

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Daniel de Lima Liers**

**Levantamento e análise das  
possíveis aplicações de nanofluidos  
a sistemas automotivos**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2016

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço principalmente ao meu orientador por me ajudar e estar disponível sempre quando precisei, além de todo o conhecimento oferecido que pude absorver. Também, gostaria de agradecê-lo por compreender meus horários devido ao meu trabalho, de forma que muitas vezes saímos tarde da PUC-Rio.

Agradeço a minha família pelo apoio durante toda a faculdade e por sempre estarem em apoiando nos momentos mais difíceis.

Por fim, faço um agradecimento pela ajuda e o apoio da minha namorada, Clarissa, sem a qual esse trabalho não poderia ser entregue.

## **RESUMO**

### **Levantamento e análise das possíveis aplicações de nanofluidos a sistemas automotivos**

Atualmente o desenvolvimento e pesquisas envolvendo nanofluidos têm sido cada vez mais estimulado pelas indústrias devido às melhoras, significativas, das propriedades termofísicas desses fluidos, tais como a condutividade térmica, difusividade térmica, viscosidade e coeficiente de transferência de calor. A indústria automotiva possui grande potencial para a utilização desses nanofluidos, pois há diversos sistemas, como transmissão, arrefecimento, lubrificação, refrigeração, entre outros que ao se utilizar os nanofluidos corretos, podem se beneficiar da alta condutividade térmica oferecida por estes.

O objetivo do presente trabalho é o dimensionamento de um sistema de refrigeração com utilização de um fluido secundário, visando viabilizar a utilização do refrigerante HFO-1234yf como alternativa ao fluido R-134a, utilizado atualmente. Essa motivação ocorreu pelo fato da necessidade da substituição dos refrigerantes a base de HFC e HCFC, utilizados atualmente, devido às questões ambientais.

Além de utilizar um novo refrigerante, o projeto visa propor uma alternativa inovadora para o fluido secundário, o nanofluido de nanotubos de carbono. O projeto do sistema de refrigeração foi desenvolvido para um veículo tipo van com uma determinada carga térmica de acordo com as condições de operação consideradas.

Palavras chaves: Fluido Secundário. Nanofluido. Nanotubo de Carbono. Ar condicionado. Refrigeração. Refrigerante. Potencial de Aquecimento Global.

## **ABSTRACT**

### **Data survey and analysis of possible applications of nanofluids to automotive systems**

The development and research regarding nanofluids has been more encouraged by the industry due to the significant improvement of the thermo physical properties of these fluids, such as thermal conductivity, thermal diffusivity, viscosity and heat transfer coefficient.

The automotive industry has a big potential in using these nanofluids since there are several systems such as transmission, cooling, lubrication and other that can benefit from the high thermal conductivity offered by the accurate selection of the nanofluids.

The aim of this paper is scaling a secondary loop air conditioning system to make feasible the use of the HFO-1234yf coolant as an alternative to the fluid R-134a that is currently used. This motivation occurred for the need of substituting the coolant made of HFC and HCFC, which are currently used, due to environmental issues.

Besides using a new coolante, the project aims to propose a new and innovative alternative to the secondary fluid, the carbon nanotubes nanofluid. This air conditioning system project was developed to a specific vehicle, a van with a given thermal load according to the operating conditions considered.

Key words: Secondary fluid. Nanofluid. Carbon Nanotube. Air conditioning. Cooling. Coolant. Global warming potential.

## SUMÁRIO

Capítulo 1 – Nanofluidos e Aplicações	9
1.1. Introdução	9
1.2. Nanofluidos	9
1.3. Aplicações de Nanofluidos	10
1.4. Nanofluidos na Indústria Automotiva	11
1.5. Aplicação nos Sistemas Automotivos	13
1.5.2. Aditivos de Combustível:	14
1.5.3. Lubrificação:	15
1.5.4. Amortecimento:	16
1.5.5. Fluidos de Freios:	16
Capítulo 2 – Sistemas de Refrigeração	17
2.1 Sistema de ar condicionado automotivo	17
2.1.1. Compressor	18
2.1.2. Condensador	19
2.1.3. Evaporador	19
2.1.4. Reservatório/Filtro Secador	20
2.1.5. Válvula de Expansão	20
2.2 Fluidos Refrigerantes	21
2.3 Fluido Refrigerante HFO-1234yf	23
2.4 Sistema de Refrigeração com Fluido Secundário	25
Capítulo 3 - Projeto	27
3.1 Objetivo	27
3.2 Análise Termodinâmica	27
3.2.1. Ciclo Primário	27
3.2.2. Ciclo Secundário	32
3.3 Carga Térmica	34
3.4 Ganhos de calor	34
3.4.1. Condições de Operação	35
3.4.2. O veículo	35
3.5 Equacionamento dos Ganhos de Calor	37
3.5.1. Condução de calor através da carroçaria e vidros	37
3.5.2. Irradiação solar pelos vidros	38
3.5.3. Condução de calor do compartimento do motor	39
3.5.4. Pessoas no interior do veículo	39
3.5.5. Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação).	40
3.5.6. Infiltração e renovação de ar	40
3.6 Resultados dos Cálculos dos Ganhos de Calor	41
3.7 Determinação da Carga Térmica Efetiva	42
3.8 Dimensionamento dos Componentes do Ciclo Primário	43
3.9.1 Compressor	43

3.9.2	Válvula de Expansão	45
3.9.3	Condensador	47
3.9	Dimensionamento dos Componentes do Ciclo Secundário	48
3.9.1	Caracterização do Nanofluido	49
3.9.2	Trocador de Calor de Placas	50
3.9.3	Bomba Hidráulica	53
3.9.4	Fan Coil	54
	Capítulo 4 – Conclusão	55
	Referências Bibliográficas	56
	Apêndice A – Rotina de Cálculo EES [Engineering Equation Solver]	58
	Apêndice B – Software AB&CO	61



## Lista de figuras

Figura 1 - Sistema de Arrefecimento Automotivo .....	14
Figura 2 - Sistema de Refrigeração de um Automóvel .....	19
Figura 3 - Gerações dos Fluidos Refrigerantes .....	24
Figura 4 - Limites de Inflamabilidade de Diversos Fluidos .....	25
Figura 5 - Valores de Algumas Propriedades dos Fluidos Refrigerantes [1] .....	26
Figura 6 - Sistema de Refrigeração com Fluido Secundário .....	26
Figura 7 - Diagrama Pressão vs Entalpia .....	29
Figura 8 - Esquema do Sistema de Refrigeração .....	29
Figura 9 - Volume de Controle para o Compressor .....	30
Figura 10 - Volume de Controle para o Condensador .....	31
Figura 11 - Volume de Controle para a Válvula de Expansão .....	31
Figura 12 - Volume de Controle para o Evaporador .....	32
Figura 13 - Esquema do Ciclo Secundário de Refrigeração .....	33
Figura 14 - Volume de Controle para a Bomba Hidráulica .....	33
Figura 15 - Volume de Controle para o Evaporador de Placas .....	34
Figura 16 - Volume de Controle para o Fan Coil .....	34
Figura 17 - Dimensões [mm] do Modelo Mercedes Benz Sprinter 210 .....	37
Figura 18 - Esquema do Compressor Elétrico do Tipo Scroll .....	45
Figura 19 - Dados Técnicos do Compressor Escolhido (destacado em vermelho) ...	46
Figura 20 - Modelo da Válvula Eletrônica CAREL E <sup>2</sup> V-S .....	47
Figura 21 - Esquema da Válvula Eletrônica CAREL E <sup>2</sup> V-S .....	48
Figura 22 - Modelo do Condensador .....	49
Figura 23 – Dimensões do Condensador .....	49
Figura 24- Condições de Entrada e Saída do Trocador de Calor de Placas .....	52
Figura 25 - Dimensões do Trocador de Calor de Placas .....	52
Figura 26 - Bomba Elétrica do Ciclo Secundário .....	54
Figura 27 - Esquema do Trocador Fan Coil .....	55



## Lista de tabelas

Tabela 1 - Características das Superfícies Opacas .....	37
Tabela 2 - Características das Superfícies Transparentes.....	38
Tabela 3 - Calor Liberado por Pessoa.....	40
Tabela 4 - Condução de Calor através da Carroçaria E Vidros.....	42
Tabela 5 - Irradiação Solar pelos Vidros .....	42
Tabela 6 - Condução de Calor do Compartimento do Motor.....	42
Tabela 7 - Pessoas no Interior do Veículo.....	42
Tabela 8 - Equipamentos Internos (motores, ventiladores e iluminação) .....	43
Tabela 9 - Carga Térmica Efetiva.....	44
Tabela 10 - Especificações Operacionais – CAREL E <sup>2</sup> V-S.....	47
Tabela 11 - Especificação técnica da bomba do ciclo secundário .....	55

## Lista de símbolos

$h_e$	coeficiente de convecção externa [W/m <sup>2</sup> -K]
$h_i$	coeficiente de convecção interna [W/m <sup>2</sup> -K]
$h_{desc}$	entalpia do ar de descarga pelos difusores [J/kg]
$h_{int}$	entalpia do ar interno do veículo [J/kg]
$I_D$	incidência solar direta [W/m <sup>2</sup> ]
$R_C$	resistência de condução [m <sup>2</sup> -K/W]
$R_t$	resistência total (condução + convecção) [m <sup>2</sup> -K/W]
$T_{ext}$	temperatura externa [°C]
$T_i$	temperatura do ar interior da cabina [°C]
$A_D$	área da divisória [m <sup>2</sup> ]
$A_v$	área do vidro [m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}$	fluxo de calor [W]
$Q_{ar}$	vazão volumétrica de ar [m <sup>3</sup> /s]
$Q_m$	calor gerado pelo motorista [W]
$Q_p$	calor gerado pelo passageiro [W]
$R_{t_{motor}}$	resistência total (condução + convecção) da divisória [m <sup>2</sup> -K/W]
$T_{ar-sol}$	temperatura da superfície exterior (paredes e vidros) [°C]
$T_{motor}$	temperatura do ar do compartimento do motor [°C]
$\dot{W}$	taxa de trabalho [W]
$\dot{m}$	fluxo de massa [kg/s]
$\rho_{ar}$	massa específica do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau_D$	transmissividade relativa à radiação incidente [Adimensional]
$A$	área da superfície [m <sup>2</sup> ]
$e$	espessura da camada de material [m]
$h$	entalpia específica [J/kg]
$k$	coeficiente de condução do material [W/m-K]
$\alpha$	absortividade da superfície [Adimensional]
$I$	corrente consumida pelo motor de ventilação [A]
$V$	velocidade de escoamento [m/s]
$V$	tensão aplicada aos terminais do motor de ventilação [V]
$g$	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$n$	número de passageiros
$z$	variação de altura [m]
$\theta$	ângulo de incidência dos raios solares [°]

## **Capítulo 1 – Nanofluidos e Aplicações**

### **1.1. Introdução**

A nanotecnologia envolve a produção e aplicação de sistemas físicos, químicos e biológicos em uma escala atômica ou molecular, além, também, da integração de nanoestruturas em sistemas maiores.

O nome nanotecnologia foi citado pela primeira vez por Richard Feynman em Dezembro de 1959 e definido pela Universidade Científica de Tóquio, no ano de 1974. Mas foi somente a partir do ano de 2000 que a nanotecnologia começou a ser desenvolvida e testada em laboratórios.

Existem diferentes razões pelas quais essa escala de tamanho ser tão importante. Nessa escala é possível alterar as propriedades fundamentais de materiais tais como temperatura de fusão, magnetização e capacidade de carga sem alterar a composição química. O aumento da superfície de contato dos nano materiais os tornam ideais para uso em compósitos, sistemas onde há reações químicas e armazenamento de energia. Ao aumentar a área de superfície, o número de átomos na superfície de contato aumenta drasticamente, tornando os fenômenos, influenciados pela superfície de contato, fatores determinantes no desempenho desses materiais. Isso ocorre porque uma maior quantidade de uma determinada substância ou material entra em contato com o material circundante. Isto resulta reações mais eficientes, uma vez que uma maior proporção do material é exposta durante as reações entre os materiais. [12]

Atualmente, uma grande quantidade de trabalhos de pesquisa e desenvolvimento têm sido dedicados à nanotecnologia. De acordo com Fundação da Nano Ciência (NSF), estimou-se, que os investimentos no mercado de nanotecnologia, apenas nos Estados Unidos, atingiram entorno US\$ 1 trilhão de dólares em 2015. [11]

### **1.2. Nanofluidos**

Nos últimos anos, fluidos contendo suspensão de partículas nanométricas têm sido uma área da nanotecnologia com grande incentivo às pesquisas devido às

melhoras, significativas, das propriedades termofísicas desses fluidos, tais como a condutividade térmica, difusividade térmica, viscosidade e coeficiente de transferência de calor.

A preparação de nanofluidos é o primeiro passo nos estudos experimentais com nanofluidos. Nanofluidos não são simplesmente misturas líquido-sólidas. Alguns requerimentos são essenciais, como suspensão uniforme e estável, nanopartículas com baixa possibilidade de aglomeração, nenhuma alteração química do fluido base e etc.

Basicamente os nanofluidos são produzidos dispersando partículas sólidas de escala nanométrica em líquidos de como água, etilenoglicol (EG), óleos, etc. Um dos principais desafios na síntese de nanofluidos é a aglomeração.

Atualmente diversos nanofluidos de diferente nanopartículas e fluidos base têm sido produzidos, basicamente, em pequena escala. Dessa forma, essa produção é aplicada em trabalhos de pesquisa e dificilmente é voltada para a produção em larga escala para aplicações comerciais. Esse é outro desafio no campo dos nanofluidos, pois o alto custo envolvido na produção e pesquisa inviabiliza ou requer enormes investimentos para produção comercial em diversas áreas das indústrias.

### **1.3. Aplicações de Nanofluidos**

A maioria dos trabalhos no campo dos nanofluidos estão sendo feitos em laboratórios e ambientes acadêmicos em uma fase de pesquisa inicial. Recentemente, o número de empresas que vêem o potencial na aplicação dos nanofluidos está aumentando assim como o desenvolvimento para aplicações industriais específicas.

Nanofluidos podem ser usados para uma ampla variedade de indústrias, que vão desde o transporte até a produção de energia, passando por sistemas eletrônicos como microprocessadores e campos da biotecnologia.

Na indústria automobilística, nanocars, GM e Ford, entre outros estão se concentrando em projetos de pesquisa de nanofluidos. Os nanofluidos podem ser usados para refrigerar motores de automóveis e equipamentos de soldagem, e refrigerar dispositivos de alto fluxo de calor, como tubos de microondas de alta

potência. A medição do fluxo de calor crítico de nanofluidos (CHF) em um circuito de convecção forçada é útil para aplicações nucleares. Se os nanofluidos melhorarem a eficiência do resfriador em 1%, uma economia de 320 bilhões de kWh de eletricidade ou um equivalente de 5,5 milhões de barris de petróleo por ano seria realizada somente nos EUA. Há aplicações potenciais para o uso de nanofluidos na atividade perfuração profunda. [15]

Além das aplicações citadas acima, nanofluidos podem ser utilizados em áreas específicas a seguir:

- Transferência de calor
- Lubrificação.
- Indústria Espacial.
- Revestimentos.
- Nanofluidos químicos.
- Perfuração.
- Meio ambiente.
- Biomedicina.
- Medicina.

