

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MATEUS DA SILVA MACHADO

**MELHORIA DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA A
CABINE DO MOTORISTA DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO**

CAXIAS DO SUL

2015

MATEUS DA SILVA MACHADO

**MELHORIA DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA A
CABINE DO MOTORISTA DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO**

Trabalho de Conclusão da Disciplina de Estágio II, apresentado como requisito parcial da conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini

CAXIAS DO SUL

2015

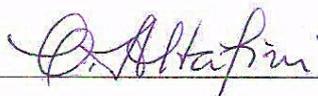
MATEUS DA SILVA MACHADO

MELHORIA DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA A
CABINE DO MOTORISTA DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO

Trabalho de Conclusão da Disciplina de
Estágio II, apresentado como requisito parcial
da conclusão do curso de Engenharia Mecânica
na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 06/07/2015.

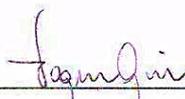
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Eng. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Dr. Eng. Eduardo Nabinger
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Me. Eng. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

No ramo automotivo, composto pelos automóveis, vans, micro ônibus e ônibus, a utilização do ar condicionado é de fundamental importância para se manter os níveis de conforto térmico e qualidade do ar adequados para os ocupantes, especialmente quando os percursos de viagem são longos e as variações climáticas são intensas. Os sistemas de climatização para aplicações em meios de transporte coletivo de passageiros, como o ônibus, possuem características particulares, diferentes de sistemas de climatização para outros ambientes ou veículos. Em um ônibus, a variação de condições é bastante significativa, de modo que o sistema deve ser projetado para funcionar sob todas essas condições e propiciar condições de conforto térmico com o menor consumo de energia. No presente trabalho, o objetivo foi de realizar o estudo de melhoria de um sistema de climatização para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário que atenda aos requisitos de carga térmica. O estudo compreendeu a avaliação de alguns dos componentes principais do ciclo de refrigeração, tais como o evaporador e o dispositivo de expansão, para verificar-se o atendimento da carga térmica do habitáculo do condutor. De acordo com a norma ASHRAE, no verão, as temperaturas de conforto térmico ideais para um ambiente climatizado devem ficar entre 23 e 26 °C. A carga térmica imposta na cabine do motorista é de 5,37 kW, porém, o evaporador que estava sendo utilizado possuía uma capacidade de 2,81 kW, inferior à carga térmica imposta, sendo assim, as temperaturas de conforto não estavam sendo atingidas, pois ficavam acima da faixa ideal. Além disso, a válvula de expansão atual era do tipo bloco, e trocou-se por uma do tipo termostática, pois esse modelo é capaz de regular a vazão do refrigerante líquido em função da taxa de evaporação. A partir da carga térmica imposta, elegeu-se uma serpentina evaporadora com maior número de tubos por fileira e uma maior área de face. A capacidade atingida pelo novo evaporador foi de 5,57 kW, sendo assim, o trocador de calor proposto apresentou uma melhora significativa no sistema de climatização, atingindo rapidamente as temperaturas de conforto térmico.

Palavras-chave: Ar condicionado. Climatização. Refrigeração. Conforto térmico. Carga térmica. Ônibus rodoviário.

ABSTRACT

In the automotive industry, which consists of cars, vans, minibuses and buses, use of air conditioning is crucial to maintain levels of thermal comfort and quality suitable for the occupants, especially when the travel routes are long and climatic variations are intense. The HVAC systems for applications in means of public transport of passengers, such as buses, have specific, different characteristics of HVAC systems to other environments or vehicles. On a bus, the variation of conditions is quite significant, so the system must be designed to work under all these conditions and provide thermal comfort conditions with the lowest power consumption. In this work, the goal was to improve the study of a cooling system for the driver's cab of a coach bus that meets the requirements of thermal load to the driver's compartment. The study has concern the evaluation of some of the major components of the refrigeration cycle, such as the evaporator and the expansion device, to verify if the care-of thermal loads the cab. According to ASHRAE standard, in summer, temperatures of thermal comfort ideal for an air-conditioned environment should be between 23 and 26 °C. The thermal load imposed on the driver's cabin is 5.37 kW, however, the evaporator that was being used had a capacity of 2.81 kW, below the imposed heat load, and thus the comfort temperatures were not being reached because they were above the ideal range. Moreover, the present expansion valve was the block type, and was shifted by a thermostatic type, because this model is capable of regulating the flow of coolant as a function of rate of evaporation. From the thermal load imposed, it was elected an evaporator coil with the most rows of pipes and a larger area of the face. The capacity achieved by the new evaporator was 5.57 kW, thus, the proposed heat exchanger showed a significant improvement in the cooling system, rapidly reaching temperatures of thermal comfort.

Keywords: Air conditioning. HVAC. Cooling. Thermal comfort. Thermal load. Road bus.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração a vapor de Carnot	15
Figura 2.2 – Ciclo real de compressão a vapor	16
Figura 2.3 – O ciclo de compressão a vapor real comparado ao padrão	17
Figura 2.4– Tipos de tubos em trocadores de calor compactos.....	20
Figura 2.5– Trocadores de calor compactos do tipo placa aletada.....	20
Figura 2.6 – Evaporador para sistemas de ar condicionado veicular	22
Figura 2.7 – Condensador resfriado a ar ambiente.....	23
Figura 2.8 – Modelo de condensador para sistemas de ar condicionado para ônibus.....	23
Figura 2.9 – Diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática	26
Figura 2.10– Curva característica de uma válvula de expansão termostática	27
Figura 2.11– Ilustração de um compressor alternativo do tipo aberto	28
Figura 2.12 – Fluxo de ar em um ventilador centrífugo radial.....	29
Figura 2.13 – Modelo cilíndrico da interação térmica: corpo humano - meio envolvente.....	30
Figura 2.14 – Percentagem de pessoas insatisfeitas em função do PMV.....	32
Figura 2.15 – Carta psicrométrica com a indicação da zona de conforto.....	32
Figura 3.1 – Conjunto <i>defroster</i> para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário.....	38
Figura 3.2 – Válvula de expansão do <i>defroster</i>	40
Figura 3.3 – Ventilador centrífugo radial tipo duplo do <i>defroster</i>	41
Figura 3.4 – Fluxograma do método proposto para o estudo de melhoria do <i>defroster</i>	42
Figura 4.1 – <i>Defroster</i> atual para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário	49
Figura 4.2 – Temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros	50
Figura 4.3 – Temperaturas nos pontos próximos ao motorista auxiliar e salão passageiros....	51
Figura 4.4 – Temperaturas do tubo do evaporador.....	52
Figura 4.5 – <i>Defroster</i> proposto para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário	54
Figura 4.6 – Novas temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros ..	55
Figura 4.7 – Novas temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros ..	56
Figura 4.8 – Pontos de medição da velocidade média de ar na face do evaporador	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Escala de sensação térmica ASHRAE, PMV e PPD	31
Tabela 2.2 – Metabolismos para diferentes atividades.....	33
Tabela 2.3 – Condições de conforto térmico de acordo com a estação.....	34
Tabela 2.4 – Coeficiente global de transferência de calor e resistências térmicas	37
Tabela 4.1 – Condições externas para verão	45
Tabela 4.2 – Carga térmica por transmissão	46
Tabela 4.3 – Carga térmica por insolação dos vidros.....	47
Tabela 4.4 – Carga térmica por insolação das paredes.....	47
Tabela 4.5 – Carga térmica dos ocupantes	47
Tabela 4.6 – Carga térmica dos equipamentos e iluminação	48
Tabela 4.7 – Carga térmica de infiltração	48
Tabela 4.8 – Resumo das cargas térmicas na cabine do motorista de um ônibus rodoviário...	49
Tabela 4.9 – Principais diferenças entre o evaporador atual e o proposto	53
Tabela 4.10 – Diferença percentual das temperaturas após 16 minutos de ensaio.....	54
Tabela 4.11 – Diferenças em função da corrente e vazões de ar.....	57

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
1.1	AMBIENTE DE ESTÁGIO	11
1.2	JUSTIFICATIVA DO ESTÁGIO	12
1.3	OBJETIVOS	12
1.3.1	Objetivo geral.....	12
1.3.2	Objetivos específicos	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.....	14
2.1.1	O ciclo ideal de refrigeração a vapor de Carnot.....	14
2.1.2	O ciclo real de compressão a vapor	15
2.1.3	Desempenho e um ciclo ideal de compressão a vapor	17
2.2	PRINCÍPIOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	19
2.3	TROCADORES DE CALOR.....	20
2.3.1	Evaporadores e Condensadores	22
2.3.2	Desempenho de um trocador de calor.....	24
2.4	DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	25
2.4.1	Válvulas de expansão termostática	26
2.5	COMPRESSORES	27
2.5.1	Compressores alternativos	27
2.6	VENTILADORES	28
2.7	REFRIGERANTES	29
2.8	CONFORTO TÉRMICO.....	29
2.9	CARGA TÉRMICA DE CLIMATIZAÇÃO.....	34
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	38
3.1	DESCRIÇÃO DO <i>DEFROSTER</i>	38
3.1.1	Evaporador.....	39
3.1.2	Válvula de expansão	40

3.1.3	Ventilador centrífugo radial	40
3.2	DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR PARA O <i>DEFROSTER</i>	41
3.2.1	Materiais e métodos	41
3.2.2	Resultados dos testes.....	44
4	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	45
4.1	CONDIÇÕES ADOTADAS NO TRABALHO	45
4.2	CARGA TÉRMICA DE CLIMATIZAÇÃO.....	45
4.2.1	Carga térmica por transmissão	46
4.2.2	Carga Térmica por insolação.....	46
4.2.3	Carga térmica dos ocupantes.....	47
4.2.4	Carga térmica da iluminação e equipamentos	47
4.2.5	Carga térmica de infiltração	48
4.2.6	Resumo dos valores da carga térmica.....	49
4.3	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO ATUAL EQUIPAMENTO.....	49
4.4	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO NOVO EQUIPAMENTO.....	53
4.5	ANÁLISE DE CUSTOS.....	57
5	CONCLUSÃO	59
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....	59
	REFERÊNCIAS	60
	ANEXO 1	62
	ANEXO 2	63
	ANEXO 3	64
	ANEXO 4	65
	ANEXO 5	66
	ANEXO 6	67
	ANEXO 7	68

ANEXO 8.....	69
APÊNDICE A	70
APÊNDICE B.....	71
APÊNDICE C	72
APÊNDICE D	73

1 INTRODUÇÃO

O sistema de ar condicionado para um ônibus rodoviário de turismo não possui somente a função de fornecer conforto térmico ao motorista e aos demais passageiros. Através dos controles de temperatura, umidade, circulação, ventilação e limpeza do ar, o sistema de ar condicionado aumenta o nível de alerta do motorista e consequentemente a segurança dos ocupantes.

Estudos ergonômicos relacionados ao posicionamento dos assentos e a localização de comandos são exemplos de tentativas de minimizar o estresse e aumentar o nível de atenção do motorista diante da direção. Outra ramificação de estudo focada na minimização do estresse do motorista diz respeito à climatização veicular, realizado convencionalmente através de um sistema de ar condicionado.

Além de buscar o melhor entendimento das reais necessidades do motorista para que o nível de alerta e conforto térmico desejado seja atingido, procura-se buscar maneiras mais eficientes e menos custosas nos sistemas de ar condicionado, agregando mais valor ao produto final.

Na cabine do motorista, situado no centro do painel de instrumentos se faz presente um aparelho de ar condicionado de aquecimento, desumidificação, ventilação e climatização. Esse aparelho, usualmente chamado de *defroster*, é um ar condicionado que opera independentemente do compartimento dos passageiros, onde será o objeto de estudo.

Com base na análise do atual sistema de ar condicionado e dos estudos realizados, serão formados conceitos a respeito do funcionamento do sistema. De posse desses dados serão tomadas algumas medidas relativas à mudança do atual sistema, visando melhorias na funcionalidade do aparelho.

