxo do efeito de cargas solicitadas no motor de acordo com o parâmetro analisado.



A potência do eletro-ventilador (\dot{W}_{eletro}) foi obtida através da lei dos ventiladores, de acordo com a Equação (3.15). Em relação à potência de arrasto de arrefecimento (\dot{W}_{AA}), através do modelo virtual em FloMASTER® apresentado na Figura 9, foi examinada a vazão e a perda de carga sobre o ar que passa pela grade, módulo de arrefecimento e vão motor, em que a potência de arrasto aerodinâmico de arrefecimento pode ser obtida de acordo com a Equação (3.16):

$$\dot{W}_{AA} = \Delta P \times \dot{Q} \quad (3.16)$$

No qual:

\dot{W}_{AA} = Potência de arrasto de arrefecimento, W

\dot{Q} = vazão volumétrica de ar, m³/s

ΔP = perda de pressão do ar, Pa

Na Equação (2.6) (força de *coastdown*), a parcela $F_2 V^2$ é referente à força de arrasto aerodinâmica global do veículo. O produto dessa força pela velocidade do veículo equivale à potência aerodinâmica total. Utilizando essa formulação, pode-se

calcular a parcela do coeficiente de arrasto aerodinâmico de arrefecimento de forma isolada, de acordo com a Equação (3.17):

$$F_{2AA} = \frac{\dot{W}_{AA}}{12.96V_x^3} \quad (3.17)$$

Em que:

F_{2AA} = Coeficiente *coastdown*, parcela arrasto aerodinâmico de arrefecimento, Nh^2/km^2

V_x = velocidade do veículo, m/s

Em geral, o arrasto aerodinâmico do veículo pode ser dividido em perdas de energia pela carroceria (perdas externas) e através da carroceria (perdas internas). As externas estão diretamente relacionadas ao estilo do veículo, enquanto as internas referem-se ao arrasto devido ao sistema de arrefecimento (Liu, Li, Wang, & Zhu, 2017). A partir da equação (3.17), calcula-se a contribuição isolada do arrasto de arrefecimento para cada proposta de sistema, em função dos resultados de perda de carga e vazão ar através dos componentes. Para a análise do consumo de combustível, o valor de F_2 referente a cada proposta é atualizado no modelo, com objetivo de levar em conta o efeito da variação do arrasto de arrefecimento no consumo de combustível. O coeficiente de arrasto aerodinâmico referente apenas à carroceria (F_{2carr}), é definido de acordo com a Equação (3.18).

$$F_{2carr} = F_2 - F_{2AA} \quad (3.18)$$

4 RESULTADOS

Os resultados do presente estudo foram divididos em três etapas principais, apresentados em sequência de acordo como listado a seguir:

- 1ª etapa: Análise dos efeitos da manutenção da potência gerada, variando a rotação e, conseqüentemente, a carga no motor. Impactos nos mapas de desempenho, na temperatura do líquido de arrefecimento e no ACT. Indicação da rotação em que os impactos são minimizados.
- 2ª etapa: A partir da condição de carga e rotação do motor em que os impactos são minimizados, definidos no item anterior, foi realizado uma otimização do dimensionamento do sistema de arrefecimento, focada no tamanho dos trocadores de calor e na potência do eletro-ventilador, de forma que todos os requisitos de desempenho foram atingidos.
- 3ª etapa: Cálculo do consumo de combustível, através da seleção de 3 configurações de módulo de arrefecimento, por meio dos resultados da 2ª etapa. Foi feita uma análise do impacto de diferentes propostas de dimensionamento do sistema de arrefecimento no consumo de combustível, a fim de avaliar uma tendência de acordo com os requisitos de desempenho do motor.

4.1 Análise da manutenção da potência gerada, variando a rotação e a carga no motor

Este tópico, que representa a primeira etapa dos resultados, inicialmente foi focado nos efeitos do gerenciamento da rotação e carga do motor, sobre os mapas de desempenho. Em seguida foram avaliados, sob a potência do motor constante, os efeitos da variação da rotação e da carga do motor na temperatura do líquido de arrefecimento e no ACT. Por último, devido aos altos valores de temperatura do fluido de arrefecimento e do ar de admissão no coletor, foi abordada uma análise de depotenciamento do motor para arrefecimento adequado da carga no interior do cilindro, com objetivo de evitar uma combustão anormal.

4.1.1 Manutenção da potência gerada, variando a rotação e a carga no motor: efeitos nos mapas de desempenho

Aplicando as formulações de cinemática de corpo rígido sobre o veículo, de acordo como apresentado no tópico 3.3, as condições de operação do motor para diferentes rotações e cargas no motor, para as fases de Davis Dam propostas, são listados na Tabela 6. Os valores de BSFC e rejeição de calor foram obtidos através de mapas de desempenho conhecidos sobre o motor, levantados a partir de testes experimentais em banco dinamométrico.

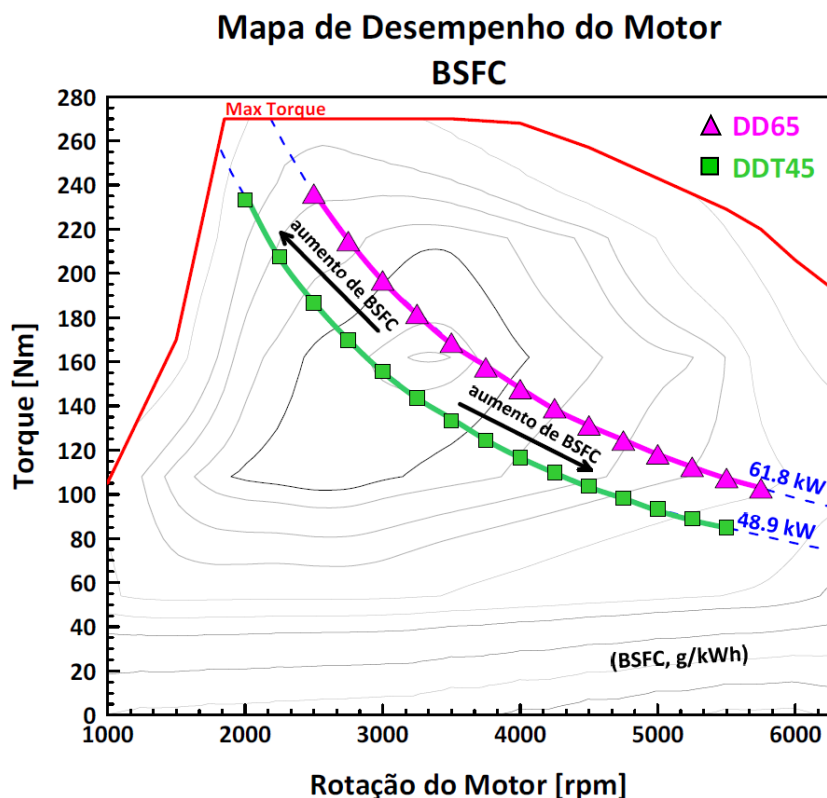
Tabela 6. Condições de operação do motor para diferentes rotações, testes Davis Dam.

Teste	Velocidade do veículo	Rotação do motor	Torque	Potência	BSFC	Rejeição térmica do motor
	[km/h]	[rpm]	[Nm]	[kW]	[g/kWh]	[kW]
DDT45	72	2000	233.4	48.9	288	28.6
	72	2500	186.7	48.9	256	31.5
	72	3000	155.6	48.9	247	33.4
	72	3500	133.3	48.9	249	35.3
	72	4000	116.7	48.9	259	37.5
	72	4500	103.7	48.9	269	40.1
	72	5000	93.3	48.9	282	43.1
	72	5500	84.9	48.9	298	46.4
DD65	105	2500	236.1	61.8	269	37.7
	105	3000	196.7	61.8	252	40.1
	105	3500	168.6	61.8	246	42.2
	105	4000	147.6	61.8	252	44.6
	105	4500	131.2	61.8	260	47.3
	105	5000	118.0	61.8	272	50.5
	105	5500	107.3	61.8	285	54.0
	105	5750	102.6	61.8	289	55.9

A potência requerida no motor para as condições estabilizadas de condução do veículo nas fases DDT45 e DD65 são 48.9 kW e 61.8 kW, respectivamente. De acordo com os dados de desempenho do motor, é possível realizar o teste DDT45 com rotações entre 2000 a 5500 rpm e para o teste DD65, rotações entre 2500 a 5750 rpm. Todas as análises foram conduzidas através de variações de 250 em 250 rpm de

rotação do motor (a Tabela 6 apresenta os valores de forma resumida, de 500 em 500 rpm). Na Figura 20, é apresentado o mapa de consumo específico de combustível em função da rotação e torque do motor. Os pontos de operação para as fases são exibidos pelas isocurvas de potência do motor, no qual os símbolos quadrados representam as condições para o teste DDT45 e os triângulos o teste DD65. É interessante notar que, de acordo com o aumento da rotação do motor o requerimento de torque diminui, como esperado. É importante pontuar que, os mapas de desempenho do motor são construídos através de condições padrões de testes. É sabido que, em diferentes condições de teste, desvios podem ocorrer nos parâmetros. Um trabalho recente de Battista, Bartolomeo e Cipollone (2018) mostrou que, quando a temperatura do ar de admissão no motor foi reduzida, a eficiência volumétrica aumentou reduzindo o consumo de combustível em 1% e as emissões de NO_x em 9%, respectivamente, porém as emissões de hidrocarbonetos não queimados aumentaram em até 10% devido as menores temperaturas da combustão. Utilizar mapas fixos de desempenho para alimentar os modelos numéricos é uma forma de economizar tempo, processamento e complexidade sem uma perda significativa de precisão, uma vez que experimentos recentes mostram pequenas influências das condições de teste nos resultados.

Figura 20. Mapa de desempenho do motor, BSFC.

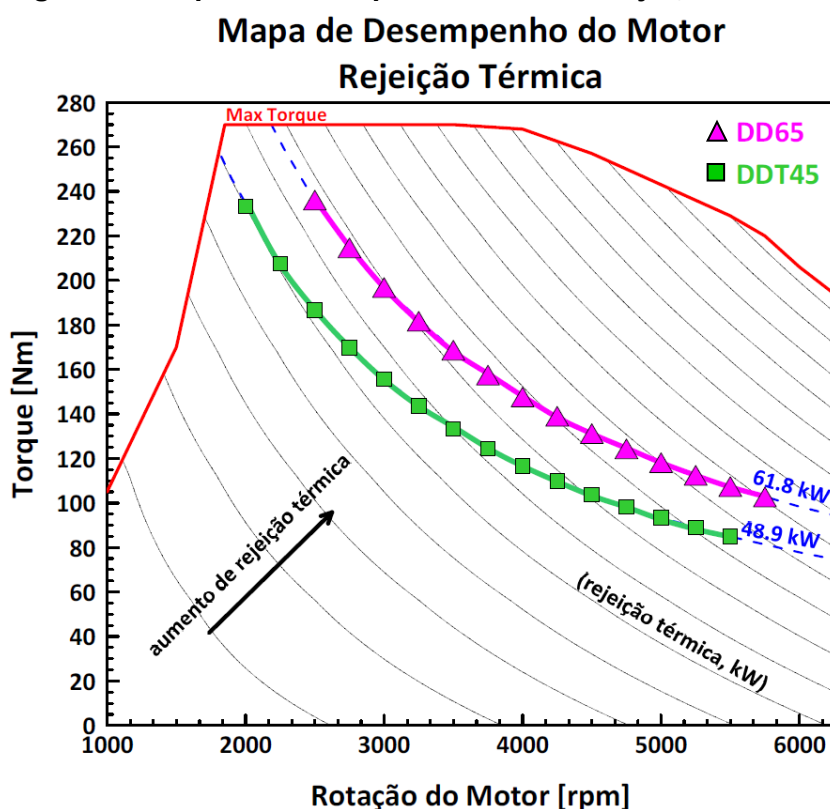


Como dito anteriormente, o ACT não pode atingir elevados valores devido a propósitos de desempenho e confiabilidade do projeto. A principal consequência de altos valores de ACT é a possibilidade de autoignição da mistura ar/combustível não queimada. O fenômeno da autoignição pode causar ondas de choque dentro da câmara, resultando em efeitos negativos de operação para o motor. O fenômeno pode causar altas pressões no cilindro e flutuações dessas pressões, o que resulta em vibrações nos componentes, podendo causar danos estruturais. A autoignição deve ser evitada visando a integridade do motor e a eficiência de conversão de combustível. Baixos valores de ACT reduzem a possibilidade de detonação permitindo um avanço maior de ignição, o que possibilita uma maior pressão na câmara melhorando a eficiência na conversão da energia química do combustível em mecânica. A temperatura do ar de sobrealimentação pode ser reduzida por meio da diminuição na carga (torque) do motor através do aumento da rotação (Caton, 2017), porém um aumento na rotação pode acarretar em uma menor eficiência mecânica do motor. Os pontos de mínimo consumo específico de combustível para as fases DDT45 e DD65 são a rotações de 3000 e 3500 rpm, de acordo com a Figura 20. Partindo desse ponto, qualquer aumento da rotação do motor e diminuição do torque implica em um aumento

de BSFC, no qual esse aumento se dá devido principalmente ao aumento do atrito e a redução da eficiência mecânica do motor. No outro caso, quando a rotação do motor é reduzida e o torque aumentado, o BSFC aumenta primeiramente devido a uma menor eficiência na conversão de energia do combustível. O atrito também reduz, porém, um aumento no enriquecimento da mistura ar/combustível é necessário para elevar o torque e manter uma mínima variação cíclica, evitando a autoignição em baixas rotações do motor, um processo que contribui para uma menor eficiência na conversão de energia (Heywood, 2018).

Um outro ponto importante a ser analisado é o efeito da carga e rotação do virabrequim na rejeição térmica do motor. Na Figura 21, o comportamento da geração de calor no motor em função da rotação e torque é abordado. Pode-se notar que a rejeição térmica cresce quando se reduz o torque e aumenta a rotação, para cada fase de teste proposta.

Figura 21. Mapa de desempenho do motor, rejeição térmica.

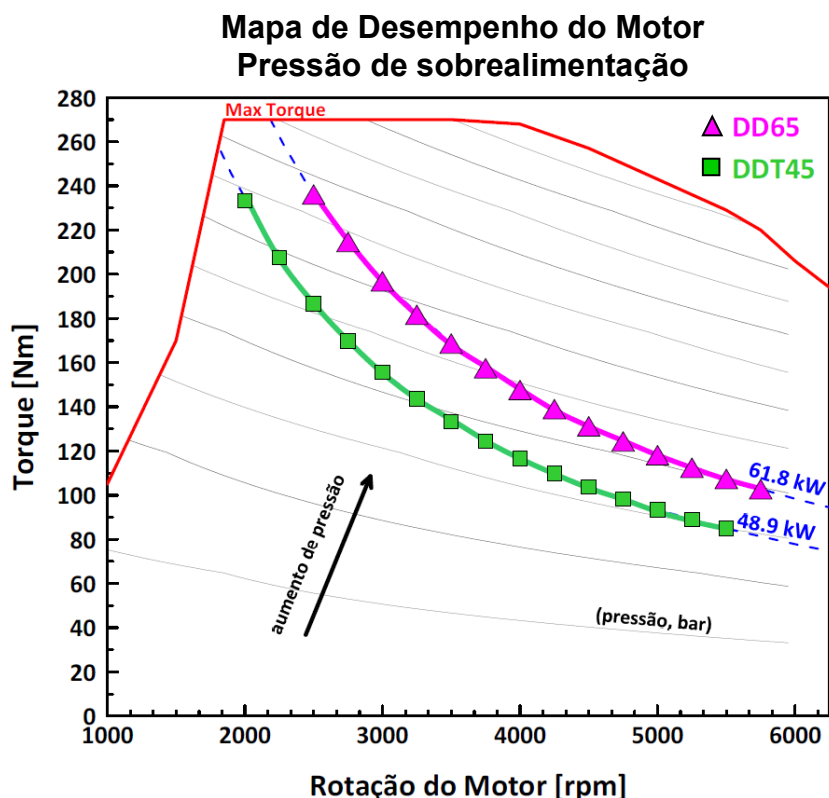


A rejeição de calor do motor na condição de DD65 é maior que para o teste DDT45, quando comparado em rotações do motor similares. Esse comportamento era esperado, visto que a potência para o teste DD65 é maior. Os resultados mostram

que, para uma mesma potência requerida no motor, a rotação do virabrequim tem uma influência maior que o torque na rejeição térmica do motor. O aumento da geração de calor com a rotação ocorre devido a dois principais motivos: a diminuição da eficiência mecânica do motor devido ao aumento da rotação (maiores perdas por atrito) e uma maior frequência dos eventos de combustão (maior transferência de calor pelas paredes do pistão). Logo, caso o objetivo seja reduzir o valor de ACT reduzindo a carga do motor (torque), é necessário ter cuidado com a temperatura do líquido devido ao aumento da rejeição de calor do motor causado pelo aumento da rotação.

A temperatura do ar de admissão no motor (pós *intercooler*), o ACT, é diretamente afetada pela condição do ar após o compressor (pré *intercooler*). Como já citado, a condição do ACT é função da carga requerida no motor. Para mensurar a temperatura do ar de admissão na entrada da câmara de combustão, é necessário conhecer o comportamento do ar antes do *intercooler*. Afim de tornar mais claro o efeito da carga e da rotação do motor na condição do ar após o compressor, a Figura 22 exibe o valor da pressão do ar em função da rotação e torque do motor.

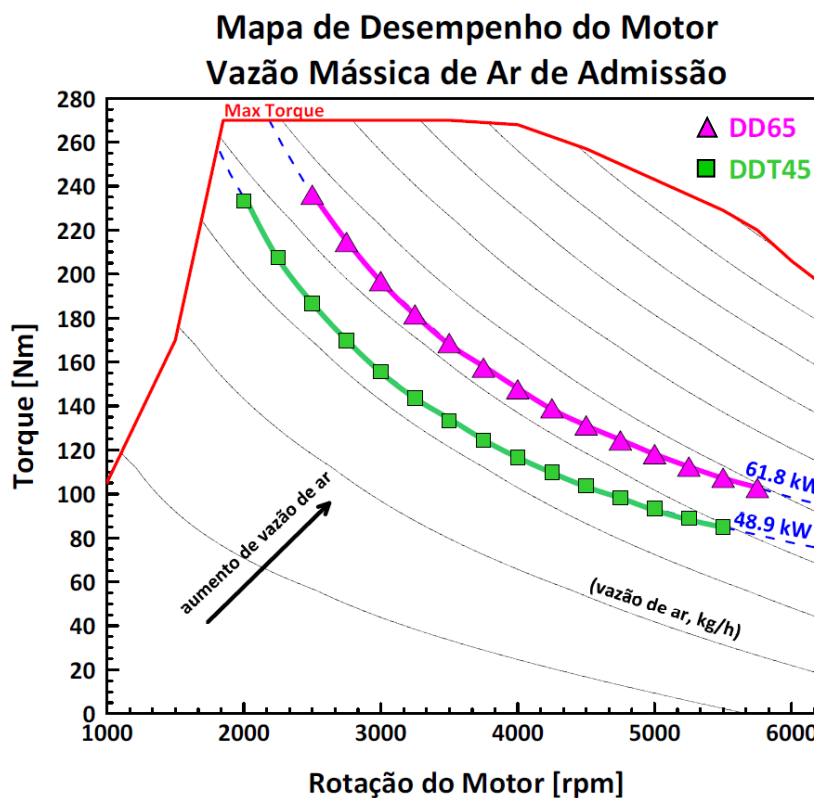
Figura 22. Mapa de desempenho do motor, pressão de sobrealimentação.



É possível notar que a pressão de sobrealimentação está intimamente ligada à rotação e principalmente ao torque do motor. A temperatura pós compressor segue o mesmo comportamento que a pressão. A partir da Figura 22, de acordo com a redução da carga por meio de um aumento da rotação do motor, para manter a potência constante, a pressão e, conseqüentemente, a temperatura na saída do compressor diminui. Esse comportamento mostra que um decréscimo no torque, resultado de um aumento na rotação, causa menores cargas no turbo-compressor, podendo ser uma forma de reduzir o valor do ACT.