#### **1.4. Nanofluidos na Indústria Automotiva**

A mistura de etileno glicol e água, o refrigerante automotivo usualmente utilizado, é um fluido com baixa taxa de transferência de calor se comparado com água. Óleos de motor possuem taxa ainda mais baixas de transferência de calor. Porém a adição de nanopartículas ao refrigerante padrão do motor e/ou ao óleo tem o potencial de melhorar as taxas de transferência de calor desses fluidos e conseqüentemente o resfriamento de motores automotivos. Tal melhoria pode ser utilizada para remover o calor do motor com um sistema de arrefecimento de tamanho reduzido. Sistemas de arrefecimento menores resultam em radiadores menores e mais leves, o que, por sua vez, beneficia quase todos os aspectos do automóvel, visando assim o aumento da economia de combustível. Alternativamente, sistemas de arrefecimento com taxas de transferência de calor melhoradas podem ser utilizados para arrefecer motores mais potentes com um mesmo tamanho de sistema utilizado para motores menores. [19]

Um dos nanofluidos mais promissores no campo de pesquisa de refrigerantes automotivo é o etileno glicol puro misturado à nanopartículas. O etileno glicol puro é um fluido com baixa taxa de transferência de calor em comparação com uma mistura 50/50 de etileno glicol e água, mas a adição de nanopartículas reverte essa situação, tornando o mais eficiente que as misturas atualmente usadas. Este nanofluido também tem um ponto de ebulição elevado, o que é desejável para manter o fluxo do refrigerante monofásico. Além disso, um refrigerante de ponto de ebulição mais elevado pode ser utilizado para aumentar a temperatura de operação do refrigerante, dessa forma rejeitando mais calor. Mais rejeição de calor permite uma variedade de melhorias de design, pois reduzindo o tamanho do radiador é possível desenhar e projetar carenagens mais eficientes e aerodinâmicas melhorando assim o desempenho global do automóvel. [19]

Resultados de pesquisas de nanofluidos estão sendo, também, aplicados ao resfriamento de transmissões automáticas. Tzenget al. (2005) dispersaram nanopartículas de CuO e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> em óleo de transmissão do motor. A plataforma experimental foi a transmissão de um veículo com tração nas quatro rodas. Os resultados mostraram que os nanofluidos de CuO produziram temperaturas mais baixas de transmissão tanto em altas como baixas velocidades de rotação. Assim, o uso de nanofluido na transmissão tem uma clara vantagem do ponto de vista de desempenho térmico. Como em todas as aplicações de nanofluidos, no entanto, deve ser levado em consideração fatores tais como deposição de partículas, aglomeração e erosão superficial.

Óleos de motor, fluidos de transmissão automática, refrigerantes, lubrificantes e outros fluidos de transferência de calor de alta temperatura sintéticos encontrados em sistemas térmicos dos automóveis - radiadores, motores, aquecimento, ventilação e ar-condicionado - têm, inerentemente, propriedades de baixas taxas de transferência de calor. Estes, portanto, poderiam se beneficiar da alta condutividade térmica oferecida pelos nanofluidos resultante da adição de nanopartículas.

## 1.5. Aplicação nos Sistemas Automotivos

### 1.5.1. Arrefecimento

O arrefecimento do motor de um veículo tem grande importância tecnológica, pois está relacionado ao desempenho, economia de combustível, aerodinâmica do veículo, conforto dos passageiros, manutenção, vida útil dos componentes e etc.

Pesquisas já comprovaram a alta capacidade de transferência de calor dos nanofluidos em relação aos fluidos base. Portanto, tais fluidos podem ser melhores opções de refrigerantes de radiador em automóveis.

O radiador é uma parte importante do complexo sistema de arrefecimento de um motor automotivo, como mostrado na Figura 1.

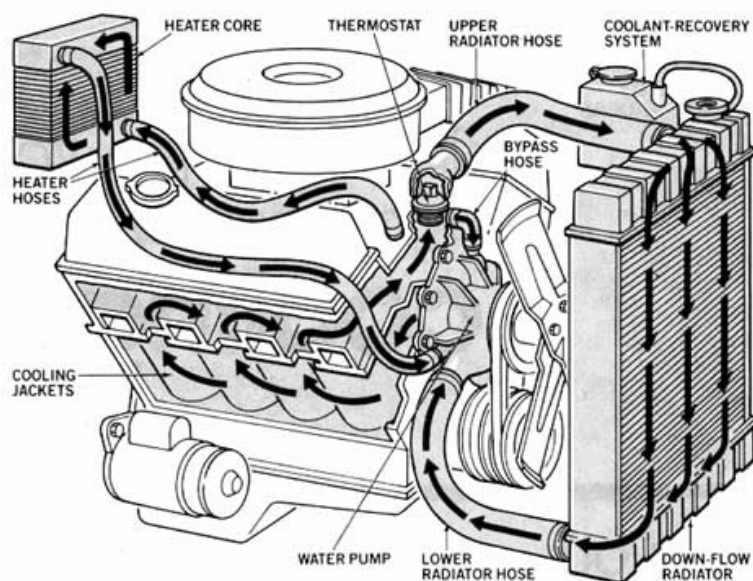


Figura 1 - Sistema de Arrefecimento Automotivo

Devido à alta capacidade de transferência de calor dos nanofluidos, a substituição de refrigerantes tradicionais (mistura de etileno glicol e água) por esses fluidos já provou o aumento da taxa de transferência de calor do radiador. De acordo com alguns pesquisadores, essa melhoria pode ser usada para remover mais calor

do motor de motores de maior potência com um radiador relativamente menor. Pesquisadores determinaram que o uso de nanofluidos de alta condutividade térmica em radiadores pode levar a uma redução na área frontal do radiador em até 10%, esta redução no arrasto aerodinâmico pode levar a uma economia de combustível de até 5% [11]. A aplicação de nanofluido também contribuiu para uma redução do atrito e desgaste, reduzindo perdas parasitas, operação de componentes como bombas e compressores, e subseqüentemente levando a mais de 6% de economia de combustível. É concebível que uma maior melhoria nessas reduções poderá ser obtida no futuro com mais investimentos e pesquisas.

Ollivier et al. (2005) relataram que o uso dos nanofluidos leva a um aumento das variações do sinal térmico em cerca de 15% em relação ao fluido base. Os autores empregaram um método de simulação numérica CFD para analisar a vantagem da aplicação de nanofluidos no resfriamento do motor. Os resultados da simulação indicaram que os nanofluidos poderiam aumentar a capacidade de dissipação do calor do motor e que os nanofluidos de Cu-H<sub>2</sub>O tinham melhor capacidade de transferência de calor. Verificou-se também que quanto maior a concentração de nanopartículas, maior o aumento da capacidade de dissipação de calor do motor. Com a concentração, aproximadamente, de 5%, a capacidade de dissipação de calor aumentou em 44,1%. Com um notável aumento na capacidade de transferência de calor, a carga de trabalho da bomba do sistema de arrefecimento do motor só aumentou 6%, o que é razoavelmente aceitável.

### **1.5.2. Aditivos de Combustível:**

Os cientistas que trabalham neste campo observaram que a aplicação de nanofluidos como aditivos de combustível pode ajudar a aumentar a economia de combustível. As características de queima de gotículas de etanol contendo nanopartículas de alumínio foram investigadas por YananGan et al.(2011). Nessa pesquisa as nanopartículas de alumínio atuaram como um catalisador e foi observado que o combustível o queimou, completamente, ao se misturar as nanopartículas de alumínio com o combustível. Os pesquisadores do conselho de nanociência e tecnologia nos EUA conseguiram aumentar a eficiência de combustão



de 10 a 25% ao adicionar 0,5% de nano partículas de alumínio ao combustível sólido de um foguete. [15]

A combustão de combustíveis fósseis tem um grande contributo para os gases nocivos como os COx e NOx. Foi demonstrado experimentalmente que o nanofluido de alumínio aquoso como aditivo de combustível pode reduzir a produção de tais gases nocivos. Isso ocorre devido à alta atividade de oxidação do alumínio puro que permite uma maior decomposição do hidrogênio da água durante o processo de combustão [15]. Arul Mozhi Selvan et al. (2009) relataram o mesmo fenômeno quando investigaram as características da emissão de um motor a diesel usando nanopartículas de cério misturadas ao diesel e ao biodiesel. Eles observaram redução da emissão de COx e NOx gases devido à ação catalítica de óxido de cério.

### **1.5.3. Lubrificação:**

De acordo com Zhang e Que (1997) nanopartículas modificadas superficialmente e dispersas em óleos minerais são relatadas como eficazes na redução do desgaste e aumento da capacidade de carga. Recentemente, muitas pesquisas se concentraram nos estudos das interações de contato desses nanolubrificantes. A vida útil e o desempenho dos componentes de um motor estão, intimamente, ligados à lubrificação. Osorio et al. (2010) investigaram as propriedades de interação de um nanolubrificante a base de CuO. Foi feita a suspensão de nanopartículas de CuO de tamanho 30-50 nm em polialfo-lefin (PAO6) resultando na redução do atrito em relação ao óleo de base e, também, foi percebido que as nanopartículas poderiam reagir com as superfícies formando compostos de antifricção e deposições nas superfícies desgastadas. Assim concluiu-se que as nanopartículas podem preencher a fissura e reduzir a rugosidade da superfície, o que leva diminuição do atrito. [11]

#### **1.5.4. Amortecimento:**

Os amortecedores são responsáveis por fornecer conforto aos passageiros durante a movimentação dos veículos. Além disso, são responsáveis por absorver os impactos provenientes do piso e alterar a dinâmica dos veículos. Atualmente em sua grande maioria os amortecedores são do tipo hidráulico e, portanto os nanofluidos podem ser aplicados a esse tipo de equipamento. Pesquisadores desenvolveram um tipo especial de fluido suspendendo nanopartículas magnética com o fluido de base. O fluido preparado é conhecido como nanofluido Magneto Rheological” ou nanofluido Electro Reológico. Dependendo do tamanho das nanopartículas, o fluido magnético pode ser capaz de alterar a sua proporção de viscosidade para a intensidade do campo magnético aplicado a ele. Os amortecedores baseados em fluidos magnéticos são usados nos automóveis modernos como "Audi Le Mans Quattro". A energia é derivada do sistema de controle eletrônico e o computador de bordo ajusta o amortecedor com base nas informações fornecidas pelos sensores. [11]

#### **1.5.5. Fluidos de Freios:**

A utilização do sistema de freio envolve uma grande quantidade de calor, o que faz com que o fluido de freio atinja a sua temperatura de ebulição criando um bloqueio de vapor que retarda a dissipação de calor do sistema de hidráulico do freio. Este fenômeno faz com que o sistema hidráulico do freio superaqueça e não opere de forma correta, oferecendo riscos à segurança dos veículos. Nanofluidos com propriedades térmicas melhoradas têm capacidade para maximizar a transferência de calor dos fluidos de freio e contornar o problema do fenômeno citado acima. Segundo Kao et al. (2007), o nanofluido de freio de óxido de alumínio (AOBN) tem o ponto de ebulição e a condutividade térmica 80 °C e 1,5 vezes mais elevados do que o fluido de freio comum (DOT3), respectivamente. As propriedades melhoradas, tais como um ponto de ebulição mais elevado, maior viscosidade e maior condutividade térmica do AOBN reduzem a ocorrência de bloqueio de vapor e oferecem maior segurança durante a condução.

## **Capítulo 2 – Sistemas de Refrigeração**

### **2.1 Sistema de ar condicionado automotivo**

O sistema de ventilação e ar condicionado foi desenvolvido visando o conforto dos passageiros e motoristas. Através desse sistema foi possível controlar a temperatura interna dos veículos.

Antigamente o ar condicionado era considerado uma das principais tecnologias de ponta em um carro, mas, hoje em dia, esse sistema se tornou um item comum, mesmo nos automóveis mais básicos. Com a demanda crescente de mais conforto e luxo, desenvolveu-se o sistema digital de controle de temperatura. O objetivo principal do controle automático de temperatura é gerenciar a temperatura de uma determinada área para o conforto dos passageiros a bordo.

O ar condicionado foi introduzido pela primeira vez em automóveis no início dos anos 1960. O sistema consiste em interruptores mecânicos / eletrônicos, um ou mais ventiladores, atuadores (para controle de circulação de ar fresco, controle de fluxo de ar e controle de temperatura) e unidade de refrigeração com diversos dutos nos quais o ar é transferido para a cabine.

O princípio básico por trás da operação da unidade de ar condicionado é a condução e convecção. O calor é transferido de uma região de baixa temperatura para uma região de alta temperatura no veículo, devido à diferença de pressão. Este processo de transferência de calor é chamado de Refrigeração. A Figura 2, abaixo, mostra o diagrama de ciclo do processo completo de refrigeração.

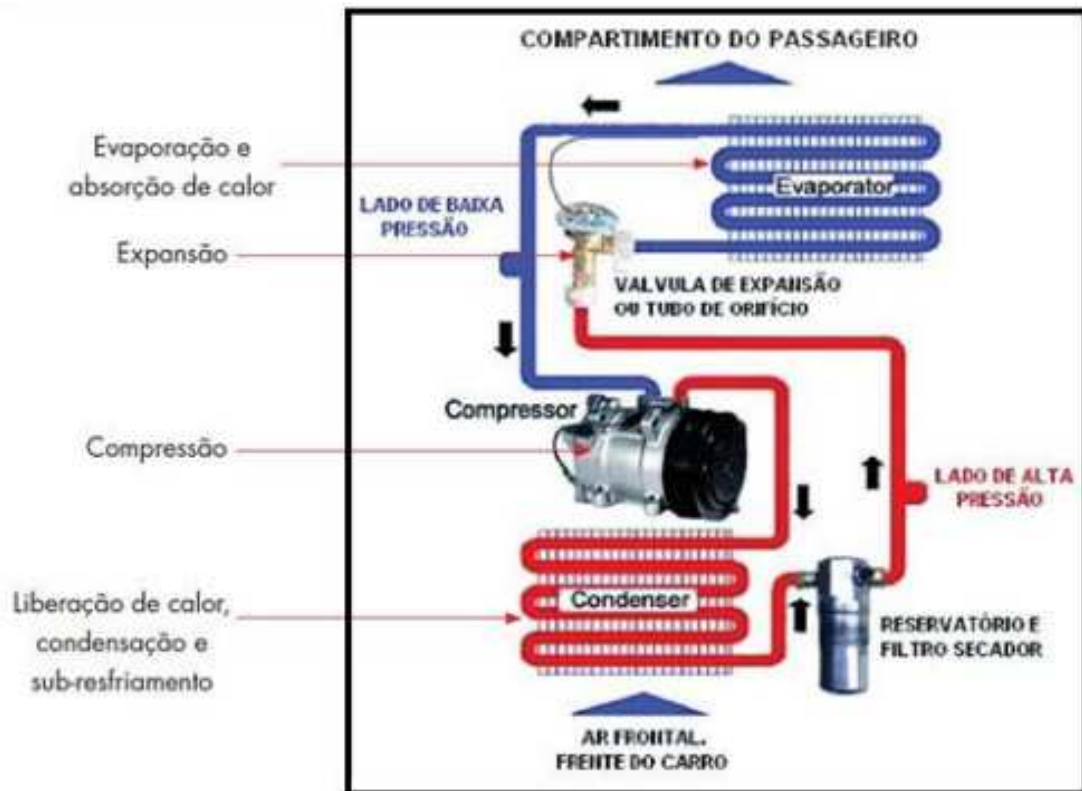


Figura 2 - Sistema de Refrigeração de um Automóvel

O sistema de ar condicionado é composto por cinco componentes principais:

1. Evaporador
2. Compressor
3. Condensador
4. Reservatório/Filtro Secador
5. Válvula de Expansão

Os cinco principais componentes são divididos em duas regiões de pressão: o lado de alta pressão e o lado de baixa pressão. Os pontos de divisão entre alta e baixa pressão ocorrem através do compressor e da válvula de expansão.

