



Edson Sabino da Silva

Estudo sobre a aplicabilidade de nanofluidos como fluidos de arrefecimento em motores a combustão interna.

Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica

Trabalho apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito parcial para obtenção do diploma de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2017

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados da simulação do uso de nanofluidos como fluido de arrefecimento em um motor de 4 cilindros movido a gasolina. As simulações foram feitas com nanopartículas de Al_2O_3 , CuO e SiO_2 dispersas em uma solução de 60% etileno-glicol e 40% água. O objetivo deste estudo é verificar se o uso do nanofluido reduz o tempo de aquecimento do motor, desde a partida frio até o momento de operação em regime permanente. Primeiramente um modelo matemático foi desenvolvido, em seguida o mesmo foi confrontado com dados experimentais encontrados na literatura e, por fim, os nanofluidos em diversas concentrações foram simulados. Os nanofluidos com maior concentração tiveram melhor performance mostrando uma relação proporcional entre a fração de nanopartículas e o desempenho. Nenhum dos espécimes simulados superou a performance do fluido base, indicando a necessidade de novos estudos na área.

Palavras-chave: simulação, nanofluidos, motor.

ABSTRACT

This work presents the results of simulations of nanofluids as a coolants for a 4-cylinder engine working with gasoline. The simulation was carried out with nanoparticles of Al_2O_3 , CuO e SiO_2 disperserd in a solution of 60% ethylene glycol and 40% water. This paper aims to verify whether the application of nanofluids is capable of reducing the warm-up period of an engine, since the cold start until the moment of steady state operation. Firstly, a mathematical model was developed. Then it was compared to data found in literature and finally the nanofluids in several concentrations were simulated. Nanofluids with higher fractions showed enhancement in performance indicating a proportional correlation between concentration and performance. None of the 3 subjects have presented better performances than of their respective base fluids. Further study is necessary

Keywords: simulation, nanofluids, engine.

SUMÁRIO

Lista de símbolos.....	V
1. INTRODUÇÃO	7
2. CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS NANOFLUIDOS.....	9
2.1 Densidade.....	9
2.2 Calor específico	10
2.2 Viscosidade.....	10
2.3 Condutividade térmica.....	11
2.4 Propriedades das nanopartículas.....	12
2.5 Propriedades do fluido base	12
3. COMPONENTES DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO.....	14
3.1 Radiador automotivo.....	14
3.2 Bomba de fluido de arrefecimento	15
3.3 Camisas de água do motor.....	15
3.4 Válvula termostática.....	16
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	18
5. VALIDAÇÃO DO MODELO	22
5.1 Determinação do <i>Q_{fonte}</i>	23
5.2 Determinação da massa sensível	24
5.3 Determinação da vazão de FDA	24
5.4 Melhor resultado.....	24
6. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL	26
7. RESULTADOS E DISCUSSÃO	27
7.1 <i>Resultados SiO₂</i>	27
7.2 <i>Resultados Al₂O₃</i>	28
7.3 <i>Resultados CuO</i>	29
8. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	31
9. REFERÊNCIAS	32

Lista de símbolos

A_{tr}	Área transversal do canal [m^2]
A_{bc}	Área do bloco [m^2]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
c_{mo}	Calor específico do bloco [J/kgK]
cp	Calore específico do fluido [J/kgK]
L_{ca}	Largura da camisa de água [m]
N_{cil}	Número de cilindros [-]
D_{pst}	Diâmetro do pistão [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
m	Massa [kg]
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Pot	Potência gerada pela combustão [W]
$\dot{Q}_{bc,nf}$	Calor trocado entre bloco e nanofluido [W]
\dot{Q}_{fonte}	Calor destinado ao aquecimento das paredes [W]
\dot{v}	Vazão volumétrica de FDA [L/min]
Re	Número de Reynolds [-]
T	Temperatura [K]
T_0	Temperatura de referência [K]
Tq	Torque [$N.m$]
S_{pst}	Curso do pistão [m]
W	Potência [W]
w	Velocidade angular [rad/s]
U	Energia interna [J]

Letras gregas

α	Coeficiente convectivo [W/m^2K]
ϵ	Efetividade [-]
μ	Viscosidade [$Pa.s$]
ρ	Densidade [kg/m^3]
ϕ	Fração volumétrica [-]
σ	Constante de Boltzman $1,381.10^{-23}$ [J/K]
ω	Rotação do motor [rad/s]

Abreviações e subscritos

EG	Etileno-glicol
FDA	Fluido de arrefecimento
MCI	Motor de combustão interna
SAA	Sistema de arrefecimento automotivo
fb	Fluido base
nf	Nanofluido
np	Nanopartícula
bc	Bloco

1. INTRODUÇÃO

Motivada por um mercado cada vez mais competitivo a indústria automotiva busca incessantemente a otimização de seus veículos e processos produtivos a fim de reduzir custos e conquistar novos consumidores. Nesse cenário, o desenvolvimento de motores mais eficientes se destaca. Um motor de alta eficiência está atrelado não somente à performance, mas também à economia de combustível e a um nível menor de emissão poluentes.

É bastante aceito que a eficiência dos motores a combustão interna (MCI) é bem otimizada. Em motores a diesel até 98% da energia contida no combustível é liberada na combustão enquanto naqueles a gasolina o aproveitamento está entre 95 e 98% (Heywood, 1988).

Como se sabe, nem toda essa energia é destinada ao movimento das rodas. Boa parte é dissipada por atrito entre as peças, outra aciona dispositivos auxiliares como bombas e uma última parcela é transferida em forma de calor para o bloco e para o meio externo.

Essas perdas se tornam ainda mais significativas no período de aquecimento que antecede o funcionamento pleno do motor, “*warm-up*” em inglês. Nesse estágio, a viscosidade do óleo lubrificante é alta em virtude da sua baixa temperatura ocasionando mais desgaste do que em condições ideais de operação. Will et al (2011) estimaram que tal desgaste pode ser até 2,5 maior no período de aquecimento em relação ao regime permanente.

Outro problema é a necessidade de se adicionar mais combustível à mistura a ser queimada. Aumenta-se a proporção de combustível para favorecer a reação de combustão, a qual é prejudicada pela baixa temperatura das paredes do cilindro nos instantes iniciais de funcionamento.

A mistura rica tem duas consequências indesejadas: o aumento da emissão de poluentes e a outra é o aumento de custo para o motorista em função do maior consumo de combustível.

Roberts et al (2014) citam duas medidas que podem adotadas para mitigar os problemas da partida a frio. A primeira é desviar o óleo lubrificante de pontos frios do motor. Sem o contato com pontos frios o lubrificante não perderá calor e sua

temperatura irá aumentar. A segunda consiste em isolar os cilindros para que as paredes não percam tanto calor ao longo da operação.

A proposta deste trabalho é avaliar, através de simulação computacional se o uso de um fluido de arrefecimento (FDA) diferente seria capaz de mitigar os problemas já citados da partida a frio. O interesse por este tópico surge na esteira de diversos outros estudos que avaliam a aplicação de nanofluidos como FDA em MCI. Alguns dessas investigações apontam melhoria na transferência de calor quando o motor já está aquecido, logo seria muito interessante saber se tal novo FDA também traz benefícios no período de aquecimento.

Em carros modernos usa-se uma mistura de etileno-glicol, doravante EG, e água como FDA. O EG passou a ser misturado à água porque provoca a diminuição do ponto de fusão e o aumento do ponto de evaporação do FDA. Em países cujas temperaturas ficam abaixo de zero, por exemplo, o fluido não congela com a mesma facilidade de antes usando apenas água. Outra vantagem da adição de EG é sua ação anticorrosiva, que contribui para o alongamento da vida útil do motor. Mesmo com essas duas melhorias, a mistura tem propriedades termofísicas inferiores que limitam a sua absorção de calor. Por esse motivo nanofluidos, cujas propriedades são favoráveis a troca de calor, vêm sendo testados em seu lugar.