Um outro parâmetro que possui importante influência na condição do ar de admissão é a vazão mássica desse ar. De acordo com o aumento dessa vazão, a demanda de troca térmica no *intercooler* também se torna maior. A Figura 23 representa o comportamento do valor da vazão mássica do ar de admissão, em função da rotação e torque do motor.

Figura 23. Mapa de desempenho do motor, vazão mássica de ar de admissão.



A partir da Figura 23, nota-se que a vazão de ar admitida no motor, para uma mesma potência requerida, tem uma variação pequena com o aumento da rotação e diminuição do torque do motor. Os resultados indicam que, ao mesmo tempo em que a vazão tende a aumentar devido a um incremento de rotação, ela diminui devido a um menor requisito de carga no motor.

4.1.2 Manutenção da potência gerada, variando a carga e a rotação no motor: efeitos na temperatura do líquido de arrefecimento e no ar de admissão

Conhecido os parâmetros de desempenho do motor, o modelo virtual em FloMASTER® do sistema de arrefecimento, apresentado na Figura 9, é utilizado para a simulação das condições de temperatura do líquido do motor e o ACT. Primeiramente é analisado a correlação do modelo, aplicando toda a metodologia e mapas de desempenho já apresentados. Os testes experimentais foram realizados em rolo dinamométrico, sob fases estabilizadas, velocidade constante do veículo, sistema de arrefecimento configurado para válvula termostática totalmente aberta e eletro-ventilador acionado em sua máxima rotação. Essa configuração, além de

avaliar o sistema de arrefecimento em seu máximo desempenho disponível, evita variações bruscas de temperatura, aproximando a situação testada a uma condição real em regime permanente. Com isso, a temperatura do líquido de arrefecimento tende a estabilizar em um ponto, permitindo a verificação do erro numérico dos resultados. O teste experimental foi realizado em câmara climática, com ventilador instalado capaz de gerar vento de acordo com a velocidade do veículo, e rolo dinamométrico, cujas características são de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7. Características da câmara climática e rolo dinamométrico utilizados para os testes físicos.

Comprimento da câmara	10.8 m
Largura da câmara	6.5 m
Altura da câmara	3.5 m
Faixa de controle de irradiação solar	0 a 1200 W/m ²
Faixa de controle de temperatura ambiente	-30 a 50 °C
Controle da umidade relativa	20 a 90 %
Potência de refrigeração	226 hp
Faixa de controle de força no rolo dinamométrico	0 a 10000 N
Potência máxima do rolo dinamométrico	204 hp
Faixa de controle de velocidade	0 a 140 km/h

Uma fonte de tensão externa é utilizada para alimentar o eletro-ventilador do veículo para que este atinja e permaneça em máxima velocidade. As medições das temperaturas foram realizadas utilizando termopares tipo “K”, com faixa de medição entre -50 a 1260 °C, e incerteza de ± 1 °C. O veículo testado experimentalmente possui os dados compatíveis com Tabela 5, porém com menor capacidade de carga e reboque. Foram realizados três diferentes testes, cujas condições são de acordo como apresentados na Tabela 8.

Tabela 8. Condições do teste experimental para correlação do modelo numérico em FIoMASTER®.

Teste	Velocidade do veículo	Reboque	Inclinação da pista	Temperatura ambiente	Comando do ar condicionado
	[km/h]				
Teste 1	50	400	9		
Teste 2	50	0	6	30	Ligado
Teste 3	140	0	máx		

De acordo com as condições descritas na Tabela 8, os testes 1 e 2 representam condições de baixa velocidade e subida de serra, sendo o primeiro teste com veículo possuindo reboque (trailer). O Teste 3 representa veículo em velocidade alta, e máxima carga no motor. Os testes são condições bastante agressivas, com o veículo sob uma grande solicitação de carga, porém as combinações de temperatura ambiente e carga sobre pista inclinada, faz as condições de Davis Dam propostas para análise e objetivo principal do trabalho, apresentadas na Tabela 5, serem mais críticas. Como já citado anteriormente, o teste de Davis Dam representa uma das condições de condução mais severas no qual o veículo experimenta durante sua vida útil. Os testes experimentais disponíveis, mesmo não sendo sob condições iguais às de Davis Dam, contemplam baixas e altas velocidades, com e sem reboque, o que leva a confiar que um modelo numérico bem representativo para essas condições tem resultados correlatos quando realizado sob condições de Davis Dam.

As configurações dos trocadores de calor e eletro-ventilador do modelo testado experimentalmente seguem como descrito na Tabela 9.

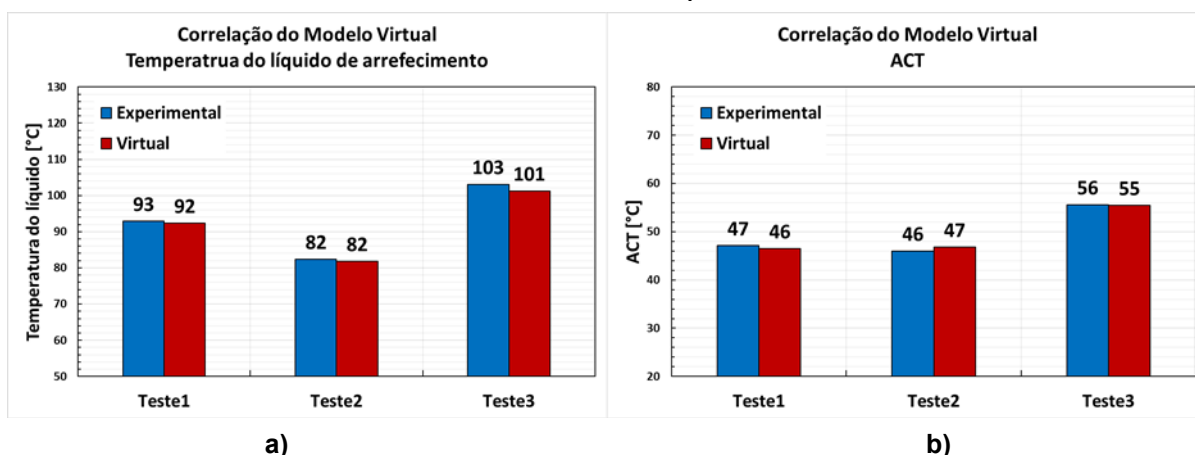
Tabela 9. Características do módulo de arrefecimento, configuração base.

Componente	Comprimento [mm]	Altura [mm]	Espessura [mm]
Radiador principal	620	465	27
Radiador secundário	620	435	16
Eletro-ventilador	Ø445mm_625W_@2750rpm		

Essas configurações de componentes foram consideradas como base para os estudos. Propostas de modificar as dimensões dos trocadores de calor e potência do eletro-ventilador foram realizadas a partir desses dados, seguindo as formulações e metodologias abordadas no tópico 3.4.

A Figura 24 exibe os resultados encontrados no teste experimental realizado nas condições de teste e câmara climática discutidas (Tabelas 7 e 8), utilizando o módulo de arrefecimento base (Tabela 9), e os compara aos resultados do modelo virtual.

Figura 24. Correlação do modelo virtual em FloMASTER®, a) temperatura do líquido de arrefecimento e b) ACT.



É possível notar que os resultados do modelo numérico se aproximam bastante dos observados no teste experimental. Os mesmos dados de resultados da Figura 24 são apresentados na Tabela 10, no qual um comparativo percentual entre os resultados foi realizado.

Tabela 10. Comparação entre resultados do teste experimental e modelo virtual FloMASTER®.

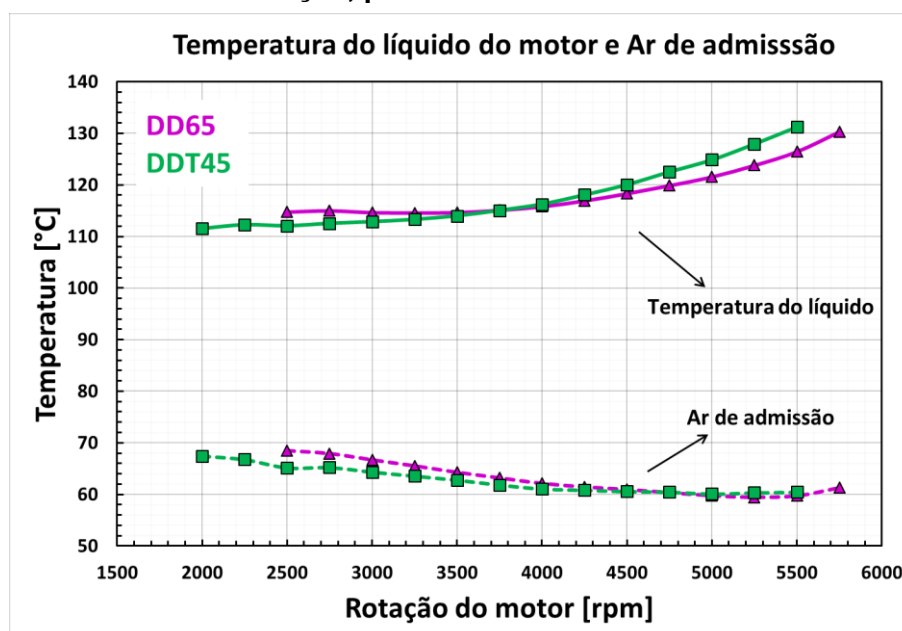
Teste	Temp. líquido de arrefecimento [°C]		ACT [°C]		Erro Temp. líquido $\left(\frac{T_V}{T_E} - 1\right)_{lq}$	Erro ACT $\left(\frac{T_V}{T_E} - 1\right)_{ACT}$
	Exp.	Virtual	Exp.	Virtual		
Teste1	92.9	92.4	47.1	46.5	-0.6 %	-1.4 %
Teste2	82.4	81.8	46.0	46.8	-0.7 %	1.8 %
Teste3	103.1	101.3	55.6	55.5	-1.8 %	-0.3 %

A Tabela 10 revela valores de erros percentuais consideravelmente baixos, quando comparado a temperatura experimental (T_E) com os resultados da medição de temperatura virtual (T_V). A partir dos resultados, pode-se concluir que o modelo virtual possui valores bastante representativos, com erros abaixo de 2 %, sendo considerado correlato. Os resultados confirmam que a metodologia proposta é

aceitável e que os dados de desempenho do motor, utilizados para entrada no modelo, são coerentes para o projeto.

A partir da validação do modelo numérico, foi feita a simulação das temperaturas de líquido de arrefecimento e ACT variando a rotação do motor e, conseqüentemente, a carga, para a manutenção de uma potência gerada constante, para as fases e dados do veículo propostos, de acordo com as Tabelas 4 e 5. A Figura 25 apresenta os resultados da temperatura do líquido e do ACT calculados, em função da rotação do motor.

Figura 25. Temperatura do líquido de refrigeração do motor e ar de admissão de acordo com a rotação, para as fases de teste DD65 e DDT45.



Em ambos os testes, de acordo com o aumento da rotação do motor e redução da carga, o ACT diminui enquanto temperatura do líquido de arrefecimento aumenta, como esperado. A menor temperatura do fluido de refrigeração do motor ocorre na menor rotação testada para ambos os testes, porém, ao mesmo tempo o valor do ACT é o maior. Quando a rotação do motor diminui, o torque deve ser aumentado para se manter a potência. Em motores turbo-alimentados, esse processo acarreta em um aumento da pressão no turbo-compressor, o qual pode causar também um aumento no ACT. A temperatura do líquido de arrefecimento mostrou uma pequena variação em baixas rotação do motor, e isso pode acontecer devido a um aumento na rejeição térmica ser compensado pelo aumento da vazão de líquido no radiador (bomba mecânica acionada pelo virabrequim). Pela Figura 21 é possível notar que, em baixas

rotações do motor, a rejeição de calor para o líquido de arrefecimento tem uma influência menor à variação da rotação, enquanto que aumenta mais rapidamente em altas rotações, mostrando um comportamento não linear da rejeição térmica do motor em função da rotação do virabrequim. Sayyaadi e Ghasemi (2018) estudaram os efeitos da rotação do eixo em um motor Stirling e mostraram que a perda total de calor é aumentada pela rotação através de um comportamento quadrático. Heywood (2018) ajustou para uma função quadrática quando descreveu a pressão média efetiva de fricção (f_{mep}) em um motor naturalmente aspirado. Devido ao comportamento quadrático das perdas por atrito em função da rotação do motor, o que afeta diretamente a rejeição térmica, a temperatura do líquido de arrefecimento aumenta mais rápido com a rotação para valores maiores de giro do motor. É interessante notar que, o valor de ACT diminui com o aumento da rotação do motor até certo ponto, o qual começa a subir novamente. A teoria em diminuir ACT com aumento da rotação do virabrequim é o efeito de diminuir a pressão de sobrealimentação, porém, em altos valores de rotação a pressão tem uma variação pequena (veja Figura 22), portanto, um aumento na rotação do motor tem um efeito menor na diminuição do ACT. Observando a Figura 23, é possível notar que a vazão mássica de ar de admissão para valores elevados de rotação, tem um aumento significativo. Em resumo, para altas rotações do motor, o ACT aumenta devido a pressão de sobrealimentação diminuir com uma menor velocidade, enquanto que a vazão mássica começa a aumentar significativamente para valores altos de rotação do motor, levando a um acréscimo na demanda de carga térmica no *intercooler*.

Os resultados da Figura 25 exibem valores elevados de temperaturas do líquido de arrefecimento e do ACT. Se o objetivo é reduzir o ACT, aumentar a rotação do motor pode ajudar, porém a temperatura do líquido refrigerante é penalizada. O oposto também é verdade, se a temperatura do líquido de arrefecimento necessita ser reduzida, um aumento da carga e diminuição na rotação do motor pode ser uma solução, porém o ACT pode atingir maiores valores. O ponto é que, existem prós e contras quando se trabalha com a variação da rotação do motor para ajustar as condições de temperatura de trabalho, e o gerenciamento da estratégia a ser adotada deve ser tomada com cuidado. A próxima seção foca em analisar o impacto da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT no desempenho de potência do motor, com objetivo de evidenciar possíveis estratégias de controle das condições de operação do motor.

4.1.3 Efeitos da variação da carga e da rotação na estratégia de depotenciamento do motor

Quando a temperatura do líquido refrigerante atinge valores elevados, muitos problemas podem ocorrer no motor, como o vazamento na junta do cabeçote, deterioração de componentes, lubrificação deficiente e excessivos valores de consumo de combustível e emissões de poluentes. Altos valores de ACT tem como principal problema o fenômeno de detonação, que causa danos estruturais severos no motor, além da perda de desempenho. Nos dias de hoje, é comum os projetos utilizarem tipos de calibrações para evitar esses problemas, aumentando a confiabilidade dos projetos. Essas estratégias são conhecidas com depotenciamento do motor, o qual Kim et al. (2016) define como uma calibração de um sistema que está sob estresse, operando com um desempenho inferior ao ótimo. Em outras palavras, a estratégia de calibração de depotenciamento do motor nada mais é que, em condições críticas de operação, diminuir propositalmente a capacidade de gerar trabalho do motor, ou seja, nessa condição o motor terá potência menor do que a máxima o qual foi projetado. Quando a potência do motor é reduzida, a tendência é que naturalmente as condições de temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT tenham seus valores reduzidos e, então, permitindo que o arrefecimento requerido da carga no interior do cilindro seja atingido.

As Figuras 26 e 27 exibem a temperatura do líquido de arrefecimento nos testes DD65 e DDT45 para diferentes rotações do virabrequim, reduzindo a potência do motor. A condição de inclinação da pista é mantida constante, logo, uma redução na potência do motor é refletida em uma diminuição da velocidade do veículo. Esse processo de redução de carga no motor, automaticamente reduz a rejeição térmica e a pressão de sobrealimentação, cujo efeito final é uma redução na temperatura do líquido de refrigeração e do ACT. A curva azul representa uma típica calibração de depotenciamento por temperatura do líquido de refrigeração do motor, no qual, para temperaturas de até 110 °C, o fator multiplicador da potência permanece em 100%, o que significa que até esse ponto não existe necessidade de redução da potência para manutenção da temperatura do fluido refrigerante. Para valores de temperatura do líquido de arrefecimento acima de 110 °C, qualquer aumento causa perda de desempenho do motor. A Figura 25 representa os resultados de valores de temperaturas sem nenhuma calibração de depotenciamento que retrata os pontos de

fator multiplicador da potência de 100% nas Figuras 26 e 27. A análise foi conduzida reduzindo a velocidade do veículo no teste, um fato que pode ser diretamente relacionado à redução de potência requerida no motor.

Figura 26. Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, teste DD65.

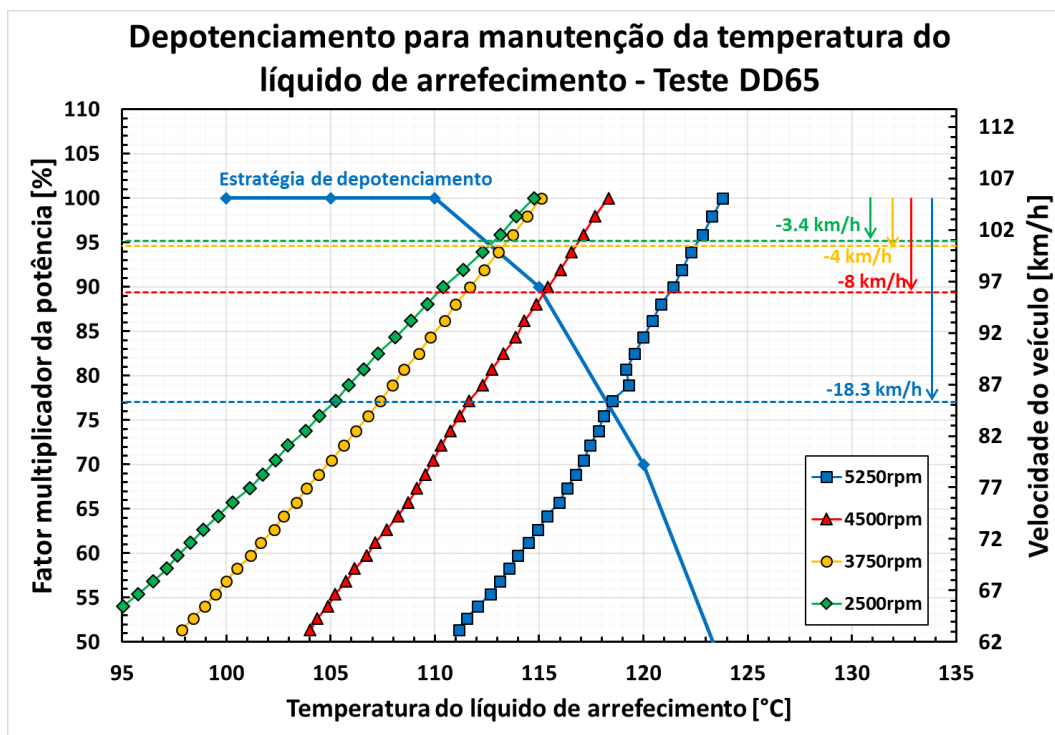
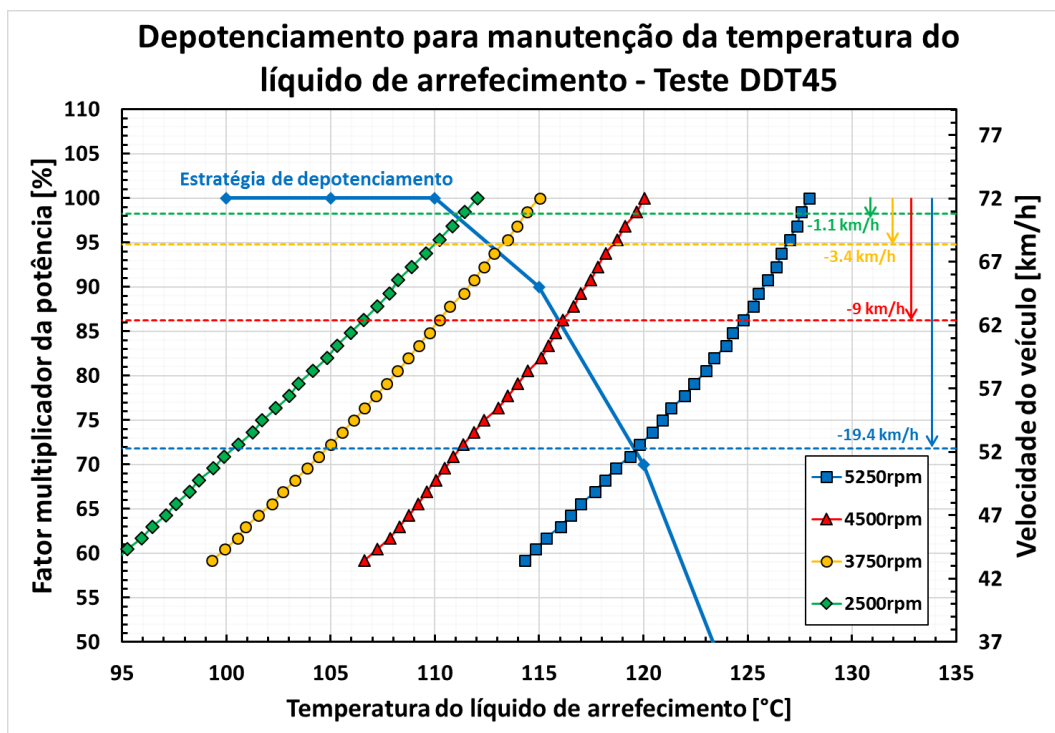


Figura 27. Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, teste DDT45.