1.1 AMBIENTE DE ESTÁGIO

Esse trabalho de estágio está sendo realizado junto à empresa Marcopolo S.A., empresa nacional cujas atividades estão voltadas para o segmento de fabricação de carrocerias de ônibus dos modelos rodoviários, urbanos e micro ônibus. A matriz da empresa está

localizada na cidade de Caxias do Sul no estado do Rio Grande do Sul e atua no segmento desde 1949.

Atualmente, a empresa possui 16 unidades fabris, sendo quatro localizadas no Brasil, onde duas estão em Caxias do Sul, uma no Rio de Janeiro e uma no Espírito Santo. As demais 12 plantas estão espalhadas em diversos países, tais como: África do Sul, Argentina, Austrália, Brasil, Canadá, China, Colômbia, Egito, Estados Unidos da América, Índia, México e Rússia.

Nos dias de hoje, a empresa conta com aproximadamente 20.000 colaboradores espalhados nas diversas plantas.

O trabalho será desenvolvido de uma maneira experimental com acompanhamento dos departamentos de Engenharia de Produto, Engenharia de Desenvolvimento e Engenharia Experimental da empresa Marcopolo.

1.2 JUSTIFICATIVA DO ESTÁGIO

Grandes empresas responsáveis pelo transporte interestadual de pessoas ao longo do Brasil estavam insatisfeitas com a eficiência da climatização da cabine do motorista. Sendo assim, pesquisas foram realizadas com motoristas de ônibus de diversas empresas em diferentes localizações, e os resultados obtidos demonstraram um elevado nível de insatisfação com a climatização na zona do condutor.

O motorista de ônibus é exposto a alguns fatores que influenciam diretamente na sua dirigibilidade e, por conseguinte, na sua segurança e dos demais passageiros, tais como a condição psicológica, condição física, umidade e temperatura do ar. Devido a esses fatores, os requisitos de conforto térmico para o habitáculo do condutor diferem daqueles dos passageiros.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem por objetivo descrever a atual configuração e funcionamento do sistema de climatização do ar condicionado para a cabine do motorista aplicado nos ônibus

rodoviários de turismo, visando à melhoria na operacionalidade do aparelho, bem como aumentar o conforto térmico do habitáculo do motorista.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do trabalho são os seguintes:

- a) Revisar a carga térmica para a cabine do motorista do ônibus rodoviário de turismo e de transporte interestadual do modelo Paradiso 1200, veículo utilizado no estudo.
- b) Definir as condições de temperatura e umidade relativa na cabine do condutor para situações mais adversas possíveis.
- c) Avaliar a válvula de expansão atual quanto à sua capacidade, identificando as suas limitações e realizar o seu correto dimensionamento.
- d) Verificar a capacidade de climatização do *defroster* antes e após uma possível intervenção no mesmo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Ciências térmicas é o conjunto de ciências que se preocupa com o estudo da energia em transformação, sendo transportada e com as formas de sua transferência. As ciências básicas que estudam isso são a Termodinâmica, a Mecânica dos Fluidos e a Transferência de Calor. A importância de conhecer essas ciências reside no fato de que a grande maioria dos equipamentos e instalações precisam de alguma forma de energia para operar, dentre estes se pode citar os sistemas de climatização para o conforto térmico.

Com o intuito de facilitar a compreensão do assunto proposto, este capítulo traz a fundamentação teórica que tem como objetivo servir como base aos assuntos desenvolvidos no decorrer deste trabalho. Entre os temas abordados estão o ciclo de refrigeração por compressão a vapor com os seus componentes básicos, que inclui trocadores de calor, dispositivos de expansão, compressores e ventiladores, além do tratado sobre cargas térmicas de climatização de ambientes ocupados pelo homem e, também, sobre refrigerantes.

2.1 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

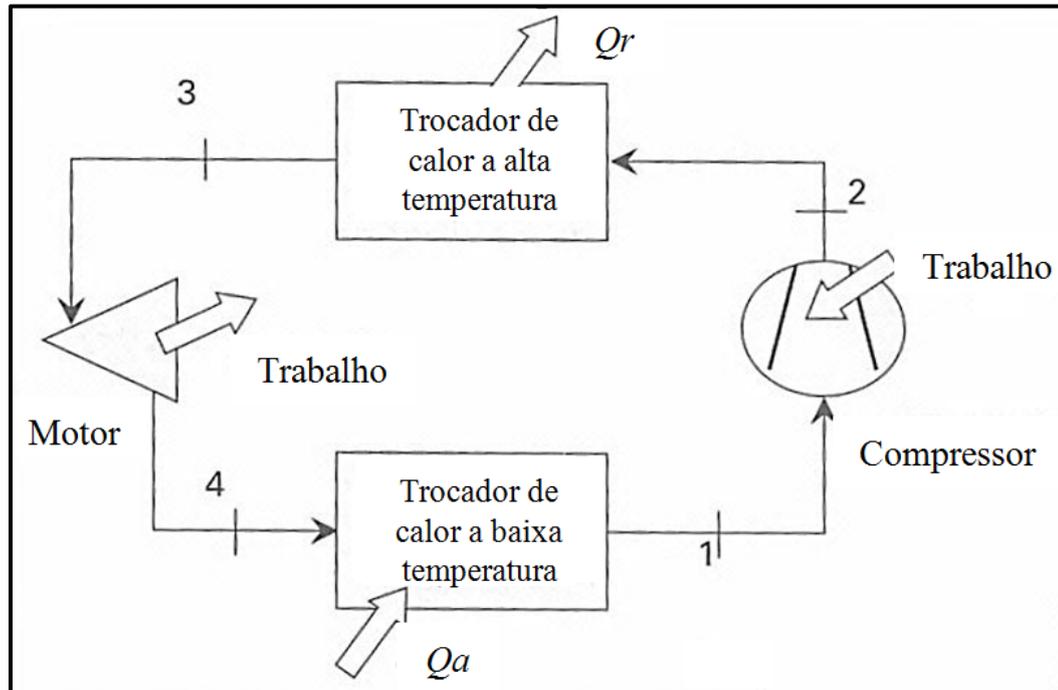
Os ciclos termodinâmicos envolvem procedimentos para a obtenção de refrigeração de maneira contínua. Tais procedimentos consistem em fazer com que o fluido, denominado de refrigerante, passe por uma série de processos, retornando ao estado inicial. Um desses processos envolve a remoção de calor de um ambiente a alta temperatura. O ciclo de Carnot se destaca por se tratar de um ciclo reversível, e representa o limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura, assim, qualquer ciclo real, operando entre os mesmo níveis, deve apresentar uma eficiência inferior aquela do ciclo ideal de Carnot (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.1.1 O ciclo ideal de refrigeração a vapor de Carnot

Os componentes do ciclo ideal de Carnot são ilustrados na Figura 2.1, incluindo um compressor, dois trocadores de calor e um motor térmico. Esses componentes estão relacionados aos seguintes processos termodinâmicos: de um a dois tem-se compressão adiabática reversível isoentrópica, de dois a três ocorre rejeição de calor a temperatura

constante, de três a quatro existe a expansão adiabática e reversível isoentálpica, e de quatro a um ocorre a remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura (STOECKER; JABARDO, 2002).

Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração a vapor de Carnot



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

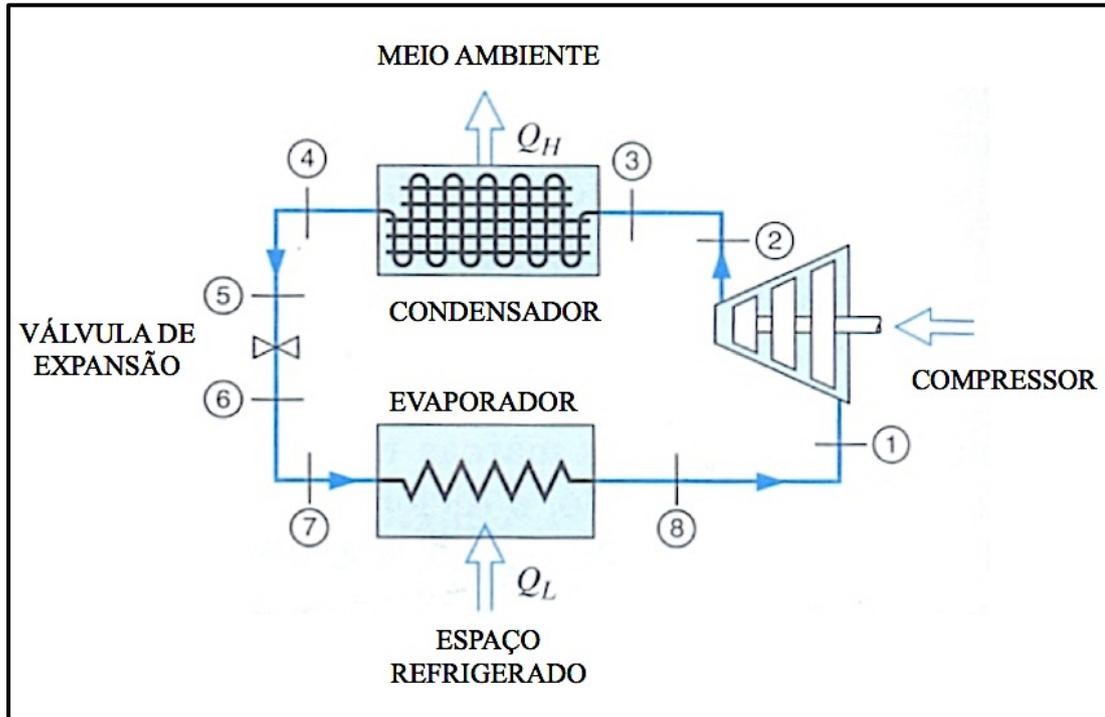
Stoecker e Jabardo (2002) apresentam a descrição do ciclo, que é iniciada pelo processo de quatro a um, em que o refrigerante se evapora a pressão constante. O processo de mudança de fase é concluído no estado um, em que o líquido ainda se encontra misturado ao vapor. O estado um deve ser tal que, concluído o processo de compressão, o estado seja o de vapor saturado, como o estado dois. Este poderia, eventualmente, estar associado a um estado na região de saturação. O próximo processo é o de dois até três, em que a pressão se mantém constante, enquanto o refrigerante se condensa. A condensação é concluída no estado três, de líquido saturado. O processo de expansão isentrópica, a partir o estado três, leva o refrigerante de volta ao estado quatro.

2.1.2 O ciclo real de compressão a vapor

Conforme Borgnakke e Sonntag (2009), o ciclo real de refrigeração se afasta do ciclo ideal de Carnot, principalmente devido às quedas de pressão associadas ao escoamento do

fluido de trabalho e à transferência de calor para ou das vizinhanças. O ciclo real pode ser representado, aproximadamente, pelo mostrado na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Ciclo real de compressão a vapor

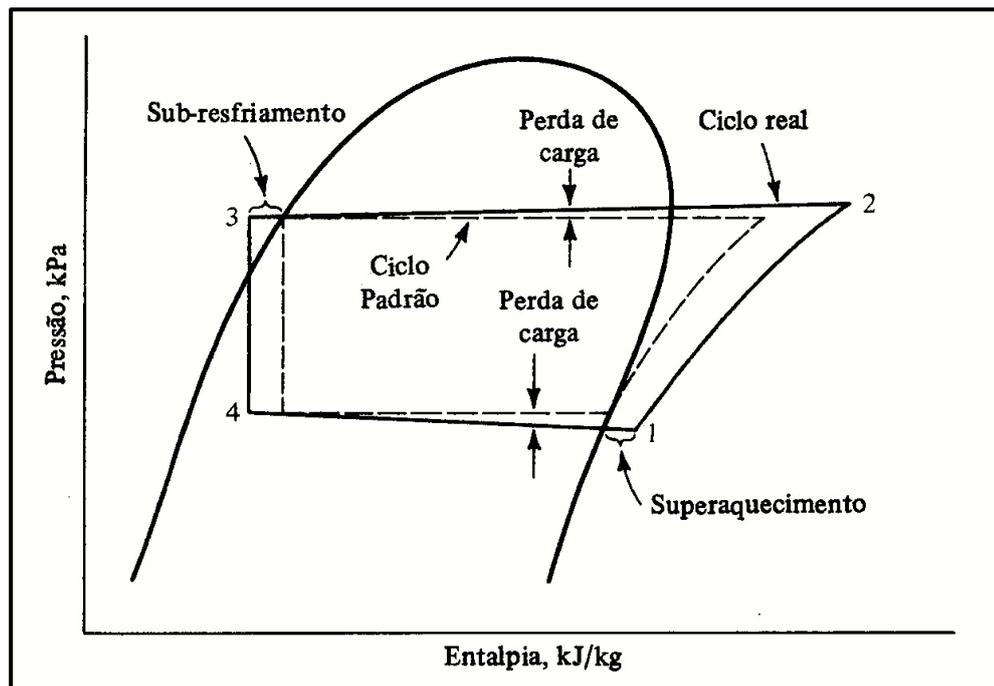


Fonte: Borgnakke e Sonntag (2009)

De acordo com Stoecker e Jones (1985), o ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo ideal, caracterizando-se pela ineficiência dos processos envolvidos. Superpondo-se o ciclo ideal de compressão a vapor e o real, ilustrado no diagrama pressão-entalpia na Figura 2.3, algumas comparações podem ser feitas.

As principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga do evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor. O ciclo ideal admite que não haja perda de carga no evaporador e condensador. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando um trabalho de compressão maior entre os estados um e dois do que no ciclo ideal. O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é uma prática generalizada, garantido que o fluido que entra na válvula de expansão seja líquido. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas do líquido entrem no compressor. Finalmente, outra diferença entre os ciclos é o fato da compressão no ciclo real não ser isoentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 2.3 – O ciclo de compressão a vapor real comparado ao padrão



Fonte: Stoecker e Jones (1985)

2.1.3 Desempenho e um ciclo ideal de compressão a vapor

Os parâmetros importantes para o ciclo padrão de compressão a vapor podem ser determinados pelo diagrama pressão-entalpia, já esquematizado na Figura 2.3. Esses parâmetros são o trabalho de compressão, a taxa de rejeição de calor, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de eficácia (STOECKER; JONES, 1985).

Segundo Stoecker e Jones (1985), o trabalho de compressão em kJ, é a variação de entalpia no processo de 1 a 2 da Figura 2.3. As variações de energia cinética e potencial são desprezadas, e na compressão adiabática o fluxo de calor \dot{Q} é nulo. O conhecimento do trabalho de compressão é importante, uma vez que ele pode ser responsável pelo maior custo operacional do sistema. A partir, então, da equação da Lei da Conservação da Massa e da 1ª Lei da Termodinâmica para volumes de controle em regime permanente pode-se expressar o trabalho de compressão conforme a Equação 2.1:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

sendo \dot{W}_{comp} = potência de compressão [kW], \dot{m} = fluxo de massa [kg/s], h_2 = entalpia no estado 2 [kJ/kg] e h_1 = a entalpia no estado 1 [kJ/kg].

De acordo com Stoecker e Jones (1985), a rejeição de calor, em kW, é o calor transferido do refrigerante no processo de 2 a 3 mostrado na Figura 2.3 para o meio externo e, a partir das leis termodinâmicas e hipóteses simplificativas necessárias, pode-se escrevê-la através da Equação 2.2:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

sendo \dot{Q}_{cond} = o calor rejeitado pelo condensador [kW], \dot{m} = o fluxo de massa [kg/s], h_2 = a entalpia no estado 2 [kJ/kg] e h_3 = a entalpia no estado 3 [kJ/kg].

Conforme Moran e Shapiro (2002), o refrigerante no estado 3 da Figura 2.3 entra na válvula de expansão e se expande até a pressão do evaporador. Esse processo é isoentálpico e geralmente modelado como um processo de estrangulamento, representado na Equação 2.3.

$$h_4 = h_3 \quad (2.3)$$

sendo h_4 = entalpia no estado 4 [kJ/kg] e h_3 = entalpia no estado 3 [kJ/kg].

Moran e Shapiro (2002) afirmam que a taxa de calor trocado no evaporador é conhecida também como capacidade de refrigeração, processo de 4 a 1 da Figura 2.3, onde tem-se a variação de entalpia do fluido refrigerante no evaporador. Esse processo representa o objetivo principal do sistema, e pode-se representar através da Equação 2.4 mediante a aplicação das leis da Termodinâmica e simplificações devidas.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

sendo \dot{Q}_{evap} = a taxa de calor trocado no evaporador [kW], \dot{m} = o fluxo de massa [kg/s], h_1 = a entalpia no estado 1 [kJ/kg] e h_4 = entalpia no estado 4 [kJ/kg].

A eficiência do ciclo ideal de compressão a vapor é a razão entre a capacidade de refrigeração e o trabalho de compressão (STOECKER; JONES, 1985).

Conforme Borgnakke e Sonntag (2009), na literatura inglesa, o coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração é denominado *coefficient of performance*, ou simplesmente COP. Usualmente utiliza-se este termo, então, pode-se dizer que:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.5)$$

Çengel e Boles (2011) afirmam que um COP elevado para os sistemas de ar condicionado significará que uma maior taxa de calor estará sendo removida com um menor consumo de energia e trabalho de compressão.

2.2 PRINCÍPIOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A análise de transferência de calor é feita a partir das equações de conservação de massa e energia, da segunda lei da Termodinâmica e de três leis fenomenológicas que descrevem as taxas de transferência de energia em condução, convecção e radiação (STOECKER; JONES, 1985). A partir dessas leis chega-se ao produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica, ou seja, o produto “ UA ” é igual ao inverso da somatória das resistências térmicas convectivas e condutiva, desprezando a resistência térmica radiante, representado pela Equação 2.6.

$$UA = 1 / \sum_{n=1}^{n=3} R_n = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{conv,ext} \cdot A_{ext}} \right) + \left(\frac{L}{k \cdot A_k} \right) + \left(\frac{1}{h_{conv,int} \cdot A_{int}} \right)} \quad (2.6)$$

sendo k = condutividade térmica [W/m·K], h = coeficiente convectivo de transferência de calor interno e externo [W/m²·K], A = área da seção transversal da parede interna e externa e L = espessura da parede [m].

Utiliza-se o produto “ UA ” na Equação 2.7, onde através desta, representa-se o cálculo da transferência de calor através de um diferencial de temperatura:

$$Q = UA \cdot \Delta T \quad (2.7)$$

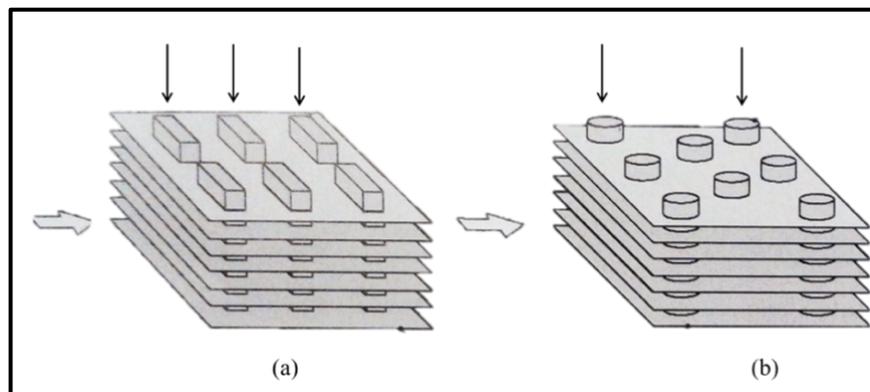
sendo Q = taxa de transferência de calor [W/m·K], U = coeficiente global de transferência de calor [W/m²·K], A = área superficial [m²] e ΔT = diferença global de temperatura [K].

2.3 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir energia térmica entre uma substância quente e uma substância mais fria que geralmente são fluidos. Essas substâncias a diferentes temperaturas podem, ou não, estar separadas por uma interface sólida, que usualmente são denominadas superfícies de transferência de calor ou superfícies de troca térmica (INCROPERA; DEWITT, 2008).

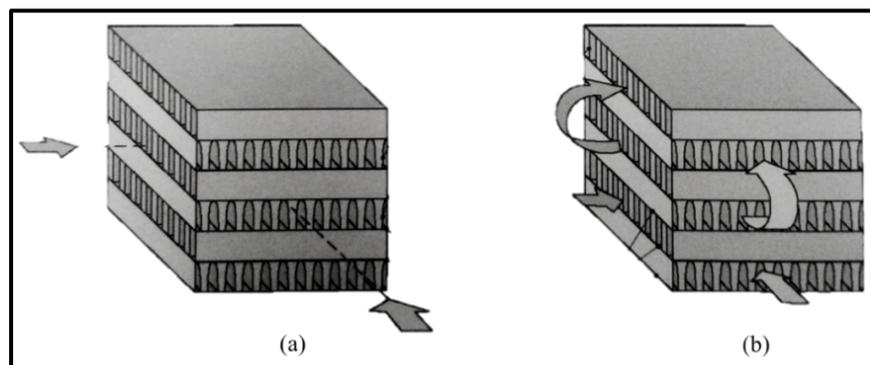
Trocadores de calor compactos são tipicamente utilizados quando se deseja atingir altas áreas de transferência de calor por unidade de volume, sendo assim possuem densas matrizes de tubos ou placas aletadas e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, sendo, portanto caracterizado por um pequeno coeficiente de transferência de calor. Os tubos podem ser planos ou circulares, conforme mostrados na Figura 2.4a e 2.4b, enquanto as aletas podem ser planas ou circulares, conforme Figura 2.5a e 2.5b (INCROPERA; DEWITT, 2008).

Figura 2.4– Tipos de tubos em trocadores de calor compactos



Fonte: Incropera e Dewitt (2008)

Figura 2.5– Trocadores de calor compactos do tipo placa aletada



Fonte: Incropera e Dewitt (2008)

O método da diferença de temperatura média logarítmica é aplicado quando se conhece as temperaturas de entrada e saída dos fluidos que fluem pelo trocador de calor ou, pelo menos, caso não sejam conhecidas todas as temperaturas, se tenha condições de calcular as temperaturas incógnitas pelo balanço de energia através do equipamento, e usualmente é chamado de diferença de temperatura média logarítmica, conhecido pela sigla DTML, calculada pela Equação 2.8 (INCROPERA; DEWITT, 2008).

$$DTML = \frac{(\Delta T_e - \Delta T_s)}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \quad (2.8)$$

Sendo ΔT_e = temperatura de entrada do fluido [K], e ΔT_s a temperatura de saída do fluido [K].

A capacidade de troca térmica do trocador de calor também pode ser calculada pela Equação 2.9 (INCROPERA; DEWITT, 2008).

$$\dot{Q} = UA.DTML \quad (2.9)$$

Segundo Rech (2012), a eficiência total do trocador de calor é obtida através da Equação 2.10:

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_f}{A_e}\right) \cdot (1 - \eta_f) \quad (2.10)$$

sendo η_o = eficiência total da superfície aletada, A_f = área total das aletas [m²], A_e = área total externa [m²] e η_f = eficiência de uma só aleta.

Stoecker e Jones (1985) afirmam que o coeficiente global de transferência de calor é um fator que facilita o cálculo da transferência de calor, pois quando há uma combinação de troca térmica por condução e convecção, este parâmetro associa esta combinação. Para trocadores de calor com paredes circulares e aletadas externamente, o produto “UA” definido pela Equação 2.6, assume o formato da Equação 2.11 a seguir:

$$\frac{1}{UA_e} = \frac{1}{\eta_0 h_e A_e} + \frac{R_e''}{\eta_0 h_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi C k_t} + \frac{R_i''}{\eta_0 A_i} + \frac{1}{\eta_0 h_i A_i} \quad (2.11)$$

Sendo U = coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], A_e = área externa [m^2], η_0 = eficiência total do trocador de calor, h_e = coeficiente externo de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], R_e'' = resistência de incrustamento externa [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$], D_e = diâmetro externo do tubo [m], D_i = diâmetro interno do tubo [m], C = comprimento total do tubo [m], k_t = condutividade térmica do tubo [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$], h_i = coeficiente interno de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] e R_i'' = resistência de incrustamento interno [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$].