### 2.1.1. Compressor

A função do compressor é comprimir e circular o vapor de refrigerante superaquecido em torno de um sistema de circuito fechado (qualquer líquido ou

sujeira danifica o compressor). Os compressores variam em design, tamanho, peso, velocidade de rotação e deslocamento. O compressor utiliza 80% da energia necessária para operar um sistema de ar condicionado, isto significa que o tipo de compressor utilizado no sistema determinará a eficiência global do sistema. Tal fato é particularmente importante para a economia de combustível e a poluição. (DALY, 2011)

### **2.1.2. Condensador**

O condensador é um trocador de calor que dissipa a energia térmica contida no refrigerante. O vapor superaquecido de refrigerante entra no condensador e sai em estado líquido após percorrer o trocador. Para fazer isto o refrigerante flui no condensador como um vapor e emite o calor à área de troca de calor e a maioria do refrigerante (dependendo da carga do sistema) se condensa e então flui para o filtro secador. O condensador está localizado na parte da frente do veículo, onde o fluxo de ar flui através de suas aletas quando o veículo está em movimento. Para auxiliar a troca de calor quando o veículo está parado ou em baixa velocidade, o condensador é equipado com um sistema de ventilador simples ou duplo. (DALY, 2011)

### **2.1.3. Evaporador**

O evaporador é, também, um trocador de calor que faz parte do ciclo de Refrigeração. O refrigerante em estado líquido entra no evaporador logo após sair da válvula de expansão, em sua temperatura e pressão mais baixas.

Ao passar pelo evaporador o refrigerante absorve o calor do ar e é convertido em vapor a baixa temperatura e pressão. As tarefas realizadas pelo evaporador podem ser resumidas da seguinte forma:

1. Absorção de calor.
2. Ebulição de todo o refrigerante em vapor.

O ar soprado pelo ventilador, por sua vez fica mais frio, transferindo o calor ao refrigerante ao passar pelas aletas do evaporador, e é ventilado para o interior da cabina através das aberturas para a passagem do ar.(DALY, 2011)

#### **2.1.4. Reservatório/Filtro Secador**

As funções do filtro secador podem ser definidas como as seguintes:

1. Garantir que o sistema está livre de sujeiras evitando qualquer desgaste excessivo ou falha prematura dos componentes.
2. Remover a umidade do refrigerante assegurando que não seja formado gelo em quaisquer componentes dentro do sistema que possa causar um bloqueio e garantir que nenhuma corrosão interna ocorra.
3. Atuar como um reservatório temporário para fornecer refrigerante ao sistema em condições de carga variadas.
4. Garantir que fluido refrigerante chegue em estado líquido à válvula de expansão.
5. Agir como um ponto para o diagnóstico (o filtro contém, na parte superior, um vidro de inspeção). (DALY, 2011)

#### **2.1.5. Válvula de Expansão**

A válvula de expansão tem o objetivo de controlar a quantidade de volume de refrigerante que flui através do evaporador. Além de sua principal função a válvula também é responsável por:

1. Separar o lado de alta pressão e de baixa pressão do sistema.
2. Medir o volume de refrigerante e, portanto, a capacidade de refrigeração do evaporador.

3. Garantir que haja refrigerante superaquecido saindo do evaporador.

A queda de pressão através do evaporador é utilizada para determinar o tipo de válvula mais apropriada para o sistema. (DALY, 2011)

## **2.2 Fluidos Refrigerantes**

Nas primeiras máquinas, quase qualquer gás ou mistura de gases que poderiam ser comprimidos em um líquido foram testados como refrigerantes, mesmo o ar, cada um com algum grau de sucesso. Qual funciona melhor? Na verdade, é um equilíbrio de vários fatores. Em termos gerais, um refrigerante com massa mais elevada transportará mais calor, enquanto que um com massa mais baixa será mais fácil de comprimir e, portanto, requer menos energia para o funcionamento do compressor. Em última análise, o melhor refrigerante para um sistema depende do trabalho e do projeto da máquina, de modo que o refrigerante é apenas um componente de um sistema inteiro. Nos primórdios da utilização dos refrigerantes a eficiência era o principal objetivo. Assim, antigamente, eram utilizados fluidos tóxicos e inflamáveis. (MACS, 2014)

Na década de 1920, os refrigerantes perigosos se tornaram uma questão importante, então as maiores empresas do setor reuniram seus recursos para desenvolver refrigerantes mais seguros. O resultado foi uma nova classe de produtos químicos chamados clorofluorocarbonos (CFC), um composto de flúor, cloro e átomos de carbono. O CFC básico é um gás não tóxico, não inflamável e com massa relativamente elevada. É considerado um bom refrigerante porque é facilmente comprimido ao seu estado líquido e troca bastante calor durante o processo de evaporação. Por ser uma única molécula, não uma mistura, o CFC não separa em pressões ou em temperaturas diferentes. Na verdade, é tão estável que a única coisa na natureza que quebra é a luz ultravioleta. E isso é parte da razão pela qual ele não é mais feito. (MACS, 2014)

Na década de 1970, após décadas de despejo cerca de um milhão de toneladas do material no ar a cada ano, os cientistas descobriram que o CFC não era inofensivo afinal. Foi descoberto que com o tempo lentamente os gases CFC

atingem a estratosfera, onde são eventualmente destruídos pelos raios ultravioleta do sol. Quando as ligações químicas são quebradas, os átomos de cloro são liberados e se tornam um catalisador que quebra moléculas de ozônio instáveis (O<sub>3</sub>) em moléculas de oxigênio (O<sub>2</sub>). O cloro não é consumido na reação, assim continua a destruir a camada de ozônio por anos. Esta é a principal questão que envolve os CFCs, porque o ozônio estratosférico é o escudo que protege todos os seres vivos do planeta da radiação ultravioleta do Sol. Uma vez que isso foi claramente entendido, os governos de todo o mundo assinaram um tratado para proibir a produção de CFC. A indústria de condicionamento de ar mudou para novos refrigerantes, em 1995, que não agredissem a camada de ozônio. Embora o CFC ainda seja usado em algumas aplicações, já não é fabricado, e estudos recentes indicam que sua presença na atmosfera está começando a diminuir. (MACS, 2014)

A maioria dos sistemas utiliza hoje novos tipos de refrigerantes à base de hidroclorofluorocarboneto (HCFC) e hidrofluorocarboneto (HFC). Estes oferecem, basicamente, as mesmas vantagens que o CFC, porém sem danificar a camada de ozônio da Terra, mas foram desenvolvidos antes que o impacto ambiental do flúor fosse totalmente compreendido. Hoje esse impacto é regulado como Potencial de Aquecimento Global (GWP). Um dos principais critérios de projeto de sistema de refrigeração, é a sua contribuição potencial para o aquecimento global. Portanto, os gases de HCFC e HFC estão em um cronograma a ser eliminado até 2030. Agora, a substituição mais provável é outra nova classe de refrigerantes fluorocarbonados chamados hidrofluoro-olefina (HFO). Sua principal vantagem, além do seu baixo GWP, é que ele pode ser usado com projetos de sistemas de refrigeração existentes. (MACS, 2014)

Conforme mencionado anteriormente, o refrigerante é apenas um componente de um sistema inteiro e quase qualquer gás compressível funcionará se o sistema for projetado para usá-lo. Com os avanços da tecnologia e avanços ainda mais promissores na ciência dos materiais, é quase improvável que haja um refrigerante universal.





Figura 3 - Gerações dos Fluidos Refrigerantes

Historicamente, no setor automotivo, os refrigerantes CFC-12 e o HCFC-22 eram os fluidos de trabalho nos sistemas de ar condicionado veicular até o início dos anos 90 quando, a partir das imposições do Protocolo de Montreal de proibição dos fluidos que continham cloro em sua composição, o fluido refrigerante HFC-134a dominou praticamente a totalidade dos sistemas de ar condicionado automotivo. Entretanto, devido ao elevado Potencial de Aquecimento Global (GWP) do R134a, de 1430, em 20 anos, e 3830, em 100 anos, a União Europeia, a partir de 2011, decidiu proibir a introdução de sistemas de ar condicionado automotivo que contenham fluido refrigerante com GWP superior a 150 em novos modelos de automóveis e, em 2017, essa normativa será estendida aos demais veículos. Assim, a indústria automotiva está trabalhando, basicamente, com três hipóteses: (1) a utilização do fluido R152a com sistema secundário, que possui um GWP de 124; (2) um novo fluido desenvolvido pelas indústrias químicas, denominado de HFO-1234yf, que possui um GWP de 4; (3) o CO<sub>2</sub> (R744), que é a referência com GWP de 1. Cada um dos fluidos citados tem suas particularidades que estão sendo levadas em consideração para a decisão final de utilização por parte da indústria automotiva, porém, até o presente momento, ainda não há uma definição clara por parte dos fabricantes.

## 2.3 Fluido Refrigerante HFO-1234yf

Atualmente a indústria química desenvolveu um novo refrigerante, denominado tetrafluorpropeno, ou HFO-1234yf, como é comercialmente conhecido. Este produto químico é um HFC, no entanto o nome foi modificado para HFO, para desvincular o HFO-1234yf dos refrigerantes HFCs que, atualmente, apresentam elevados Potenciais de Aquecimento Global (GWP). A grande vantagem desse fluido é o baixo GWP, quase 0, e o seu curto tempo de vida na atmosfera de apenas 11 dias. Porém, por outro lado ele é considerado um fluido com uma certa inflamabilidade, [1]

Com as empresas da indústria automotiva desenvolvendo novos projetos que viabilizam a utilização do HFO-1234yf, contornando a problemática da leve inflamabilidade do fluido, o tetrafluorpropeno tem grande potencial para ser o substituto do atual refrigerante R-134a. A Figura 4 apresenta os limites de inflamabilidade de diversos fluidos e, como pode ser observado, o HFC-152a necessita de 3,9% em volume para o início da chama, ao passo que o HFO-1234yf apresenta valor superior ao HFC-152a, de 6,5% em volume. [1]

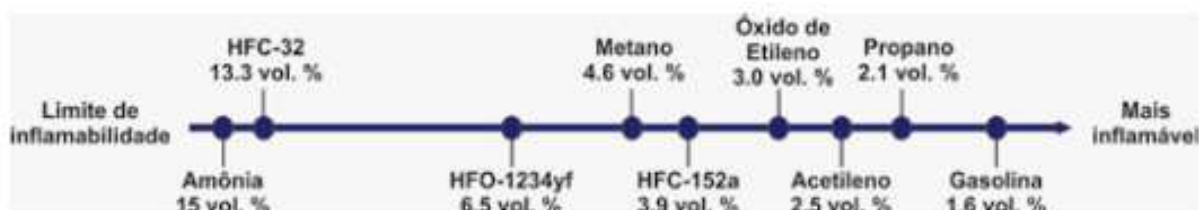


Figura 4 - Limites de Inflamabilidade de Diversos Fluidos

A Figura 5 ilustra os valores de diversas propriedades dos fluidos refrigerantes HFC-134a e HFO-1234yf. Como pode ser constatado, segundo o fabricante, as propriedades do HFO-1234yf são bastante próximas daquelas obtidas para o R-134a, apresentando, ainda, um valor de GWP bastante reduzido, de 4, comparado ao R-134a, que possui o valor de 1430, para um horizonte de 100 anos.

Propriedade	HFC-134a	HFO-1234yf
Temperatura de Ebulição	-26 °C	-29 °C
Temperatura do Ponto Crítico	102 °C	95 °C
Pressão de Saturação (25 °C)	665 kPa	677 kPa
Pressão de Saturação (80 °C)	2630 kPa	2440 kPa
Potencial de Aquecimento Global (100 anos) – GWP	1430	4
Potencial de Destruição do Ozônio – ODP	0	0
Tempo de vida na Atmosfera	14,5 anos	11 dias

Figura 5 - Valores de Algumas Propriedades dos Fluidos Refrigerantes [1]

## 2.4 Sistema de Refrigeração com Fluido Secundário

Como foi mostrado na Figura 5, o tetrafluorpropeno, HFO-1234yf, é um excelente refrigerante. Obviamente, a única característica negativa do HFO-1234yf é a sua leve inflamabilidade. Uma maneira de superar o aspecto de segurança do refrigerante ligeiramente inflamável é usá-lo em conjunto com um sistema de arrefecimento de circuito secundário. A Figura 6 ilustra um modelo de um sistema de circuito secundário. (GHODBANE, 2007)

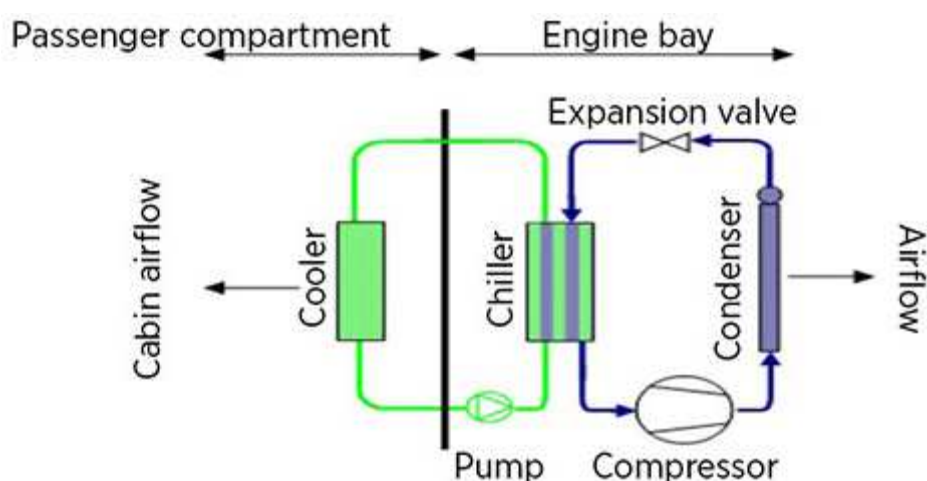


Figura 6 - Sistema de Refrigeração com Fluido Secundário

O evaporador convencional é substituído por um trocador de calor o qual permite o refrigerante (sistema primário) trocar calor com o fluido secundário (sistema secundário). O ciclo primário utiliza um sistema de resfriamento de expansão direta com o refrigerante no cofre do motor, dessa forma isolando a cabine de qualquer tipo de perigo vinculado a inflamabilidade do refrigerante. Para que um sistema de refrigeração com fluido secundário seja uma alternativa viável, o trocador de calor onde haverá transferência de calor entre o refrigerante e o fluido secundário, deve ser bem dimensionado visando a otimização dessa troca e levando em conta a carga térmica do projeto. Além desse trocador, o compressor, a válvula de expansão e demais componentes do ciclo primário também deve ser projetados de acordo com o novo sistema de refrigeração com fluido secundário. Ao contrário do refrigerante primário, é necessário que o fluido secundário seja não inflamável e não tóxico porque o mesmo circula no interior da cabine do veículo. Há uma variedade de fluidos de transferência de calor monofásicos comercialmente desenvolvidos, que poderiam ser usados como fluidos secundário. Neste projeto o fluido escolhido foi o nanofluido de tubo de carbono devido a suas propriedades termodinâmicas superiores aos demais fluidos comumente utilizados no mercado, como o etileno glicol.