Os comportamentos dos resultados mostram que a temperatura do líquido de arrefecimento reduz quando a potência/velocidade do veículo cai, para ambos os testes de Davis Dam, como esperado. O ponto onde a curva de temperatura do líquido de refrigeração do motor encontra a curva de estratégia de depotenciamento representa o ponto de operação do veículo, ou ponto de equilíbrio. Focando no ponto de encontro entre as curvas, é possível notar que, a potência disponível no motor (e a velocidade do veículo) reduz quando a rotação do motor aumenta, devido a um aumento da temperatura do líquido com a rotação (Figura 25). A Tabela 11 reúne os dados dos pontos de equilíbrio das curvas apresentadas nas Figuras 26 e 27.

Tabela 11. Condições estabilizadas: temperatura do líquido de arrefecimento, velocidade do veículo e perda de desempenho do motor.

Teste	Rotação do motor	Temperatura estabilizada	Velocidade estabilizada	Redução de Potência	Redução de Velocidade
	[rpm]	[°C]	[km/h]	[%]	[km/h]
DD65	2500	112.9	101.7	-4.5	-3.3
	3750	113.3	101.0	-5.4	-4.0
	4500	115.2	97.0	-10.7	-8.0
	5250	118.5	86.7	-23.0	-18.3
DDT45	2500	111.4	70.9	-1.7	-1.1
	3750	113.2	68.6	-5.3	-3.4
	4500	116.2	63.0	-13.8	-9.0
	5250	119.6	52.6	-28.2	-19.4

A partir desses resultados, fica claro que a estratégia cuja perda de potência, para a manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento, é minimizada, é o uso de menores rotações do motor. Maior eficiência mecânica e menor número de eventos de combustão em baixas rotações do motor, contribuem para uma menor geração de calor e, conseqüentemente, uma menor temperatura do líquido de arrefecimento. Porém, como dito anteriormente, a análise deve ser feita com cuidado pois quando a temperatura do líquido é reduzida através de uma diminuição da rotação do motor, o valor de ACT pode aumentar ao mesmo tempo. Nas Figuras 28 e 29, uma análise análoga é realizada, porém com foco nos valores de ACT como parâmetro.

Figura 28. Comportamento do ACT de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, para o teste DD65.

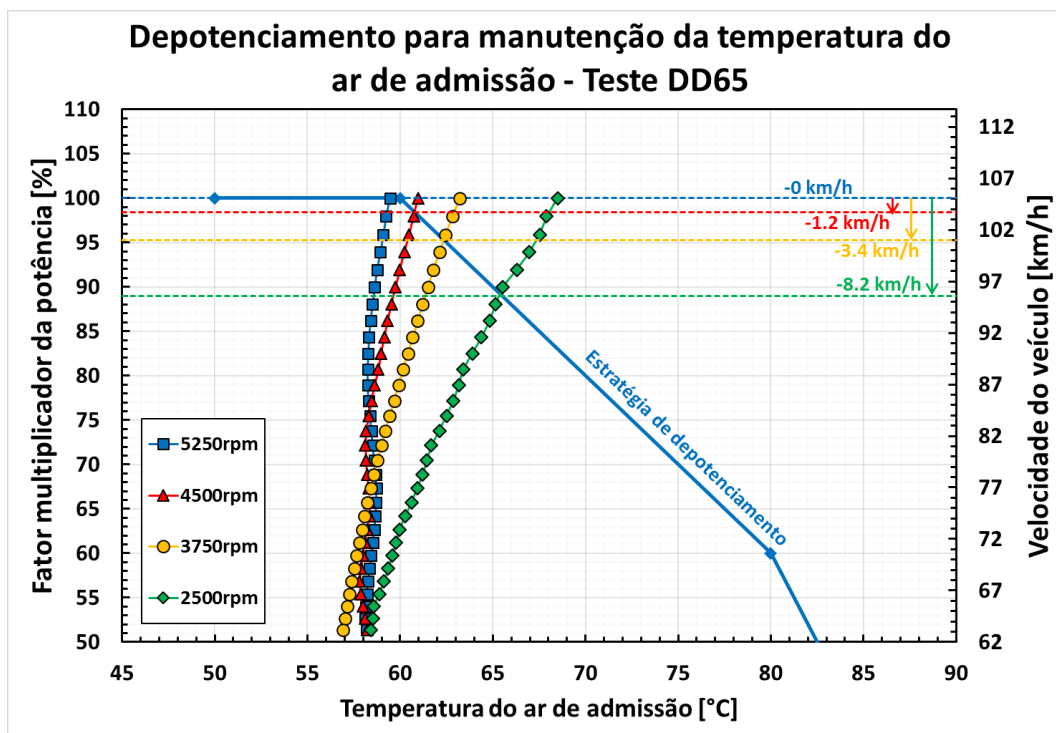
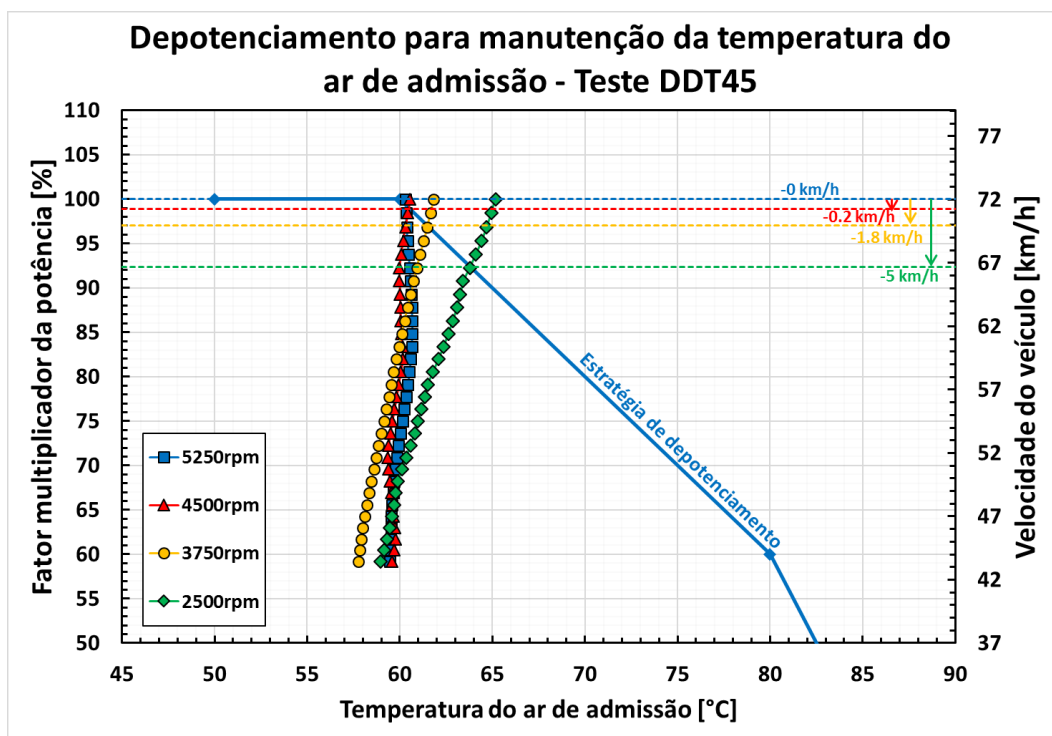


Figura 29. Comportamento do ACT de acordo com a rotação do motor e o depotenciamento, para o teste DDT45.



Nos resultados com ótica em valores de ACT, a linha azul representa uma genérica calibração de depotenciamento em função da temperatura do ar de admissão na câmara de combustão do cilindro em um MCI. É possível observar que, para maiores rotações do motor, a perda de desempenho é menor devido a valores menores de ACT. Maiores rotações do virabrequim permitem uma redução no torque do motor, que por sua vez, reduz a carga no turbo-compressor, diminuindo a pressão e temperatura pré-*intercooler*, resultando em menores valores de temperaturas pós-*intercooler* (ACT). É interessante notar que, o comportamento do depotenciamento do motor para manutenção da temperatura do ar de admissão em função da rotação do motor, segue o oposto do visto para temperatura do líquido de arrefecimento. A Tabela 12 reúne os dados dos pontos de equilíbrio a partir dos resultados das Figuras 28 e 29.

Tabela 12. Condições estabilizadas: ACT, velocidade do veículo e perda de desempenho do motor.

Teste	Rotação do motor	Temperatura estabilizada	Velocidade estabilizada	Redução de Potência	Redução da Velocidade
	[rpm]	[°C]	[km/h]	[%]	[km/h]
DD65	2500	65.5	96.8	-11.0	-8.2
	3750	62.4	101.6	-4.7	-3.4
	4500	60.8	103.8	-1.6	-1.2
	5250	59.5	105.0	0.0	0.0
DDT45	2500	63.8	67.0	-7.7	-5.0
	3750	61.5	70.2	-3.0	-1.8
	4500	60.5	71.8	-1.1	-0.2
	5250	60.6	72.0	-0.2	0.0

A partir desses resultados, a estratégia para ACT cuja perda de desempenho é minimizada, é manter valores elevados da rotação do motor. Porém, como mostrado na Tabela 11, nessas condições o depotenciamento do motor para manutenção da temperatura do líquido de refrigeração seria maximizada. Os resultados reforçam que é importante ter muita atenção nos parâmetros de temperatura de líquido de arrefecimento e ACT simultaneamente, quando condições extremas de condução do veículo estão presentes. Com esse objetivo, os próximos resultados focam na análise conjunta dos parâmetros. As Figuras 30 e 31 foram construídas a partir dos dados das

Tabelas 11 e 12, focando nos resultados de perda de desempenho de potência para cada fase de teste Davis Dam, em função da rotação do motor.

Figura 30. Perda de desempenho para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão, teste DD65.

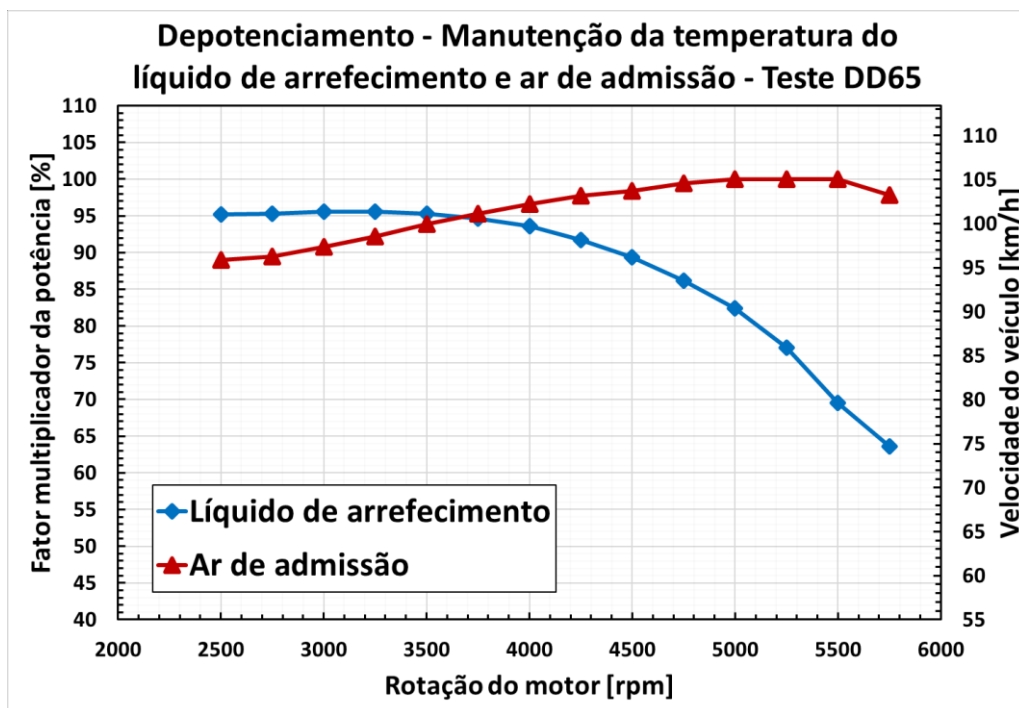
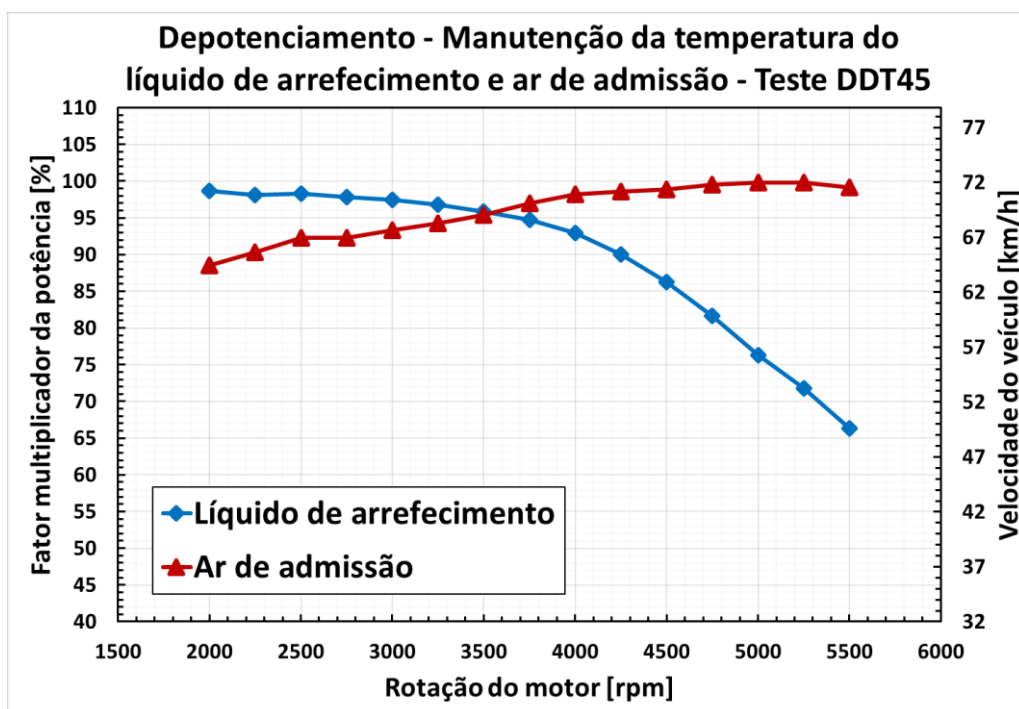


Figura 31. Perda de desempenho para manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão, teste DDT45.



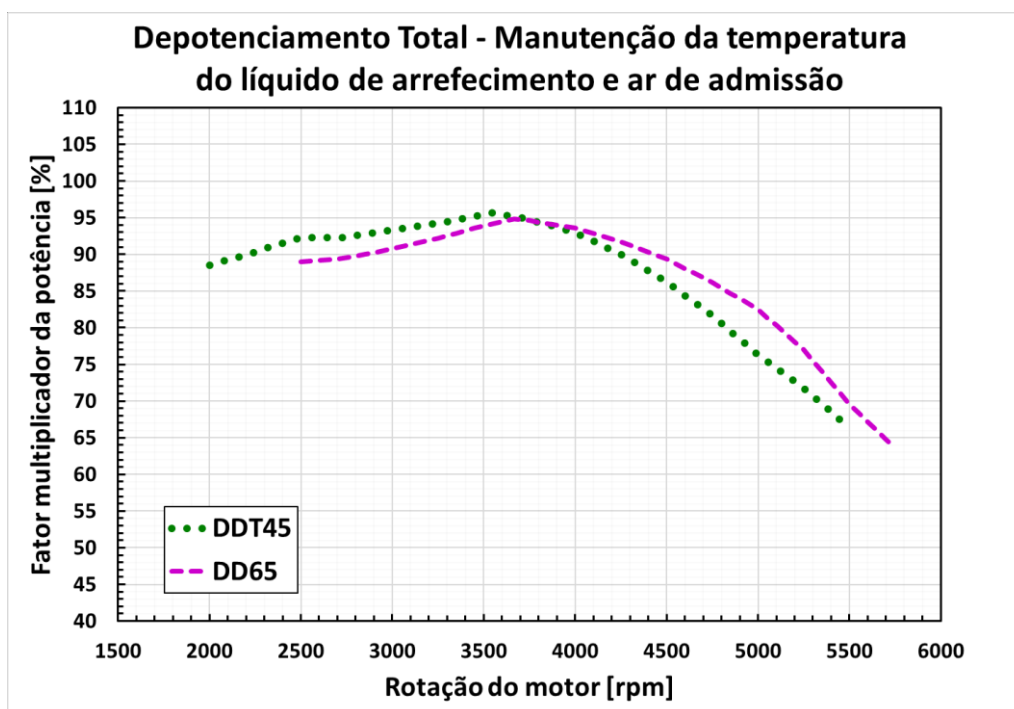
Os resultados apresentados nas Figuras 30 e 31 representam um resumo dos pontos de condição de equilíbrio do veículo determinados a partir das Figuras 26 a 29. É interessante notar que a perda de desempenho para manutenção do ACT diminui quando a rotação é aumentada, enquanto que por outro lado, por temperatura do líquido de arrefecimento aumenta. O comportamento é similar em ambas as fases de teste analisadas. Focando no teste DD65, se uma rotação do eixo do motor em torno de 5750 rpm for utilizada, um depotenciamento do motor devido ao ACT esperado é de apenas 2.2%, enquanto que devido à altos índices de temperatura do líquido do motor, os valores de perda chegam a altos 36.4%. Os valores equivalem a uma perda de velocidade de 1.1 e 30.4 km/h, respectivamente. Logo, nota-se que o parâmetro predominante para a necessidade de depotenciamento é a temperatura do líquido de arrefecimento, na condição de rotação do motor de 5750 rpm. No caso em que a rotação de 2500 rpm é utilizada, a redução na potência do motor e velocidade do veículo para a manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento foi de 4.5% e 3.3 km/h, ao passo que para o ACT esperada foi de 11% e 8.2 km/h. Neste caso, a necessidade do depotenciamento predominante observada foi devido ao ACT.

Para ambos os testes pode-se observar que, de acordo com o aumento da rotação do motor, a perda de desempenho para manutenção do ACT diminui até certo valor, o qual a partir desse ponto começa a aumentar novamente com a velocidade de rotação do motor. Como já citado anteriormente, a pressão e a temperatura do ar de admissão têm menor influência em altas rotações do motor, porém a massa de ar admitida na câmara de combustão continua aumentando com a rotação do motor, o que contribui para o aumento dos valores de ACT.