2.3.1 Evaporadores e Condensadores

Stoecker e Jones (1985) afirmam que evaporadores e condensadores são trocadores de calor. Uma classificação de evaporadores e condensadores é baseada no fato de que o escoamento do fluido refrigerante pode tanto ocorrer por dentro ou por fora dos tubos, e que o fluido a ser resfriado no evaporador pode ser um líquido ou um gás. Os tipos de trocadores de calor mais utilizados como evaporadores e condensadores nos sistemas de ar condicionado para as carrocerias de ônibus são os compactos do tipo placa aletada. A Figura 2.6 ilustra um evaporador utilizado em condicionadores de ar veiculares.

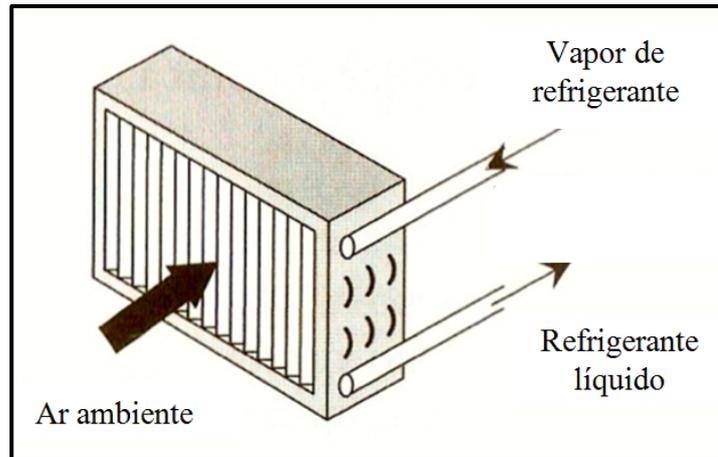
Figura 2.6 – Evaporador para sistemas de ar condicionado veicular



Fonte: Boltz, Schaller e Scheid (2008)

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), no condicionamento de ar utilizam-se condensadores resfriados a ar, onde ocorre o escoamento do ar ambiente através das aletas, conforme ilustrado na Figura 2.7.

Figura 2.7 – Condensador resfriado a ar ambiente



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

A taxa de transferência de calor rejeitada no condensador \dot{Q}_{cond} pode ser calculada pela Equação 2.2, mas Stoecker e Jones (1985) também afirmam que o condensador precisa rejeitar a energia absorvida \dot{Q}_{evap} mais a energia recebida no processo de compressão \dot{W}_{comp} , então pode-se escrever a Equação 2.12:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp} \quad (2.12)$$

No condensador resfriado a ar, o refrigerante se condensa rejeitando calor através de uma superfície aletada para o ar ambiente, circulado por um ventilador, geralmente do tipo axial, conforme Figura 2.8.

Figura 2.8 – Modelo de condensador para sistemas de ar condicionado para ônibus



Fonte: Boltz, Schaller e Scheid (2008)

2.3.2 Desempenho de um trocador de calor

As capacidades térmicas de um trocador de calor para o ar e para o refrigerante são calculadas através das Equações 2.13 e 2.14, e a razão entre elas através da Equação 2.15. Posteriormente é obtido o valor do NUT (RECH, 2012).

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} C_{p,ar} \quad (2.13)$$

sendo C_{ar} a capacidade térmica do ar no trocador de calor [W/K], \dot{m}_{ar} a vazão mássica de ar que atravessa o trocador de calor [kg/s] e $C_{p,ar}$ o calor específico do ar à pressão constante [J/kgK].

$$C_r = \dot{m}_r C_{p,r} \quad (2.14)$$

sendo C_r = capacidade térmica refrigerante no trocador de calor [W/K], \dot{m}_r = vazão mássica do refrigerante [kg/s] e $C_{p,r}$ = calor específico do refrigerante à pressão constante [J/kgK].

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.15)$$

sendo C = a razão entre as capacidades térmicas no trocador de calor.

Segundo Rech (2012), os valores de C_{min} e C_{max} são definidos, respectivamente, como o menor e o maior valor entre as capacidades térmicas do ar e do refrigerante. O NUT é, então, obtido pela Equação 2.16.

$$NUT_{TC} = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.16)$$

sendo U = o coeficiente global de transferência de calor [W/m²K] e A = a área de troca térmica [m²].

Conforme Rech (2012), para calcular o coeficiente global de transferência de calor é necessário obter previamente os coeficientes externo e interno de convecção de calor.

O cálculo do coeficiente de convecção de calor externo pode ser desenvolvido pela correlação de Wang et al., (2000 apud Rech, 2012) descrita pela Equação 2.17, que deriva do produto entre o número de Stanton e o fator de Stan-Colburn.

$$h_e = 0,086 Re^{A_1} N_Z^{A_2} \left(\frac{s+t}{D_e}\right)^{A_3} \left(\frac{s+t}{D_h}\right)^{A_4} \left(\frac{s+t}{P_t}\right)^{-0,93} \frac{G_{ar} C_{p,ar}}{Pr_{ar}^{\frac{2}{3}}} \quad (2.17)$$

sendo N_Z = número de fileiras no sentido do escoamento, s = distância entre aletas [m], t = espessura das aletas [m], D_e = diâmetro externo do tubo [m], P_t = distância entre tubos normal ao escoamento [m], G_{ar} = vazão mássica do ar [kg/m²s] e Pr_{ar} = o Número de Prandtl do ar.

Rech (2012) considera para o cálculo do coeficiente interno de convecção de calor para o evaporador somente uma região para o refrigerante: a região de mudança de fase, que é obtida através da correlação de Klimenko, conforme a Equação 2.18.

$$h_{mix,ev} = 0,087 Re_m^{0,6} Pr_l \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,2} \left(\frac{k_v}{k_l}\right)^{0,09} \left(\frac{k_l}{D_L}\right) \quad (2.18)$$

sendo ρ_v = a massa específica de vapor saturado do refrigerante [kg/m³], ρ_l = a massa específica de líquido saturado do refrigerante [kg/m³], k_v = a condutividade térmica de vapor saturado do refrigerante [W/mK] e k_l = a condutividade térmica de líquido saturado do refrigerante [W/mK].

2.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Stoecker e Jones (1985) afirmam que os dispositivos de expansão têm duas finalidades: a de reduzir a pressão do refrigerante líquido e a de regular a vazão do refrigerante que entra no evaporador.

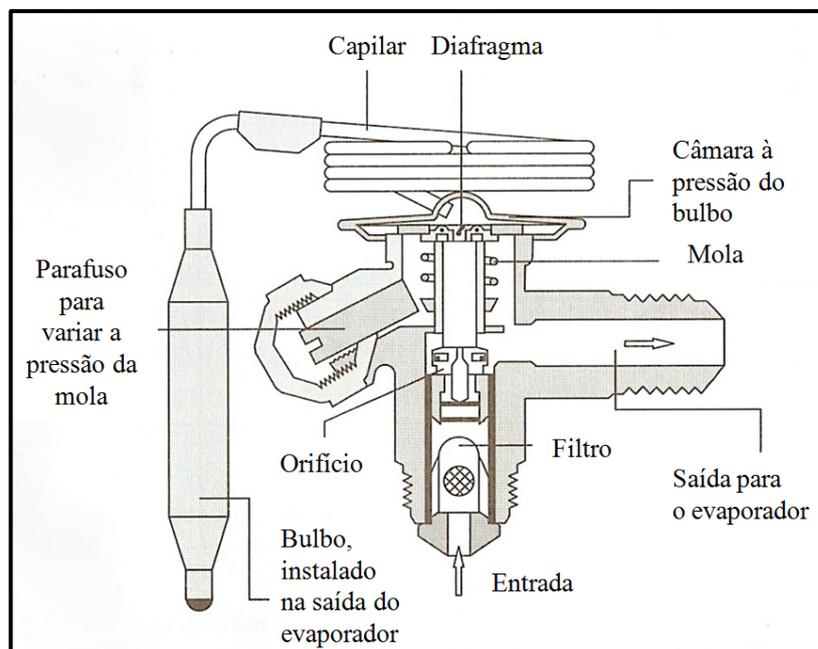
Os tipos de dispositivos de expansão mais comuns utilizados nos sistemas de ar condicionado para a cabine do motorista dos ônibus rodoviários são as válvulas de expansão termostática e do tipo bloco.

As válvulas de expansão do tipo bloco são modelos mais simples se comparadas as termostáticas, isso se deve ao fato de não possuírem sistemas de controles por superaquecimento e regulagens da vazão do refrigerante líquido.

2.4.1 Válvulas de expansão termostática

As válvulas de expansão termostáticas também são conhecidas como válvulas de expansão controladas por superaquecimento. Essa denominação não é apropriada, uma vez que o controle não é feito pela temperatura do evaporador, mas sim pelo superaquecimento do gás de aspiração que deixa o evaporador. A válvula regula a vazão do refrigerante líquido em função da taxa de evaporação, e está representada na Figura 2.9 (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 2.9 – Diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática



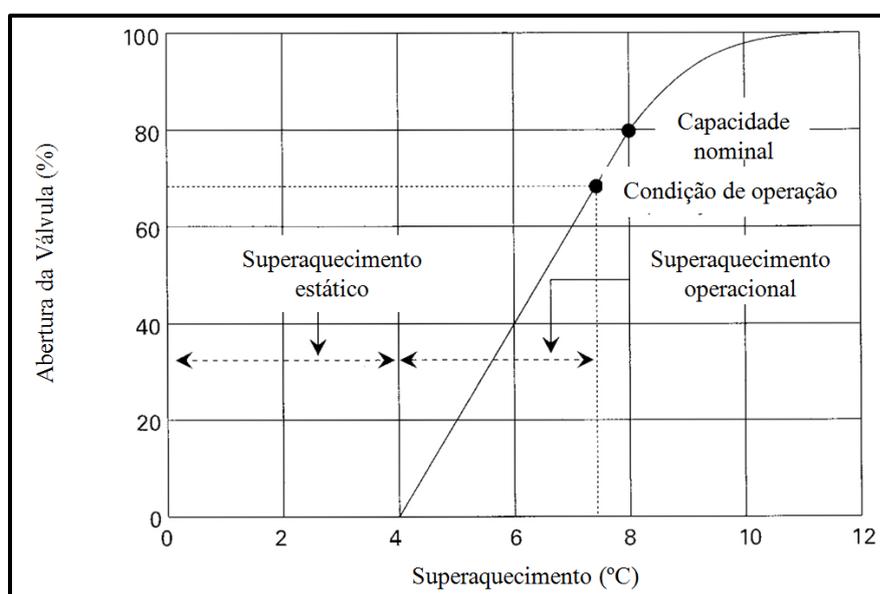
Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), as válvulas de expansão termostáticas funcionam da seguinte maneira: a haste da válvula é deslocada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados do diafragma. Na superfície inferior do mesmo atua a pressão reinante no evaporador, ao passo que na superior, a pressão é a do denominado fluido de acionamento, que constitui a carga do bulbo. Esta é composta de uma mistura líquida mais vapor do refrigerante da instalação. A força da mola atua sobre o diafragma no sentido de fechar a válvula, de modo que, para abri-la, a pressão devida à carga deve ser tal que se equivalha às forças combinadas resultantes da ação da mola e da pressão no evaporador. A válvula só permanecerá aberta se a pressão acima do diafragma for superior a pressão de evaporação, o que equivale a uma temperatura do refrigerante no bulbo superior à de saturação no evaporador. Em virtude do equilíbrio térmico entre o refrigerante do bulbo e

aquele na saída do evaporador, conclui-se que este deve ser superaquecido, justificando o nome dado de válvula controlado por superaquecimento.