Os nanofluidos são geralmente definidos como uma suspensões coloidais de partículas com tamanhos médios entre 1 e 100 nm. em fluidos como água ou EG. Muitos estudos já foram feitos nessa área e comprovam que a adição de nanopartículas melhora as propriedades de transporte do fluido. Peyghambarzadeh et al (2011) em experimento com diferentes concentrações de Al_2O_3 em EG relatam aumento de até 40% na transferência de calor em relação ao fluido base. Já Zeinali et al (2014) reportam aumento de 55 % no número de Nusselt para uma concentração de 0,8% de CuO dispersa em mistura água e EG.

O estudos supracitados sejam animadores, eles tratam do regime permanente no qual o motor já está temperatura de trabalho, por isso este trabalho é relevante e inédito. Os nanofluidos simulados continham partículas de Al_2O_3 , CuO e SiO_2 todas dispersas em mistura de 60/40 de EG-água. SiO_2 apresenta três diâmetros médios diferentes para que se possa mensurar a influência do tamanho da nanopartícula no desempenho do FDA

2. CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS NANOFLUIDOS

Conhecer bem as propriedades termofísicas do fluido de trabalho é fundamental para qualquer análise termodinâmica, pois aumenta a robustez do modelo proposto. Este cuidado é especialmente importante quando se trata de nanofluidos, cujas propriedades são fortemente influenciadas pelo tipo, formato e concentração das nanopartículas.

Tendo em vista essa dependência, várias correlações empíricas foram propostas levando em conta, além dos parâmetros acima citados, temperatura e vazão. Infelizmente, nenhuma delas compreende a geometria complexa das camisas de água estudadas no presente trabalho, por isso serão usadas expressões desenvolvidas para outras geometrias.

A condutividade térmica e viscosidade são as propriedades de maior interesse no estudo dos nanofluidos, pois influenciam tanto o valor do número de Nusselt quanto a perda de carga. A princípio, quanto maior o k , maior será a troca de calor, enquanto um μ menor resulta em diminuição da perda carga.

Contudo, a adição de nanopartículas não apenas eleva o valor de condutividade térmica, mas também o valor da viscosidade. Esse comportamento gera um desafio adicional à utilização de nanofluidos como FDA, pois o aumento da transferência de calor pode não compensar a maior potência de bombeamento necessária, isto é, a eficiência global do sistema pode diminuir.

A maior parte das correlações usadas neste trabalho são retiradas dos trabalhos de Vajjha et al (2009) cuja elaboração é baseada em extensa gama de experimentos tendo em comum uma mistura de EG e água na proporção de 60:40. Isso torna a simulação mais condizente com realidade mesmo as correlações não sendo desenvolvidas para a geometria em estudo.

2.1 Densidade

Assumindo nanopartículas distribuídas uniformemente, podemos aplicar equações de conservação de massa obter a seguinte equação para densidade do nanofluido.

$$\rho_{nf} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_{bf} \quad (1)$$

A equação acima têm sido largamente utilizada por diversos pesquisadores para prever a densidade com bastante sucesso independente do fluido base.

2.2 Calor específico

Optou-se por usar a correlação amplamente empregada no estudo de nanofluidos cuja dedução é feita por meio do balanço de energia para misturas.

$$cp_{nf} = \frac{\phi \cdot \rho_{np} \cdot cp_{np} + (1 - \phi) \cdot \rho_{fb} \cdot cp_{fb}}{\rho_{nf}} \quad (2)$$

2.2 Viscosidade

Lançando mão do trabalho de Vajjha et al (2009) tem-se uma correlação para a viscosidade válida para temperaturas variando de 273 K até 363 K

$$\mu_{nf} = \mu_{fb} \cdot A_1 \exp(A_2 \cdot \phi) \quad (3)$$

Abaixo, encontra-se a tabela com os valores dos termos A_1 e A_2 para cada nanofluido estudado bem como o intervalo de concentração e o diâmetro médio das nanopartículas constituintes.

Nanofluido	A_1	A_2	Diâmetro médio (nm)	Concentração
Al_2O_3	0,9830	12,9590	45	$0 < \phi < 0,10$
CuO	0,9197	22,8539	29	$0 < \phi < 0,06$
SiO_2	1,0920	5,9540	20	$0 < \phi < 0,10$
SiO_2	0,9693	7,0740	50	$0 < \phi < 0,06$
SiO_2	1,0050	4,6690	100	$0 < \phi < 0,06$

Tabela 1 Parâmetros para o cálculo da viscosidade Vajjha et al

2.3 Condutividade térmica

Vajjha et al (2009) também desenvolveram correlação para a condutividade térmica. Por meio de experimentos com os nanofluidos já citados. O primeiro termo é chamado de parte estática e é comum em diversas correlações. O segundo contabiliza o movimento Browniano levando em consideração o tamanho da partícula, a concentração volumétrica, as propriedades da partícula e do fluido base bem como os efeitos da temperatura (Vajjha et al)

$$k_{nf} = \frac{k_{np} + 2 \cdot k_{fb} - 2 \cdot \phi \cdot (k_{fb} - k_{np})}{k_{np} + 2 \cdot k_{fb} + \phi \cdot (k_{fb} - k_{np})} \cdot k_{fb} + (5 \cdot 10^4) \cdot \beta \cdot \phi \cdot \rho_{fb} \cdot c_{pfb} \sqrt{\left(\frac{\sigma T}{\rho_{np} d_p}\right)} f(T, \phi) \quad (4)$$

Na expressão acima σ é a constante de Boltzman. O termo β é dado pela equação 5 e seus termos estão dispostos na tabela peokemom para cada nanopartícula.

$$\beta = x(100\phi)^y \quad (5)$$

Nanofluido	x	y	Concentração
Al₂O₃ (45 nm)	8,441	-1,073	0,01 < ϕ < 0,10
CuO (29 nm)	9,881	-0,9446	0,01 < ϕ < 0,06
SiO₂ (20,50 e 100 nm)	1,953	-1,459	0,01 < ϕ < 0,10

Tabela 2 Parâmetros para o cálculo de β

O termo que computa os efeitos da temperatura é dado por:

$$f(T, \phi) = (2,8217 \cdot 10^{-2} \phi + 3,91710^{-3}) \left(\frac{T}{T_0}\right) + -3,0669 \cdot 10^{-2} \phi - 3,91123 \cdot 10^{-3} \quad (6)$$

Onde $T_0 = 273$ e T é dada em Kelvins

2.4 Propriedades das nanopartículas

As propriedades das nanopartículas foram mensuradas por vários pesquisadores e foram resumidas por Vajjha et al.