É interessante notar que, quando o valor da perda de desempenho para manutenção do ACT e da temperatura do líquido de arrefecimento são iguais, o depotenciamento total necessário é mínimo. Para tornar mais claro, a Figura 32 representa a perda de desempenho total necessária para manutenção das temperaturas do líquido de arrefecimento e do ar de admissão dentro dos limites aceitáveis, de acordo com as estratégias de depotenciamento consideradas. Portanto, a melhor escolha de rotação do motor, que causará os menores índices de perda de desempenho, são os valores de 3750 e 3500 rpm para as fases DD65 e DDT45, respectivamente. Neste caso, o depotenciamento minimizado foi de 5.4% para o teste DD65 e de 4.6% para o teste DDT45.

Os resultados mostram que é possível ter um satisfatório controle da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT ajustando a rotação do motor, porém com certos cuidados, devido ao efeito ser oposto nas temperaturas avaliadas.

Figura 32. Depotenciamento total para arrefecimento da carga no interior do cilindro, testes Davis Dam.



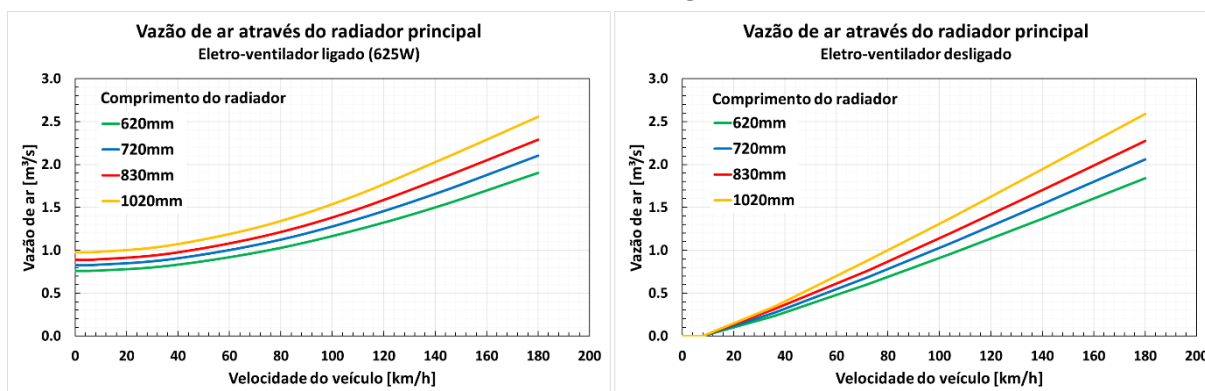
Em transmissões automáticas convencionais ou tipo CVT, uma estratégia de calibração de troca de marchas pode ser facilmente implementada de forma a buscar a condição de carga e rotação do motor o qual minimize as perdas de desempenho para manutenção da condição de temperatura do líquido do motor e do ar de admissão. As condições extremas de condução propostas, resultaram em altos valores de temperatura do líquido de arrefecimento e ar de admissão e, portanto, perda de desempenho elevados. A partir dos valores de rotação e carga que minimizam o impacto nas temperaturas, a segunda parte do objetivo do trabalho é iniciada. Na próxima seção, foi proposta uma otimização do tamanho dos trocadores de calor e da potência do eletro-ventilador de forma que os requisitos de desempenho sejam completamente atendidos, ou seja, de forma que não seja necessário a redução de potência para a manutenção dos índices de temperaturas do líquido do motor e do ACT, nas condições extremas de condução do veículo Davis Dam.

4.2 Otimização do sistema de arrefecimento

A capacidade de arrefecimento da carga no interior do cilindro, durante a geração de trabalho do motor, está intimamente relacionada ao valor da temperatura do fluido de arrefecimento e ao ACT. Os valores elevados de temperaturas e as perdas de desempenho apresentadas anteriormente levam a conclusão de que o sistema de refrigeração do motor não possui desempenho suficiente para arrefecimento da carga no interior do cilindro, evitando a combustão anormal e ocorrência de pré-ignição e detonação, nas condições extremas de condução estudadas. Para elevar o desempenho do sistema de arrefecimento, duas maneiras foram abordadas nas próximas seções. A primeira é aumentar a capacidade de transferência de calor por convecção do radiador, e isso pode ser obtido aumentando-se a potência do eletro-ventilador que, conseqüentemente, aumenta o escoamento de ar através das aletas do componente, contribuindo para um aumento da eficiência térmica. A segunda forma proposta é aumentar o tamanho do radiador, que conseqüentemente aumenta a área efetiva para a transferência de calor, logo, há um incremento na capacidade térmica do componente.

A partir dos valores de rotação do motor apresentados nos resultados anteriores que minimizam a necessidade de depotenciamento, é proposta uma análise DOE (*Design of Experiments*) a fim de avaliar os índices de temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT, variando o comprimento dos radiadores e a potência do eletro-ventilador, simultaneamente. Primeiramente uma análise do escoamento de ar através do módulo de arrefecimento, em função do comprimento dos radiadores e potência do eletro-ventilador foi realizado, de acordo com a metodologia de acoplamento de CFD 3D em CFD 1D, apresentado no tópico 3.4. A Figura 33 aborda o valor de vazão de ar que escoam através do radiador principal, para diferentes comprimentos de radiadores e em função da velocidade do veículo. Na Figura 33 a) um eletro-ventilador de 625 W encontra-se ligado, enquanto que na Figura 33 b) encontra-se desligado.

Figura 33. Escoamento de ar através do radiador principal em função da velocidade do veículo e comprimento do radiador. a) eletro-ventilador ligado a 625W, b) eletro-ventilador desligado.



a)

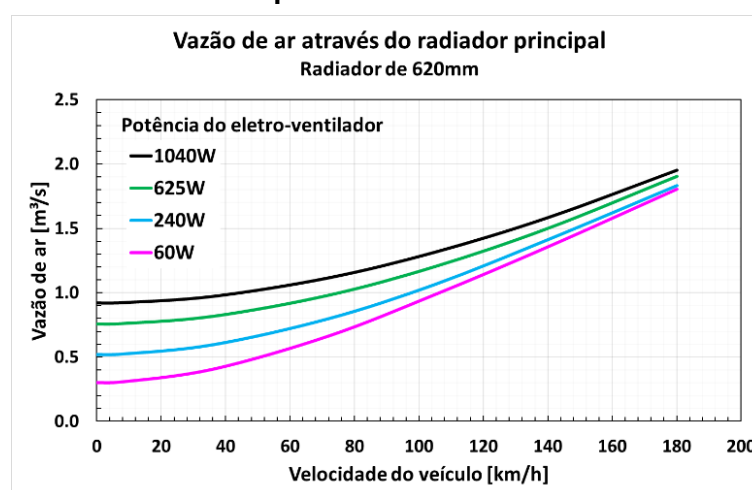
b)

De forma a simplificar a análise, apenas o comprimento dos componentes foi variado no modelo, no qual a altura permaneceu constante. Pelos gráficos da Figura 33, mesmo em velocidades baixas do veículo é possível obter uma vazão de ar considerável através do radiador, se o eletro-ventilador estiver acionado. Quando eletro-ventilador se encontra desligado, a única fonte de escoamento de ar através dos componentes se dá devido à velocidade do veículo, que causa o efeito *ram* criando uma diferença de pressão entre a grade e a saída de ar no vão motor, promovendo o escoamento (Baskar & Rajaraman, 2015). Observa-se que as vazões de ar são maiores de acordo com o tamanho do radiador. Esse comportamento se dá devido ao aumento de área do componente, por conseguinte, ocorre um aumento da área efetiva para captação de escoamento e também pelo fato de que é considerado um aumento de abertura de grade com o aumento do radiador (abertura efetiva equivalente a 30% da área do radiador), o que promove uma redução na perda de carga, contribuindo para um aumento do escoamento do ar. Desta forma, no momento em que o tamanho do radiador é variado, a área também tem seu valor alterado, e o coeficiente de perda de carga da grade age sobre um novo valor de área, o que acarreta em uma nova perda de carga em função do escoamento do ar. Essa metodologia foi adotada com a intenção de aproximar a análise ao que acontece num contexto real, pois leva em consideração que uma variação do aumento do componente radiador é seguida de uma variação da quantidade de abertura na grade, devido a essa ser dimensionada em função do módulo de arrefecimento. Ou seja, no caso de um aumento do comprimento do radiador, foi considerado também um

aumento da abertura de grade, o que contribui para o aumento do escoamento do ar através do módulo de arrefecimento.

O comportamento da vazão de ar através do radiador, com 620 mm, para diferentes potências do eletro-ventilador segue de acordo como mostrado na Figura 34:

Figura 34. Escoamento de ar através do radiador principal em função da velocidade do veículo e potência do eletro-ventilador.



Através do comportamento do escoamento do ar em função da potência do eletro-ventilador exibido na Figura 34, nota-se que a vazão através do trocador de calor em baixas velocidades do veículo depende diretamente da condição de operação do eletro-ventilador, por outro lado, em altas velocidades do veículo, a influência do eletro-ventilador se mostra menor (Baskar & Rajaraman, 2015; Thomaz, Chamone, & Maia, 2018). O escoamento do ar no componente radiador secundário é proporcional a relação de área com o radiador principal, valores omitidos no trabalho, mas considerados nos cálculos.

Nas Figuras 35 a 38, são apresentados os valores da temperatura do líquido de arrefecimento e o ACT em função do comprimento dos radiadores e potência do eletro-ventilador, para os testes DD65 e DDT45. De forma a simplificar a análise, apenas o comprimento dos radiadores foi variado, e o seu desempenho relacionado ao tamanho foi modelado de acordo com mapa de Nusselt, assim como apresentado na Equação (3.12). O modelamento do eletro-ventilador foi feito variando a velocidade de rotação a qual pode ser diretamente relacionada ao consumo de potência, seguindo a lei dos ventiladores para relação entre rotação e potência do eletro-

ventilador, de acordo com a Equação (3.15). Nas Figuras 35 a 38, a linha vermelha tracejada representa o limite de temperatura para que não haja perda de desempenho, conforme as curvas de depotenciamento consideradas nas análises anteriores.

Figura 35. Temperatura do líquido de arrefecimento em função do comprimento do radiador principal e potência do eletro-ventilador, teste DD65.

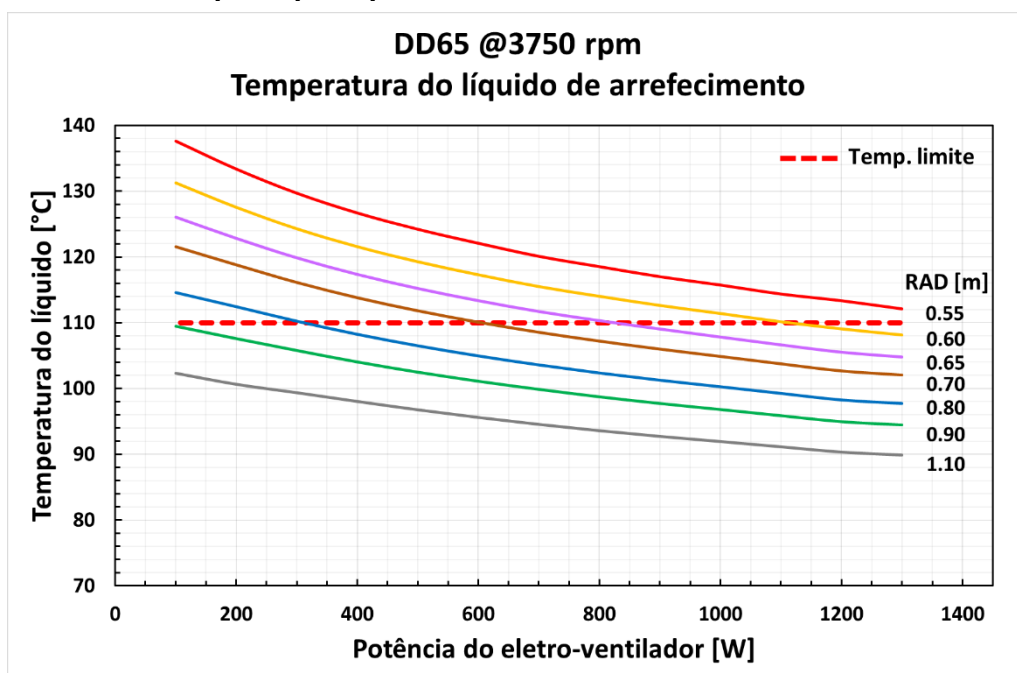


Figura 36. ACT em função do comprimento do radiador secundário e potência do eletro-ventilador, teste DD65.

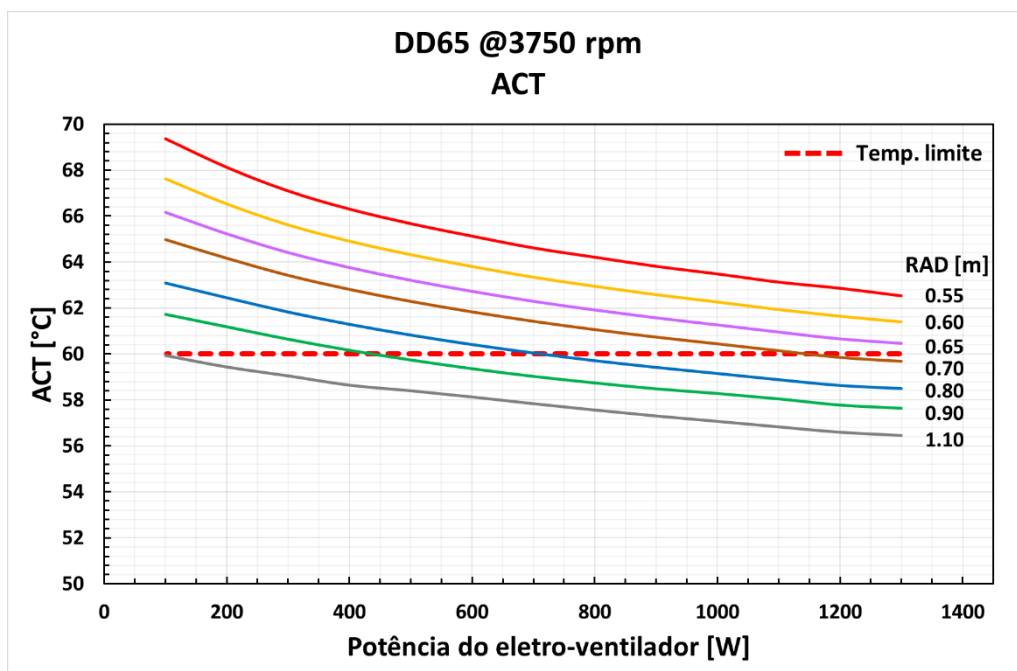


Figura 37. Temperatura do líquido de arrefecimento em função do comprimento do radiador principal e potência do eletro-ventilador, teste DDT45.

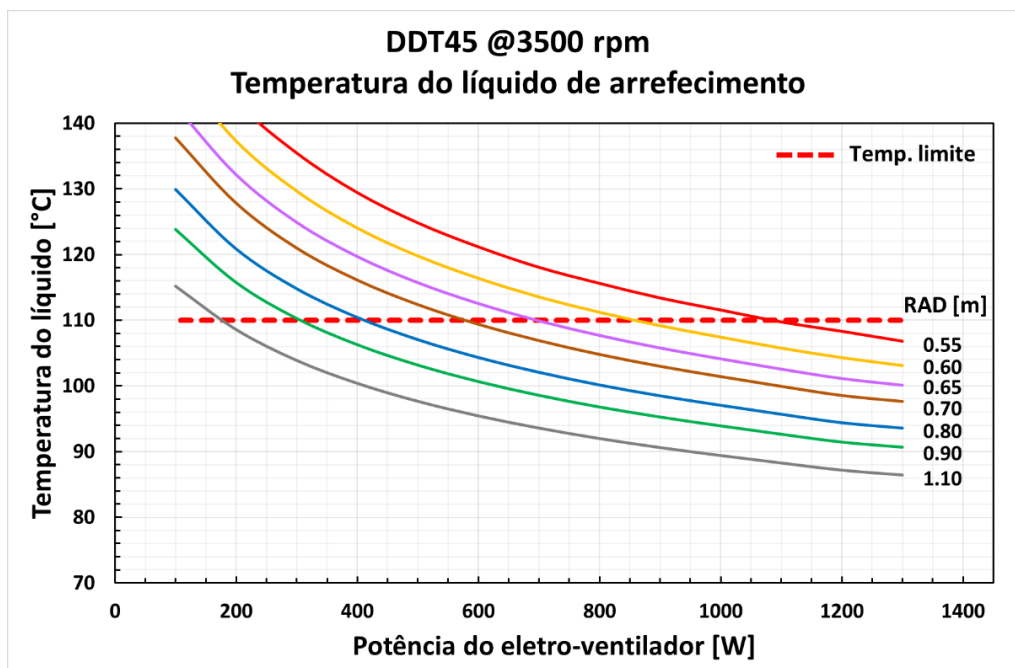
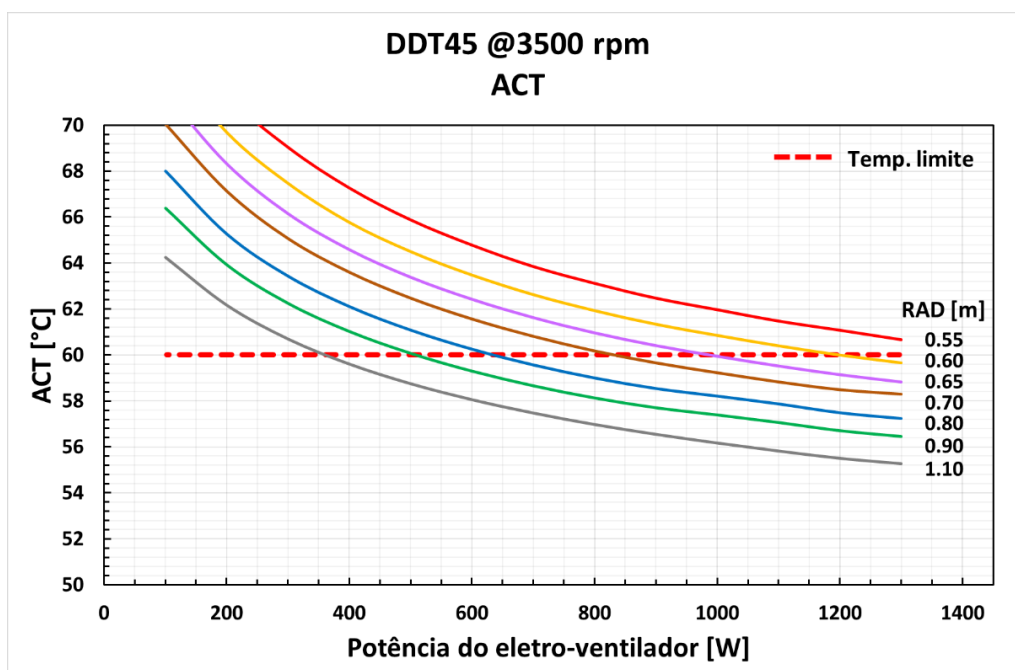


Figura 38. ACT em função do comprimento do radiador secundário e potência do eletro-ventilador, teste DDT45.