O controle da válvula de expansão termostática é feito no sentido em que o deslocamento da haste é proporcional à diferença entre a temperatura do fluido na saída do evaporador e o valor de ajuste da válvula. Adota-se uma pré-compressão da mola, de modo a impor um superaquecimento razoável, mesmo com a válvula a ponto de fechar-se. A curva característica da Figura 2.10 reflete esta condição, indicando um superaquecimento de 4 °C quando a válvula se encontra praticamente fechada (STOECKER; JABARDO, 2002).

Figura 2.10– Curva característica de uma válvula de expansão termostática



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

2.5 COMPRESSORES

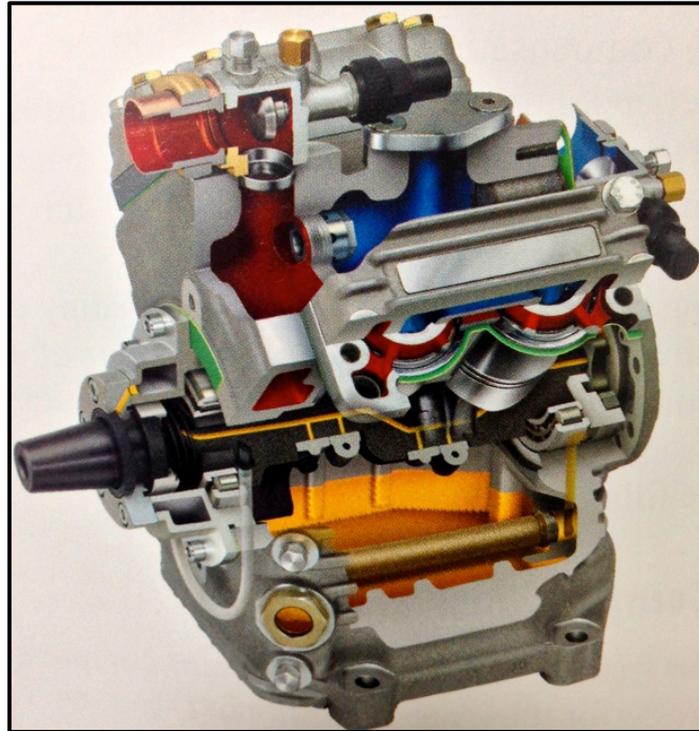
O compressor é o coração do sistema de compressão a vapor (STOECKER; JABARDO, 2002), e o modelo utilizado nos sistemas de ar condicionado para carrocerias de ônibus é do tipo alternativo aberto.

2.5.1 Compressores alternativos

Conforme Stoecker e Jones (1985), o compressor alternativo consiste em um êmbolo movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a compressão do refrigerante. Um

compressor cujo virabrequim atravessa a carcaça de tal modo que um motor possa ser acoplado ao eixo denomina-se compressor aberto, ilustrado na Figura 2.11.

Figura 2.11– Ilustração de um compressor alternativo do tipo aberto



Fonte: Boltz, Schaller e Scheid (2008)

2.6 VENTILADORES

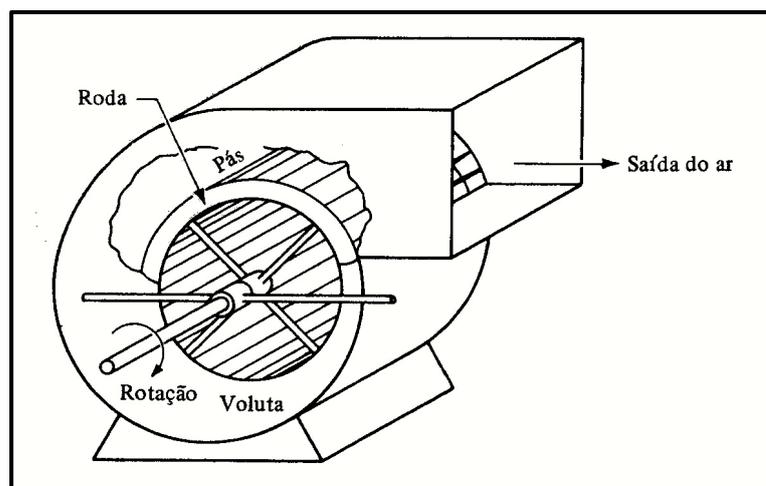
Um ventilador é um dispositivo que usa uma hélice rotativa com motor de propulsão para mover o ar. O rotor funciona com o ar, comunicando-lhe tanto a energia estática e cinética, que variam em proporção, dependendo do tipo de ventilador (ASHRAE, 2012).

Nos sistemas de ar condicionado para a cabine do motorista dos ônibus rodoviários, geralmente utiliza-se ventiladores centrífugos radiais duplos, pois o ar necessita de uma forte vazão na saída do evaporador, devido a grande quantidade de saídas de ar para o painel e para o para-brisa.

De acordo com Stoecker e Jones (1985), o ar penetra no ventilador ao longo do seu eixo, dirigindo-se a seguir na direção radial para as pás, deixando-as através da voluta, que o dirige para a saída. O ventilador pode ser do tipo entrada simples ou dupla, dependendo se o ar entra na roda por um ou por ambos os lados.

A trajetória do ar em um ventilador centrífugo radial é mostrada na Figura 2.12.

Figura 2.12 – Fluxo de ar em um ventilador centrífugo radial



Fonte: Stoecker e Jones (1985)

2.7 REFRIGERANTES

Um refrigerante tem a tarefa de absorver o calor a baixa pressão e temperatura, e absorver novamente o calor a uma temperatura e pressão mais elevada. Para este efeito, deve ter, entre outras coisas, as seguintes características: a pressão de evaporação absoluta acima de um bar, a menor possível pressão de condensação, baixa temperatura final de compressão, elevada entalpia de evaporação a uma densidade elevada, baixa solubilidade em água, a miscibilidade com lubrificantes, baixa reatividade química, não ser tóxico, não ser inflamável e ambientalmente compatível, sem potencial de destruição da camada de ozônio, do inglês *no ozone depletion potencial* (ODP) e de baixo potencial de aquecimento global, do inglês *low global warming potencial* (GWP) (BOLTZ; SCHALLER, SCHEID, 2008).

O refrigerante R134a tornou-se um padrão da indústria mundial em ar condicionado de veículos. As dificuldades que inicialmente estavam na escolha do óleo do compressor e compatibilidade com os materiais foram resolvidas, e até o momento esse refrigerante é utilizado em larga escala na indústria automotiva (BOLTZ; SCHALLER, SCHEID, 2008).

2.8 CONFORTO TÉRMICO

Devido à variação biológica de pessoa para pessoa, dificilmente todos os ocupantes de um mesmo ambiente se sentirão confortáveis termicamente. Uma norma específica para o conforto térmico da cabine do motorista de ônibus é inexistente, porém de acordo com

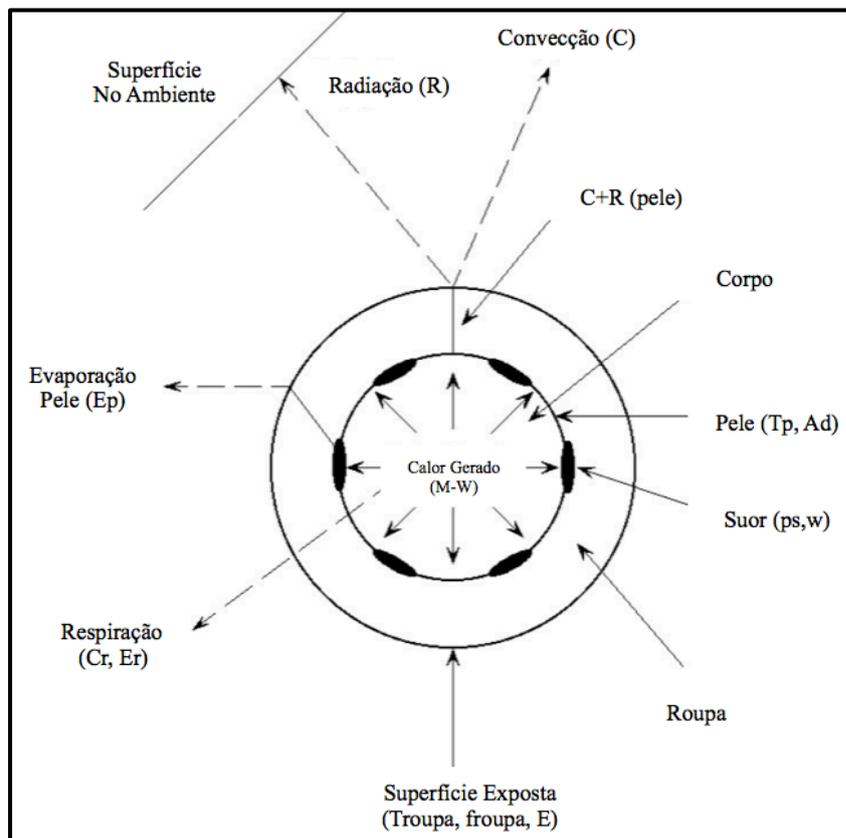
ASHRAE (1997), um espaço apresenta condições de conforto térmico quando 80% dos seus ocupantes se sintam confortáveis termicamente.

Segundo a norma ASHRAE 55:2004, conforto térmico é definido como a condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico. Para uma pessoa estar confortável termicamente, é necessário que todo o corpo esteja em conforto, sem grandes variações de temperatura entre os pés e a cabeça.

Conforme ASHRAE (1997), o dinamarquês Povl Ole Fanger foi um dos principais representantes da linha analítica de avaliação das sensações térmicas humanas. Suas equações e métodos serviram de base para a elaboração de normas internacionais importantes, fornecendo subsídios para o equacionamento e cálculos analíticos de conforto térmico, conhecidos hoje como Voto Médio Estimado, do inglês *Predicted Mean Vote* (PMV), e a Percentagem de Pessoas Insatisfeitas, do inglês *Percentage of Dissatisfied* (PPD).

Segundo o modelo de Fanger (1972 apud ASHRAE, 1997), utiliza-se o termo calor gerado ao invés de variação de energia interna para referir-se à diferença entre o metabolismo e o trabalho gerado pelos músculos. Este modelo é baseado no balanço de energia do corpo humano, conforme ilustrado na Figura 2.13.

Figura 2.13 – Modelo cilíndrico da interação térmica: corpo humano - meio envolvente



Fonte: adaptado de ASHRAE (1997)

Fanger (1972 apud Moura, 2007) afirma que para avaliar a transferência de calor do corpo humano com o meio envolvente aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica, apresentada na Equação 2.19, e rerepresentada na Equação 2.20 de forma mais detalhada para os mecanismos de troca de calor do corpo humano.

$$M - \dot{W} = Q_{pele} + Q_{resp} + U \quad (2.19)$$

$$M - \dot{W} = (C + R + C_R) + (E_{ES} + E_{DIF} + E_R) \quad (2.20)$$

sendo U = taxa de variação de energia interna [W/m^2], M = metabolismo [W/m^2], \dot{W} = trabalho externo [W/m^2], Q_{pele} = calor total perdido pela pele [W/m^2], Q_{resp} = calor total perdido pela respiração [W/m^2], C = calor perdido pela pele por convecção [W/m^2], R = calor perdido pela pele por radiação [W/m^2], E_{ES} = calor perdido pela pele por evaporação [W/m^2], E_{DIF} = calor perdido pela pele por difusão de vapor d'água [W/m^2], E_R = calor evaporativo perdido pela respiração [W/m^2] e C_R = calor convectivo perdido pela respiração [W/m^2].