Nanofluidos	d_p (nm)	ρ_{np} (kg/m ³)	k_{np} (W/mK)	Cp_{np} (J/kgK)
Al_2O_3	45	3600	36	765
CuO	29	6500	17,65	533,2
SiO_2	20, 50 e 100	2400	1,4	745

Tabela 3 Propriedades das nanopartículas

2.5 Propriedades do fluido base

Como pôde ser visto nas correlações acima, é necessário conhecer as propriedades do fluido base. Vajjha et al (2009) desenvolveram equações em função da temperatura ajustando vasta quantidade de dados da ASHARAE.

$$\rho_{eg} = -0,0024 \cdot T^2 + 0,963 \cdot T + 1009,8 \quad (7)$$

$$\mu_{eg} = 0,555 \cdot 10^{-6} \exp\left(\frac{2664}{T}\right) \quad (8)$$

$$k_{eg} = (-3 \cdot 10^{-6}) \cdot T^2 + 0,0025 \cdot T - 0,1057 \quad (9)$$

$$cp_{eg} = 4,2483 \cdot T + 1882,4 \quad (10)$$

As correlações acima são válidas para temperaturas entre 293 e 363 K para uma mistura de proporção 60/40 de EG em água. Todas as unidades são dadas no Sistema Internacional (SI)

Vajjha et al (2009) realizaram os experimentos utilizando um tubo cilíndrico envolto em aquecedores elétricos. Mesmo não sendo a geometria das camisas de água do motor decidiu-se usar os resultados do seu trabalho em virtude da falta de

correlações próprias e pelo intervalo validade das correlações cuja temperatura limite de 363 K é próxima àquela em que a válvula termostática abra e o FDA circule pelo radiador.

3. COMPONENTES DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

O sistema de arrefecimento automotivo (SSA) tem como função manter a temperatura do motor entre níveis aceitáveis. Quando as temperaturas são altas demais os componentes são prejudicados pela dilatação excessiva, enquanto baixas demais, a combustão é desfavorecida dentro dos cilindros. A figura 1 mostra o esquema simplificado do SSA e, em seguida, descreve-se brevemente a função de cada um deles.

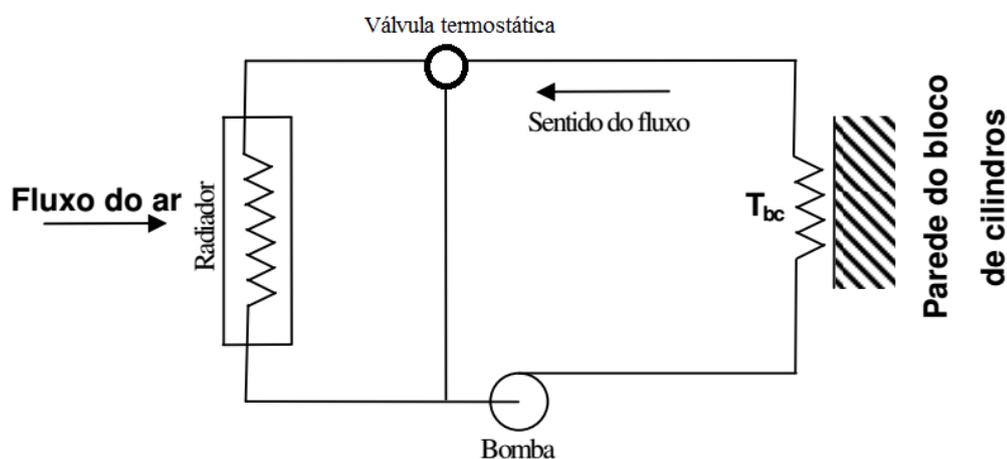


Figura 1 Esquema simplificado do sistema de arrefecimento automotivo

3.1 Radiador automotivo

A função do radiador é remover o calor produzido pelo motor através da troca térmica com o ar ambiente. Estes dispositivos são constituídos por tubos aletados. As aletas são empregadas para aumentar a área de troca de calor e, assim, contornar a baixa condutividade térmica do ar. A figura a seguir mostra esquema de um radiador automotivo típico.

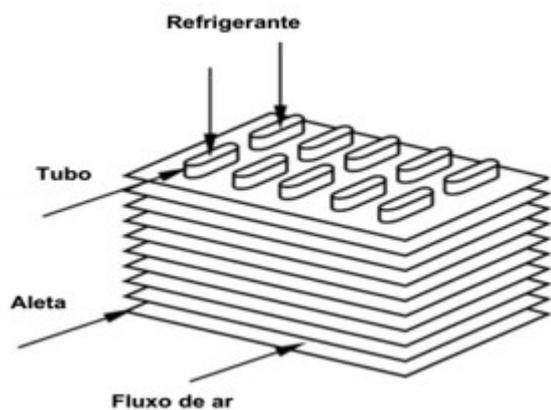


Figura 2 Geometria típica de radiadores (esquerda) radiador montado em carro

3.2 Bomba de fluido de arrefecimento

A bomba do fluido de arrefecimento, geralmente do tipo centrífuga, tem o objetivo fazer o fluido circular por todo o SSA garantindo um resfriamento uniforme.

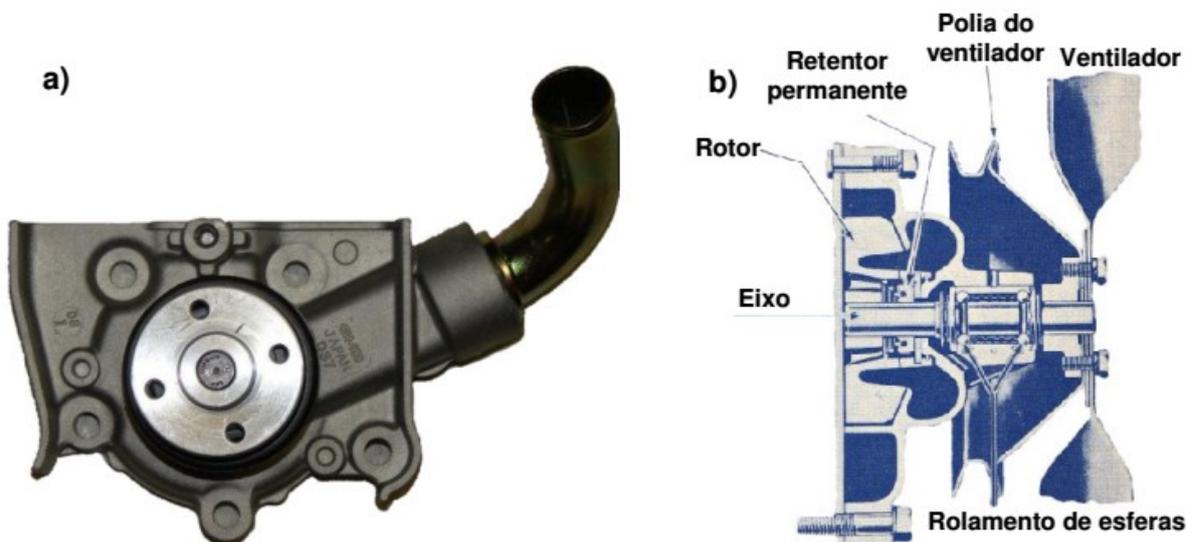


Figura 3 Bomba do fluido de arrefecimento: (a) marca Daihatsu e; (b) vista em seção mostrando o eixo e o rolamento de esferas de fileiras duplas(Valderrama, 2009)

3.3 Camisas de água do motor

As camisas do motor são espaços que circundam a câmara de combustão e às paredes do cilindro, e que permitem ao FDA retirar o excesso de calor do motor (Crouse e Anglin, 1977) . A seguir é mostrada a vista em corte dos cilindros e das camisas de água.