É possível notar que a temperatura do líquido de arrefecimento e o ACT reduz com o aumento da potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador, como esperado. O aumento dos radiadores contribui para o decréscimo da temperatura do líquido de arrefecimento pois mais área para troca de calor estará disponível, enquanto que um aumento da potência do eletro-ventilador proporciona maiores valores de vazão de ar através das massas radiantes, aumentando, assim, a capacidade térmica do sistema. Valores abaixo da linha tracejada vermelha representam combinações de dimensionamento do sistema cuja necessidade de depotenciamento para arrefecimento da carga no interior do cilindro não seja observada. Os resultados mostram que ambos os parâmetros, radiador e eletro-ventilador, possuem expressiva influência sobre os índices de temperaturas analisadas. Porém, é interessante notar que para o teste DDT45, as inclinações das curvas são mais evidentes de acordo com a diminuição da potência do eletro-ventilador, indicando uma influência maior do parâmetro para esse teste. O resultado é de acordo com o esperado, durante baixas velocidades do veículo o eletro-ventilador é a principal fonte de ar para transferência de calor nos radiadores, enquanto que para velocidades maiores, o “efeito *ram*” (pressão dinâmica da massa de ar sobre região da abertura de grade no para-choque do veículo) é a principal fonte de ar fresco para o sistema (Baskar & Rajaraman, 2015). O teste DDT45 é realizado sob menor velocidade do veículo comparado ao teste DD65, por isso sofre maior influência do eletro-ventilador.

A partir dos resultados das Figuras 35 a 38, foram levantados os valores limites de comprimento de radiador e potência do eletro-ventilador para atender aos requisitos de desempenho do motor. O objetivo dessa etapa é construir uma curva que relacione simultaneamente os parâmetros (radiador e eletro-ventilador) com os requisitos para sistema de arrefecimento. As Figuras 39 e 40 exibem as curvas com o perfil de configurações de radiador e eletro-ventilador que atendem aos requisitos de desempenho do motor, para os testes DD65 e DDT45. Os valores das curvas representam o ponto de encontro entre as curvas e a linha vermelha pontilhada das Figuras 35 a 38, ou seja, o valor da configuração do radiador e eletro-ventilador mínimo para atender aos limites de temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT para que o motor não tenha perda de potência. As curvas tracejadas vermelhas representam os requisitos para o ACT, enquanto que as curvas traço-ponto azuis, os requisitos para que temperatura do líquido do motor seja atingida. O triângulo é a

configuração base testada, o qual resulta em perdas de desempenho, os quais já foram discutidos anteriormente.

Figura 39. Requisitos de arrefecimento, potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador, teste DD65.

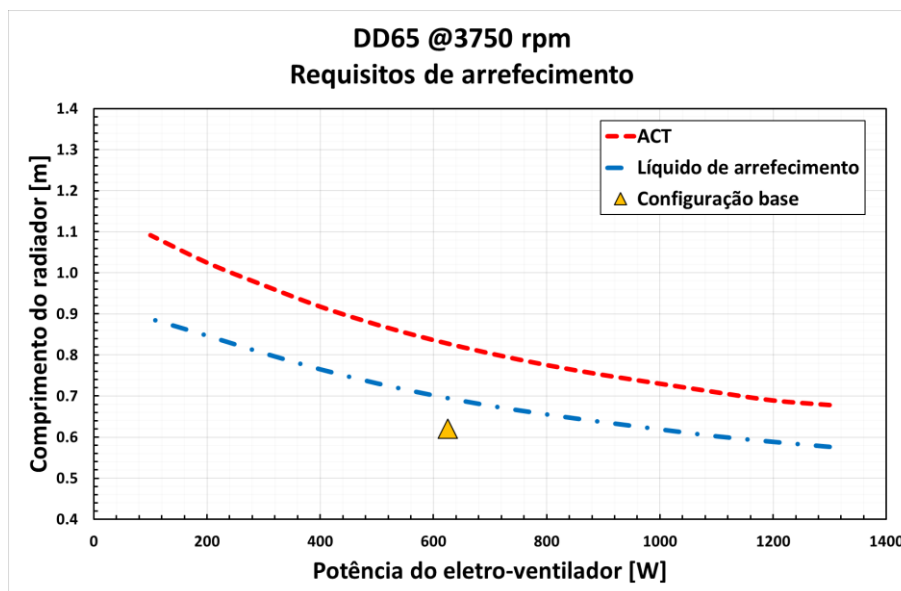
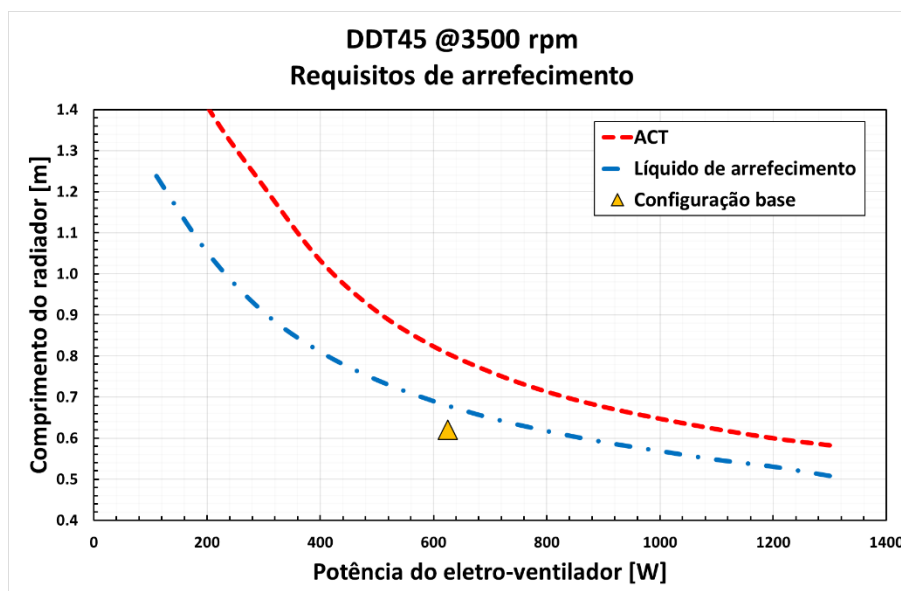
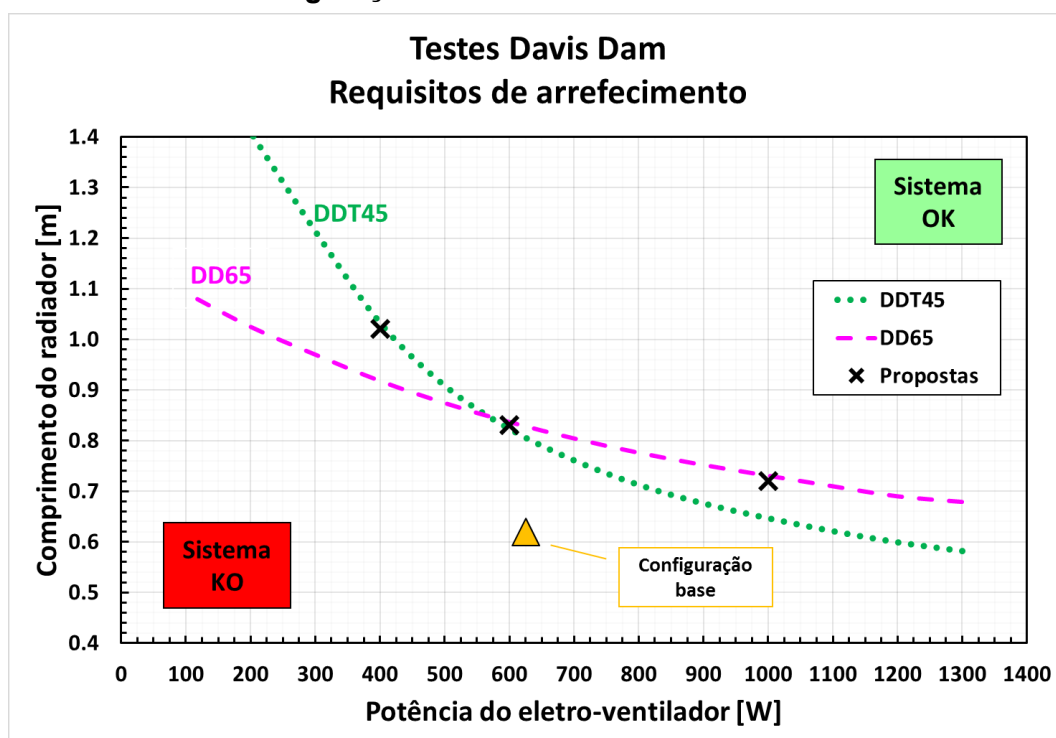


Figura 40. Requisitos de arrefecimento, potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador, teste DDT45.



Nos resultados das Figuras 39 e 40, as combinações de comprimento de radiador e potência de eletro-ventilador que se encontram abaixo da curva representam configurações em que a perda de desempenho para manutenção de altos índices de temperatura foram observados, enquanto que combinações acima das curvas, não terá perda de potência do motor. É interessante notar que para ambos os testes, os requisitos de ACT são mais agressivos, posto isto, foram predominantes para escolha da configuração de módulo de arrefecimento adequada. Os resultados mostram que, de acordo com o aumento da potência do eletro-ventilador, um menor comprimento do radiador é necessário para atender ao desempenho requerido, e vice-versa, quando se aumenta o comprimento do radiador, uma menor potência de eletro-ventilador pode ser aplicada. Sabendo-se que os requisitos de ACT para os testes estudados são predominantes, conclui-se que uma combinação de radiador e eletro-ventilador que atende ao ACT atenderia à temperatura do líquido de arrefecimento, simultaneamente. A Figura 41 foi construída com os resultados dos requisitos de módulo de arrefecimento, para os testes DD65 e DDT45. A curva verde pontilhada representa a fase de teste DDT45 enquanto que a roxa tracejada, o teste DD65.

Figura 41. Requisitos de arrefecimento, testes DD65 e DDT45. Propostas de configurações de módulo de arrefecimento.



A partir da Figura 41, é possível observar que, para valores de potência do eletro-ventilador acima de 600W, o teste DD65 é predominante na solicitação de comprimento de radiador, porém, para valores abaixo, o teste DDT45 tem a maior influência. As condições extremas de condução do veículo Davis Dam propostas, mostram solicitações diferentes de desempenho do sistema de arrefecimento, uma configuração de projeto pode atender a um teste, porém não atender ao outro. Como o sistema de arrefecimento do motor deve ser dimensionado para atender a todas as condições propostas, os resultados mostram que a tomada de decisão deve ser feita com cuidado.

Os resultados exibidos na Figura 41 permitem aos engenheiros decidirem já em uma fase bastante inicial do projeto os requisitos mínimos de desempenho de radiador e do eletro-ventilador. Os resultados ajudam a decidir qual desempenho será priorizado: otimização dos tamanhos dos radiadores ou a potência consumida no eletro-ventilador. Essa decisão depende dos objetivos do projeto, tais como: espaço na arquitetura disponível para os componentes, peso, balanço elétrico do veículo, consumo de combustível, estilo, custo e entre outros.

Com o objetivo de analisar o impacto das decisões de dimensionamento dos componentes no desempenho final do projeto, foi proposto uma avaliação mais profunda das propostas sinalizadas com “X” na Figura 41. Na próxima seção as propostas de combinações entre comprimento do radiador e potência do eletro-ventilador foram analisadas sob a ótica do consumo de combustível, com o objetivo de sinalizar o impacto desses parâmetros do sistema de refrigeração do motor na eficiência energética global do veículo.

4.3 Avaliação dos impactos do comprimento do radiador e da potência do eletro-ventilador no consumo de combustível do veículo

Toda análise até esse ponto foi fundamentada em observar as condições críticas e propor soluções para que o motor do veículo não tenha perda de desempenho. Uma otimização do comprimento do radiador e potência do eletro-ventilador foi realizada e uma curva com infinitas combinações entre os dois parâmetros, que atendem os requisitos de desempenho, foi construída. Na Tabela 13 são exibidos 3 propostas de diferentes combinações entre as dimensões dos trocadores de calor e a potência do eletro-ventilador que atendem aos objetivos de

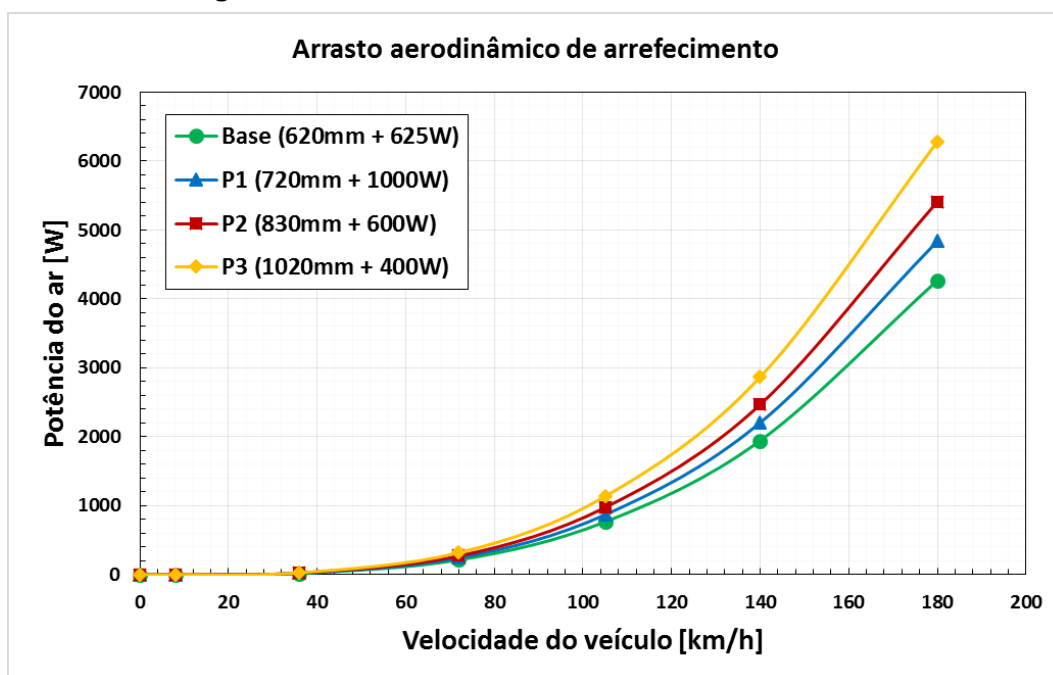
desempenho, além do sistema base estudado. O critério para escolha das propostas foi selecionar uma configuração com um tamanho de radiador menor, porém alta potência do eletro-ventilador (Proposta 1), uma configuração priorizando a otimização da potência do eletro-ventilador (Proposta 3) e uma terceira, intermediária entre comprimento do radiador e a potência do eletro-ventilador (Proposta 2).

Tabela 13. Configurações do módulo de arrefecimento otimizadas para análise do consumo de combustível.

	Sistema Base	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Comprimento do radiador [m]	0.62	0.72	0.83	1.02
Potência do eletro-ventilador [W]	625	1000	600	400

O aumento da vazão de ar tem um impacto muito maior na taxa de transferência global de calor do sistema de arrefecimento do que o aumento na vazão mássica de líquido de refrigeração do motor (Karthik, Khan, Narasingamurthi, & Ramalingam, 2015). O objetivo da vazão de ar no sistema de arrefecimento é promover massa de ar suficiente para atingir os objetivos de transferência de calor do sistema, com mínimo consumo de potência e menores níveis de arrasto aerodinâmico e ruídos possíveis. Ao mesmo tempo em que a vazão de ar contribui para o aumento da capacidade térmica do sistema de refrigeração do motor, ela também aumenta o arrasto aerodinâmico, contribuindo para um maior consumo de combustível (Baskar & Rajaraman, 2015; Kim, Kim, Ha, & Kim, 2016). Ao se propor maiores comprimentos dos componentes trocadores de calor, como consequência maior vazão de ar penetra na grade e passa sobre o sistema de arrefecimento e vão do motor, aumentando a resistência aerodinâmica global do veículo. Para o cálculo do consumo de combustível com as propostas de diferentes tamanhos do radiador, é necessário levar em conta o aumento desse arrasto. Através do modelo virtual em FloMASTER® apresentado na Figura 9, foi examinado a vazão e a perda de carga sobre o ar que passa pela grade, módulo de arrefecimento e vão motor, onde a potência de arrasto aerodinâmico de arrefecimento foi calculada, utilizando a Equação (3.16). A Figura 42 exibe os valores deste arrasto aerodinâmico de arrefecimento, para cada proposta e para o sistema de arrefecimento base estudado.

Figura 42. Arrasto aerodinâmico de arrefecimento.



É possível observar que, com o aumento do comprimento do radiador, o arrasto aerodinâmico de arrefecimento cresce, como esperado, pois maiores vazões de ar estão escoando através do sistema devido uma maior área útil das massas radiantes e da grade. O aumento do arrasto aerodinâmico impacta diretamente na potência requerida no eixo do motor, pois para se manter a velocidade do veículo, maior trabalho deve ser disponibilizado na roda, aumentando assim o consumo energético do veículo. A contribuição do arrasto aerodinâmico de arrefecimento no valor total do arrasto no veículo varia de 5 a 10 % (Baskar & Rajaraman, 2015; D'Hondt, Gilliéron, & Devinant, 2011). Através dos resultados exibidos na Figura 42, pode-se calcular o coeficiente de arrasto aerodinâmico de arrefecimento e de carroceria, isoladamente, de acordo com as Equações (3.17) e (3.18). Assim foi construído a Tabela 14, na qual são apresentados os valores dos coeficientes de *coastdown* referentes ao arrasto aerodinâmico para o sistema de arrefecimento base e para as propostas, de forma isolada para o arrasto de arrefecimento, carroceria e global.

Tabela 14. Coeficientes de arrasto aerodinâmico do veículo, de acordo com as propostas.

Sistema/proposta	Arrasto de carroceria F_{2carr} [Nh ² /km ²]	Arrasto de arrefecimento F_{2AA} [Nh ² /km ²]	Arrasto global F_2 [Nh ² /km ²]	Parcela de arrefecimento $\left(\frac{F_{2AA}}{F_2}\right)$
Base (620mm + 625W)	0.04360	0.00240	0.04600	5.2%
P1 (720mm + 1000W)	0.04360	0.00273	0.04632	5.9%
P2 (830mm + 600W)	0.04360	0.00306	0.04665	6.6%
P3 (1020mm + 400W)	0.04360	0.00356	0.04715	7.7%

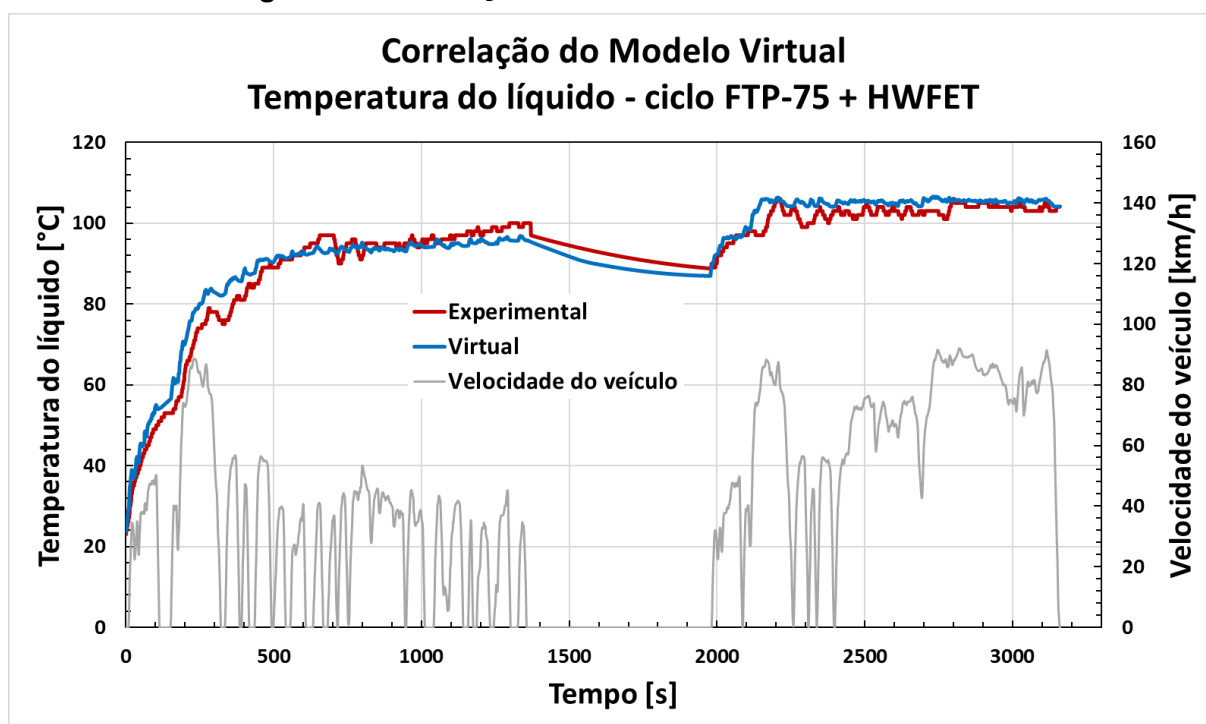
A partir dos resultados apresentados na Tabela 14, as parcelas de 5.2 a 7.7% do arrasto aerodinâmico de arrefecimento comparado ao arrasto aerodinâmico total no veículo, estão de acordo como reportado pela literatura (Baskar & Rajaraman, 2015; El-Sharkawy, Kamrad, Lounsberry, Baker, & Rahman, 2011; Liu, Li, Wang, & Zhu, 2017; D'Hondt, Gilliéron, & Devinant, 2011). Comparando a contribuição das propostas com o sistema base, o incremento no arrasto aerodinâmico global devido ao aumento do tamanho do radiador é de 0.7, 1.4 e 2.5 % para as propostas 1, 2 e 3, respectivamente.