De acordo com Santos (2005), Fanger após obter a equação de conforto térmico, obteve um modelo baseado no voto das pessoas com relação ao ambiente térmico em que se encontravam, o chamado voto médio estimado (PMV), variando de muito frio (-3) até muito quente (+3). A Tabela 2.1 apresenta o PMV com o respectivo nível de insatisfação das pessoas (PPD), onde se verifica que mesmo com PMV igual a zero, existem 5% de insatisfeitos. Na Figura 2.14 é mostrada a relação entre PMV e PPD.

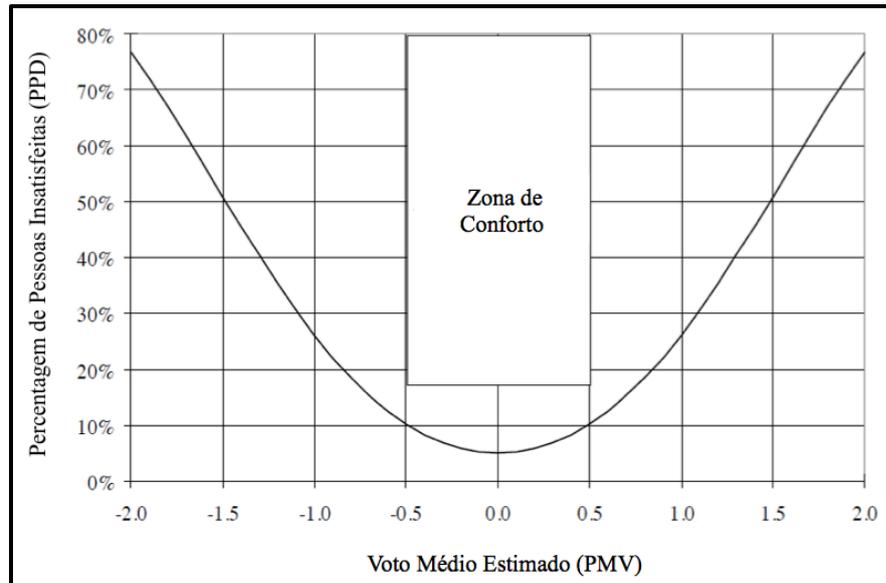
O índice PPD estabelece a quantidade estimada de pessoas insatisfeitas termicamente em um determinado ambiente e pode ser extraído da Figura 2.14 (ASHRAE, 1997).

Tabela 2.1 – Escala de sensação térmica ASHRAE, PMV e PPD

ESCALA DE SENSACÃO TÉRMICA ASHRAE							
	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
PMV	muito frio	frio	leve sensação de frio	neutro	leve sensação de calor	quente	muito quente
PPD	100%	78%	26%	5%	26%	78%	100%

Fonte: adaptado de Fanger (1972 apud Moura, 2007)

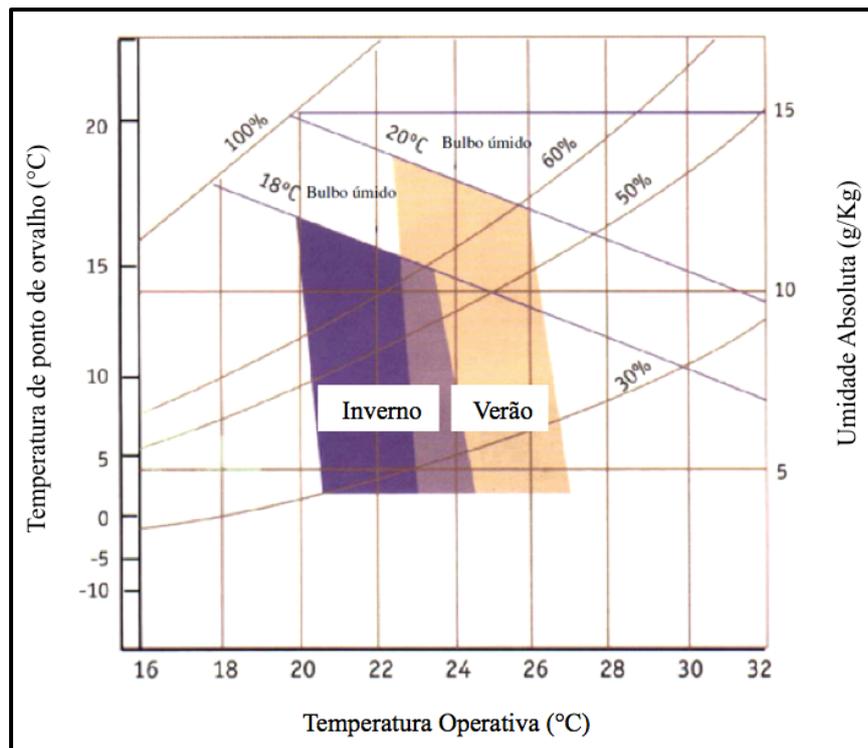
Figura 2.14 – Percentagem de pessoas insatisfeitas em função do PMV



Fonte: adaptado de ASHRAE (1997)

A norma ASHRAE 55:2004 apresenta gráficos para a determinação de conforto térmico em ambientes condicionados. A Figura 2.15 apresenta uma carta psicrométrica com a zona de conforto representada pela área central do gráfico, com temperaturas ideais variando de 23 a 24,5 °C.

Figura 2.15 – Carta psicrométrica com a indicação da zona de conforto



Fonte: adaptado de ASHRAE (1997)

Além do modelo de Fanger, existem outros métodos utilizados na indústria automotiva para a avaliação do conforto térmico em ambientes não homogêneos.

De acordo com Han e Huang (2004), o modelo desenvolvido pela Delphi pode ser utilizado para estabelecer os níveis de conforto térmico para um ocupante da cabine de um veículo. O modelo é baseado na temperatura equivalente homogênea, do inglês *Equivalent Homogeneous Temperature* (EHT) e avalia o conforto local de 16 segmentos do corpo em função da temperatura do ar, da temperatura da superfície circundantes, velocidade do ar, umidade, fluxo solar direto, nível de atividade e o tipo de vestuário de cada indivíduo.

Han e Huang (2004) afirmam que apesar de que o modelo EHT seja aceito por algumas montadoras europeias, ainda não é aceito totalmente pelas montadoras norte-americanas, embora tenha produzido excelente concordância com os dados dos testes subjetivos, tanto para condições de inverno quanto de verão.

Conforme ASHRAE (1997), o metabolismo, função da atividade humana, normalmente é expresso em termos de unidades de metabolismo met ($1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2$). Outra variável é o isolamento das vestimentas, que representa a resistência da roupa à troca de calor entre o corpo e o meio, e é representada pela unidade clo ($1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$). Na Tabela 2.2 são apresentados valores de metabolismo para diferentes atividades.

Tabela 2.2 – Metabolismos para diferentes atividades

Atividade	W/m²	met
Dirigindo/pilotando		
Carro	60 a 115	1,0 a 2,0
Avião, rotina	70	1,2
Veículo pesado	185	3,2

Fonte: adaptado de ASHRAE (1997)

ASHRAE (1997) afirma que geralmente as pessoas mudam de roupa de acordo com clima sazonal, dessa maneira, ASHRAE 55:2004 especifica as condições de conforto de acordo com as temperaturas ótimas e faixas aceitáveis de temperatura para o inverno e verão, segundo os níveis de isolamento das vestimentas, conforme os dados da Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Condições de conforto térmico de acordo com a estação

Estação do ano	Temperatura Ótima	Faixa aceitável de temperatura	Suposições para valores de PMV
inverno	22°C	20-23°C	umidade relativa: 50% velocidade relativa do ar: < 0,15 m/s taxa de metabolismo: 1,2 met isolamento das vestimentas: 0,9 clo
verão	24,5°C	23-26°C	umidade relativa: 50% velocidade relativa do ar: < 0,15 m/s taxa de metabolismo: 1,2 met isolamento das vestimentas: 0,5 clo

Fonte: adaptado de ASHRAE 55 (2004)

Os métodos informados na norma ASHRAE 55: 2004 permitem a determinação de condições gerais de conforto térmico utilizados como diretrizes em projetos de sistema de climatização, seja veicular ou de outro ambiente climatizado qualquer (SANTOS, 2005).

2.9 CARGA TÉRMICA DE CLIMATIZAÇÃO

Quando se inicia um estudo de conforto térmico, o cálculo de carga térmica é uma etapa de extrema importância, pois seu conhecimento é fundamental na determinação do tipo de sistema de condicionamento do ar que será utilizado (STOECKER; JONES, 1985).

ASHRAE (1997) apresenta a distinção entre carga térmica e ganho de calor:

- a) carga térmica é 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 é a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou gerado internamente.

Conforme apresentado em ASHRAE (1997) para calcular as cargas térmicas de climatização do espaço desejado deve-se levar em conta:

- a) transmissão, que é o ganho de calor total através de paredes e pisos por condução;
- b) ganho de calor pela insolação;
- c) infiltração e ventilação de ar;
- d) ganho de calor através da geração interna, resultante da liberação de energia no interior do recinto, tais como iluminação, ocupantes e equipamentos.

ASHRAE (1997) define que o balanço térmico é um conceito fundamental no cálculo das cargas térmicas de climatização. O procedimento de cálculo de climatização mais aproximado é o método que pode ser escrito através da Equação 2.21.

$$CT = CT_S + CT_L \quad (2.21)$$

sendo CT_S = carga térmica sensível total [kW] e CT_L = carga térmica latente total [kW].

De acordo com o método mostrado em ASHRAE (1997), o total das cargas térmicas latentes e sensíveis é escrito através do somatório do calor latente e do calor sensível total ganho e trocado em um determinado recinto, representadas pelas Equações 2.22 e 2.23:

$$CT_L = Q_{infl} + Q_{ocupl} \quad (2.22)$$

sendo Q_{infl} = calor latente ganho pelo ar úmido infiltrado no ambiente [kW] e Q_{ocupl} = calor latente liberado pelos ocupantes do recinto [kW].

$$CT_S = Q_{trans} + Q_{insol} + Q_{infs} + Q_{ocups} + Q_{ilu} + Q_{eq} \quad (2.23)$$

sendo Q_{trans} = calor trocado por transmissão através das paredes e estruturas [kW], Q_{insol} = calor ganho pela insolação direta nas estruturas [kW], Q_{infs} = calor sensível trocado por infiltração do ar externo [kW], Q_{ocups} = calor sensível trocado pelos ocupantes do recinto condicionado [kW], Q_{ilu} = calor ganho pela iluminação [kW] e Q_{eq} = calor ganho pelos equipamentos instalados no ambiente [kW].

Conforme ASHRAE (1997), as cargas térmicas latentes e sensíveis podem ser especificadas através das Equações 2.24 a 2.32:

$$Q_{infl} = 3.010 Q (W_e - W_i) \quad (2.24)$$

sendo Q_{infl} = calor latente ganho pelo ar infiltrado [kW], Q = infiltração [m^3/s], W_e = umidade externa e W_i = umidade interna.

$$Q_{ocupl} = N(Q_l) \quad (2.25)$$

sendo Q_{ocupl} = calor latente liberado pelos ocupantes [kW], N = quantidade de ocupantes e Q_l = calor latente liberado por ocupante.

$$Q_{trans} = UA(T_e - T_i) \quad (2.26)$$

sendo Q_{trans} = calor trocado por transmissão através das paredes [kW], U = coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$], A = área superficial [m^2], T_e = temperatura externa de projeto [K] e T_i = temperatura interna de projeto [K].

$$Q_{insole} = UA(DTCR) \quad (2.27)$$

sendo Q_{insole} = calor ganho pela insolação direta nas estruturas [kW] e $DTCR$ = diferença de temperatura para a carga de refrigeração.

$$Q_{insolv} = A I_t \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_e} \right) \quad (2.28)$$

sendo Q_{insolv} = calor ganho pela insolação direta nos vidros [kW], A = área da superfície transparente [m^2], I_t = irradiação da superfície exterior [W/m^2], τ = transmissividade, α = absorvidade e h_e = coeficiente de transferência de calor na superfície externa [$W/m^2.K$].

$$Q_{infs} = 1,23 Q (T_e - T_i) \quad (2.29)$$

sendo Q_{infs} = calor sensível ganho pelo ar infiltrado [kW], Q = infiltração [m^3/s], T_e = temperatura externa de projeto [$^{\circ}C$] e T_i = temperatura interna de projeto [$^{\circ}C$].

$$Q_{ocups} = N(Q_s) \quad (2.30)$$

sendo Q_{ocups} = calor sensível liberado pelos ocupantes [kW], N = quantidade de ocupantes e Q_s = calor sensível liberado por ocupante [kW].

$$Q_{ilu} = P F_u FCR \quad (2.31)$$

sendo Q_{ilu} = calor ganho pela iluminação [kW], P = potência nominal das lâmpadas [W], F_u = fator de utilização e FCR = fator de carga térmica de refrigeração para iluminação.

$$Q_{eq} = P FCR \quad (2.32)$$

sendo Q_{eq} = calor ganho pelos equipamentos instalados no ambiente [kW], P = potência nominal dos equipamentos [W] e FCR = fator de carga térmica de refrigeração para os equipamentos.