## **Capítulo 3 - Projeto**

### **3.1 Objetivo**

O presente trabalho tem por objetivo dimensionar um sistema de refrigeração com utilização de um fluido secundário, visando viabilizar a utilização do refrigerante HFO-1234yf como alternativa ao fluido R-134a utilizado atualmente. Além de utilizar um novo refrigerante, o projeto visa utilizar uma alternativa inovadora para o fluido secundário, o nanofluido de carbono. Dessa forma é possível desenvolver sistemas menores e mais eficientes devido às propriedades térmicas melhoradas desse nanofluido.

A principal motivação desse trabalho vem da necessidade da substituição do refrigerante, utilizado atualmente, com elevado Potencial de Aquecimento Global. Em pouco tempo a indústria automotiva se verá na situação de substituir os refrigerantes atuais por causa de questões ambientais que cada vez mais pressionam esse processo.

Portanto projetos inovadores com matérias que atendam os parâmetros ambientais e tornem esses novos sistemas eficientes e viáveis, serão cada vez mais incentivados e, possivelmente, empregados na indústria.

### **3.2 Análise Termodinâmica:**

Para análise termodinâmica é necessário avaliar separadamente o ciclo primário, onde ocorre a refrigeração direta, e o ciclo secundário, onde o nanofluido, fluido secundário, troca calor com o ambiente interno do carro através de fan coils.

#### **3.2.1. Ciclo Primário**

Nas aplicações de refrigeração, é comum representar o ciclo usando um diagrama pressão-entalpia, pois a entalpia é uma propriedade importante para os cálculos e as pressões são obtidas através de tabelas com as propriedades

termodinâmicas dos fluidos (Stoecker, 1985). Um ciclo de refrigeração ideal representado em um diagrama pressão-entalpia é apresentado na Figura 7.



Figura 7 - Diagrama Pressão vs Entalpia

A análise do ciclo termodinâmico efetuado pelo sistema tem início no compressor. A compressão é hipoteticamente isentrópica, na qual o vapor saturado passa da pressão  $p_1$  para pressão  $p_2$  e da entalpia  $h_1$  para  $h_2$ , consumindo trabalho mecânico, representado pela passagem do ponto 1 para o ponto 2 da Figura 8 (VARGAS, 2009).

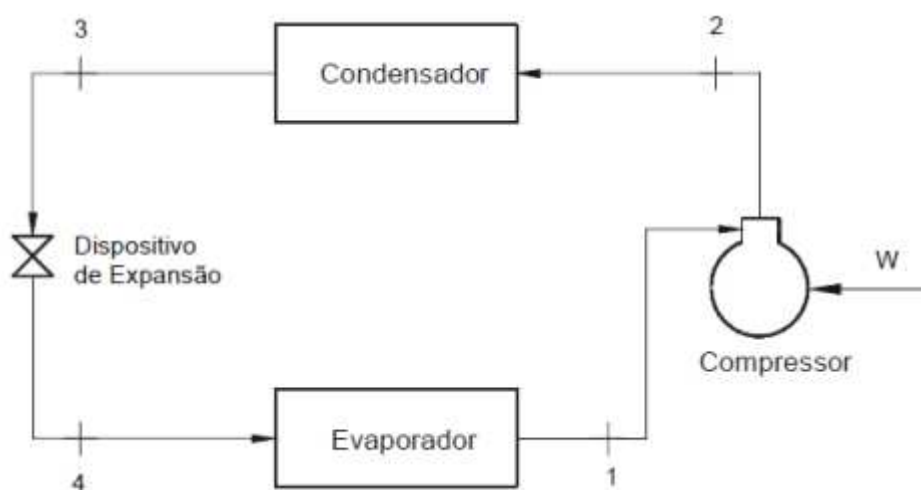


Figura 8 - Esquema do Sistema de Refrigeração

Através da primeira Lei da Termodinâmica, para essa análise, é possível considerar para cada componente do sistema de refrigeração, um volume de controle, estabelecendo o balanço de massa e energia envolvido, em regime permanente, onde não há variação da energia interna do sistema, conforme equação 3.1.

$$\dot{m} \cdot \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) + \dot{Q} = \dot{m} \cdot \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) + \dot{W} \quad (3.1)$$

Considerando a equação 3.1 aplicada a cada um dos processos do ciclo de refrigeração, mostrados na Figura 8, e desprezando-se as parcelas referentes às energias cinética e potencial, temos as seguintes equações para cada processo:

- Processo 1-2: compressão isentrópica do fluido refrigerante. Temos a equação 3.2

$$\dot{W}_C = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

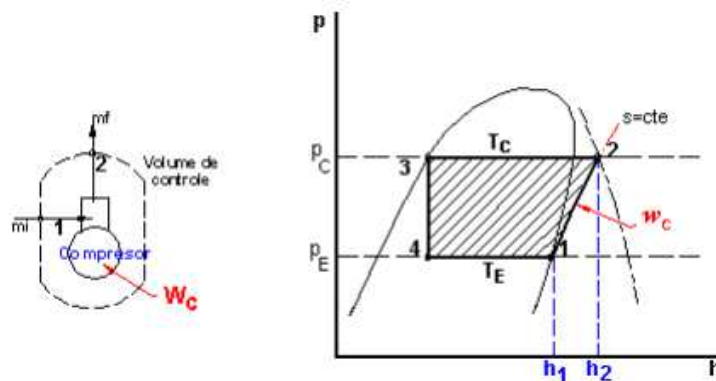


Figura 9 - Volume de Controle para o Compressor

- Processo 2-3: transferência de calor a pressão constante para o ambiente externo. Temos a equação 3.3

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.3)$$

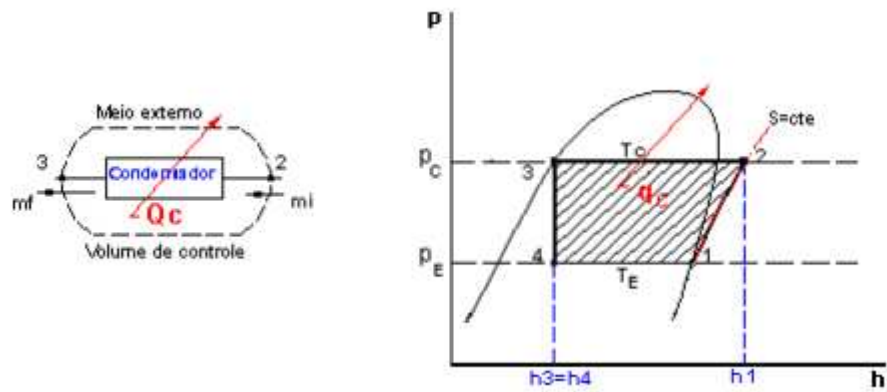


Figura 10 - Volume de Controle para o Condensador

- Processo 3-4: expansão isentálpica. Temos a equação 3.4

$$h_3 = h_4 \quad (3.4)$$

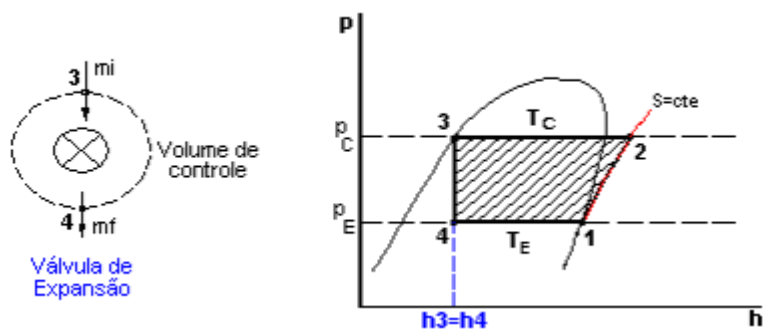


Figura 11 - Volume de Controle para a Válvula de Expansão



- Processo 4-1: transferência de calor a pressão constante no Evaporador de Placas. Temos a equação 3.5

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.5)$$

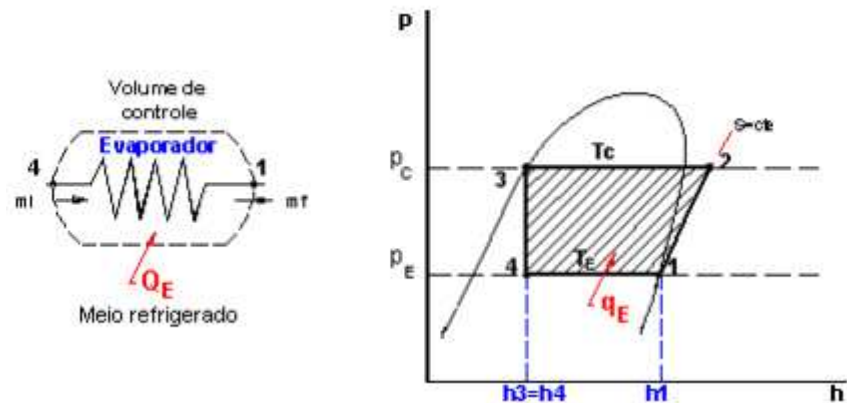
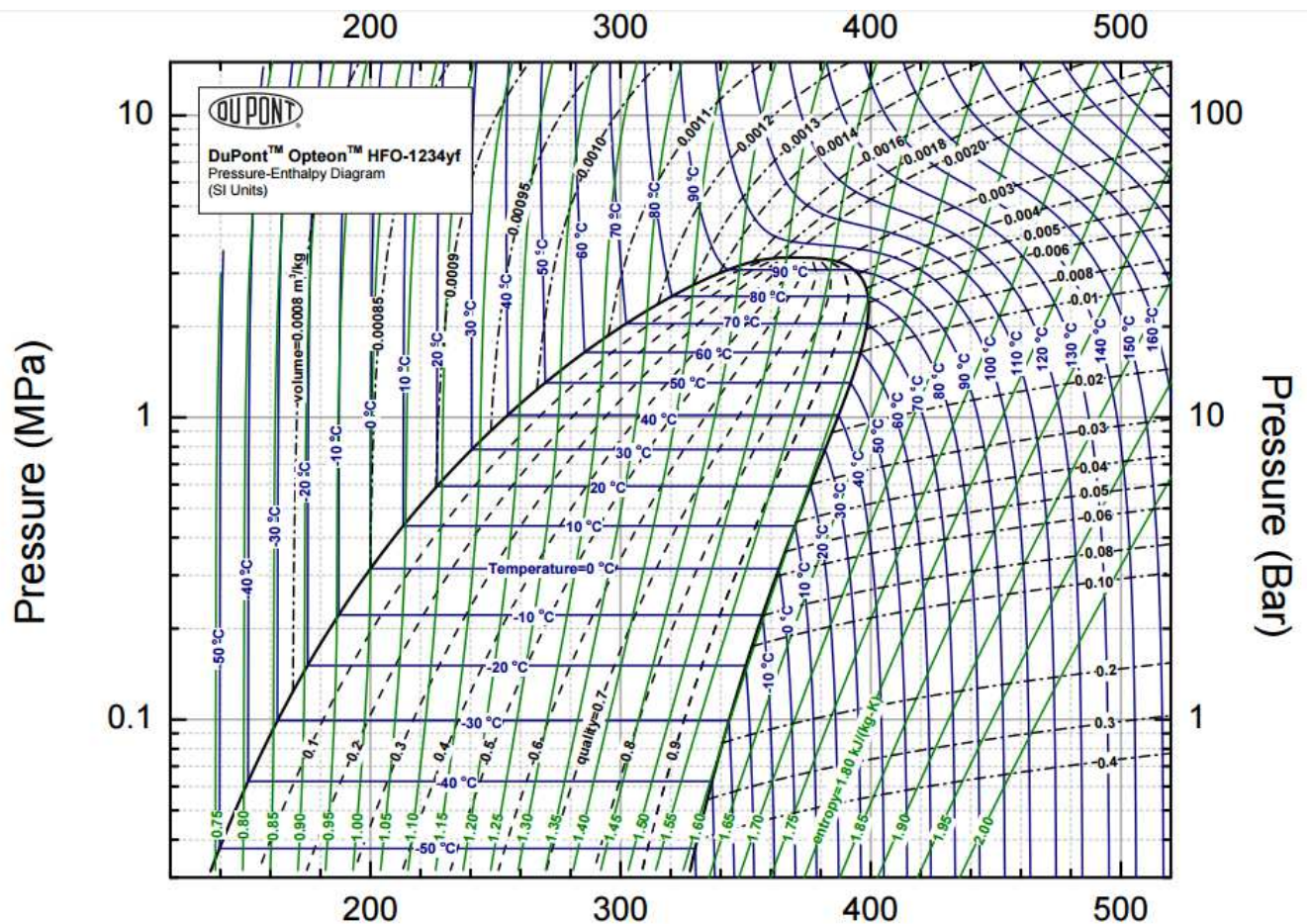


Figura 12 - Volume de Controle para o Evaporador

Para o refrigerante diagrama HFO-1234yf temos o seguinte diagrama de Mollierou gráfico de pressão vs entalpia.



### 3.2.2. Ciclo Secundário

Para análise termodinâmica do ciclo secundário devemos levar em consideração o nanofluido de nanotubos de carbono utilizado e o esquema a seguir, Figura 13, para determinar os volumes de controle. Dessa forma poderemos aplicar a equação 3.1, desconsiderando as parcelas de energia cinética e potencial, para os balanços de massa desse volumes de controle.