Conhecidos os efeitos do comprimento do radiador no arrasto de arrefecimento, a simulação com foco no consumo de combustível foi avaliada. Essa etapa foi dividida em dois tópicos. No primeiro tópico, uma avaliação do consumo de combustível sob o ciclo de teste FTP-75 + HWFET, um ciclo homologativo, de condições brandas de condução do veículo (baixa temperatura ambiente e baixas cargas solicitadas no motor). Na segunda etapa, foi avaliado o comportamento do consumo de combustível para cada proposta, nas condições estabilizadas de Davis Dam. É sabido que a condução do veículo de acordo com teste de Davis Dam representa uma condição crítica, de alta solicitação de carga no motor além de elevadas temperaturas ambientes, onde o consumo de combustível não é o foco e sim o desempenho da potência entregue à roda. O objetivo neste caso é avaliar o impacto do sistema de arrefecimento quando este está no limite de solicitação, além da facilidade em avaliar separadamente o efeito de cada parâmetro (comprimento do radiador e potência do eletro-ventilador), onde a condição estabilizada permite esse tipo de análise.

4.3.1 Avaliação do consumo de combustível do veículo – ciclo FTP-75 + HWFET

Antes de realizar o cálculo do consumo de combustível de acordo com cada proposta de módulo de arrefecimento sugerida, conforme a Tabela 13, uma análise para confirmar a representatividade do modelo virtual em GT-Suite® foi abordada. A Figura 43 apresenta a medição experimental do comportamento da temperatura do líquido de refrigeração do motor, sob o ciclo de teste FTP-75 + HWFET, comparado aos resultados obtidos no modelo numérico, utilizando a configuração do módulo de arrefecimento base (Tabela 9).

Figura 43. Correlação do modelo virtual em GT-Suite®.



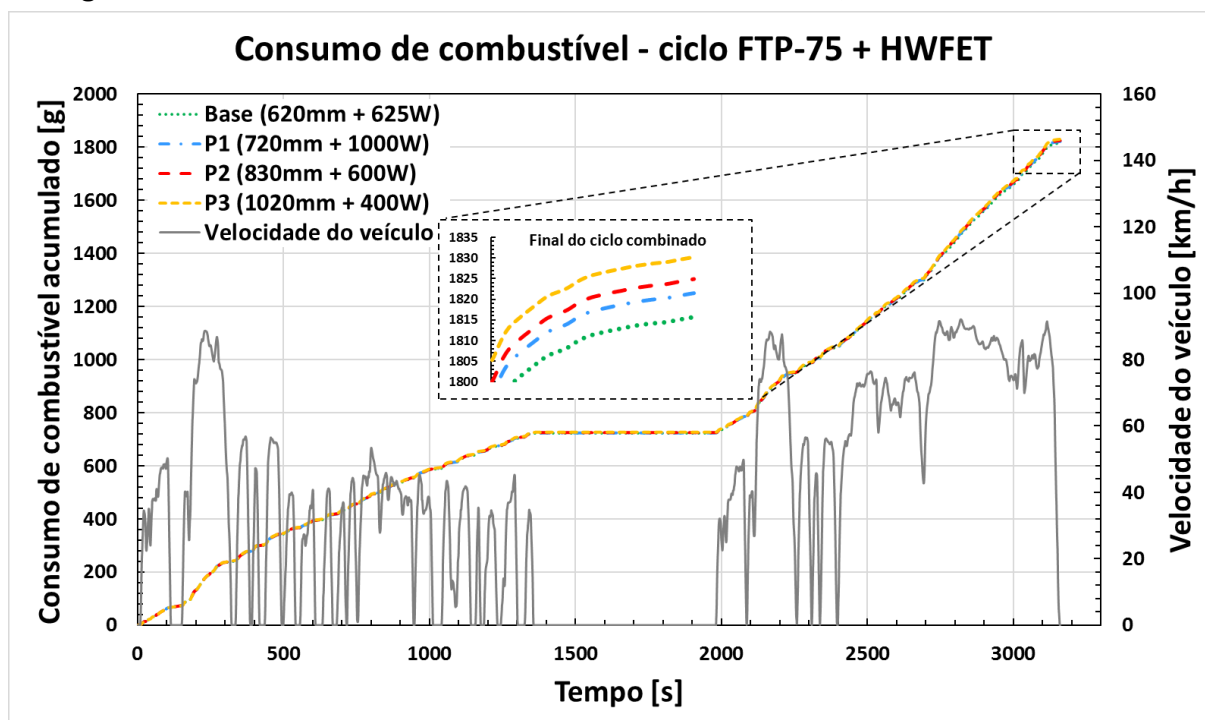
Na Figura 43, os resultados experimentais (linha vermelha) da temperatura do líquido de arrefecimento, no ciclo FTP-75 + HWFET, foram comparados aos valores calculados no modelo virtual (linha azul). A partir dos dados, é possível notar que o modelo virtual possui uma boa correlação comparado ao comportamento dos valores obtidos no teste experimental. Com relação aos resultados sobre o consumo de combustível, no teste experimental foi obtido apenas o valor final do consumo. Na Tabela 15 é apresentado um comparativo entre o valor do consumo de combustível acumulado (combustível E22) ao final do ciclo, medido experimentalmente e calculado no modelo virtual em GT-Suite®.

Tabela 15. Correlação do modelo virtual. Consumo de combustível acumulado (E22) - FTP-75 + HWFET.

	Experimental	Virtual	Erro $\left(\frac{Virtual}{Experimental} - 1\right)$
Massa [g]	1770	1816	2.6%
Consumo [km/l]	13.9	13.5	

Através dos resultados, conclui-se que o modelo virtual utilizado conta com uma boa representatividade, onde a partir deste ponto o modelo pode ser utilizado para análise e simulações de consumo de combustível das propostas de módulo de arrefecimento sugeridas. A Figura 44 apresenta os resultados da simulação virtual, com foco no consumo de combustível, para cada proposta sugerida de acordo com a Tabela 13.

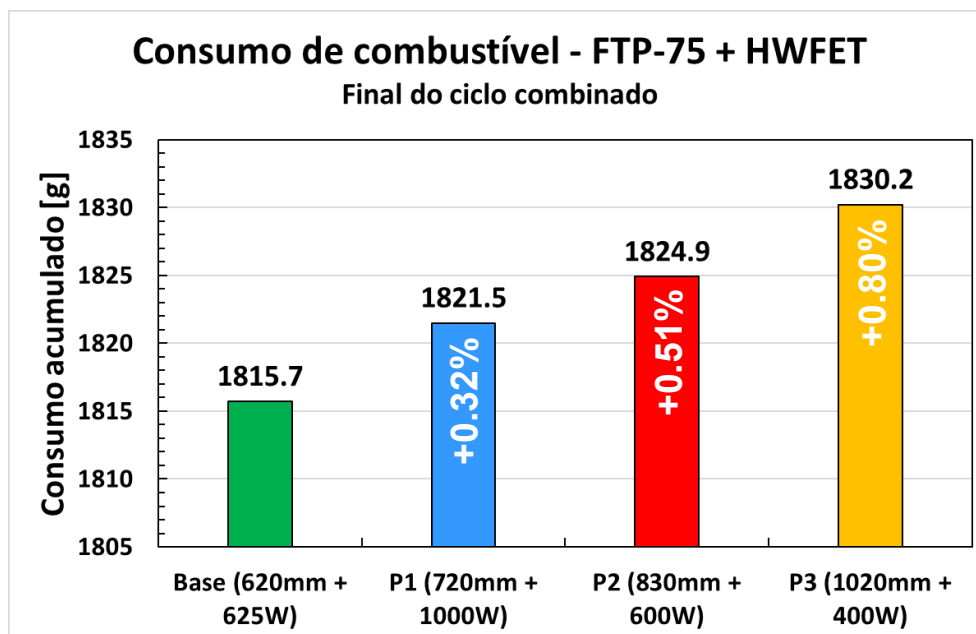
Figura 44. Perfil de consumo acumulado de combustível, ciclo FTP-75 + HWFET.



Na Figura 44, o eixo vertical da esquerda relaciona o consumo de combustível acumulado, em gramas, de acordo com a configuração base (linha verde), a configuração P1 (curva azul), a P2 (curva vermelha) e a P3 (curva amarela), em função do tempo em segundos, durante o ciclo de teste FTP-75 + HWFET. O eixo vertical do lado direito, representa a velocidade do veículo, exibida pela curva de cor cinza. Os resultados mostram que as diferenças de consumo acumulado de

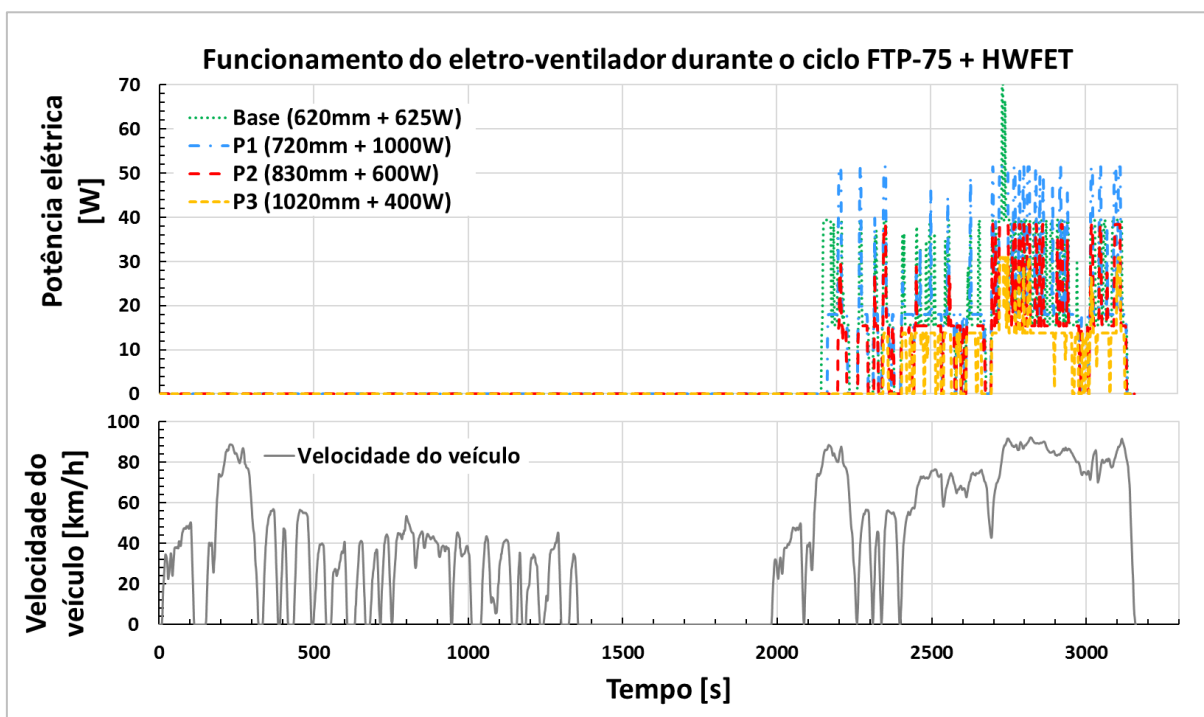
combustível entre as propostas são significativas, aumentando ligeiramente da configuração base, para a P1, em seguida para a P2 e então, como maior valor de consumo acumulado de combustível no ciclo, a configuração P3. Para facilitar a análise, os valores da massa acumulada de combustível ao final do ciclo são exibidos na Figura 45.

Figura 45. Consumo de combustível acumulado, ciclo FTP-75 + HWFET.



Conforme a Figura 45, é possível notar que a proposta P1 possui um aumento de consumo de combustível de 0.32%, comparado ao sistema base. Os acréscimos no consumo de combustível para as configurações P2 e P3, comparado ao resultado do sistema base, são de 0.51 e 0.80%, respectivamente. Nota-se um significativo aumento do consumo de combustível nas propostas, cujo motivo está relacionado à potência do eletro-ventilador e/ou tamanho dos radiadores. Para uma conclusão mais clara, é necessária uma análise isolada de cada parâmetro (potência do eletro-ventilador e comprimento do radiador). A Figura 46 apresenta o funcionamento do eletro-ventilador durante o ciclo de teste FTP-75 + HWFET, com foco na potência elétrica demandada pelo motor do componente.

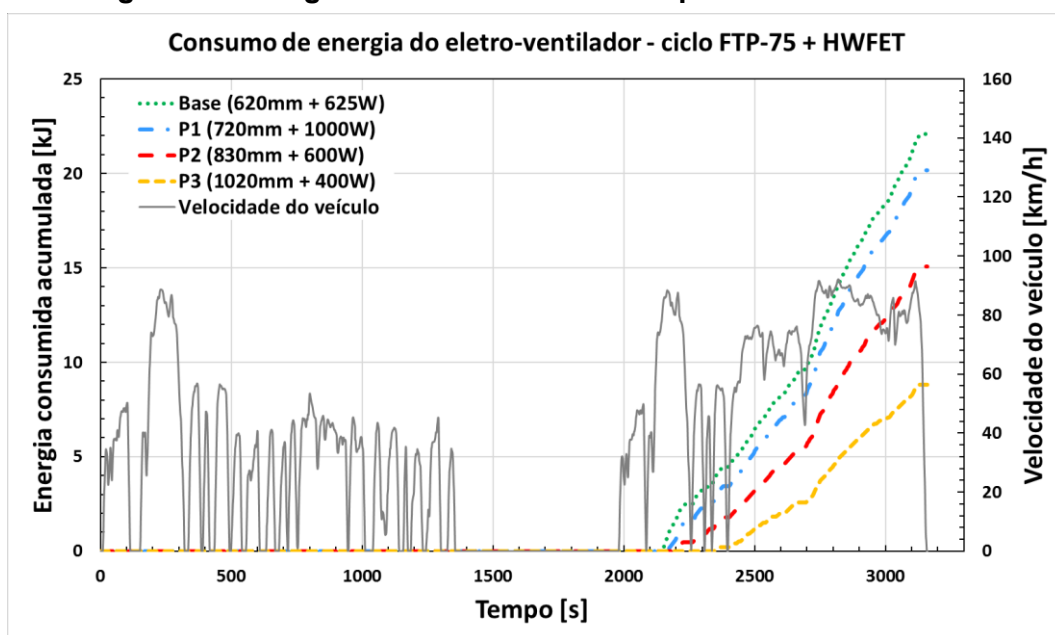
Figura 46. Funcionamento do eletro-ventilador durante o ciclo FTP-75 + HWFET.



A partir dos resultados da Figura 46 é possível notar que durante a 1ª e a 2ª fase do ciclo urbano, o eletro-ventilador se mantém desligado. Isso acontece, pois, a 1ª fase, também conhecida como partida a frio, o líquido de arrefecimento se encontra em temperaturas baixas, e durante a 2ª fase do ciclo urbano, devido a baixas velocidades do veículo, e conseqüentemente cargas amenas demandadas no motor, a temperatura do líquido de arrefecimento se mantém em valores baixos, sem a necessidade de acionamento do eletro-ventilador. O eletro-ventilador começa a ser solicitado apenas após a metade da 3ª fase do ciclo urbano e a partir daí durante todo o ciclo de estrada. Os resultados mostram que, o eletro-ventilador da configuração P3 (curva amarela) foi o menos acionado durante o teste, seguido pelo eletro-ventilador da proposta P2, em seqüência a P1 e como mais acionado durante o teste FTP-75 + HWFET, o eletro-ventilador da configuração base. O estado de funcionamento do eletro-ventilador está diretamente ligado ao tamanho do radiador. É interessante notar que, as propostas cujo os radiadores são maiores, o eletro-ventilador foi menos solicitado. Esse comportamento ocorre, pois, em maiores comprimentos de trocador de calor, portanto um desempenho térmico superior, uma menor necessidade de acionamento do eletro-ventilador é suficiente para manter a temperatura do líquido de arrefecimento dentro de limites aceitáveis conforme o projeto. De acordo com a Figura

46, é possível observar que a potência demandada no eletro-ventilador é consideravelmente baixa, independente da configuração de módulo de arrefecimento do motor. Vale ressaltar que o ciclo FTP-75 + HWFET representa condições brandas de condução do veículo, baixas cargas no motor e condições de temperatura ambiente suaves. Neste caso, o sistema de arrefecimento do motor não é levado ao limite de solicitação de desempenho. Essa subutilização do sistema de refrigeração do motor, sob o ciclo de consumo de combustível, pode ser observada na potência consumida pelo eletro-ventilador. Com propósito de uma análise com maior objetividade, foi levantando a energia consumida acumulada pelo eletro-ventilador, em quilojoules (kJ), durante o ciclo de teste de consumo de combustível FTP-75 + HWFET, o qual é apresentado na Figura 47.

Figura 47. Energia consumida acumulada pelo eletro-ventilador.

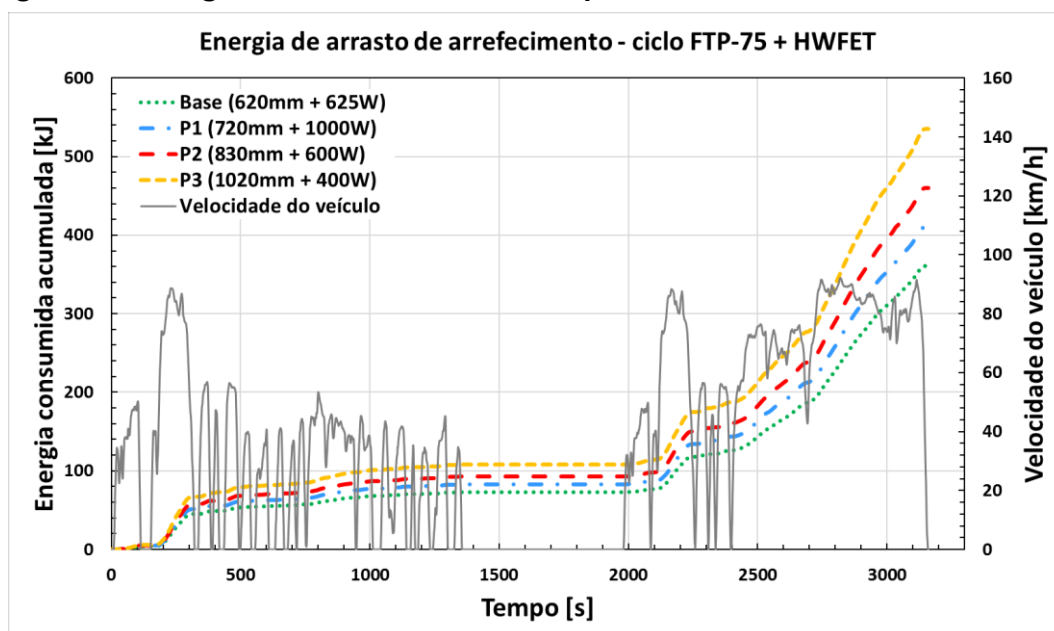


Conforme os resultados exibidos na Figura 47, até aproximadamente a metade da 3ª fase do ciclo urbano, o consumo de energia pelo eletro-ventilador é nulo, pois o mesmo permanece desativado até esse ponto (conforme mostrado na Figura 46). A partir daí o eletro-ventilador é acionado em todas as configurações de módulo de arrefecimento. O consumo de energia acumulado ao final do ciclo possui o menor valor para proposta P3, seguido da P2 e então para a P1, sendo a configuração base a que mais demanda energia no componente eletro-ventilador. Os resultados são

conforme já discutidos, em radiadores maiores, o eletro-ventilador foi menos solicitado.