Stedile (2003) determina os valores das resistências térmicas R , bem como também os valores do coeficiente global de transferência de calor U , das paredes, portas, teto, pisos e vidros para uma carroceria de ônibus. Na Tabela 2.4 estão representados estes valores que serão utilizados nos cálculos da carga térmica imposta na cabine do motorista.

Tabela 2.4 – Coeficiente global de transferência de calor e resistências térmicas

	R [m ² . K/W]	U [W/m ² . K]
Vidros Laterais	0,154	6,49
Piso	0,156	6,41
Para-Brisa	0,157	6,37
Porta	0,160	6,28
Escadas	0,167	5,98
Contorno do Painel	0,170	5,88
Paredes Laterais	0,175	5,71
Teto	0,230	4,30
Painel	0,306	3,26

Fonte: Stedile (2003)

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Este capítulo apresenta a descrição do *defroster* propriamente dito, levando em consideração as suas principais características construtivas e de funcionamento, bem como a metodologia para o desenvolvimento do estudo de melhoria, baseado no referencial teórico.

A proposta deste trabalho está na busca de melhorias para aumentar a capacidade de climatização do aparelho de ar condicionado para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário montado pela empresa, utilizando métodos experimentais a fim de garantir um melhor conforto térmico para o condutor e os demais ocupantes do habitáculo do motorista.

3.1 DESCRIÇÃO DO DEFROSTER

Defroster é o nome dado ao aparelho do sistema de ar condicionado para o habitáculo do motorista de um ônibus rodoviário de transporte de passageiros de grande porte. O equipamento tem as funções de desembaçar o para-brisa e condicionar o ar somente para a cabine do motorista. A Figura 3.1 ilustra o *defroster* montado no ônibus.

Figura 3.1 – Conjunto *defroster* para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário



Fonte: O autor (2015)

O aparelho é composto por um evaporador, utilizando como fluido o refrigerante R134a, dois ventiladores centrífugos radiais, uma válvula de expansão termostática ou bloco, caixa de proteção em plástico rotomoldado, válvula solenoide, bandeja para a drenagem da água, chapas metálicas, parafusos, porcas, arruelas, rebites, mangueiras, conexões e seis saídas de ar.

O princípio de funcionamento do *defroster* é o mesmo do ciclo real de compressão a vapor, porém o compressor e o condensador pertencem ao sistema central de ar condicionado do ônibus, o qual condiciona o ar exclusivamente no salão de passageiros, independente da cabine do motorista. Internamente, no salão dos passageiros, acima do compartimento para as bagagens, existem também válvulas de expansão, evaporadores e ventiladores condicionando o ar para os demais passageiros, com dutos e saídas de ar direcionado para os ocupantes do veículo.

O compressor é do tipo alternativo aberto, está localizado junto ao compartimento do motor de combustão interna do ônibus, sendo interligado por polias e correias, desta maneira, o ar condicionado tanto para o salão de passageiros quanto para a cabine do motorista somente funcionará se o motor do ônibus estiver operando.

O condensador é do tipo resfriado a ar ambiente e está localizado ou na parte traseira do ônibus, acima do motor e do compressor do ar condicionado central, ou no teto.

No Apêndice A é mostrado um esquema global do sistema de ar condicionado central do ônibus estudado.

3.1.1 Evaporador

O evaporador a ser utilizado é do modelo para resfriamento de ar, já ilustrado na Figura 3.1.

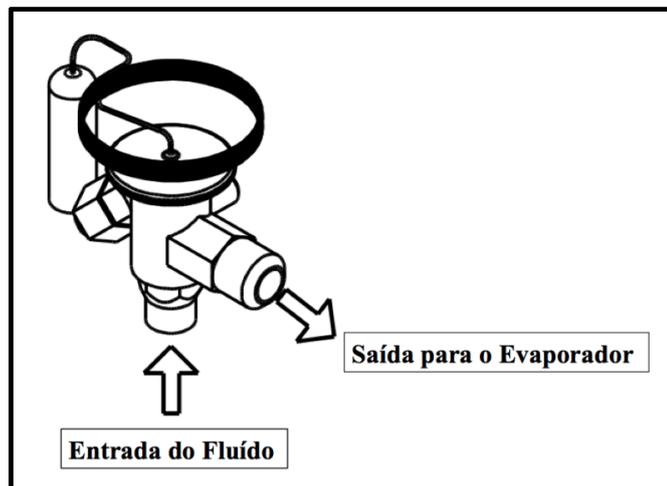
A carcaça e as aletas do trocador de calor são em alumínio. A serpentina em questão possui um total de 40 tubos feitos em cobre com diâmetro externo de 3/8 polegadas, distribuídos em 5 fileiras, sendo que as aletas são corrugadas com espaçamento de 1,60 mm entre si. A capacidade de climatização atual é de aproximadamente 2,81 kW.

Os dados emitidos pelo fabricante do evaporador estão na tabela de informações contidos no Anexo 1. No Anexo 2 está a figura representando o passe dos tubos do trocador de calor e no Anexo 3 consta o desenho dimensional.

3.1.2 Válvula de expansão

A válvula de expansão termostática regula a injeção de líquido refrigerante no evaporador, a qual é controlada pelo superaquecimento do refrigerante. A Figura 3.2 ilustra a válvula a ser utilizada no *defroster*. As conexões são do tipo rosca, possuindo diâmetro interno de entrada de 3/8 polegadas e saída de 1/2 polegada. O corpo da válvula é feito em latão, o tubo capilar é de aço inoxidável e tem comprimento de 1,5 metros. A válvula opera a uma pressão máxima de trabalho de 34,0 bar e as faixas de temperaturas de trabalho variam de -40 °C a 10 °C.

Figura 3.2 – Válvula de expansão do *defroster*



Fonte: O autor (2015)

3.1.3 Ventilador centrífugo radial

O ventilador centrífugo radial do *defroster* tem função de mover o ar que está sendo dissipado pelo evaporador até as saídas de ar localizadas no painel de instrumentos, direcionadas tanto para o para-brisa para a função de desembace quanto para o motorista e os ocupantes da cabine para prover o conforto térmico desejado. A caixa do *defroster* possui aberturas circulares que recebem as mangueiras que funcionam como dutos, levando o ar até as saídas de ar do painel.

A tabela de desempenho emitida pelo fabricante do ventilador a ser utilizado está detalhada no Anexo 3.

A Figura 3.3 mostra o ventilador utilizado no equipamento, que é do tipo duplo, pois possui dois conjuntos de pás para um só motor.

Figura 3.3 – Ventilador centrífugo radial tipo duplo do *defroster*



Fonte: Adaptado da Spal (2014)

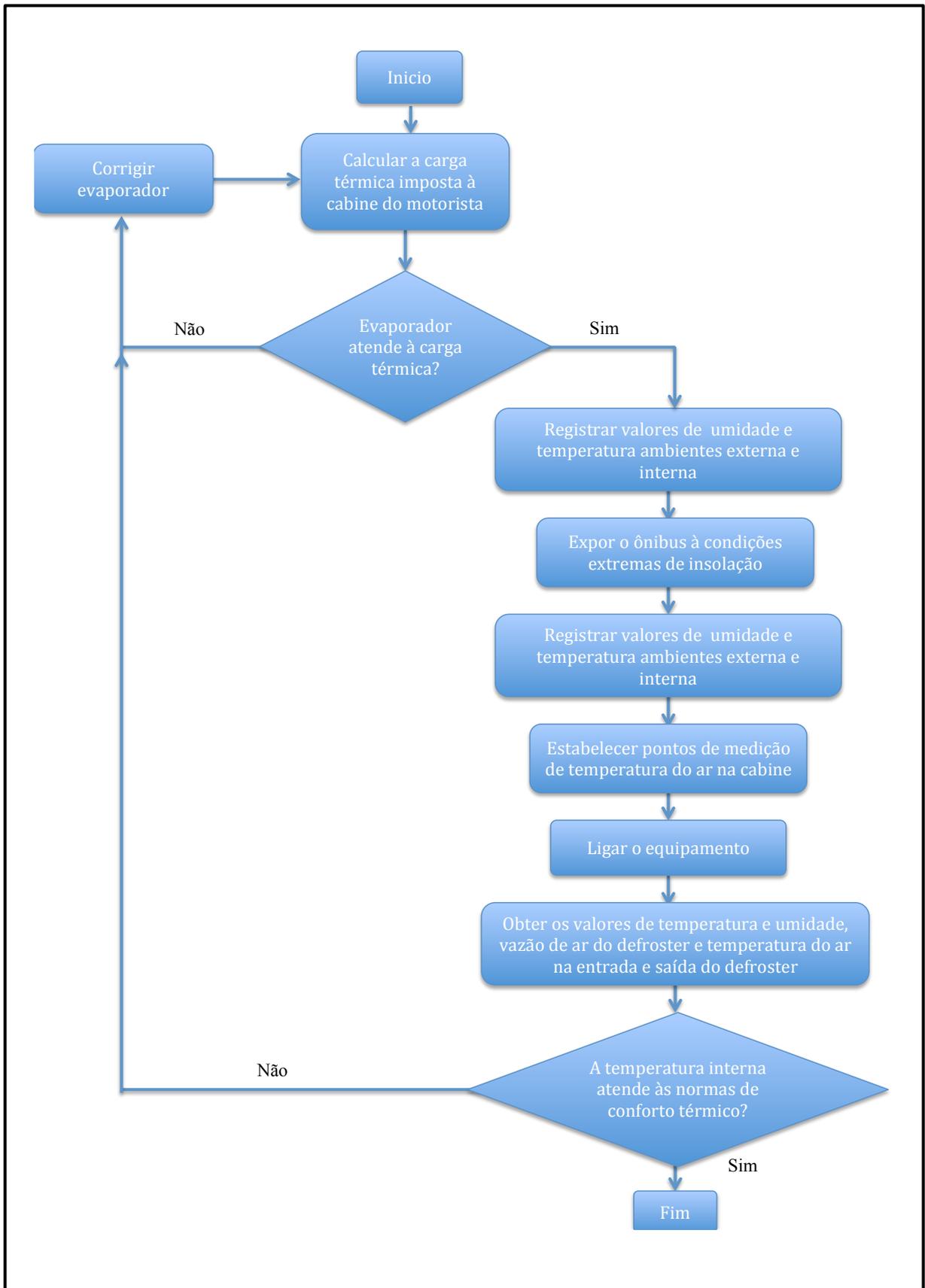
3.2 DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR PARA O *DEFROSTER*

Para avaliar o desempenho do aparelho de ar condicionado em questão, é necessário, antes de tudo, estimar a carga térmica imposta ao evaporador. Além disso, será necessário estipular a capacidade de troca térmica do trocador de calor. Desta maneira se fará a verificação do evaporador atual utilizado, obedecendo a Primeira Lei da Termodinâmica e as equações que regem a operação dos trocadores de calor. A taxa de calor transferido em kW é o calor trocado no evaporador, conhecida também como capacidade de climatização, onde esse processo representa o objetivo principal do sistema. A avaliação da capacidade de climatização deve considerar o fluxo de massa do ar e as diferenças de entalpia na saída e na entrada do evaporador.