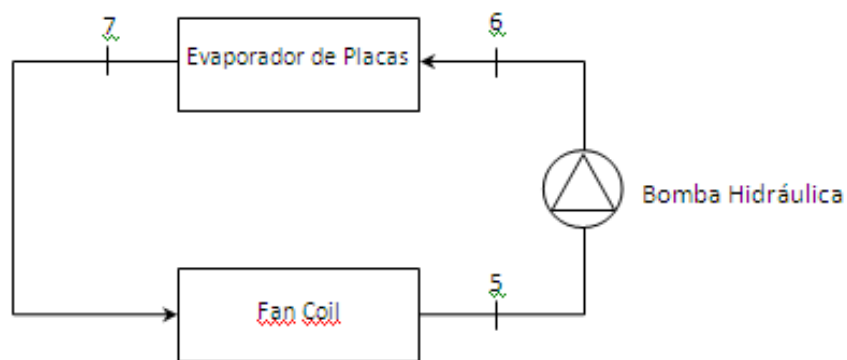


Figura 13 - Esquema do Ciclo Secundário de Refrigeração

- Processo 5-6: pressurização isentrópica do fluido secundário. Temos a equação 3.6.

$$\dot{W}_b = \dot{m}' \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.6)$$

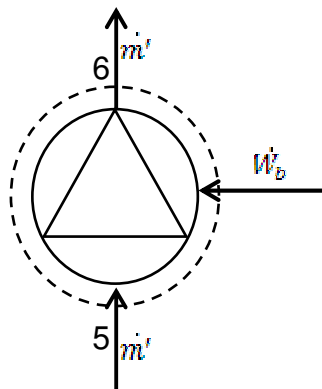


Figura 14 - Volume de Controle para a Bomba Hidráulica

- Processo 6-7: transferência de calor a pressão constante no Evaporador de Placas. Temos a equação 3.7

$$\dot{Q}_e = \dot{m}' \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.7)$$

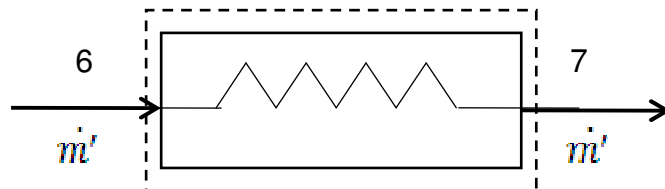


Figura 15 - Volume de Controle para o Evaporador de Placas

- Processo 7-5: transferência de calor entre o fluido secundário e o ar interno da cabine do carro. Temos a equação 3.8

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}' \cdot (h_7 - h_5) \quad (3.8)$$

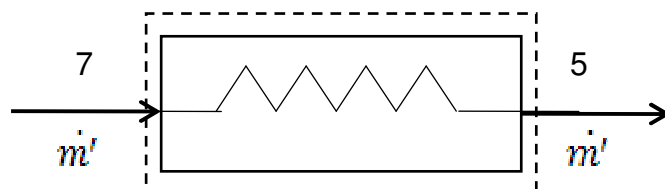


Figura 16 - Volume de Controle para o Fan Coil

### 3.3 Carga Térmica

A primeira etapa para se projetar e dimensionar um sistema de refrigeração é determinar a carga térmica a ser removida pelo sistema. Para tal é necessário elucidar a diferença entre carga térmica e ganho de calor.

A ASHRAE (2001) apresenta esta distinção claramente, definindo:

- a. Carga térmica como sendo a taxa de calor que deve ser removida de um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante.
- b. Ganho de calor como sendo a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou convertido internamente.

Nos automóveis a transferência de calor para o ar interior pode ser considerada como um ganho de calor. Portanto o sistema de refrigeração deve ser capaz de retirar a carga térmica referente ao somatório de todos os ganhos de calor.

Dessa forma o objetivo é calcular a carga térmica total, em regime permanente, de um veículo do tipo van, considerando as condições descritas a seguir.

### **3.4 Ganhos de calor**

Existem diversos tipos de “ganhos de calor” que contribuem para a carga térmica total de um veículo, sendo alguns deles:

- Condução de calor através da carroçaria e vidros;
- Irradiação solar pelos vidros;
- Condução de calor do compartimento do motor;
- Pessoas no interior do veículo;
- Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação).
- Infiltração / Renovação de ar

O presente trabalho utiliza a mesma metodologia utilizada por Stancato (1992) para a determinação de cada um dos ganhos de calor, com algumas adaptações devido às condições de operação consideradas.

### **3.4.1. Condições de Operação**

Para a determinação dos ganhos de calor é necessário que se conheça as condições para as quais estes ganhos de calor serão calculados. Assim, nesta parte serão apresentadas as condições consideradas, bem como o veículo para a determinação dos componentes necessário para a operação do sistema de refrigeração.

As condições de operação em que se pretende determinar a carga térmica são as seguintes:

**a) Condições do ambiente externo**

- Temperatura ambiente: 48°C
- Umidade relativa do ar: 40%
- Carga solar: 1000 W/m<sup>2</sup>
- Velocidade do ar: 100km/h

**b) Condições do veículo:**

- Renovação de ar: Ligado
- Temperatura interna inicial: 30°C
- Temperatura interna: 21°C

### **3.4.2. O veículo:**

Para os cálculos dos coeficientes de convecção externos e os ganhos de calor são necessárias as dimensões de cada superfície da carroceria do veículo, divididas entre superfícies opacas (teto, assoalho, laterais de portas, painel frontal e traseira) e transparentes (pára-brisas, vidros laterais e vidro traseiro). As superfícies opacas podem ainda ser divididas entre as que estão expostas à radiação solar (teto, portas e traseira) e as que não estão expostas (assoalho e painel frontal). Ref []

Através das dimensões fornecidas na Figura 17 é possível estimar as áreas de convecção do veículo.

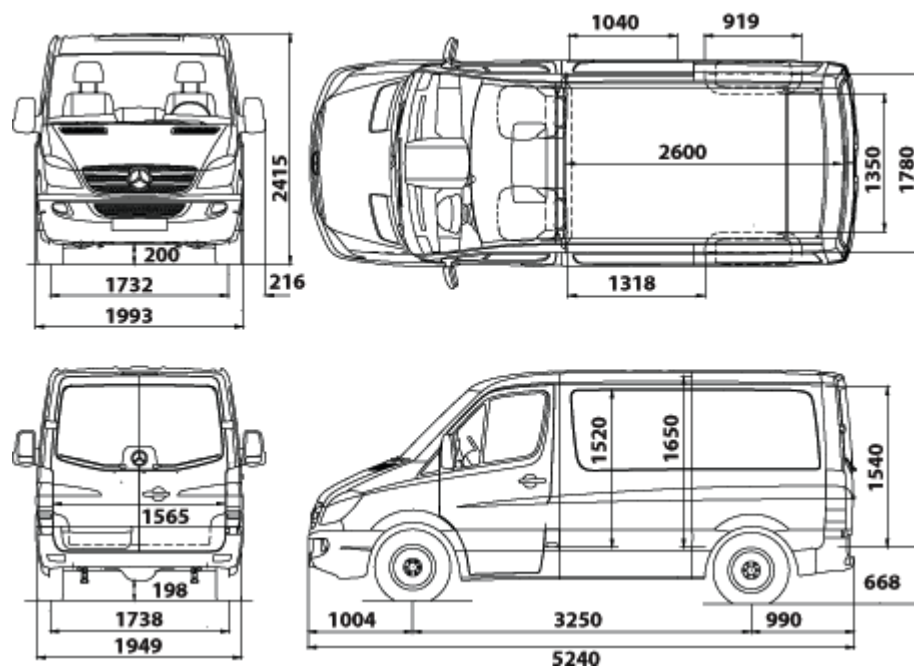


Figura 17 - Dimensões [mm]do Modelo Mercedes Benz Sprinter 210

Levando em consideração as seguintes estimativas abaixo das espessuras de cada superfície e utilizando as condutividades térmicas do aço, do ar, dos isolantes fornecidos pelo software Engineering Equation Solver, foi possível determinar as Tabelas 1 e 2 com as características das superfícies.

Características das superfícies opacas.							
Superfície	Área [m²]	Espessura - Aço [m]	Espessura - Ar [m]	Espessura - Isolantes [m]	k - Aço [W/m.K]	k - Ar [W/m.K]	k - Isolantes [W/m.K]
Teto	3,51	0,0012	0,03	0,004	59,9	0,028	0,053
Porta e lateral esquerda	3,98	0,0025	0,015	0,003	59,9	0,028	0,23
Porta e lateral direita	3,98	0,0025	0,015	0,003	59,9	0,028	0,23
Traseira	1,49	0,0025	0,04	0,003	59,9	0,028	0,23
Assoalho	7,28	0,002	N/A	0,007	59,9	N/A	0,053
Painel frontal	1,57	0,001	N/A	0,013	59,9	N/A	0,053

Tabela 1 - Características das Superfícies Opacas

Características das superfícies transparentes.			
Superfície	Área [m²]	Espessura - Vidro [m]	k - Vidro [W/m.K]
Pára-brisas	1,36	0,006	0,25
Vidroportaesquerda	0,70	0,006	1,4
Vidroportadireita	0,70	0,006	1,4
Vidro lateral direito	1,57	0,006	1,4
Vidro lateral esquerdo	1,57	0,006	1,4
Vidrotraseiro	1,10	0,006	1,4

Tabela 2 - Características das Superfícies Transparentes

O veículo usa dois tipos de vidros, temperado (laterais e traseiro) e laminado (pára-brisas), dessa forma apresentando duas condutividades térmicas distintas.

### 3.5 Equacionamento dos Ganhos de Calor

Estabelecidas as condições e os parâmetros a serem considerados, é necessário analisar e definir as equações para cada um dos tipos de ganhos de calor listados anteriormente.

#### 3.5.1. Condução de calor através da carroçaria e vidros

O cálculo de ganho de calor por condução ( $\dot{Q}_k$ ) é feito com base na temperatura ar-sol. A Temperatura ar-sol é determinada por um balanço dos fluxos de calor na superfície, e depende do coeficiente de convecção externa  $h_e$ . Os valores de  $h_e$  e  $T_{ar-sol}$  foram calculados de acordo com as correlações apresentadas em Stancato (1992).

$$\dot{Q}_k = \frac{(T_{ar-sol} - T_i) \cdot A}{R_t} \quad (3.8)$$

Sendo:

$$T_{ar-sol} = T_{ext} + \frac{\alpha \cdot I_D}{h_e} \quad (3.8.1)$$

$$R_t = R_c + \frac{1}{h_i} \quad (3.8.2)$$

$$R_c = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{k_i} \quad (3.8.3)$$

### 3.5.2. Irradiação solar pelos vidros

O cálculo do ganho de energia gerado pela irradiação solar é difícil de ser estimado, pois o veículo está em constante movimento e, com isso, muda-se o ângulo em que o raio solar incide sobre a superfície. Para facilitar a estimativa desse cálculo, foi considerada a incidência solar perpendicular ao solo, dessa forma considerando apenas a irradiação ocorrida no vidro do pára-brisa.

Portanto a carga térmica de radiação solar  $\dot{Q}_s$  pode ser descrita pela equação 3.9:

$$\dot{Q}_s = I_D \cdot \tau_D \cdot A_v \cdot \cos\theta \quad (3.9)$$

### 3.5.3. Condução de calor do compartimento do motor

Segundo Stancato (1992) para o cálculo do ganho de calor produzido pela condução do calor do motor, deve-se considerar a temperatura de operação do motor como uma aproximação para a temperatura do compartimento do motor  $T_{motor}$ . Dessa forma podendo se calcular o ganho  $\dot{Q}_{motor}$  pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{motor} = \frac{(T_{motor} - T_i)}{R_{t_{motor}}} \cdot A_D \quad (3.10)$$



### 3.5.4. Pessoas no interior do veículo

O ser humano gera um ganho de calor para o ambiente e a quantia total de calor metabólico produzido depende do ambiente externo e também da dieta, tamanho corporal, idade e nível de atividade destes.

A produção de calor metabólico pode ser dividida em duas componentes: taxa de metabolismo basal (depende do tamanho, cobertura superficial e idade) e calor produzido pela atividade muscular.

Da Tabela 3, considerando que um passageiro sentado tem o mesmo metabolismo de uma pessoa no apartamento, hotel ou universidade, temos que uma pessoa possui o metabolismo médio de 113 W. Já para o motorista que tem uma atividade maior devido aos movimentos relacionados à direção, considera-se o metabolismo de um homem adulto em uma fábrica com tipo de trabalho leve, ou seja, 202 W.

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

Calor liberado por pessoa		
Local	Metabolismo homem adulto [W]	Metabolismo médio [W]
Teatro, escolaprimária	98	88
Escolasecundária	113	100
Escritório, apartamento, universidade, hotel	120	113
Supermercado, varejistas, lojas	139	113
Farmácia, drogaria	139	126
Banco	139	126
Restaurante	126	139
Fábrica, trabalholeve	202	189
Salão de baile	227	214
Fábrica, trabalhoderadamentepesado	252	252
Boliches, fábricas, ginásios	378	365

Tabela 3 - Calor Liberado por Pessoa

Por tanto, o ganho de calor gerado pelos passageiros e o motorista no interior veículo é calculado pela equação 3.11:

$$\dot{Q}_{pessoas} = n \cdot Q_p + Q_m \quad (3.11)$$

### **3.5.5. Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação).**

A única fonte de calor considerada foi o próprio motor do sistema de ventilação. Parte da energia elétrica entregue ao motor é convertida em calor devido à resistência elétrica e ao atrito entre o eixo e os mancais. Dessa forma a quantidade de calor gerada pelos equipamentos internos é definida conforme a equação 3.12:

$$\dot{Q}_{equip} = V \cdot I \quad (3.12)$$

### **3.5.6. Infiltração e renovação de ar**

Segundo Stancato (1992), para um automóvel com o sistema de ventilação ligado em modo de renovação de ar, cria-se uma pressão positiva no interior do veículo, impossibilitando que a carga térmica relacionada à infiltração do ar ocorra. Sendo assim, podemos considerar:

$$\dot{Q}_I = 0 \quad (3.13)$$

## **3.6 Resultados dos Cálculos dos Ganhos de Calor**

Utilizando os valores definidos no item 3.4.1 e as equações e relações estabelecidas no item 3.5, foi possível calcular os ganhos de calor e determinar a carga térmica do veículo. Os resultados estão apresentados nas Tabelas 4, 5, 6, 7 e 8, a seguir.

Para o coeficiente de convecção interno ( $h_i$ ) foi adotado o valor recomendado pela ASHRAE (2001) de 8 W/m<sup>2</sup>-K para convecção natural em ambientes ventilados.