Analogamente à análise da energia consumida acumulada pelo eletro-ventilador, a Figura 48 apresenta a parcela de energia devido ao arrasto de arrefecimento, para o sistema base e também relativo as três propostas de sistema de arrefecimento estudadas. O valor da energia de arrasto de arrefecimento foi obtido integrando a potência de arrasto de arrefecimento, \dot{W}_{AA} , Equação (3.16), no tempo decorrido durante o ciclo de teste de consumo de combustível FTP-75 + HWFET.

Figura 48. Energia consumida acumulada, parcela de arrasto de arrefecimento.



A energia de arrasto de arrefecimento está diretamente relacionada à vazão de ar, que por sua vez, está intimamente ligada à velocidade do veículo. A partir da Figura 48, é possível notar que, em maiores velocidades do veículo, a energia de arrasto de arrefecimento acumulada aumenta mais rapidamente do que em menores velocidades do automóvel. Ao contrário do comportamento observado sobre a energia consumida acumulada no eletro-ventilador (Figura 47), a configuração base tem o menor consumo de energia devido ao arrasto de arrefecimento, seguido da proposta P1, e posteriormente a P2, enquanto que a proposta P3 possui o maior valor de energia perdida. O arrasto de arrefecimento está diretamente ligado à quantidade de ar que escoar através do sistema de refrigeração do motor (Baskar & Rajaraman, 2015) e, assim como mostrado na Figura 33, maiores comprimentos de radiador propiciam

maiores valores de escoamento do ar. A proposta P3 possui uma maior energia consumida pelo arrasto de arrefecimento pois é a com maior tamanho de radiador, por outro lado, a configuração base, que dispõe do menor comprimento de radiador, apresentou a menor energia consumida devido ao arrasto de arrefecimento.

Os resultados de energia consumida acumulada no ciclo, apresentados nas Figuras 47 e 48, mostram que um aumento de energia perdida devido ao arrasto de arrefecimento é seguido de uma redução de energia demandada no eletro-ventilador. Com foco em analisar a contribuição separada de cada parcela de energia consumida, a Tabela 16 foi levantada, onde é apresentado o resultado da energia consumida acumulada ao final do ciclo, referente ao eletro-ventilador e ao arrasto de arrefecimento.

Tabela 16. Análise da energia consumida acumulada ao final do ciclo FTP-75 + HWFET devido ao eletro-ventilador e ao arrasto de arrefecimento.

Proposta	Eletro-ventilador	Arrasto de arrefecimento	Delta Eletro-ventilador	Delta Arrasto
	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[kJ]
Base (620mm + 625W)	22.1	360.8	-	-
P1 (720mm + 1000W)	20.2	410.4	-1.9	49.6
P2 (830mm + 600W)	15.1	460.0	-7.0	99.2
P3 (1020mm + 400W)	8.8	535.2	-13.3	174.4

A partir dos resultados mostrados na Tabela 16, pode-se notar que o aumento no consumo de energia devido ao arrasto aerodinâmico de arrefecimento das propostas P1, P2 e P3 não é compensado por uma redução na demanda de energia do eletro-ventilador. Os resultados explicam os comportamentos exibidos nas Figuras 44 e 45, onde o consumo de combustível aumentou, pois ocorreu uma contribuição de aumento de arrasto aerodinâmico maior do que a redução da energia no eletro-ventilador.

Os resultados indicam que, um aumento no tamanho do radiador seguido de uma redução na potência do eletro-ventilador, possui um impacto negativo em relação ao consumo de combustível sob o ciclo homologativo FTP-75 + HWFET. Nos casos em que se deseja uma redução no consumo de combustível do veículo, sem perdas de desempenho em condições extremas de condução com elevadas cargas solicitadas no motor, os resultados sugerem o aumento da potência do eletro-ventilador acompanhado de uma redução no tamanho do radiador. Vale ressaltar que

o ciclo FTP-75 + HWFET representa condições brandas de condução do veículo e, assim como mostrado na Figura 46, o eletro-ventilador não é utilizado na sua condição de máximo desempenho. Neste caso, o efeito de um eletro-ventilador com maior potência não foi observado. Os resultados mostram que, qualquer potência de eletro-ventilador maior do que a mínima observada na Figura 46 (aproximadamente 70W), combinado aos comprimentos de radiadores sugeridos, teria o mesmo resultado no ciclo de consumo de combustível. Isso conduz a conclusão de que o efeito no consumo de combustível observado sob o ciclo FTP-75 + HWFET se deve apenas ao impacto do tamanho do radiador, onde o efeito no eletro-ventilador é secundário e se dá devido a uma variação no desempenho do trocador de calor (em radiadores maiores, o eletro-ventilador foi menos solicitado). De acordo com a Tabela 16, a parcela de energia de arrasto aerodinâmico se mostrou predominante, sendo de aproximadamente 10 a 15 vezes superior à parcela devido à potência efetivamente consumida no eletro-ventilador.

Os resultados a partir das simulações virtuais do presente trabalho, mostraram que um acréscimo de 2.5% no arrasto aerodinâmico (Tabela 14) provocou um aumento de 0.8% no consumo de combustível sob o ciclo FTP-75 + HWFET (Figura 45). Tais resultados são coerentes com o estudo experimental observado por Dias (2017), no qual foi apresentado que um aumento de 10% nos coeficientes de *coastdown*, o consumo de combustível teve um acréscimo na ordem de 3%.

No próximo tópico foi avaliado o consumo de combustível nas fases de teste de condução extrema Davis Dam, a fim de analisar o efeito das propostas no consumo de combustível sob condições em que o sistema de arrefecimento é levado ao limite de solicitação de desempenho.

4.3.2 Avaliação do consumo de combustível do veículo – teste Davis Dam

A análise do consumo de combustível no teste de Davis Dam foi realizada através de avaliações sobre o mapa de desempenho de BSFC (Figura 20). Antes de tudo, foi levantado o efeito de cada parâmetro: potência do eletro-ventilador e arrasto de arrefecimento, sobre a carga do motor de acordo com metodologia apresentada no tópico 3.6. A partir deste efeito conhecido, foi calculado a potência no motor e o torque equivalente, e então obtido no mapa de BSFC o valor de consumo específico de combustível, em g/kWh. Por meio da multiplicação da potência do motor pelo BSFC,

foi obtido o valor do consumo de combustível horário para cada teste e proposta de módulo de arrefecimento. A Tabela 17 exibe os dados de cada parâmetro em função dos testes de Davis Dam e propostas de módulo de arrefecimento sugeridas. Nessa etapa, a configuração base foi omitida, visto que ela não atende aos requisitos de desempenho do sistema de arrefecimento do motor, como já apresentado anteriormente.

Tabela 17. Análise do consumo de combustível para cada proposta de sistema de arrefecimento, testes DD65 e DDT45.

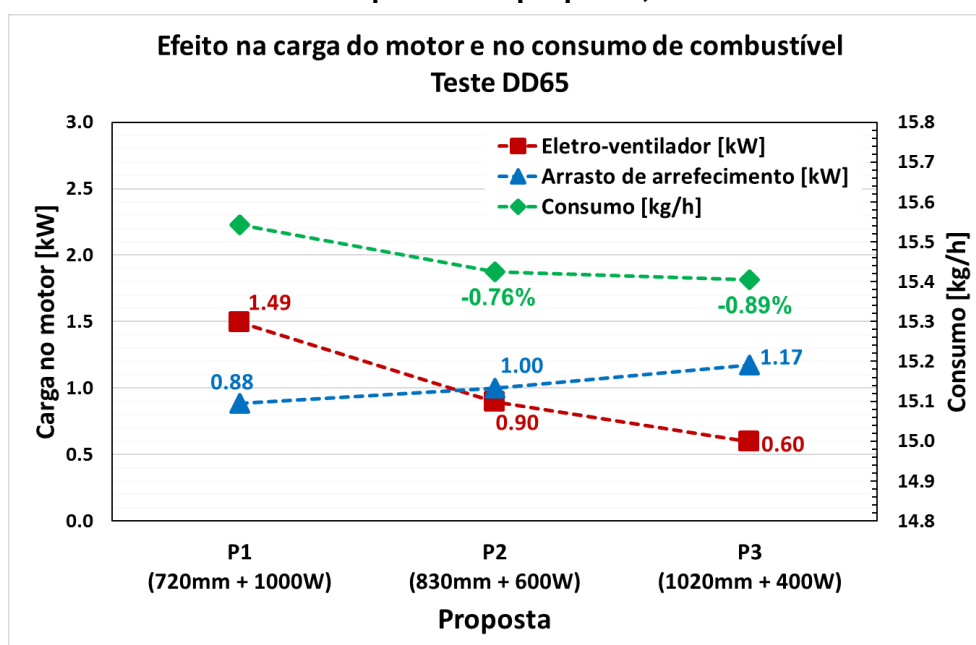
Teste	DD65			DDT45		
	P1	P2	P3	P1	P2	P3
Proposta						
Velocidade do veículo [km/h]	105	105	105	72	72	72
Radiador [mm]	720	830	1020	720	830	1020
Eletro-ventilador [W]	1000	600	400	1000	600	400
Arrasto de arrefecimento [kW]	0.88	1.00	1.17	0.28	0.32	0.38
FEAD eletro-ventilador [kW]	1.49	0.90	0.60	1.49	0.90	0.60
Rotação do motor [rpm]	3750	3750	3750	3500	3500	3500
Torque do motor [Nm]	159.2	158.0	157.8	135.0	133.5	132.9
Potência do motor [kW]	62.50	62.04	61.96	49.48	48.93	48.71
BSFC [g/kWh]	248.7	248.6	248.6	248.6	249.0	249.1
Rejeição térmica [kW]	43.7	43.5	43.5	35.6	35.3	35.2
Consumo de combustível [kg/h]	15.54	15.42	15.40	12.30	12.18	12.14
Contribuição em consumo de combustível devido ao eletro-ventilador (referente a P1)	-	-0.98%	-1.47%	-	-1.05%	-1.58%
Contribuição em consumo de combustível devido ao radiador (referente a P1)	-	0.23%	0.59%	-	0.09%	0.23%
Redução no consumo de combustível referente a P1 [%]	-	-0.76%	-0.89%	-	-0.97%	-1.36%

Os resultados mostram que o arrasto aerodinâmico de arrefecimento aumenta com o tamanho do radiador, assim como esperado, pois maiores vazões de ar através do módulo de arrefecimento é observada em maiores radiadores (Figura 33), o que contribui para aumento do arrasto (Kim, Kim, Ha, & Kim, 2016). Em relação à carga do eletro-ventilador sobre o motor, essa é diretamente relacionada à potência do componente elétrico.

A Figura 49 relaciona a carga no motor referente ao arrasto de arrefecimento e ao eletro-ventilador, além do consumo de combustível, para cada proposta, referente ao teste DD65, a partir dos dados da Tabela 17. Pode-se observar que a parcela de

carga no motor devido ao arrasto de arrefecimento aumenta da 1ª proposta para a 2ª e em seguida para a 3ª proposta. Por outro lado, ao mesmo tempo, a parcela de potência demandada no motor devido ao eletro-ventilador diminui. Nota-se que em relação ao consumo de combustível, a 1ª proposta (radiador de 720mm e eletro-ventilador de 1000W) se mostrou a menos eficiente, enquanto que a 2ª e 3ª proposta resultaram em uma redução de 0.76 e 0.89 % no consumo de combustível, comparadas à 1ª proposta, respectivamente. Os resultados revelam que ocorreu uma redução na potência do eletro-ventilador mais efetiva do que o aumento no arrasto aerodinâmico, o que contribuiu para um saldo positivo na redução de cargas no motor, e assim reduzindo o consumo de combustível.

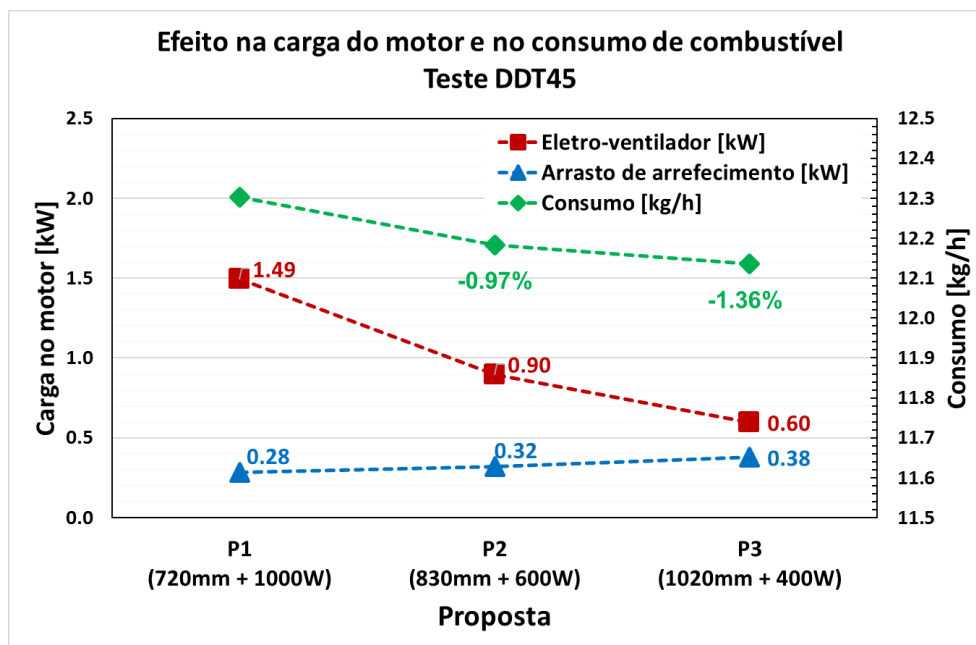
Figura 49. Efeito do arrasto aerodinâmico e carga do eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DD65



A mesma análise foi realizada para o teste DDT45, exibido na Figura 50. O mesmo comportamento para o teste DD65 foi observado no teste DDT45, uma redução na potência do eletro-ventilador foi mais efetiva do que o aumento no arrasto aerodinâmico de arrefecimento, o que contribuiu para redução no consumo de combustível. É interessante notar que, para o teste DDT45, houve uma maior redução percentual do consumo de combustível da 2ª e 3ª proposta, quando comparado ao teste DD65. Isso ocorre, pois, o arrasto aerodinâmico teve um menor aumento no teste

DDT45 devido a velocidade do veículo ser inferior. Uma piora no coeficiente de arrasto possui um impacto menor em testes cujas velocidades do veículo são inferiores.

Figura 50. Efeito do arrasto aerodinâmico e carga do eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DDT45.



Com objetivo de esclarecer melhor a contribuição de cada parâmetro no consumo de combustível, foram levantadas as Figuras 51 e 52. Como já mostrado, a 1ª proposta possui o maior consumo de combustível, por isso ela foi considerada como referência para efeitos comparativos. O arrasto de arrefecimento, para ambos os testes, possui uma contribuição para aumento do consumo de combustível na 2ª e 3ª proposta. Porém, uma contribuição do eletro-ventilador mais expressiva, para a redução do consumo de combustível, favorece um balanço positivo em relação à redução percentual do consumo de combustível global. Assim como já citado, através destes resultados fica mais claro que a contribuição para aumento no consumo de combustível devido ao arrasto de arrefecimento tem menor efeito no teste DDT45, quando comparado ao teste DD65. Como conclusão, é possível afirmar que, em condições extremas de condução do veículo, no qual o sistema de arrefecimento é levado ao máximo de sua solicitação de desempenho, uma combinação entre o tamanho dos trocadores de calor e a potência do eletro-ventilador, cujo objetivo seja a redução do consumo de combustível, deve ser seguido a proposta de menor potência elétrica do eletro-ventilador.

Figura 51. Parcela de contribuição do arrasto de arrefecimento e eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DD65.

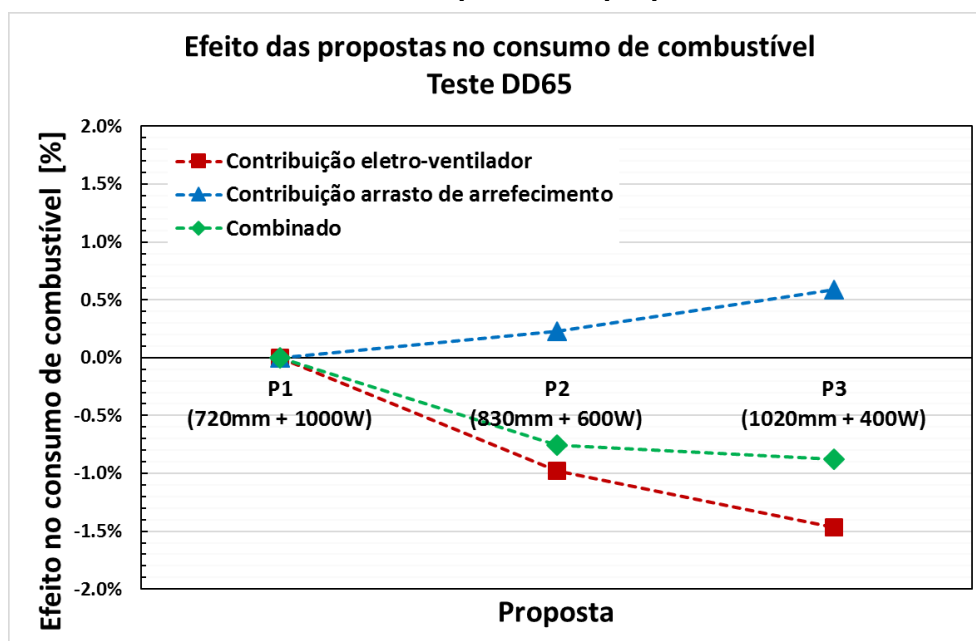
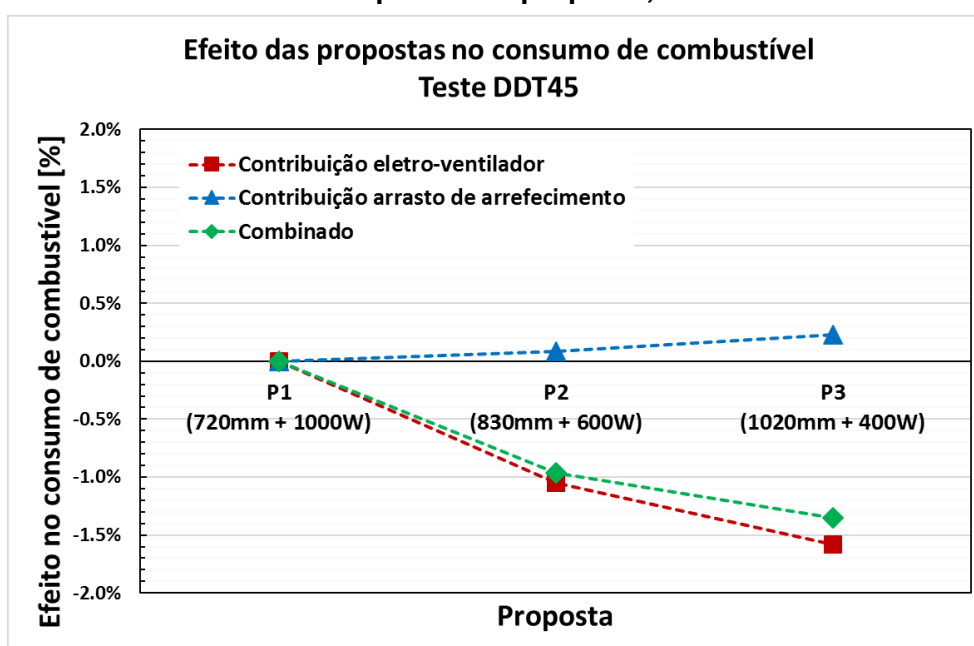


Figura 52. Parcela de contribuição do arrasto e eletro-ventilador no consumo de combustível para cada proposta, teste DDT45.