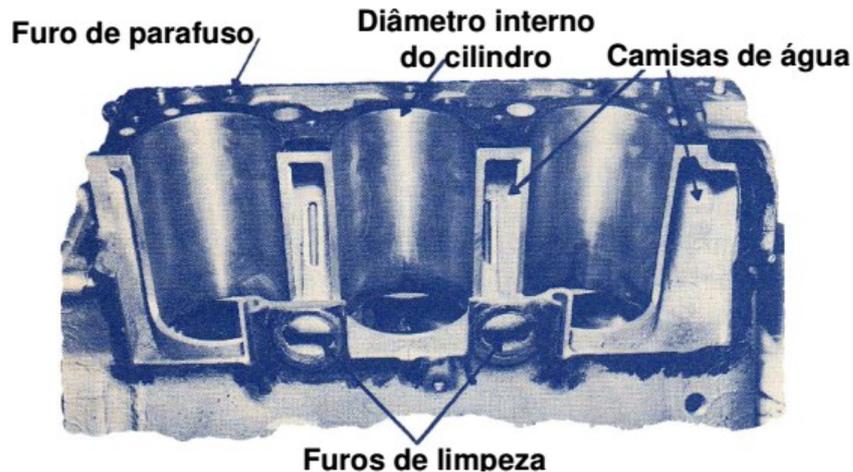


Figura 4 Vista seccionada do bloco de cilindros de um motor V-6 (Valderrama 2009)

3.4 Válvula termostática

É o dispositivo que controla o fluxo de FDA para o radiador. O MCI tem uma faixa de temperaturas ideal para operação. Se a temperatura for muito alta, os componentes podem dilatar em excesso prejudicando o funcionamento. Por outro lado, temperaturas abaixo da ideal dificultam a propagação de chama dentro do cilindro reduzindo a potência gerada.

Por conta desse equilíbrio, FDA circula pelo radiador somente quando a temperatura do motor ultrapassa certo patamar. Em partidas a frio, foco deste trabalho, a válvula termostática é fechada, logo o FDA é bombeado apenas pelas camisas.

A seguir está disposto um esquema simplificado do circuito de arrefecimento do caso transiente em estudo com a válvula termostática em destaque.

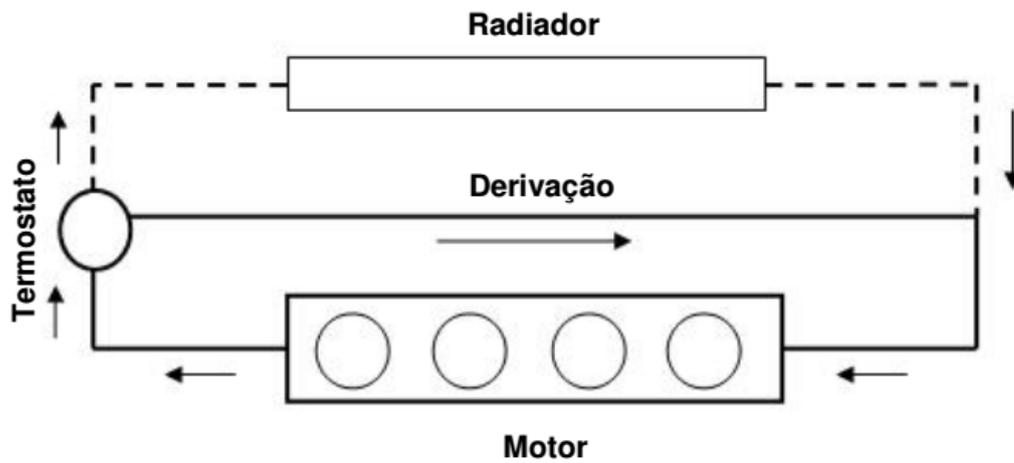


Figura 5 Esquema do circuito utilizado para regime transiente mostrando o sistema ativo durante o aquecimento do motor (linha cheia) e o circuito usado durante a operação normal do motor (linha traçada) (Valderrama 2009)

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

A seguir, descreve-se o modelo matemático do período de aquecimento do motor. Considera-se um volume de controle que compreende as camisas de água e a parte metálica dos cilindros.

Desconsiderando variações de energia cinética e potencial escrevemos a primeira lei da termodinâmica para o bloco do motor como:

$$\frac{dU}{dt} = \Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} \quad (11)$$

Onde:

$$\dot{Q}_{fonte} = \Sigma \dot{Q} = \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{lub} + \dot{Q}_{bc,nf} \quad (12)$$

\dot{Q}_{ext} → Calor trocado com o ambiente.

\dot{Q}_{lub} → Calor trocado com o óleo lubrificante.

$\dot{Q}_{bc,nf}$ → Calor trocada entre o nanofluido e o bloco do motor.

Para simplificar a modelagem, as seguintes hipóteses foram feitas:

- Não há mudança de fase.
- As mangueiras, tubos e conexões são adiabáticas.
- Não há perda de carga nas camisas, nas mangueiras ou conexões.
- O motor não troca calor com o meio externo ($\dot{Q}_{ext} = 0$)
- Desconsiderar calor trocado com o óleo lubrificante ($\dot{Q}_{lub} = 0$).
- Não a trabalho realizado/recebido pelo fluido ou pelo bloco

Desconsiderar a parcela de calor perdida para o ambiente é uma medida drástica, no entanto o mesmo não pode ser dito em relação ao óleo lubrificante. Como será explicado mais adiante, a maior fração do ganho de energia do lubrificante provém do atrito entre as peças e não do calor oriundo do motor.

Com as simplificações explicitadas acima, é possível desenvolver uma equação que relacione a temperatura do bloco com o calor trocado com o nanofluido.

$$\frac{dT_{bc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{fonte} - \dot{Q}_{bc,nf}}{m_{mo}c_{mo}} \quad (13)$$

Lembrano a relação entre energia interna e a temperatura do corpo dada por:

$$dU = m_{mo}c_{mo}dT_{bc} \quad (14)$$

Conhecidas as simplificações acima e sabendo que o FDA não realiza trabalho ao passar pelo bloco, pode-se dizer que a variação de energia interna é o o próprio calor recebido pelo FDA.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{bc,nf} \quad (15)$$

Podemos escrever a taxa variação da temperaturado FDA como:

$$\frac{dT_{nf}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{bc,nf}}{m_{nf}c_{p,nf}} \quad (16)$$

A taxa de transferência de calor por convecção é dada por:

$$\dot{Q}_{bc,nf} = \dot{m}_{nf} \cdot c_{p,nf} \cdot \epsilon \cdot (T_{bc} - T_{nf}) \quad (17)$$

T_{bc} e T_{nf} são as temperaturas do bloco do motor e do FDA respectivamente. Ambas são consideradas uniformes.

Combinando as equações (14) e (15) conseguimos a seguintes relação para as variações de temperatura do FDA.

$$\frac{dT_{nf}}{dt} = \frac{\dot{m}_{nf}}{m_{nf}} \epsilon (T_{bc} - T_{nf}) \quad (18)$$

Nas equações acima, ϵ é a efetividade da troca térmica e considera a troca de calor entre o FDA e um corpo a uma temperatura T_{bc} e de capacidade térmica infinita.

A efetividade é estimada por:

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha \cdot A_{bc}}{\dot{m}_{nf} \cdot cp_{nf}}\right) \quad (19)$$

A área de troca A_{bc} corresponde a área externa dos cilindros e é dada por:

$$A_{bc} = \pi \cdot D_{pst} S_{pst} N_{cil} \quad (20)$$

A seguir estão dispostos todos os cálculos necessários à determinação do coeficiente convectivo do escoamento pela camisa.

$$Re = \frac{\dot{m}_{nf} D_h}{\mu_{nf} \cdot A_{tr}} \quad (21)$$

A vazão mássica de nanofluido é dada por:

$$\dot{m}_{nf} = \frac{\dot{v} \cdot 10^{-3}}{60} \rho_{nf} \quad (22)$$

D_h é o diâmetro característico estimado como o diâmetro do cilindro D_{pst} . A área por qual o FDA escoia é estimada por:

$$A_{tr} = 2 \cdot S_{pst} \cdot L_{ca} \quad (23)$$

Para calcular o número de Nusselt, novamente, esbarra-se na inexistência de correlações específicas para o caso em estudo. Pensou-se em usar uma correlação geral como Dittus-Boelter, porém os valores baixos do número de Reynolds não

permitiram. Assim, usar-se-á a expressão de Nusselt para regime laminar em tubos supondo troca térmica constante (Incropera e DeWitt 2011)

Evidentemente, este não é o caso real, no entanto como primeira aproximação seu uso se justifica

$$Nu = 4,36 \quad (24)$$

Coeficiente convectivo pala o lado do nanofluido

$$\alpha = \frac{Nu \cdot k_{nf}}{D_h} \quad (25)$$

5. VALIDAÇÃO DO MODELO

Todo modelo matemático deveria ter suas previsões comparadas a dados experimentais, porém não foi possível montar uma bancada para obtê-los. Assim, o modelo será validado com base nos trabalhos experimentais já realizados.