<b>Condução de calor através da carroçaria e vidros</b>	<b>hi [W/m².K]</b>	<b>Rt [m².K/W]</b>	<b>Ti [K]</b>	<b>Tar-sol [K]</b>	<b>he [W/m².K]</b>	<b><math>\dot{Q}_k</math> [W]</b>
Teto	8	1,27	303	335,5	65,7	89,6
Porta e lateral esquerda	8	0,67	303	332,9	67,4	176,4
Porta e lateral direita	8	0,67	303	332,9	67,4	176,4
Traseira	8	1,57	303	334,2	68,1	30,4
Assoalho	8	0,26	303	330,7	62,1	555,5
Pára-brisas	8	0,15	303	336,0	66,6	302,4
Vidro porta esquerda	8	0,13	303	335,7	68,1	177,0
Vidro porta direita	8	0,13	303	335,7	68,1	177,0
Vidro lateral direito	8	0,13	303	336,0	66,6	400,4
Vidro lateral esquerdo	8	0,13	303	336,0	66,6	400,4
Vidro traseiro	8	0,13	303	336,1	66,3	280,4
						<b>2993,3</b>

Tabela 4 - Condução de Calor através da Carroçaria E Vidros

<b>Irradiação solar pelos vidros</b>	<b>A [m²]</b>	<b>Ang. [graus]</b>	<b><math>\tau_D</math></b>	<b>ID [W/m²]</b>	<b><math>\dot{Q}_s</math> [W]</b>
Pára-brisas	1,36	45	0,54	1000	<b>519,3</b>

Tabela 5 - Irradiação Solar pelos Vidros

<b>Condução de calor do compartimento do motor</b>	<b>hi [W/m².K]</b>	<b>Rt [m².K/W]</b>	<b>Ti [K]</b>	<b>Tmotor [K]</b>	<b><math>\dot{Q}_{motor}</math> [W]</b>
Painel Frontal	8	0,43	303	363	<b>205,1</b>

Tabela 6 - Condução de Calor do Compartimento do Motor

<b>Pessoas no interior do veículo</b>	<b>Passageiros</b>	<b>Metabolismo Passageiro [W]</b>	<b>Metabolismo Motorista [W]</b>	<b><math>\dot{Q}_{pessoas}</math> [W]</b>
Pessoas	4	113	202	<b>654,0</b>

Tabela 7 - Pessoas no Interior do Veículo

Equipamentos internos (motores, ventiladores e iluminação)	V [V]	I [A]	$\dot{Q}_{equip}$ [W]
Ventilador	12,8	25	<b>320,0</b>

Tabela 8 - Equipamentos Internos (motores, ventiladores e iluminação)

Portanto ao se somar todos os ganhos de calor temos:

- GANHO DE CALOR TOTAL = **4691,7 W**

### 3.7 Determinação da Carga Térmica Efetiva

A carga térmica efetiva do equipamento de ar condicionado, por meio do uso das propriedades psicrométricas do ar úmido, foi determinada usando a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{evap} = Q_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot (h_{int} - h_{desc}) \quad (3.14)$$

Com as temperaturas e umidades relativas do ar interno do veículo e de descarga, na saída dos difusores do sistema de ar condicionado, é possível calcular a massa específica do ar e as entalpias. Nota-se que a temperatura de descarga é menor ou muito próxima do ponto de orvalho, de maneira que é possível admitir que há condensação de água no evaporador e que o ar de descarga tem umidade relativa de entorno de 90 a 100%.

Itao (2005), cita que a vazão máxima de ar na entrada do habitáculo é de cerca de 0,09 m³/s. Em relação a temperatura de descarga, Forrest e Bhatti (2002), indicam que a temperatura mínima de refrigeração de um sistema de ar condicionado convencional para automóveis de passeio deve ser de cerca de 10 °C. Com isso foi adotada a temperatura de 9 °C, uma vez que há diversas fontes nas quais citam-se temperaturas mínimas de refrigeração de até 7 °C.

Portanto temos a carga térmica efetiva de acordo com a Tabela 9, abaixo:

<b>Váriaves do ambiente</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Temperatura Inicial Interna	35	°C
Umidade Relativa Interna	50	%
Temperatura de Descarga	9	°C
Vazão Volumétrica	0,1	m³/s
Entalpia do Ar Interno	80,7	kJ/kg
Entalpia do Ar de Descarga	24	kJ/kg
Massa Específica	0,81	kg/m³

<b>Carga Térmica</b>	<b>4581,4</b>	<b>W</b>
----------------------	---------------	----------

Tabela 9 - Carga Térmica Efetiva

Como o valor da Carga Térmica efetiva está próximo ao valor da Carga Térmica, devido ao somatório dos ganhos de calor, é aceitável dimensionar um sistema de refrigeração para remover, aproximadamente, 4,6 kW nas condições estabelecidas.

### 3.8 Dimensionamento dos Componentes do Ciclo Primário

O dimensionamento do ciclo de refrigeração consiste em selecionar componentes para o sistema de maneira que o mesmo seja capaz de operar satisfatoriamente sob determinada carga térmica nas condições de pressões e temperaturas desejadas.

Portanto, neste item o objetivo é dimensionar os componentes que compõe o sistema de refrigeração (ciclo primário) que atendam a carga térmica definida nos item 3.6 e 3.7.

#### 3.9.1 Compressor

O primeiro componente a ser considerado para o dimensionamento do sistema é o compressor. Ele deve ter a capacidade de refrigeração no mínimo igual à carga térmica calculada no projeto e operar dentro das temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante.

Para este trabalho foi considerado um compressor elétrico devido as suas vantagens frente ao compressor mecânico acionado por correia. A principal vantagem desse tipo de compressor é o acionamento pela energia fornecida pela bateria. Dessa forma o compressor não exige potencia do motor seja com o ar condicionado ligado ou não, uma vez que o compressor mecânico “rouba” potência do motor mesmo com o sistema de refrigeração desligado. Consequentemente ao utilizar o compressor elétrico há economia de combustível, tornando o carro mais econômico e eficiente.

O modelo selecionado foi um compressor elétrico DENSO ES27, o qual possui as principais características abaixo:

- Inversor de voltagem integrado
- Arrefecimento do inversor feito pelo próprio fluido refrigerante no estado de entrada do compressor.
- Separador de óleo que melhora a capacidade do sistema e a lubrificação do compressor.
- Sistema de comunicação CAN que permite diagnosticar e monitorar o compressor.

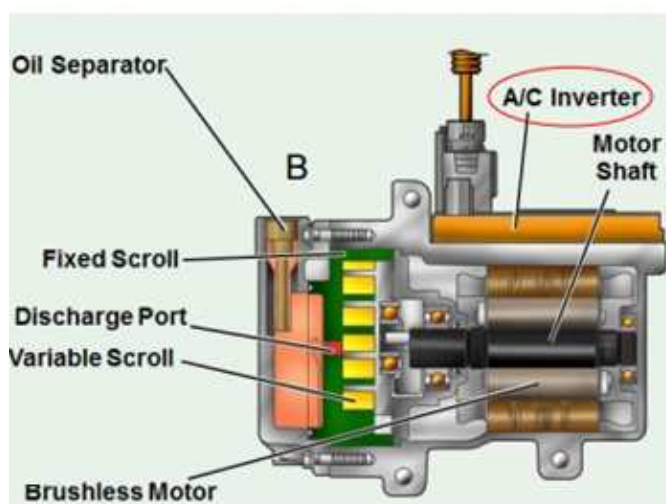
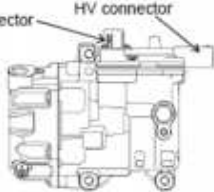
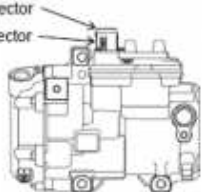
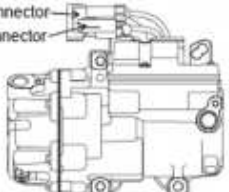


Figura 18 - Esquema do Compressor Elétrico do Tipo Scroll

	ES14	ES27	ES34
Appearance			
Displacement	14cm³/r	27cm³/r	34cm³/r
Compressor type	Scroll	Scroll	Scroll
Speed range [r/min]	1000 – 10000	1000 – 8600	1000 – 8600
Mass (without oil)	4.7kg	5.9 kg	6.7 kg
Capacity	3.4kW (10000 r/min) *note1	6.0kW (8600 r/min) *note1	7.4kW (8600 r/min) *note1
COP	1.7 (10000 r/min) *note1	1.8 (8600 r/min) *note1	1.8 (8600 r/min) *note1
Noise	74dBA (10000r/min) *note2	72dBA (8600 r/min) *note2	76dBA (8600 r/min) *note2
Voltage	High	140V – 281V (Rated 202V)	200V – 420V (Rated 288V)
	Low	8V – 16V (Rated 12V)	←
Operational ambient temp.	-10C – 100C	←	←
Storage ambient temp.	-40C – 100C	←	←
IP-code (Dust/ Water proof)	IP6K9K	←	←
Communication	SCI (3 wires synchronized clock interactive communication)	←	←
Inverter protection control	Overload, Overheat, Over current, Over voltage	←	←
Connector	High voltage	Sumitomo(Vehicle side P/N 9976-2630)	Yazaki(Toyota original)
	Low voltage	Sumitomo(Vehicle side P/N 6189-1083)	Sumitomo(Vehicle side P/N 6189-1240)
Availability (Target)	May/2010	April/2010	In Production

\*note1 :  $pd/ps = 1.47/0.196MPaG$  SC = 5°C SH=10°C

\*note2 :  $pd/ps = 1.47/0.196MPaG$ SH=10°C

Figura 19 - Dados Técnicos do Compressor Escolhido (destacado em vermelho)

O compressor escolhido pode trabalhar com o fluido de refrigerante HFO-1234yf, uma vez que o mesmo foi projetado para trabalhar com R-134a, refrigerante citado anteriormente, no item 2.3, que possui características muito semelhantes ao do HFO-1234yf.

### 3.9.2 Válvula de Expansão

O uso da válvula eletrônica permite otimizar o sistema de refrigeração nas diversas condições de funcionamento. Devido à suas características, a utilização desse tipo de válvula proporciona uma significativa economia energética.

Uma das principais vantagens no uso da tecnologia de válvula de expansão eletrônica é a economia energética obtida graças à melhor eficiência do ciclo refrigerador. A possibilidade de operar com baixas pressões de condensação, além da precisão de regulação do sobreaquecimento, são os principais fatores que permitem essa economia.

A válvulas de expansão eletrônica determinada para o projeto é o modelo CAREL da série E<sup>2</sup>V smart, com a versatilidade do cartucho removível, capazes de cobrir um intervalo de capacidade de refrigeração de 1 kW a 40 kW.

As características principais das válvulas E<sup>2</sup>V-S são:

- Estator externo que pode ser substituído sem remover a válvula;
- Mecanismo do motor desmontável para facilitar a soldadura e a eventual substituição sem a necessidade de soldar a válvula.
- Indicador luminoso de fluxo incorporado;
- Ausência de engrenagens;
- Movimento no rolamento com esferas em aço inox;
- Vedação com válvula fechada;
- Capacidade de regulação com fluxo em ambas direções;
- Variação com regra de mesma porcentagem da capacidade do refrigerante: permite uma elevada precisão na regulação nas baixas capacidades.

<b>Compatibilidade</b>	R22, R134a, R404a, R407C, R410A, R744, R507A, HFO-1234yf, R-1234ze, R448A, R449A, R450A, R513A
<b>Máxima Pressão de Operação</b>	Até 45 bar (653 psi)
<b>Máxima Queda de Pressão</b>	35 bar (508 psi)
<b>Temperatura do Refrigerante</b>	-40 até 70°C
<b>Temperatura do Ambiente</b>	-30 até 70°C

Tabela 10 - Especificações Operacionais – CAREL E<sup>2</sup>V-S



Figura 20 - Modelo da Válvula Eletrônica CAREL E<sup>2</sup>V-S



## Componentes

### Estator removível

Facilidade de instalação e nenhum contato com o líquido refrigerante.

### Cartucho removível

Garante a máxima flexibilidade de instalação graças à possibilidade de soldadura do corpo da válvula separadamente do cartucho.

### Guarnição em Teflon

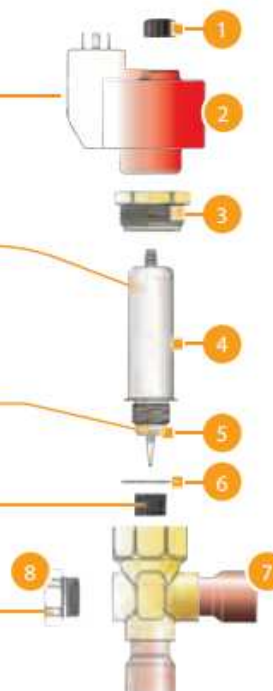
Garante a vedação com válvula em fechamento.

### Filtro integrado

Opcional. Permite controlar facilmente a limpeza do refrigerante.

### Indicador luminoso de inspeção instalado

Opcional. Permite visualizar o movimento da válvula e a qualidade da expansão.



- 1 tampa rosqueada;
- 2 motor passo a passo resinado com pés para conectar;
- 3 abraçadeira;
- 4 cartucho removível com cinematismo e órgão de movimento (haste de regulação);
- 5 guarnição de vedação em teflon;
- 6 guarnição em Teflon;
- 7 corpo com ligações para soldar para interface com tubagem do circuito;
- 8 indicador luminoso de vidro rosqueado com 2 juntas circulares (opcional).

Figura 21 - Esquema da Válvula Eletrônica CAREL E²V-S

## 3.9.3 Condensador

O condensador considerado para o presente projeto é o trocador de calor atualmente utilizados no veículo considerado, Mercedes Benz Sprinter 210. Esse é um modelo de condensador de tipo de fluxo paralelo e atende a demanda energética do projeto. Vale destacar que as propriedades do fluido refrigerante utilizado no projeto, HFO-1234yf, são semelhantes as propriedades do fluido R-134a para o qual o condensador em questão foi projetado, inclusive para as condições de projeto consideradas nesse trabalho.

A construção do condensador é feita toda feita em alumínio, inclusive sua estrutura, aletas e tubos. O condensador considerado pode ser adquirido através do fabricante TYC®.