5 CONCLUSÕES

Este trabalho obteve sucesso ao estudar uma técnica para a manutenção da potência de um motor através do gerenciamento da carga e da rotação, da otimização do módulo de arrefecimento e por fim, sobre uma análise do gerenciamento térmico discutido com o foco no consumo de combustível do veículo.

As metodologias e modelos virtuais desenvolvidos, foram capazes de apresentar resultados satisfatórios a partir de comparações com testes experimentais, sendo adequada para atingir os objetivos propostos no presente trabalho. Os resultados referentes ao comportamento da sensibilidade do comprimento do radiador e a potência do eletro-ventilador sobre o desempenho do sistema de arrefecimento, bem como o aumento do arrasto aerodinâmico de arrefecimento, vão ao encontro dos estudos reportados na literatura. É importante destacar que, o uso de modelos numéricos unidimensionais para análise do gerenciamento térmico, com foco na maximização do desempenho do veículo, são ferramentas extremamente necessárias para o mercado automotivo atual.

Os resultados mostraram que é possível obter um satisfatório controle da temperatura do líquido de arrefecimento e do ACT, por meio da manutenção da potência do motor através do gerenciamento da carga e da rotação no virabrequim. Os cálculos sugerem que o gerenciamento da carga e rotação do motor podem auxiliar e evitar a necessidade de elevados níveis de depotenciamento do motor para arrefecimento adequado da carga no interior do cilindro, evitando condições de combustão anormal. Os resultados mostraram a possibilidade de mitigar em até 30% a necessidade de depotenciamento, caso uma estratégia adequada de controle da rotação e carga no motor seja utilizado, em condições de condução extrema do veículo.

As análises sobre a otimização do módulo de arrefecimento apresentaram resultados satisfatórios através de uma curva que relaciona combinações de tamanho do radiador e potência do eletro-ventilador, que atende aos requisitos de desempenho do veículo. Por meio dessa curva, é possível decidir, bem no início do desenvolvimento do projeto, qual configuração de módulo de arrefecimento seguir, contribuindo muito para um *trade-off* de parâmetros como: custo, peso, arquitetura do veículo, entre outros.

Os cálculos sobre o consumo de combustível no ciclo FTP-75 + HWFET mostraram que, em propostas de tamanho de radiador e potência do eletro-ventilador que atendem às condições de condução extrema do veículo em Davis Dam, há uma maior contribuição do arrasto aerodinâmico de arrefecimento do que a potência efetiva consumida no eletro-ventilador. Os resultados sugerem que, para redução do consumo de combustível, deve-se seguir com um menor tamanho do radiador, acompanhado de um aumento na potência do eletro-ventilador. A parcela de energia de arrasto aerodinâmico se mostrou ser a predominante, sendo aproximadamente 10 a 15 vezes superior à parcela devido à potência efetivamente consumida no eletro-ventilador. Os resultados mostraram um acréscimo de 1% no consumo de combustível sob o ciclo FTP-75 + HWFET a cada 3% de aumento no arrasto aerodinâmico. Nas configurações de módulo de arrefecimento propostas, menores radiadores apresentaram uma redução no consumo de combustível de até 0,8%. Por outro lado, para os testes de condução extrema de Davis Dam, menores radiadores exibiram um acréscimo de até 1,36% no consumo de combustível. Neste caso, o sistema de arrefecimento é levado ao limite, isso equivale a uma potência efetiva consumida no eletro-ventilador de acordo com a máxima dimensionada para o componente. Assim sendo, a energia consumida pelo eletro-ventilador se mostrou predominante, resultando em um maior consumo de combustível nas propostas cuja potência do eletro-ventilador é elevada e o comprimento do radiador minimizado.

As condições extremas de condução do veículo, como os testes de Davis Dam, podem representar menos do que 1% da utilização do veículo durante toda a sua vida útil, sendo que para os outros 99% de uso, o sistema de arrefecimento estará superdimensionado. Esse superdimensionamento para cobrir uma parcela pequena do uso do veículo, resulta em impactos negativos referentes aos aspectos: custo, peso, arquitetura, consumo de combustível, e entre outros. Os resultados do presente trabalho sugerem que, para evitar pequenas perdas de potência no motor, em condições de elevadas cargas, o esforço exigido é muito alto, penalizando o consumo de combustível no ciclo FTP-75 + HWFET. A proposta e conclusão final do presente trabalho é de, não dimensionar o sistema de arrefecimento do motor para cobrir completamente uma condição extrema de condução, mas sim, trabalhar em uma calibração adequada de depotenciamento do motor, de forma a protegê-lo de problemas térmicos e aumentar a confiabilidade do projeto, e ao mesmo tempo buscar minimizar os impactos de possíveis perdas de potência no motor em elevadas cargas.

Através dessa estratégia, projeta-se um sistema corretamente dimensionado para as condições de utilização cotidianas do motor e, conseqüentemente, o módulo de arrefecimento otimizado minimizará o consumo de combustível do veículo.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de suas análises, é possível sugerir os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Analisar sob ótica econômica a aplicação das propostas de sistema de arrefecimento. Avaliar o impacto sobre os componentes eletro-ventilador e radiador, além do efeito sobre os subsistemas impactados, como: sistema elétrico (bateria e cabearmentos) e a arquitetura.
- A metodologia proposta sugere que um aumento no tamanho do trocador de calor está atrelado à um aumento da área efetiva de abertura da grade do para-choque, o que implica em um aumento da vazão de ar de acordo com o aumento do radiador. Uma análise interessante que se propõe é, avaliar o aumento do tamanho do trocador de calor, porém, mantendo a vazão de ar constante, o que eliminaria o impacto de um aumento do arrasto aerodinâmico de arrefecimento. Ou então, avaliar uma redução do arrasto aerodinâmico de arrefecimento por meio da redução do escoamento do ar através do sistema, obtido devido à um menor requisito de escoamento de ar, propiciado pelo aumento do trocador de calor. Neste contexto, acredita-se ser capaz de obter uma redução no consumo de combustível, sob o ciclo homologativo FTP-75 + HWFET, através do aumento no tamanho dos trocadores de calor.
- Avaliar o controle eletrônico através de PWM da bomba elétrica do circuito secundário, com objetivo de minimizar o consumo de energia com um menor impacto possível nos valores de ACT. Devido a bomba elétrica estar ligada em 100% do tempo no ciclo FTP-75 + HWFET, uma otimização na sua demanda de energia terá impactos diretos no consumo de combustível.

6 REFERÊNCIAS

Abedin, M., Masjuki, H., Kalam, M., Sanjid, A., Rahman, S. A., & Masum, B. (2013). Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, pp. 20-33.

ABNT NBR 10312:2014, N. A. (2014). Veículos Rodoviários Automotores Leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro.

ABNT NBR 6601:2012, N. A. (2012). Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento.

ABNT NBR 7024:2017, N. A. (2017). Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio.

Action, C., & Commission, E. (February de 2013). Technical Guidelines for the preparation of applications for the approval of innovative technologies pursuant to Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council. Institute for Energy and Transport.

Al-Alawi, B. M., & Bradley, T. H. (2014). Analysis of corporate average fuel economy regulation compliance scenarios inclusive of plug in hybrid vehicles. *Applied Energy*, 113, pp. 1323-1337.

Baeta, J. G. (2006). Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. *Tese de Doutorado*. Belo Horizonte: UFMG.

Baskar, S., & Rajaraman, R. (2015). Airflow Management in Automotive Engine Cooling System - Overview. *International Journal of Thermal Technologies*, 5, 8.

Bastos, F. C. (Junho de 2016). Análise da influência dos métodos de cálculo da força resistiva total ao deslocamento de um veículo leve na determinação do consumo de

combustível e na emissão de CO₂ no ciclo urbano. *Dissertação de Mestrado*. Belo Horizonte.

Battista, D. D., Bartolomeo, M. D., & Cipollone, R. (2018). Flow and thermal management of engine intake air for fuel and emissions saving. *Energy Conversion and Management*, 173, pp. 46-55.

Blagojevic, I., Vorotović, G., Stamenković, D., Petrovic, N., & Rakićević, B. B. (2017). The effects of gear shift indicator usage on fuel efficiency of a motor vehicle. *Thermal Science*, pp. 707-713.

Bolehovský, O., & Macek, J. (2016). Different Boosting Systems and their Control Strategies for a Spark Ignition Internal Combustion Engine. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 14, pp. 33-40.

Bosch, R. (2005). *Manual de Tecnologia Automotiva* (25 ed.). (H. Madjderey, G. W. Prokesch, E. d. Zerbini, & S. Pfeferman, Trads.) Edgard Blücher.

Carvalho, M. G. (Outubro de 2017). Análise experimental de parâmetros de combustão de um motor de injeção direta a etanol turbo-alimentado. *Dissertação de Mestrado*. Belo Horizonte: UFMG.

Caton, J. A. (2017). The interactions between IC engine thermodynamics and knock. *Energy Conversion and Management*, 143, pp. 162-172.

Chalgren, R. D., Barron, L., & Bjork, D. R. (2004). A Controllable Water Cooled Charge Air Cooler (WCCAC) for Diesel Trucks. *SAE Technical Paper*, nº 2004-01-2614.

Cipollone, R., Battista, D. D., Gualtieri, A., & Massimi, M. (2013). Development of Thermal Modeling in Support of Engine Cooling Design. *SAE Technical Paper*, nº 2013-24-0090.

D'Hondt, M., Gilliéron, P., & Devinant, P. (2011). Flow in the engine compartment: analysis and optimisation. *International Journal of Aerodynamics*, pp. 384-403.

Dahnz, C., & Spicher, U. (2010). Irregular combustion in supercharged spark ignition engines—pre-ignition and other phenomena. *International Journal of Engine Research*, 11, pp. 485-498.

Diário Oficial da União - DOU, B. (20 de Dezembro de 2018). Resolução N° 492, de 20 de Dezembro de 2018. *Estabelece as Fases PROCONVE L7 e PROCONVE L8*.

Dias, I. d. (Fevereiro de 2017). Análise experimental da influência do ar condicionado automotivo nas emissões e no consumo de combustível em veículos leves considerando o ciclo urbano (FTP-75). *Dissertação de Mestrado*. Belo Horizonte.

El-Sharkawy, A. E., Kamrad, J. C., Lounsberry, T. H., Baker, G. L., & Rahman, S. S. (2011). Evaluation of Impact of Active Grille Shutter on Vehicle Thermal Management. *SAE Technical Paper 2011-01-1172*, 4.

Gamma Technologies, G. (2016). GT-SUITE 2016 Reference Guide.

Hawkins, T. R., Singh, B., Majeau-Bettez, G., & Strømman, A. H. (2013). Comparative Environmental Life Cycle Assessment of Conventional and Electric Vehicles. *Journal of Industrial Ecology*, 17, pp. 53-64.

Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals* (2ª ed.).

Hossain, A. K., Smith, D. I., & Davies, P. A. (2017). Effects of Engine Cooling Water Temperature on Performance and Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Operated with Biofuel Blend. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 5, pp. 46-57.

Iskandar, M. A., & Filho, A. A. (2012). Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel consumption. *ABCM Symposium Series in Mechatronics*, 5, 39-48.

Kalghatgi, G. (2018). Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? *Applied energy*, 225, pp. 965-974.

Kargilis, A. (2006). *Design and Development of Automotive Engine Cooling Systems*. Michigan, USA.

Karthik, P., Khan, S. I., Narasingamurthi, K., & Ramalingam, V. (2015). Experimental and Numerical Investigation of a Louvered Fin and Elliptical tube compact heat exchanger. *THERMAL SCIENCE*, 19(2), 679-692.

Kawashima, K., & Fujii, B. (1988). Front-End Airflow Rate Simulation. *SAE Technical Paper*, n° 881748.

Ke, W., Zhang, S., He, X., Wua, Y., & Hao, J. (2016). Well-to-wheels energy consumption and emissions of electric vehicles: Mid-term implications from real-world features and air pollution control progress. *Applied Energy*, 188, pp. 367-377.

Kim, J. M., Kim, K. M., Ha, S. J., & Kim, M. S. (2016). Grille design for passenger car to improve aerodynamic and cooling performance using CFD technique. *International Journal of Automotive Technology*, 17, pp. 967-976.

Kim, K. O., Roh, T., Lee, J.-W., & J.Zuo, M. (2016). Derating design for optimizing reliability and cost with an application to liquid rocket engines. *Reliability Engineering & System Safety*, 146, pp. 13-20.

Lahuerta, J., & Samuel, S. (2013). Numerical Simulation of Warm-Up Characteristics and Thermal Management of a GDI Engine. *SAE Technical Paper*, n° 2013-01-0870.

Lee, H., Sung, J., Lee, H., Zheng, C., Lim, W., & Cha, S. W. (2018). Model-Based Integrated Control of Engine and CVT to Minimize Fuel Use. *International Journal of Automotive Technology*, 19, pp. 687-694.

Lim, D. H., Kim, S. C., & Kim, M. S. (2013). Thermal analysis of an electric water pump for internal combustion engine vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 14, pp. 579-585.

Liu, X., Li, T., Wang, J., & Zhu, Z. (2017). Aerodynamic Optimization of Cooling Airflow of a Production Vehicle. *International Conference on Industrial Aerodynamics*, 492-501.

Lopes, R. S. (Julho de 2018). Estudo das tecnologias de eficiência energética para redução de consumo de combustível automotivo com ênfase nas interações entre tecnologias com aplicação da metodologia DoE. *Dissertação de Mestrado*. Belo Horizonte: UFMG.

Malaquias, A. C., Netto, N. A., Filho, F. A., Costa, R. B., Langeani, M., & Baêta, J. G. (2019). The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41, 567.

Martinez-Botas, R., Pesiridis, A., & MingYang, Y. (2011). Overview of boosting options for future downsized engines. *SCIENCE CHINA Technological Sciences*, 54(2), pp. 318-331.

Mentor Graphics, F. (2019). FloMASTER V9.2 Reference Guide. *FloMASTER*.

MMA. (2019). *Ministério do Meio Ambiente*. Acesso em 23 de Setembro de 2019, disponível em www.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/qualidade-do-ar/definicoes

Morgadinho, L., Oliveira, C., & Martinho, A. (2015). A qualitative study about perceptions of European automotive sector's contribution to lower greenhouse gas emissions. *Journal of Cleaner Production*, 106, pp. 644-653.

News, A. (Fevereiro de 2014). *Detroit 3 adopt common standard for tow ratings*. Acesso em 29 de Setembro de 2019, disponível em <https://www.autonews.com/article/20140210/RETAIL03/302109959/detroit-3-adopt-common-standard-for-tow-ratings>

Pang, H. H., & Brace, C. J. (2004). Review of engine cooling technologies for modern engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218, 1209-1215.

Pang, S. C., Hazrat, M. A., Masjuki, H. H., & Kalam, M. A. (2011). Integration of 1D and 3D Simulations of Engine Cooling System: After Keyed- Off. *10th International Symposium on Distributed Computing and Applications to Business, Engineering and Science*, 46-50.

Pang, S., Kalam, M., Masjuki, H., & Hazrat, M. (2012). A review on air flow and coolant flow circuit in vehicles' cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, pp. 6295–6306.

Park, J. S., Gu, B.-G., Choi, J.-H., & Jung, I.-S. (2011). Development of BLDC Motor Drive for Automotive Water Pump Systems. *Journal of International Council on Electrical Engineering*, 1, pp. 395-399.

Park, S., Woo, S., Kim, M., & Lee, K. (2017). Thermal modeling in an engine cooling system to control coolant flow for fuel consumption improvement. *Heat Mass Transfer*, 53, pp. 1479-1489.

PROCONVE. (Atualizado em 2013). *Proconve: Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores*. Acesso em 24 de Setembro de 2019, disponível em https://www.mma.gov.br/images/arquivo/80060/Arquivos/PROCONVE_atualizado%20em%2021nov13.pdf

Rahman, S., Ninawe, A., & Salomon, R. (2010). Determination of Vehicle Resistance Curve in Engine Cooling System Design. *SAE Technical Paper*.

Ranjan, R., Brahmasani, L., & Khan, P. (2016). Development of an Efficient Power Train Cooling System with Effective Utilization of Front End Opening for a Utility Vehicle. *SAE International, SAE Technical Paper 2016-01-0652*.

Ribeiro, E. G., Meira, J. L., & Filho, A. P. (2007). Electric Valve for Coolant Temperature Control (TCV). *SAE International, SAE Technical Papers 2007-01-2791*.

Saab, S., Maiboom, J.-F. H., & Charbonnelle, F. (2013). Impact of the Underhood Opening Area on the Drag Coefficient and the Thermal Performance of a Vehicle. *SAE Technical Paper*, n° 2013-01-0869.

SAE J2807, S. S. (2016). Performance Requirements for Determining Tow-Vehicle Gross Combination Weight Rating and Trailer Weight Rating. SAE Standard J2807.

Sayyaadi, H., & Ghasemi, H. (2018). A novel second-order thermal model of Stirling engines with consideration of losses due to the speed of the crank system. *Energy Conversion and Management*, 168, 505-521.

Shafiei, E., Davidsdottir, B., Leaver, J., Stefansson, H., & Asgeirsson, E. I. (2015). Comparative analysis of hydrogen, biofuels and electricity transitional pathways to sustainable transport in a renewable-based energy system. *Energy*, 83, pp. 614-627.

Shih, S., Itano, E., Xin, J., Kawamoto, M., & Maeda, Y. (2003). Engine Knock Toughness Improvement Through Water Jacket Optimization. *SAE Technical Paper*, n° 2003-01-3259.

Silva, F. A. (Março de 2019). Modelagem do sistema de arrefecimento de veículos automotores: efeitos do controle do eletro ventilador na eficiência do sistema. *Dissertação de Mestrado*. Belo Horizonte: UFMG.

Tasuni, M. L., Latiff, Z. A., Nasution, H., Perang, M. R., Jamil, H. M., & Misseri, M. N. (2016). Performance of a water pump in an automotive engine cooling system. *Jurnal Teknologi*, 78, pp. 47-53.

Thomaz, F., & Baeta, J. G. (2019). Effects of Engine Speed on the Performance at Extreme Vehicle Driving Conditions. *SAE Technical Paper*, n° 2019-36-0297.

Thomaz, F., Chamone, C. S., & Maia, G. F. (2018). Automotive cooling system thermal management optimization. *SAE Technical Paper*, n° 2018-36-0243.

Torregrosa, A. J., Olmeda, P., Martin, J., & Degraeuwe, B. (2006). Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a

DI Diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30, 633-641.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.01.002>

Torregrosa, A., Olmeda, P., Garcia-Ricos, A., Natividad, J., & Romero, C. (2010). A Methodology for the Design of Engine Cooling Systems in Standalone Applications. *SAE Technical Paper 2010-01-0325*.

Vagg, C., Brace, C. J., Wijetunge, R., Akehurst, S., & Ash, L. (2012). Development of a new method to assess fuel saving using gear shift indicators. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226, pp. 1630-1639.

Yoon, S. H., & Lee, C. S. (2012). Effect of undiluted bioethanol on combustion and emissions reduction in a SI engine at various charge air conditions. *Fuel*, 97, pp. 887-890.

Zhang, C., Uddin, M., Robinson, A. C., & Foster, L. (2018). Full vehicle CFD investigations on the influence of front-end configuration on radiator performance and cooling drag. *Applied Thermal Engineering*, 130, 1328-1340.