Os parâmetros do motor bem como as condições de operação usadas nesta simulação foram retirados da literatura e algumas estão dispostos na tabela 5 retirada do trabalho de Trapy et al (1990) . É importante manter tais parâmetros inalterados para permitir a comparação entre os valores previstos e os simulados.

Motor	Renault F2N - 710
Diâmetro do pistão “bore” (D_{pst})	81 mm
Curso do pistão (S_{pst})	83,5 mm
Massa do FDA (m_{nf})	5,2 kg
FDA	Água
Massa do motor (seco)	105 kg
Capacidade	1721 cm ³
Torque máximo	138 Nm
Potência máxima	66 kW

Tabela 4 Parâmetros do motor usados na validação do modelo Trapy et al.

As propriedades do fluido de trabalho, água, foram calculadas por meio ajustes de curva feitos no software EES (Engineering Equation Solver), cuja extensa base de dados permite plotar os valores de determinada propriedade em relação à temperatura.

Dentre os parâmetros deciu-se por variar três, a potência transferida pela combustão, a massa sensível do motor e a vazão volumétrica de FDA. Para cada um,

dois valores foram estimados totalizando 8 combinações diferentes. Aquela que melhor aproximou da curva experimental obtida por Trapy et al (1990) (figura 5) foi usada para simular os nanofluidos.

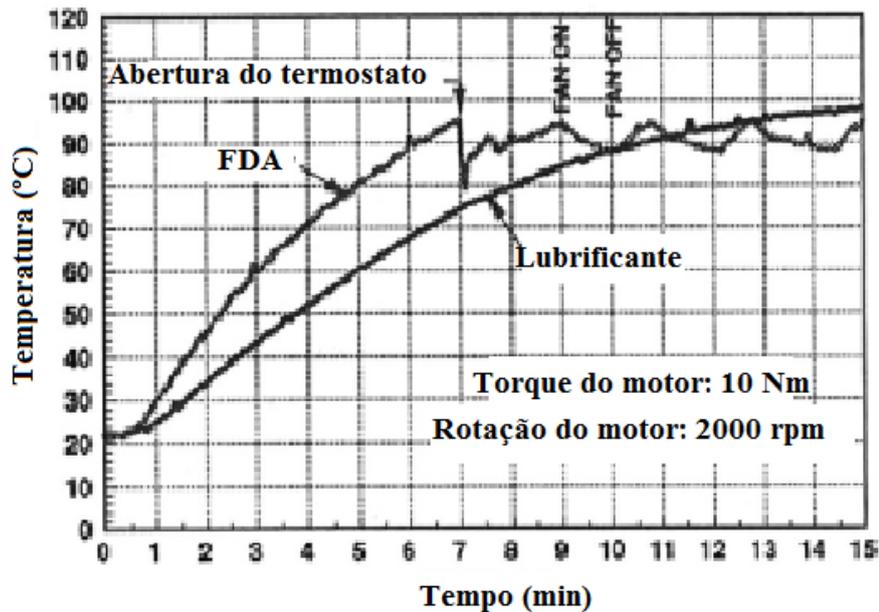


Figura 6 Gráfico usado para validar modelo matemático Trapy et al (1990)

5.1 Determinação do \dot{Q}_{fonte}

É necessário conhecer a quantidade de energia gerada na combustão para definir o valor de \dot{Q}_{fonte} . A estimativa da energia gerada na combustão advém do trabalho de Trapy et al, o qual prevê a parcela energia destinada ao movimento das rodas, dissipada por atrito e pela exaustão bem como aquela transferida em forma de calor.

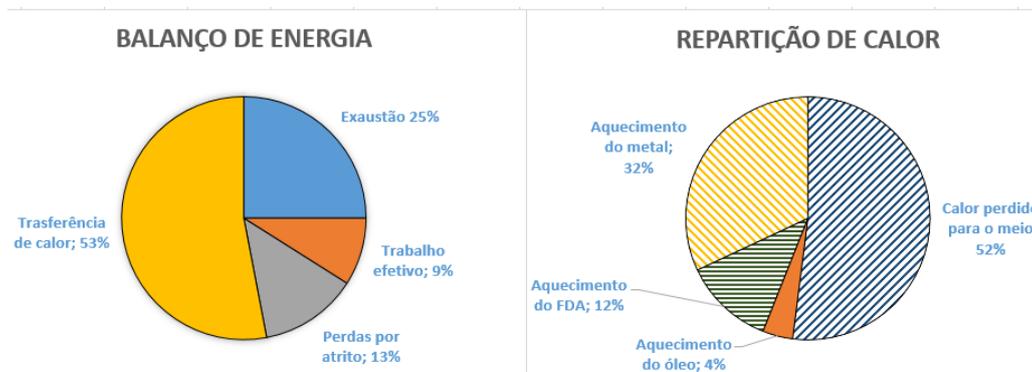


Figura 7 Distribuição de energia na partida a frio (esquerda) e repartição do calor Trapy et al (1990)

A imagem acima indica que 9% da energia contida no combustível é destinada ao movimento das rodas. Conhecendo o valor do torque (10 Nm) e da rotação do motor (2000 rpm) é possível estimar a potência (P_{ot}) dissipada na combustão.

$$P_{ot} = \frac{Tq \cdot \omega}{0,09} \quad (26)$$

Tendo este valor como base, pode-se determinar a energia térmica dissipada de duas formas: considerando que toda a parcela de calor, 53% da energia gerada, é destinada ao aquecimento do bloco (não havendo perdas para o ambiente ou para o lubrificante) ou que 32% da fração de calor é usada para o aquecimento do bloco, isto é, 16,96% da energia gerada na combustão. Vale a pena notar que a fração de calor que o lubrificante recebe é de apenas 4% justificando, assim, a sua desconsideração nos cálculos.

5.2 Determinação da massa sensível

Para estimar m_{mo} foi utilizado o conceito de massa sensível. Partes do bloco não serão aquecidas, logo não faria sentido considerar a massa total dele. Torregrosa et al (2008) realizou testes com um motor a gasolina para validar um modelo matemático similar ao desenvolvido neste trabalho. Nele, foram simuladas massas sensíveis variando de 1,9 até 14,9 kg tendo 3,9kg a menor disparidade em relação aos dados experimentais.

5.3 Determinação da vazão de FDA

Por fim, variou-se a vazão volumétrica de fluido entre dois valores limites indicados no trabalho de Zeinali et al, 3 e 8 L/min.

5.4 Melhor resultado

Ao final desta etapa, verificou-se a influência de cada variável no comportamento das temperaturas do bloco e do nanofluido. Observa-se que, quanto menor a massa sensível (m_{mo}), mais rapidamente o FDA ultrapassa o patamar dos 90 °C. Verificou-se também que o aumento da vazão tem pouca influência na temperatura do nanofluido, mas significativa no aumento da temperatura do bloco.