Abaixo segue as dimensões, em milímetros, do modelo de condensador utilizado:



Figura 22 - Modelo do Condensador

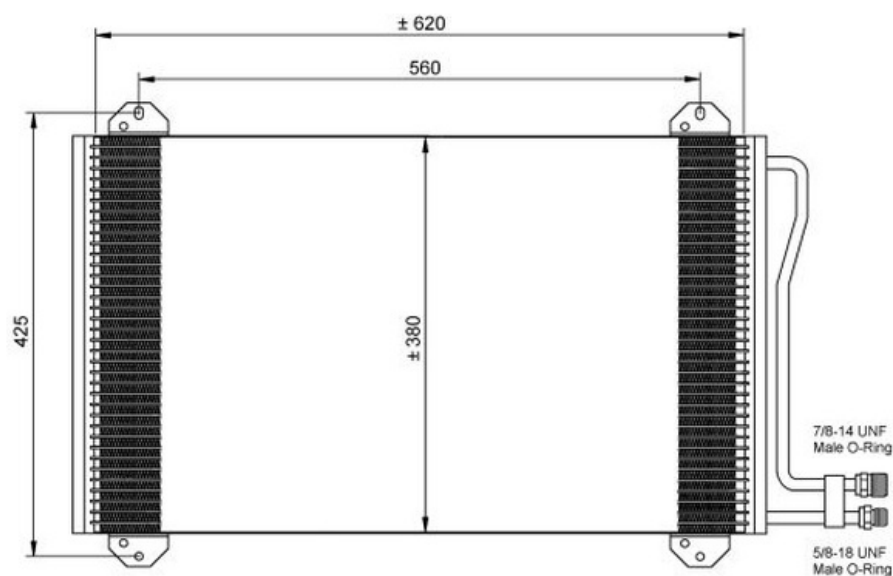


Figura 23 – Dimensões do Condensador

- Largura: 630 mm
- Altura: 376 mm
- Espessura: 16 mm
- Diâmetro tubo: 13,7 mm

### **3.9 Dimensionamento dos Componentes do Ciclo Secundário**

Esta etapa visa dimensionar os componentes que fazem parte do ciclo secundário do sistema de refrigeração. Como citado anteriormente no Item 3.2.2, esse componentes são:

- Trocador de calor de placas
- Bomba hidráulica
- Fan coil

Porém antes de dimensionar esses três componentes, é necessário determinar as características do nanofluido de nanotubos de carbono, que será o fluido secundário, de acordo com as condições de operação do projeto.

#### **3.9.1 Caracterização do Nanofluido**

De acordo com (Vasconcelos, 2016) as propriedades do nanofluido são calculadas utilizando-se a temperatura resultando da média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do nanofluido no trocador de calor. Para os cálculos das propriedades termodinâmicas foi considerada a densidade da nanopartícula como 2100 kg/m<sup>3</sup>, de acordo com o fabricante, e uma concentração de 0,21%.

Dessa forma temos para a densidade a seguinte equação:

$$\rho_{nf} = \frac{\varphi_{np}}{100} \cdot \rho_{np} + \left( \frac{100 - \varphi_{p,np}}{100} \right) \cdot \rho_w \quad (3.15)$$

Para calcular o calor específico do nanofluido, foi considerado o equilíbrio térmico entre o fluido base e a nanopartícula. Assim utilizando a seguinte equação:

$$c_{p,nf} = \frac{\rho_{np} \cdot \frac{\varphi_{np}}{100} \cdot c_{p,np} + \rho_w \cdot \left( \frac{100 - \varphi_{np}}{100} \right) \cdot c_{p,w}}{\rho_{nf}} \quad (3.16)$$

A viscosidade e condutividade térmica do nanofluido foram calculadas através de relações lineares entre com os valores de aumento do nanofluido  $\xi_\mu$  e  $\xi_k$ , conforme a seguir:

$$\mu_{nf} = \mu_w \cdot (1 + \xi_\mu) \quad (3.17)$$

Sendo,

$$\xi_\mu = \varphi_{np} \cdot (1,725 + 6,398 \cdot \varphi_{np}) \quad (3.18)$$

e

$$k_{nf} = k_w \cdot (1 + \xi_k) \quad (3.19)$$

Sendo,

$$\xi_k = -0,1023 + 0,01053 \cdot \bar{T}_{nf} \quad (3.20)$$

Dessa forma aplicando essas equações na rotina de trabalho, descrita no Apêndice A, no software EES foi possível determinar as propriedades do nanofluido, necessárias para o dimensionamento dos componentes.

### 3.9.2 Trocador de Calor de Placas

O trocador de calor de placas tem como objetivo retirar calor do nanofluido através do refrigerante HFO-1234yf que circula no ciclo primário. Abaixo é representado um esquema com as condições na entrada e saída do trocador.

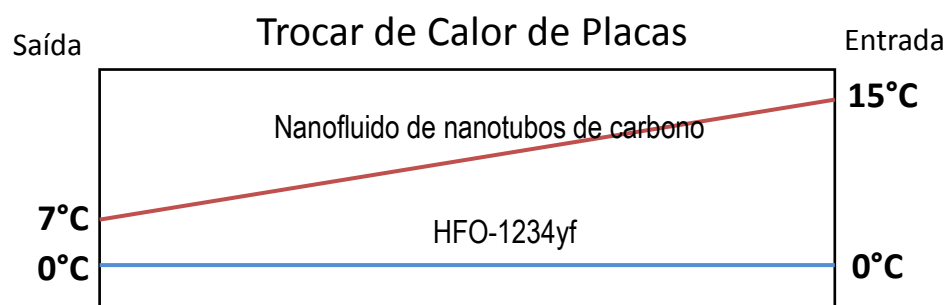


Figura 24- Condições de Entrada e Saída do Trocador de Calor de Placas

Diante as condições de temperatura descritas acima e as propriedades calculadas conforme o item anterior, utilizou-se a rotina de trabalho, presente no Apêndice A, através do software EES para se determinar os coeficientes de troca de calor dos fluidos de acordo com a geometria do trocador informada abaixo

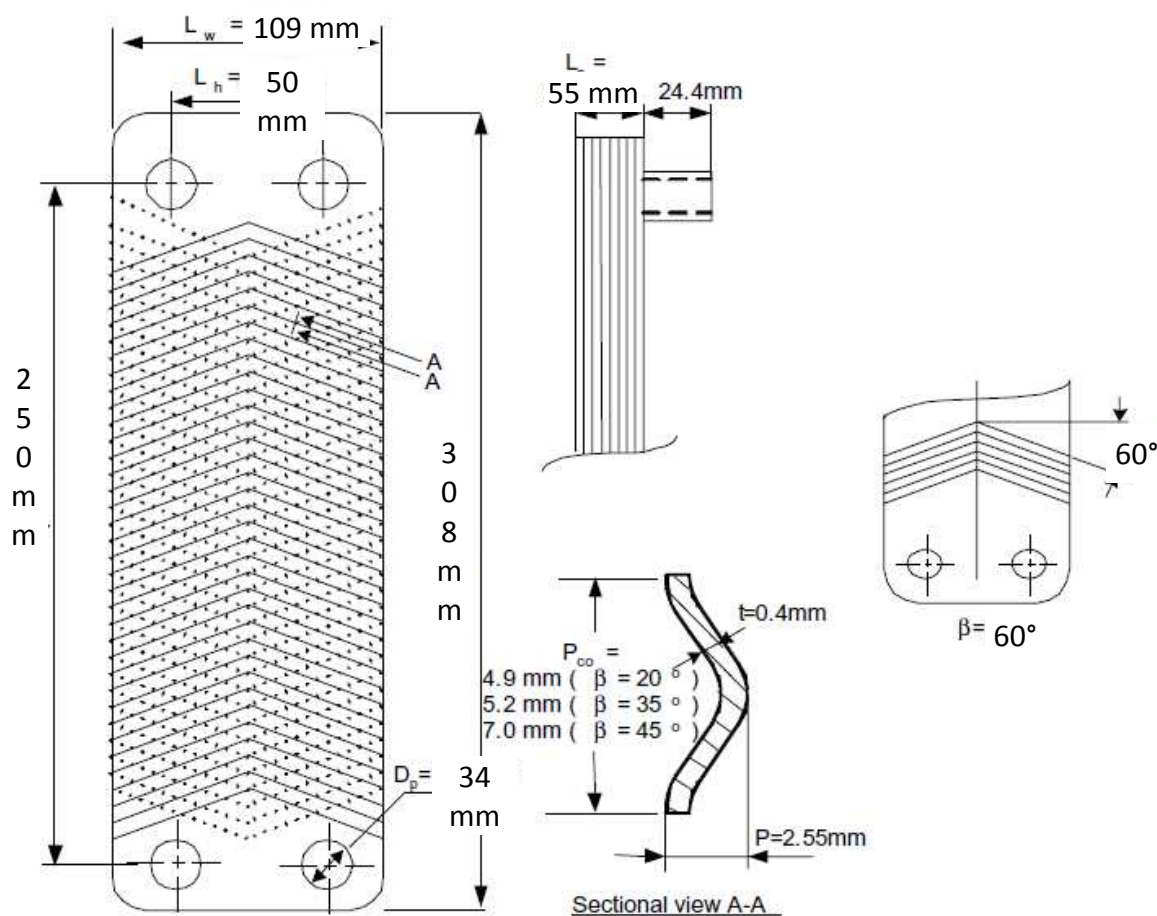


Figura 25 - Dimensões do Trocador de Calor de Placas

Dessa forma, através das equações abaixo, aplicadas ao trocador de calor, foi possível determinar a área necessária de troca de calor entre os fluídos para satisfazer demanda da carga térmica do projeto. Ao final foi feita uma comparação entre a área de troca de calor necessária com o fluído base, água, e o nanofluído de nanotubos de carbono para satisfazer a carga térmica projetada.

$$\dot{Q}_{evap} = U \cdot A \cdot \overline{\Delta T} \quad (3.21)$$

Onde,

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_{nf,in} - T_{ref,out}) - (T_{nf,out} - T_{ref,in})}{\ln \left( \frac{T_{nf,in} - T_{ref,out}}{T_{nf,out} - T_{ref,in}} \right)} \quad (3.22)$$

e

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{nf}} + \frac{1}{\alpha_{ref}} \quad (3.23)$$

Portanto, através da rotina citada acima foi possível calcular e comparar as áreas de trocar de calor de acordo com a tabela abaixo:

Descrição	Nanofluído- Nanotubos de carbono	Fluido Base- Água	S.I
$\overline{\Delta T}$	10,5	10,5	°C
$\alpha_{ref}$	2,13	2,13	kW/m <sup>2</sup> °C
$\alpha$	12,87	3,81	kW/m <sup>2</sup> °C
$\dot{Q}_{evap}$	4,6	4,6	kW
$U$	1,83	1,37	kW/m <sup>2</sup> °C
<b><math>A</math></b>	<b>0,24</b>	<b>0,33</b>	<b>m<sup>2</sup></b>

Tabela 11 - Área de Troca de Calor do Trocador de Calor de Placas

Através dos resultados acima fica comprovado que ao se utilizar o nanofluido de nanotubos de carbono ao invés de água, no projeto citado no presente trabalho, é possível reduzir área de troca de calor do trocador de calor de placas, conseqüentemente reduzindo seu tamanho e aumentando a eficiente do sistema.

### 3.9.3 Bomba Hidráulica

Este componente é responsável por circular e elevar a pressão do fluido secundário antes de entrar no trocador de calor de placas.

Para o dimensionamento deste componente deve se levar em conta a vazão mássica do nanofluido de nanotubos de carbono. De acordo com a rotina utilizada no EES, demonstrada no Apêndice A, temos:

$$\dot{m}_{nf} = 0,1375 \text{ kg/s} \quad (3.23)$$

Dessa forma, de acordo com o catálogo e a calculadora online de bombas do fabricante GRUNDFOS, a bomba adequada para a vazão, temperatura, densidade e viscosidade do nanofluido de nanotubos de carbono, é descrita abaixo:



Figura 26 - Bomba Elétrica do Ciclo Secundário

Características Técnicas	
Modelo	CM1-2 A-S-G-E-AQQE

Rotação	3480 rpm
Vazão máxima	2 m³/h
Temperatura de operação	-20 a 120 °C

Tabela 12 - Especificação Técnica da Bomba do Ciclo Secundário

### 3.9.4 Fan Coil

Por fim é necessário dimensionar e selecionar o trocador de calor fan coil responsável por trocar calor entre o nanofluido e o ar interno da cabine do veículo.

Para o calculo e dimensionamento foi utilizado uma programação em Excel (AB&CO · TT BOILERS), Apêndice B, com as propriedades do nanofluido de nanotubos de carbono e do ar úmido calculados pelo software EES.

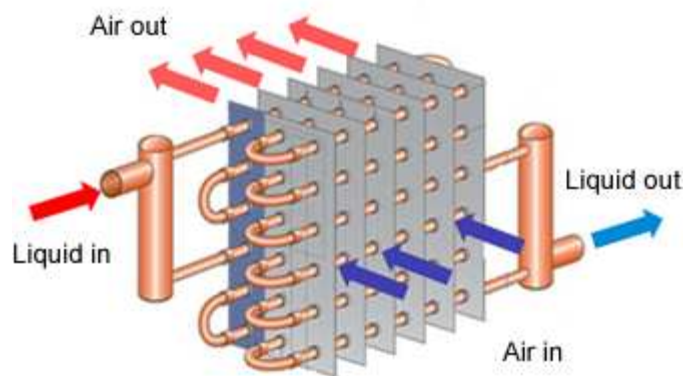


Figura 27 - Esquema do Trocador Fan Coil



## Capítulo 4 – Conclusão

Cada vez mais a indústria automotiva necessitará de soluções inovadoras devido à busca por maior eficiência e atendimento de normas ambientais rígidas. Por tanto projetos que envolvam diferentes materiais, arquiteturas não convencionais e ideais “fora da caixa” serão cada vez mais estimulados e valorizados pela indústria.

No presente trabalho foi levantado o desafio de modificar o sistema de refrigeração dos automóveis que vem sendo empregado durante décadas. Logo não se torna uma tarefa fácil desenvolver um projeto que seja aceito frente a um sistema implantado e utilizado por tanto tempo.

Porém com a necessidade de substituir o fluido refrigerante, que é um dos principais componentes do sistema de refrigeração, se fez necessário alterar o projeto como um todo, e como sugerido, um projeto alternativo é o sistema de refrigeração com fluido secundário.

Foi possível perceber, através dos cálculos e projeto apresentado, que é viável projetar sistemas de refrigeração que possibilitem a utilização de fluidos refrigerantes com baixo GWP. Além do mais foi comprovado que ao se utilizar o nanofluido de nanotubos de carbono, com concentração de 0,21%, é possível otimizar o sistema utilizando trocadores de calor menores, aumentando assim a eficiência.