Assim, os valores que melhor aproximaram a curva da figura 6 et foram $m_{mo} = 1,9$, $\dot{Q}_{fonte} = 3,95 kW$ e $\dot{v} = 8 L/min$.

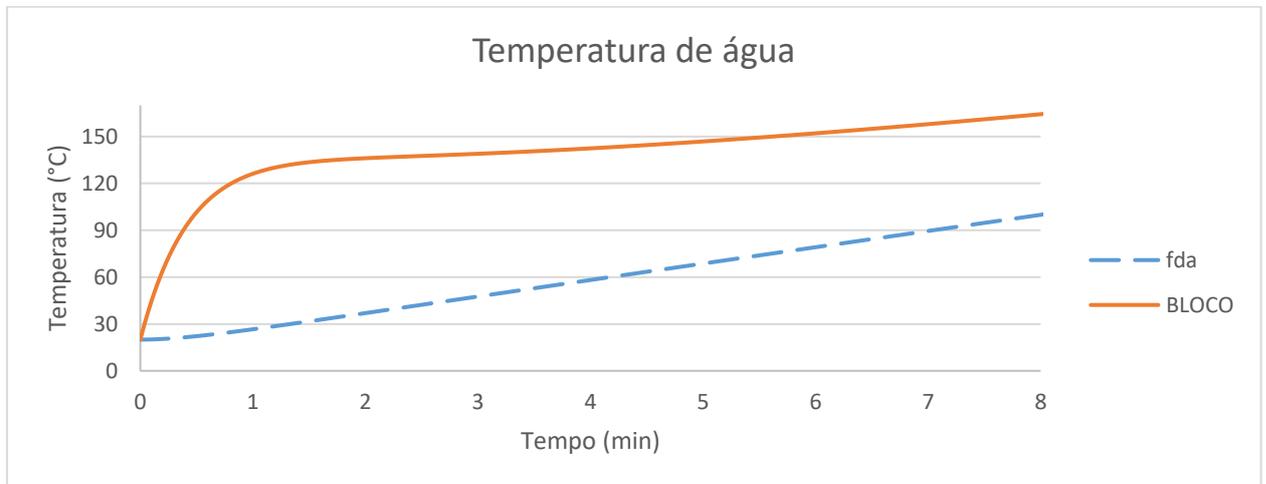


Figura 8 Resultado gráfico da validação usando água como fluido de trabalho

Consideráveis discrepâncias foram encontradas na forma da curva e em seus valores previstos, porém, em um modelo simplificado como o deste trabalho, isso já era previsto.

6. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Um código foi desenvolvido no software *excel* para simular a partida a frio. Através de uma série de gráficos foi obtida variando-se não só o tipo de nanopartícula mas também a concentração.

A seguir, estão relacionados os dados de entrada necessários à simulação com seus respectivos valores.

Por não ter encontrado valor L_{ca} para o motor simulado tampouco na literatura, usou-se o valor de 10 mm encontrado em uma patente .

Esperava-se obter a evolução das temperaturas do bloco e do FDA e os tempos necessários para atingir 90°C. Todavia , ao término da simulação, notou-se que a temperatura do bloco atingia valores acima do ponto de fusão do material mostrando que a massa sensível não estava adequada ao modelo proposto. Assim, decidiu-se por aumentá-la até que valores plausíveis de temperatura fossem obtidos. O valor de $m_{mo} = 40kg$ foi escolhido.

Parâmetros necessários à simulação

D_{pst}	81 mm	m_{mo}	40 kg	\dot{Q}_{fonte}	3,95 kW
S_{pst}	83,5 mm	c_{mo}	450 J/kg – K	ϕ	0,01-0,06
N_{cil}	4	m_{nf}	5,2 kg	T_{amb}	20 °C
L_{ca}	10 mm	\dot{v}	8 l/min	Δt	0,5 s

Tabela 5 Dados de entrada necessários para começar a simulação

7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O critério que define qual é o melhor FDA é o tempo necessário para atingir uma temperatura limite na qual a válvula termostática deve abrir, liberando a passagem do fluido ao radiador. Como as correlações usadas para o cálculo das propriedades dos nanofluidos têm validade até 90 °C, decidiu-se por usar esta como temperatura de parada da simulação. Esse valor está próximo dos 95 °C estabelecidos por Trapy et al (1990) para água.

A seguir alguns resultados gerais serão expostos e mais adiante análises para cada nanofluido serão feitas.

- Todas as curvas tem um formato côncavo para cima similar ao encontrado na validação.
- Todos os FDA's ficaram longe de atingir a temperatura limite dentro do prazo estipulado.
- Em todos os casos o aumento na concentração melhora o desempenho, isto é, menor tempo para se atingir a mesma temperatura. Todavia este aumento não chega a 1 °C de diferença
- A temperatura do bloco tende a subir de forma constante alcançando valores acima de 100 °C enquanto o FDA, não ultrapassa 24 °C.

7.1 Resultados SiO₂

A performance dos três nanofluidos estudados é praticamente a mesma. Nenhum ultrapassa o limiar de 23 °C. Este resultado, o pior dentre os três tipos de nanofluidos estudados pode ser justificado por valor de condutividade térmica

Outro dado interessante a se observar é a pouca influência do diâmetro no desempenho dos fluidos simulados. Esse comportamento já era esperado visto que, a exceção da viscosidade, todas as correlações têm os mesmos valores, mesmo assim, é um forte indicativo que o diâmetro não é relevante para as propriedades termofísicas.

Abaixo o resultado para o caso $d_p = 20 \text{ nm}$.

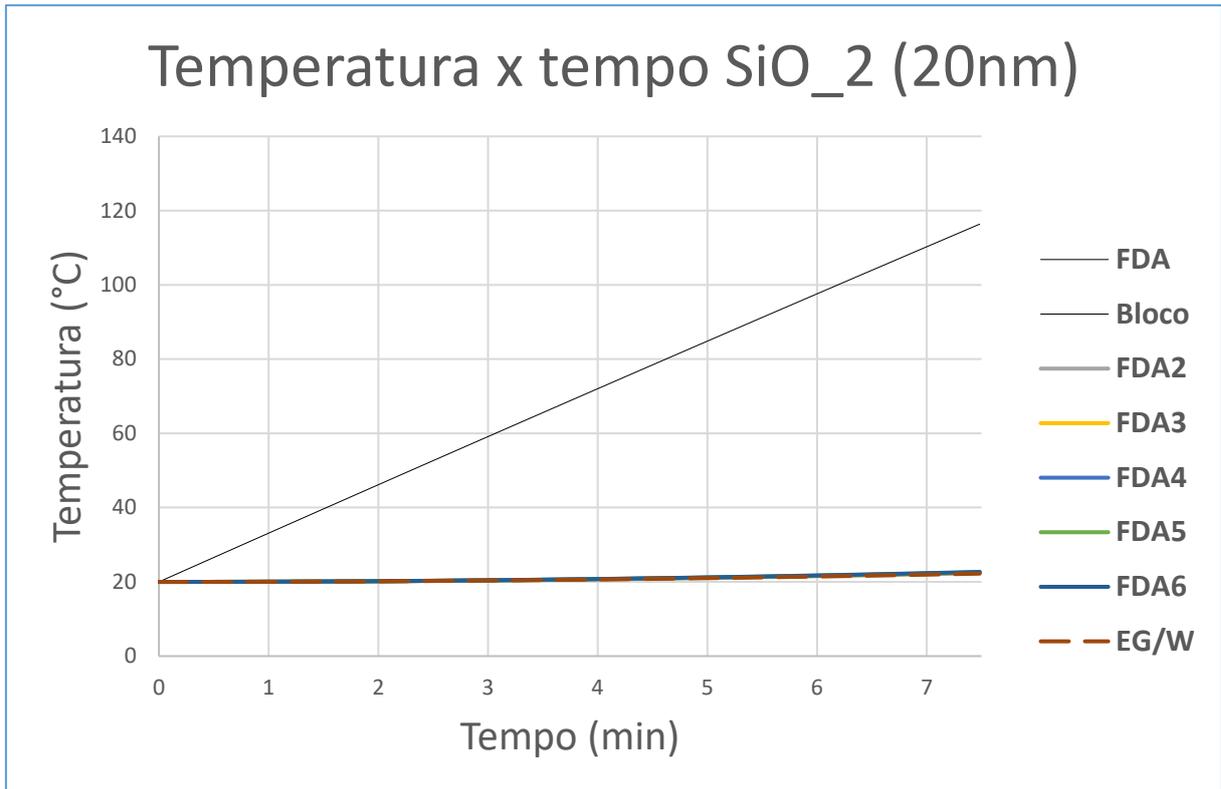


Figura 9 Resultados para o espécime SiO₂ com $d_p = 20 \text{ nm}$

7.2 Resultados Al₂O₃

É aquele que apresentou desempenho intermediário, abaixo cerca de 1 °C do CuO. A princípio, esperava-se que este nanofluido tivesse o melhor desempenho, pois contém a nanopartícula de o maior valor de condutividade térmica. Todavia, ela é aquela que tem o maior calor específico, portanto maior resistência à variação de temperatura

A seguir a curva que registra a evolução das temperaturas do bloco e dos nanofluidos.

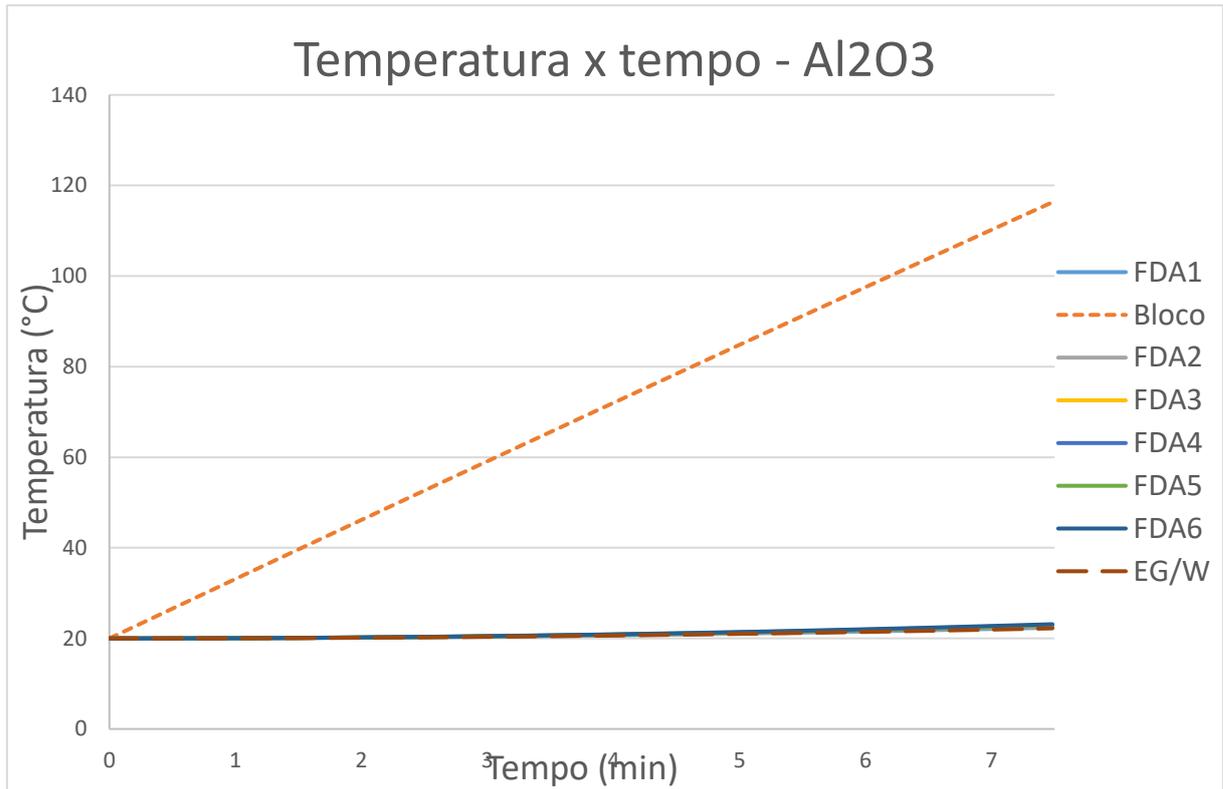


Figura 10 Resultados para Al_2O_3

7.3 Resultados CuO

Foi aquele de melhor desempenho tendo o único espécime, o de 6 %, que passou dos 23,5 °C . Abaixo está disposto um grá evolução de temperaturas do bloco e dos nanofluidos. Em seguida, outro gráfico apresentando um recorte que nos permite verificar a influência da concentração no desempenho.