Por outro lado é necessário um detalhamento maior para entender até que ponto a utilização de nanofluidos é vantajoso, pois ao aumentar a concentração de nanopartículas visando o aumento das propriedades termodinâmicas, é necessária uma maior potência de bombeamento e aumenta a erosão interna dos componentes.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BANDARRA FILHO, E. P. Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo–Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado-Ministério do Meio Ambiente-MMA. Publicação Técnica, 2011.
- [2] BASHA, J. Sadhik; ANAND, R. B. Performance, emission and combustion characteristics of a diesel engine using carbon nanotubes blended jatropha methyl ester emulsions. Alexandria Engineering Journal, v. 53, n. 2, p. 259-273, 2014.
- [3] BINU, K. G. et al. A variable viscosity approach for the evaluation of load carrying capacity of oil lubricated journal bearing with TiO<sub>2</sub> nanoparticles as lubricant additives. Procedia Materials Science, v. 6, p. 1051-1067, 2014.
- [4] CHOUGULE, Sandesh S.; SAHU, Santosh Kumar. Comparative study of cooling performance of automobile radiator using al<sub>2</sub>o<sub>3</sub>-water and carbon nanotube-water nanofluid. Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine, v. 5, n. 1, p. 010901, 2014.
- [5] HWANG, Y. et al. Thermal conductivity and lubrication characteristics of nanofluids. Current Applied Physics, v. 6, p. e67-e71, 2006.
- [6] KAO, M. J. et al. The friction of vehicle brake tandem master cylinder. In: Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2006.p. 663.
- [7] KATIYAR, Ajay et al. Rheological behavior of magnetic nanofluids containing spherical nanoparticles of Fe–Ni. Powder technology, v. 224, p. 86-89, 2012.
- [8] LECK, Thomas J. Evaluation of HFO-1234yf as a Potential Replacement for R-134a in Refrigeration Applications. In: Proc. 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants Boulder, CO. 2009.
- [9] LEONG, K. Y. et al. Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid-based coolants (nanofluid as a coolant in a radiator). Applied Thermal Engineering, v. 30, n. 17, p. 2685-2692, 2010.
- [10] LI, Fernando Liang. Estudo e seleção de um aparelho de ar condicionado para ônibus. 2011.
- [11] MISHRA, Purna Chandra et al. Application and Future of Nanofluids in Automobiles: An Overview on Current Research, 2013.
- [12] Mohseni, M., Ramezanzadeh, B., Yari, H., & Gudarzi, M. M. The role of nanotechnology in automotive industries. INTECH Open Access Publisher, 2012

- [13] PEYGHAMBARZADEH, S. M. et al. Improving the cooling performance of automobile radiator with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid. *applied thermal engineering*, v. 31, n. 10, p. 1833-1838, 2011.
- [14] REASOR, Pamela; AUTE, Vikrant; RADERMACHER, Reinhard. Refrigerant R1234yf performance comparison investigation. 2010.
- [15] Saidur, R., Leong, K. Y., & Mohammad, H. A. A review on applications and challenges of nanofluids. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 15, n. 3, p. 1646-1668, 2011.
- [16] SANTOS, Eduardo Oliveira dos. Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo. 2005. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.
- [17] SKAUGEN, Geir; PETTERSEN, Jostein Automotive Air Conditioning-A Long Term Solution. SAE Technical Paper, 1995.
- [18] Taylor, R., Coulombe, S., Otanicar, T., Phelan, P., Gunawan, A., Lv, W., ...&Tyagi, H. Small particles, big impacts: a review of the diverse applications of nanofluids. *Journal of Applied Physics*, v. 113, n. 1, p. 011301, 2013.
- [19] WANG, Xiang-Qi; MUJUMDAR, Arun S. A review on nanofluids-part II: experiments and applications. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 25, n. 4, p. 631-648, 2008.
- [20] WONG, Kaufui V.; DE LEON, Omar. Applications of nanofluids: current and future. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 2, p. 519659, 2010.
- [21] WOOD, Adam Christopher. Modeling and Comparison of Primary and Secondary Refrigeration System Performance. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1996.
- [22] YOO, SeongYeon; LEE, DaeWoong. An Experimental Study on Performance of Automotive Condenser and Evaporator. 2004.
- [23] Yu, W., France, D. M., Choi, S. U. S., &Routbort, J. L. Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other applications. Argonne National Laboratory (ANL), 2007.
- [24] Yu, Wei; Xie, Huaqing. A review on nanofluids: preparation, stability mechanisms, and applications. *Journal of Nanomaterials*, v. 2012, p. 1, 2012.

## Apêndice A – Rotina de Cálculo EES [Engineering Equation Solver]

**Function** temperatura (R\$;P;h;x)

**If** (x < 1) **Then** temperatura := t\_sat(R\$;P=P) **Else** TEMPERATURA :=temperature(R\$;P=P;h=h)  
**End**

**Function** cmax(x;m\_dot\_r;cp\_r\_v;m\_dot\_f;c\_p\_f)

**If** (x < 1) **Then** cmax :=(m\_dot\_r\*cp\_r\_v) **Else**  
CMAx :=(max((m\_dot\_f\*c\_p\_f);(m\_dot\_r\*cp\_r\_v)))  
**End**

**Function** ntunits (x;U;A;CC\_f;CC\_r\_v)

**If** (x < 1) **Then** ntunits :=(U\*A/CC\_f) **Else** NTUnits :=(U\*A/C\_min)  
**End**

**Function** efetividade (x;NTU;CC\_f;CC\_r\_v)

C\_min\_max=min((CC\_f/CC\_r\_v);(CC\_r\_v/CC\_f)) "

**If** (x < 1) **Then** efetividade:=(1-exp(-NTU)) **Else** EFETIVIDADE:=(1-exp(-NTU\*(1-(C\_min\_max))))/(1-(C\_min\_max)\*exp(-NTU\*(1-(C\_min\_max))))  
**End**

**Function** cmin (x;CC\_f;CC\_r\_v)

**If** (x < 1) **Then** cmin:= CC\_f **Else** CMIN:= min(CC\_f;CC\_r\_v)  
**End**

**Function** densidade(phi;T;P)

rho\_w=density('water'; T=T; P=P)  
rho\_np=2,1E3  
densidade:=rho\_np\*phi/100+rho\_w\*(100-phi)/100  
**End**

**Function** calorespecificof(phi;T\_y;P\_y)

T\_above\_zero=max(1;T\_y)  
rho\_w=density('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
rho\_np=2,1E3  
T\_K=T\_above\_zero+273,15  
c\_p\_w=cp('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
c\_p\_np=(0,0012\*T\_K)+0,346  
rho\_nf=rho\_np\*phi/100+rho\_w\*(100-phi)/100  
calorespecificof:=(phi\*(rho\_np/100)\*c\_p\_np+((100-phi)/100)\*rho\_w\*c\_p\_w)/rho\_nf  
**End**

**Function** htcfluid (phi\_np;beta;D\_h;G\_f;T\_y;P\_y)

T\_above\_zero=max(T\_y;1)  
c\_p\_w=cp('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
rho\_w=density('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
mu\_w=viscosity('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
k\_w=conductivity('water'; T=T\_above\_zero; P=P\_y)  
Pr\_w=(mu\_w\*c\_p\_w\*1000)/k\_w

```

If (phi_np > 0) Then
xi_mu=phi_np*(1,72485 + 6,39754*phi_np)
mu_nf=mu_w*(1+xi_mu)
Re_nf=G_f*D_h/(mu_nf)
k_np=3000
k_nf=k_w*(1+(((phi_np/100)*k_np)/(3*k_w)))
rho_np=2,1E3
rho_nf=rho_np*phi_np/100+rho_w*(100-phi_np)/100
T_nf_K=T_above_zero
c_p_np=(0,001*(T_nf_K))+0,346
c_p_nf=(phi_np*(rho_np/100)*c_p_np+((100-phi_np)/100)*rho_w*c_p_w)/rho_nf
Pr_nf=(mu_nf*c_p_nf*1000)/k_nf
htcfluid:=0,295*((k_nf*0,001)/D_h)*Re_nf^(0,64)*Pr_w^(0,32)*((pi/2)-beta)^(0,09)

```

```

Else
Re_f=G_f*D_h/(mu_w)
htcfluid:=0,295*((k_w*0,001)/D_h)*Re_f^(0,64)*Pr_w^(0,32)*((pi/2)-beta)^(0,09)
Endif

```

**End**

**Function** **htcref** (R\$;x\_y;beta;D\_h;p\_co;q|star;G\_r;T\_y;P\_y)

```

If (x_y > 1) Then
T_sat_P=t_sat(R$;P=P_y)
T_r=max((T_sat_P+1);T_y)
k_r=conductivity(R$;T=T_r;x=0)
Pr_r=prandtl(R$;T=T_r;x=0)
mu_r=viscosity(R$;T=T_r;x=0)
Re_r=G_r*D_h/(mu_r)
htcref:=0,295*((k_r*0,001)/D_h)*Re_r^(0,64)*Pr_r^(0,32)*((pi/2)-beta)^(0,09)

```

```

Else
T_sat_P=t_sat(R$;P=P_y)
T_r=max((T_sat_P+1);T_y)
rho_liq=density(R$;T=T_r;x=0)
rho_vap=density(R$;T=T_r;x=1)
G_c=G_r
G_eq=G_c*(1-x_y+x_y*(rho_liq/rho_vap)^(1/2))
Ge_1=2,81*(p_co/D_h)^(-0,041)*((pi/2)-beta)^(-2,83)
Ge_2=0,746*(p_co/D_h)^(-0,082)*((pi/2)-beta)^(0,61)
mu_l=viscosity(R$;T=T_r;x=0)
h_lv=enthalpy(R$;P=P_y;x=1)-enthalpy(R$;P=P_y;x=0)
Pr_l=prandtl(R$;T=T_r;x=0)
Re_eq=G_eq*D_h/(mu_l)
Bo_eq=q|star/(G_eq*h_lv)
Nuu_evap=Ge_1*Re_eq^Ge_2*Bo_eq^0,3*Pr_l^0,4 "
k_l=conductivity(R$;T=T_y;x=0)
htcref:=Nuu_evap*((k_l*0,001)/D_h)
Endif

```

**End**

L\_ov=0,308

```

L_ow=0,109
L_od=0,055
D_p=0,034
L_v=0,250
L_w=0,050
n_p=23
deltag=0,00255
beta= pi/3
p_co=0,0113
PHI=1,17
delta_plate=0,0004
lambda=L_v/L_w
bb=deltag-delta_plate
D_h=2*bb/PHI
A_ev=(L_v*L_w*PHI*2*(n_p-1)/2)
phi_nf=0,21
T_f_in=15
P_f_in=100
m_dot_f=4,600/(cp('water'; T=40; P=100)*(15-7))
n_c=(n_p-1)/2"
A_c=L_w*bb
G_f=m_dot_f_c/A_c
m_dot_f_c=m_dot_f/n_c
alpha_f=HTCfluid (phi_nf;beta;D_h;G_f;T_f_in;P_f_in)

```

```

R$='R1234yf'
m_dot_r=4,600/(363,3-200)
x_in=0,6
G_r=m_dot_r_c/A_c
m_dot_r_c=m_dot_r/n_c
T_ev=0
P_ev=p_sat(R$;T=T_ev)
q|star=4,6/A_ev
alpha_r=HTCref (R$;x_in;beta;D_h;p_co;q|star;G_r;T_ev;P_ev)

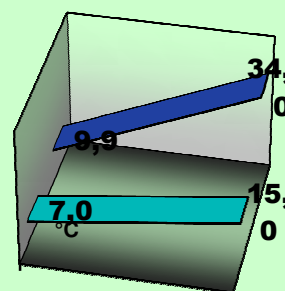
```

"

## Apêndice B – Software AB&CO

### General Lay-Out of AB&CO Heat Exchangers

Transfer of heat between two fluids - liquids or gasses



**AB&CO · TT BOILERS**

[www.abco.dk](http://www.abco.dk)

		Fluid 1	Fluid 2
Mass Flow	kg/h	3700	3600
Specific Heat	kJ/kgK	4,2	1,1
Temperature, inlet	°C	7	21
Temperature, outlet	°C	15	9

Capacity kW

Aritm. Mid. Temp. Diff. (MTD) K

#### Correction Factor - Counter/Cross Flow (CCCF)

The CCCF corrects the MTD value when the flow is not pure counter flow i.e. the two fluids move towards each other, especially when the hot fluid outlet temperature is lower than the cold fluid outlet temperature. The CCCF then becomes lower than 1,0.

Correction Factor (CCCF)   
 MTD Corrected K

**What kind of heat exchanger will you use ?**

(see the explanation below)

Plate Type (1) Shell & Tube (2); Winded-up Tube Coil (3); Extented Surface / Fins (4); Others (5)

#### PLATE HEAT EXCHANGER - compact solution and the most economical type for liquid

Heat transfer coefficients each side - liquid up to 20.000 W/m²K, gas up to 500 W/m²K

Quite sensitive to high temperatures, high pressures, pressure variations. Not good for gas/air

#### Heat Transfer Coefficient (HTC)

The size of the Heat Transfer Coefficients (HTC) can be almost any value up to the limit above. It depends on the velocity, flow profile, geometry of the heat exchanger and the proerties of the fluid (viscosity, heat conductivity and specific heat). When considering the size of the Heat Transfer Coeffecient (HTC) it is important to use low values

as a worse-case. To be sure to find the right size of the AXA heat exchanger, and an acceptable pressure drop, the HTC should be calculated (which is quite theoretical and extensive procedure). Putting in the HTC below is without any responsibility for ABCO.

Heat Transfer Coefficient, Side 1 (alfa 1)	W/m <sup>2</sup> K	10.000
Heat Transfer Coefficient, Side 2 (alfa 2)	W/m <sup>2</sup> K	10.000
Overall Heat Transmission Coefficient (k-value)	W/m <sup>2</sup> K	755
Necessary Heat Surface (F')	m <sup>2</sup>	12,3
Extra surface (general safety margin)	%	15
Actual Heat Surface (F'')	m <sup>2</sup>	14,1

Although you have chosen a specific AXA heat exchanger, you will get the three optional heat exchangers just for your evaluation. Note that HTC should be considered for each option i.e. you need to make three print-outs.

Option 1:		<b>Plate Heat Exchanger (PHE)</b>	Overall Height/Width/Length :		0,6 / 0,3 / 1,1 m
Liquid (1) or Gas (2)	Fluid 1:	1	Plate Width	mm	232
	Fluid 2:	1	Plate Height	mm	517
			Platestack Depth	mm	953
	-		Plate quantity	pcs.	236
Extra heat Surface to achieve a moderate pressure drop :					%
Very often the max. allowable pressure drop will determine the size of a PHE. Extra surface easily becomes 100 %.					100

Option 2 :		<b>Shell &amp; Tube Heat Exchanger</b>	Overall Height/Width/Length :		0,7 / 0,6 / 1,4 m
Outer Diameter, Tube	mm	18	Total tube length	m	272,2
Wall Thickness, Tube	mm	1,5	Tube pitch	mm	23
Length each tube	m	1,1	Number of tubes	stk.	247
Distance tube-to-tube	mm	5	Cross sect. area, Tube	m <sup>2</sup>	0,0437
			Diameter, Shell	mm	507
			Length, Shell	mm	1100

Option 3:		<b>Winded-up</b>	Overall Height/Width/Length :		0,3 / 0,3 / 0,6 m
-----------	--	------------------	-------------------------------	--	-------------------



<b><u>Tube Coil</u></b>					
Outer Diameter, Tube	mm	18	Total tube length	m	2,7
Wall Thickness, Tube	mm	1,5	Number of windings	pcs.	476
Number of coils in parallel	stk.	1			
Outside diameter	mm	200	Core diameter (center volume)	mm	164
Space between inner / outer coil	mm	0	Total height of coil(s)	mm	14.2
Distance between two windings	mm	12			81
<hr/> AB&CO · TT BOILERS · P.O.Box 178 · DK-3450 Allerød · Tel. +45 4817 7599 · Fax +45 4817 7699 · E-mail: ttboilers@abco.dk					