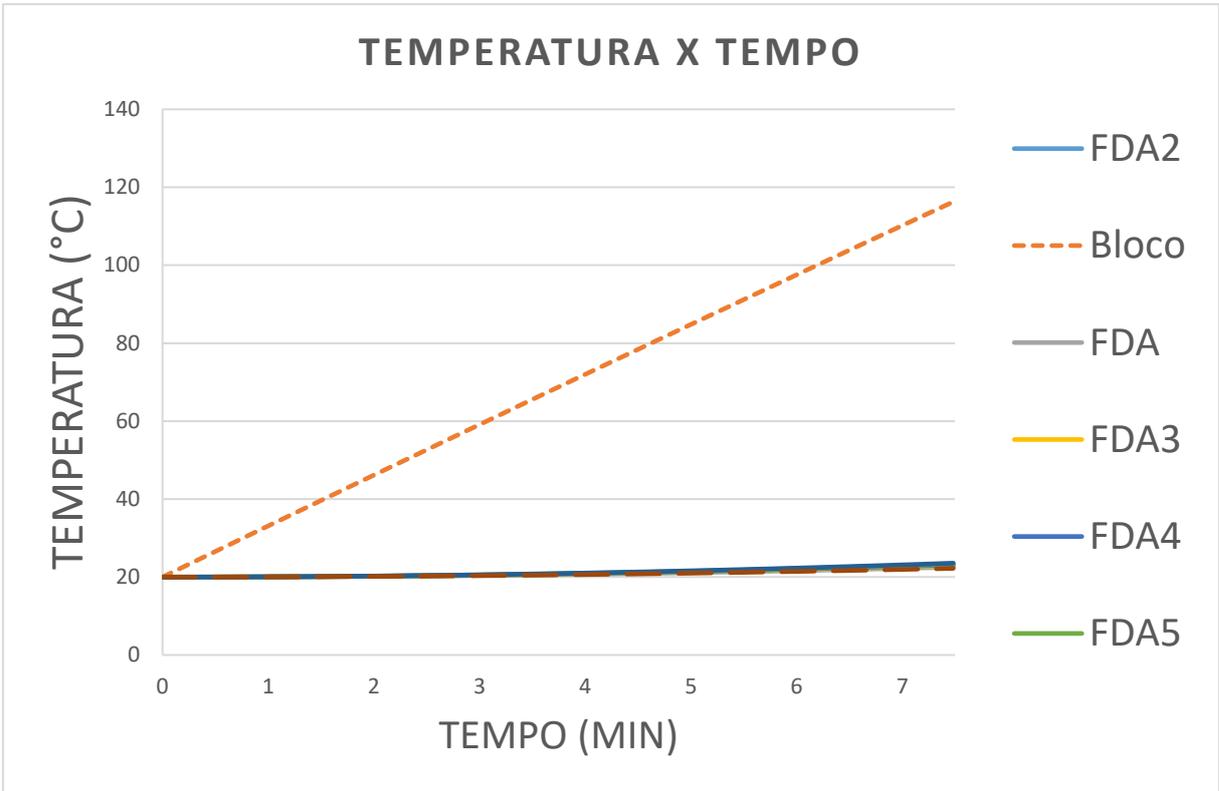


Figura 11 Resultados CuO

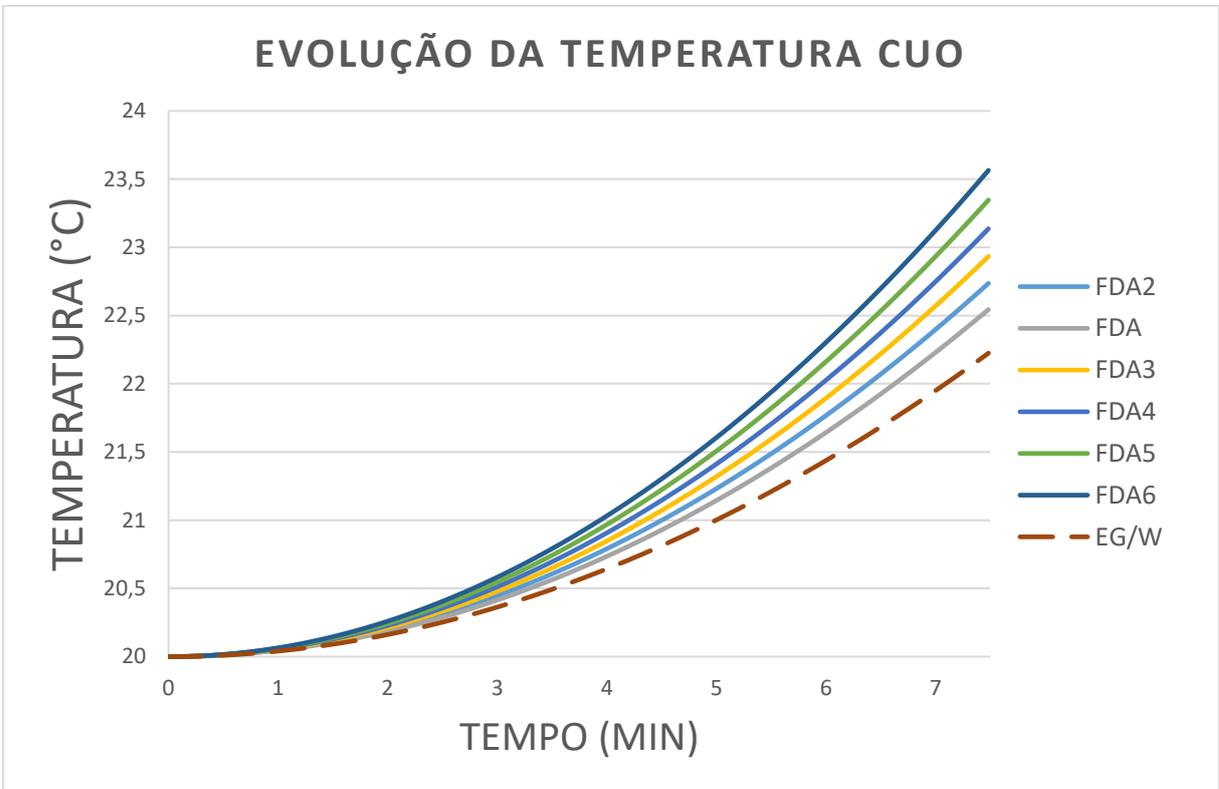


Figura 12 Detalhamento das curvas Temperatura x tempo para CuO

8. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Do presente trabalho conclui-se:

- Todos os nanofluidos mostraram desempenho proporcional a fração de nanopartículas. Até agora nenhuma faixa ideal de operação foi encontrada.
- Todos os nanofluidos apresentaram desempenho melhor que o fluido base como já era esperado.
- O modelo não foi capaz de replicar o perfil de temperatura disponível na literatura para o FDA. Isso indica que ele deve ser aperfeiçoado para que seja implementado para qualquer fluido de trabalho.
- Mesmo apresentando resultados ligeiramente melhores que o fluido base, mais estudos são necessários, pois além de o modelo ser simplista, não se calcula o aumento da potência de bombeamento, cujo valor pode ser tão elevado que torne a aplicação de nanofluidos desvantajosa.
- Nenhum benefício significativo para a redução do tempo de aquecimento foi verificado após a aplicação de nanofluidos.

Para trabalhos futuros recomenda-se:

- O aumento da perda de carga no bloco em virtude do aumento da viscosidade deve ser investigada, pois a maior potência de bombeamento pode se sobrepor ao ganho na troca de calor exigindo, assim, maior consumo de combustível.
- Realizar medições das propriedades dos nanofluidos para que possam ser confrontadas com os valores obtidos através das correlações usadas neste trabalho. Caso haja discrepância, novas expressões podem ser elaboradas.
- O modelo é muito simplista podendo futuramente contemplar a distribuição de temperatura ao longo do bloco; o trabalho da bomba de FDA; a variação de energia gerada em função da rotação e a troca de calor com o meio externo.

9. REFERÊNCIAS

- André, M. 1991. **“In actual use car testing: 70,000 kilometers and 10,000 trips by 55 French cars under real conditions.”** *SAE technical paper 910039*.
- Campos, Edwin Ronald Valderrama. 2009. **“Modelagem do Uso de Nanofluidos no Sistema de Arrefecimento de Motores de Combustão interna.”** Rio de Janeiro.
- CROUSE, W. H., e D. L ANGLIN. 1977. **“Automotive engine cooling systems.”** *Automotive air conditioning*, 292.
- Heywood, J. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. Nova Iorque: McGraw-Hill.
- Incropera, F.P., e D.P. DeWitt. 2011. **“Laminar Flow in Circular Tubes: Thermal Analysis and Convection Correlations.”** Em *Introduction to Heat Transfer*, por F.P. Incropera e D.P. DeWitt, 537-539. Nova Iorque: John Wiley & Sons Inc.
- Peyghambarzadeh, S.M., S.H. Hashemabadi, S.M. Hoseini, e M. Seifi Jamnani. 2011. **“Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators.”** *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1283-1290.
- Roberts, Andrew, Richard Brooks, e Philip Shipway. 2014. **“Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions.”** *Energy Conversion and Management* 82 327-350.
- Torregrossa, A. J., A. Broatch, Romero P., e C Olmeda. 2008. **“Assessment of influence of the influence of different cooling system configurations on engine warm-up, emissions and fuel consumption.”** *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 9, No. 4 447-458.
- Trapy, JD, e JD, Damiral. 1990. **“An investigation of lubricating system warm-up for the improvement of cold start efficiency and emissions of SI automotive engines.”** *SAE technical paper 902089*.
- Vajjha, Ravikanth S., e Debendra K. Das. 2009. **“Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations.”** *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 4675–4682.
- Will, F, e A Boretti. 2011. **“A new method to warm up lubricating oil to improve the fuel efficiency during cold start.”** *SAE technical paper 2011-01-0318*.
- Zeinali Heris, S., M. Shokrgozar, S. Poorpharhang, M. Shanbedi, e S. H. & Noie. 2014. **“Experimental Study of Heat Transfer of a Car Radiator with CuO/Ethylene Glycol-Water as a coolant.”** *Journal of Dispersion Science and Technology*, 677-684.