3.2.1 Materiais e métodos

A Figura 3.4 esboça um fluxograma da metodologia proposta para o estudo de melhoria do sistema de ar condicionado da cabine do motorista de um ônibus rodoviário.

Figura 3.4 – Fluxograma do método proposto para o estudo de melhoria do *defroster*



Fonte: o Autor (2015)

A capacidade de climatização do *defroster* pode ser calculada tanto pelo lado do refrigerante quanto pelo lado do ar. Pelo lado do refrigerante necessita-se medir os fluxos de massa, as pressões e as temperaturas antes e após do evaporador. A dificuldade dessas medições fica por conta da medição do fluxo de massa do refrigerante. Portanto, a opção é pela medida da capacidade de climatização do aparelho pelo lado do ar.

A capacidade do equipamento deverá atender à carga térmica imposta à cabine do motorista. Desta forma, o primeiro passo será calcular essa carga térmica conforme equações vistas na seção 2.9.

Os procedimentos e medições dos ensaios para a determinação das condições de conforto térmico do motorista e seu auxiliar, bem como para determinar a capacidade de climatização do *defroster* serão as seguintes:

- estabelecer inicialmente os pontos de medição de temperatura do ar na cabine do motorista, que são: posição dos pés, tórax e cabeça do motorista e seu auxiliar, e atrás dos seus assentos, totalizando 8 (oito) pontos;

- expor o ônibus totalmente fechado a radiação solar voltado com a cabine do motorista para o sol, durante uma hora, simulando uma condição extrema de insolação, com uma temperatura ambiente externa de 25°C a 35°C, e medir as temperaturas nos pontos determinados com os registradores do modelo TagTemp da marca NOVUS (vide Anexo 6);

- ligar o motor do ônibus e estabelecer uma rotação de 1.500 rpm a 2.000 rpm, pois é a rotação atingida a uma velocidade normal de cruzeiro que está entre 80 km/h a 90 km/h;

- ligar o ar condicionado da cabine e durante 15 minutos averiguar as novas temperaturas e umidade relativa com termo higrômetro digital (vide Anexo 5);

- registrar os novos valores de temperatura com os registradores TagTemp (Anexo 6);

- obter a vazão de ar através da medida de velocidade de face com um anemômetro (vide Anexo 5) na entrada do *defroster*;

- medir as temperaturas do ar na entrada e saída do *defroster* com sensores PT 100 da marca NOVUS (vide Anexo 7);

As medições que serão realizadas conforme citadas acima, servirão para realizar a estimativa de capacidade de climatização do equipamento em estudo, com base nas equações mostradas no capítulo 2.

3.2.2 Resultados dos testes

Para que haja a aprovação do estudo de melhoria do aparelho de ar condicionado, os seguintes resultados deverão ser atendidos:

- após 15 minutos de ensaio, nenhum dos pontos de medição próximos ao motorista, determinados na seção 3.2.1, pode apresentar temperatura superior a 26 °C;

- após 30 minutos de ensaio, todos os valores das temperaturas internas da cabine devem estar compreendidos no intervalo de 20 a 26 °C;

- após 60 minutos de ensaio, todos os valores das temperaturas internas da cabine devem estar compreendidos no intervalo 20 a 26 °C e a máxima diferença de temperatura entre os pontos de medição não deve ser superior a 3 °C.

Após os testes serão realizados os comparativos de custos e desempenho térmico. Em seguida a implantação dos equipamentos escolhidos.

4 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Apresenta-se neste capítulo a aplicação da metodologia descrita para a análise do estudo de melhoria do *defroster* e os resultados experimentais práticos. Os resultados tiveram como objetivo final identificar o rendimento do aparelho a fim de proporcionar sugestões de melhorias para futuros projetos e até mesmo correção de eventuais erros de dimensionamento.

4.1 CONDIÇÕES ADOTADAS NO TRABALHO

No dimensionamento de equipamentos de ar condicionado na construção civil a posição geográfica é fixa, porém, devido à movimentação do ônibus é necessário especificar uma posição que represente a pior condição de ganho de calor. A cidade onde ocorreu o maior índice de reclamações por parte dos motoristas foi o Rio de Janeiro, sendo assim, as condições de temperatura e umidade que serão considerados na estimativa da carga térmica serão dessa cidade.

Conforme a NBR 6401 (1980), as características do verão no Rio de Janeiro apresentam os valores de acordo com a Tabela 4.1, onde apresentam-se a Temperatura de Bulbo Seco (TBS), Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) e a Temperatura Máxima.

Tabela 4.1 – Condições externas para verão

Cidade	TBS [°C]	TBU [°C]	Temperatura máxima [°C]	Umidade Relativa [%]
Rio de Janeiro (RJ)	35	26,5	39,4	78

Fonte: adaptado da NBR 6401 (1980)

Para as condições de conforto no interior da cabine serão utilizados os dados da Tabela 2.3 e da Figura 2.15, onde mostra uma temperatura de conforto aos 24 °C e 50% de umidade relativa.

4.2 CARGA TÉRMICA DE CLIMATIZAÇÃO

A carga térmica de climatização da cabine do motorista de um ônibus rodoviário divide-se em transmissão, insolação pelas paredes e vidros, calor sensível e latente dos

ocupantes, calor gerado pela iluminação interna, calor gerado pelos equipamentos internos, infiltração do ar latente e sensível. De acordo com ASHRAE (1997), as cargas máximas ocorrem às 12 horas, horário adotado como condição de estudo. As equações que determinam a carga térmica da cabine do motorista já foram descritas no capítulo 2.9.

4.2.1 Carga térmica por transmissão

No cálculo da carga térmica por transmissão são consideradas as paredes que não ficam expostas aos raios solares e os vidros cujos valores da carga por transmissão são somados com a carga por insolação. Na Tabela 4.2 estão apresentadas as paredes consideradas e os respectivos valores da taxa de calor transmitida.

Tabela 4.2 – Carga térmica por transmissão

Componentes da Cabine	U [W/m².K]	ÁREA [m²]	Transmissão [W]
Vidros Laterais	6,49	6,82	486,86
Para-Brisas	6,37	4,36	305,52
Portas da cabine	6,28	3,92	270,58
Piso da cabine	6,41	1,86	191,24
Escada Dianteira	5,98	1,32	126,15
Contorno do Painel	5,88	1,24	80,17
Painel	3,26	2,10	75,30
			1.535,82

Fonte: o Autor (2015)

4.2.2 Carga Térmica por insolação

Considera-se uma condição extrema de insolação, com as paredes e vidros voltados para o sol, às 12 horas. Para o cálculo da carga de insolação pelos vidros, adotam-se os valores de 0,79 para transmissividade e 0,06 para a absorvidade, sem o uso de coeficiente de sombreamento. Nas Tabelas 4.3 e 4.4 mostram-se os valores para a carga de insolação pelos vidros e paredes respectivamente.

Tabela 4.3 – Carga térmica por insolação dos vidros

Componentes da Cabine	U (W/m².K)	ÁREA (m²)	Insolação Vidros [W]
Vidros Laterais	6,49	6,82	1.099,67
Para-Brisas	6,37	4,36	702,94
			1.802,60

Fonte: o Autor (2015)

Tabela 4.4 – Carga térmica por insolação das paredes

Componentes da Cabine	U [W/m².K]	ÁREA [m²]	Insolação Paredes [W]
Paredes laterais da cabine	5,71	2,34	561,18
Teto	4,30	2,74	494,41
			1.055,59

Fonte: o Autor (2015)

4.2.3 Carga térmica dos ocupantes

A quantidade de ocupantes consideradas no estudo é de 2 pessoas na cabine, sendo o motorista acompanhado de seu auxiliar ou guia de viagem. De acordo com ASHRAE (1997), o ganho de calor sensível e latente para a atividade em questão é de 75 e 55 W por pessoa respectivamente. Na Tabela 4.5 são mostrados os valores para a carga térmica dos ocupantes.

Tabela 4.5 – Carga térmica dos ocupantes

	W
Calor Sensível	150
Calor Latente	110
	260

Fonte: o Autor (2015)

4.2.4 Carga térmica da iluminação e equipamentos

Na cabine do motorista utiliza-se 3 luminárias dicroicas com LED, transmitindo 1,5 W de potência cada uma.

Alguns equipamentos eletrônicos são utilizados na cabine, tais como: 3 módulos de áudio, 3 módulos de vídeo, 3 comandos eletrônicos da carroceria, comandos de controle do ar condicionado, válvulas elétricas, aparelhos de rádio e DVD, que na média transmitem 36 W por equipamento. A Tabela 4.6 mostra as cargas da iluminação e equipamentos respectivamente.

Tabela 4.6 – Carga térmica dos equipamentos e iluminação

Componentes da Cabine	W
Equipamentos	288,00
Iluminação	3,29
	291,29

Fonte: o Autor (2015)

4.2.5 Carga térmica de infiltração

O movimento do ônibus causa diferença de pressão entre o interior e o ambiente externo, e essa diferença de pressão provoca a infiltração do ar externo através de qualquer fresta existente na carroceria. A tarefa de determinar a infiltração é complexa, uma vez que não é possível conhecer cada uma dessas frestas e as suas dimensões devido às variações dos processos de fabricação. De acordo com ASHRAE (1997), considera-se uma admissão de ar externo de 0,0025 m³/s por pessoa em repouso, então para 2 pessoas tem-se 18 m³/h de infiltração de ar na cabine.

Os dados da carga térmica de infiltração latente e sensível são mostrados respectivamente na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Carga térmica de infiltração

	W
Infiltração Latente	421,4
Infiltração Sensível	0,6765
	422,08

Fonte: o Autor (2015)

4.2.6 Resumo dos valores da carga térmica

A Tabela 4.8 apresenta o resumo dos valores da carga térmica de climatização imposta à cabine do motorista do modelo estudado, onde se tem um total de 5.367,38 W, ou 5,37 kW.

Tabela 4.8 – Resumo das cargas térmicas na cabine do motorista de um ônibus rodoviário

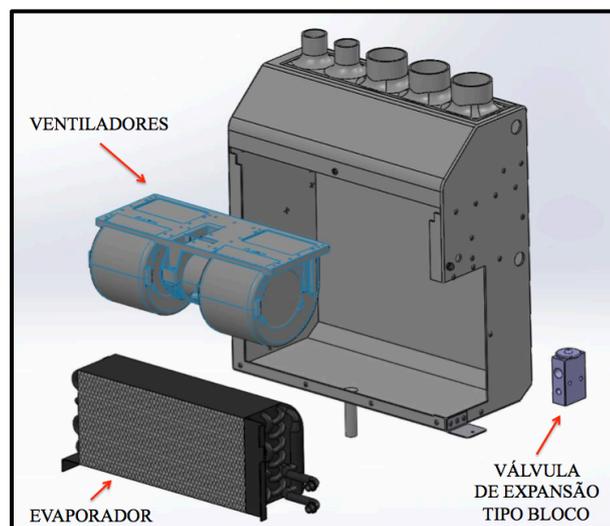
Carga Térmica	W	%
Insolação Vidros	1.802,60	33,58
Transmissão	1.535,82	28,61
Insolação Paredes	1.055,59	19,67
Infiltração Latente	421,40	7,85
Equipamentos	288,00	5,37
Ocupantes	260,00	4,84
Iluminação	3,29	0,06
Infiltração Sensível	0,68	0,01
	5.367,38	100,0

Fonte: o Autor (2015)

4.3 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO ATUAL EQUIPAMENTO

Devido ao elevado índice de reclamações de mercado, entende-se que atualmente o *defroster* a ser estudado não atende a carga térmica imposta à cabine do motorista. A Figura 4.1 ilustra o atual modelo.

Figura 4.1 – *Defroster* atual para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário

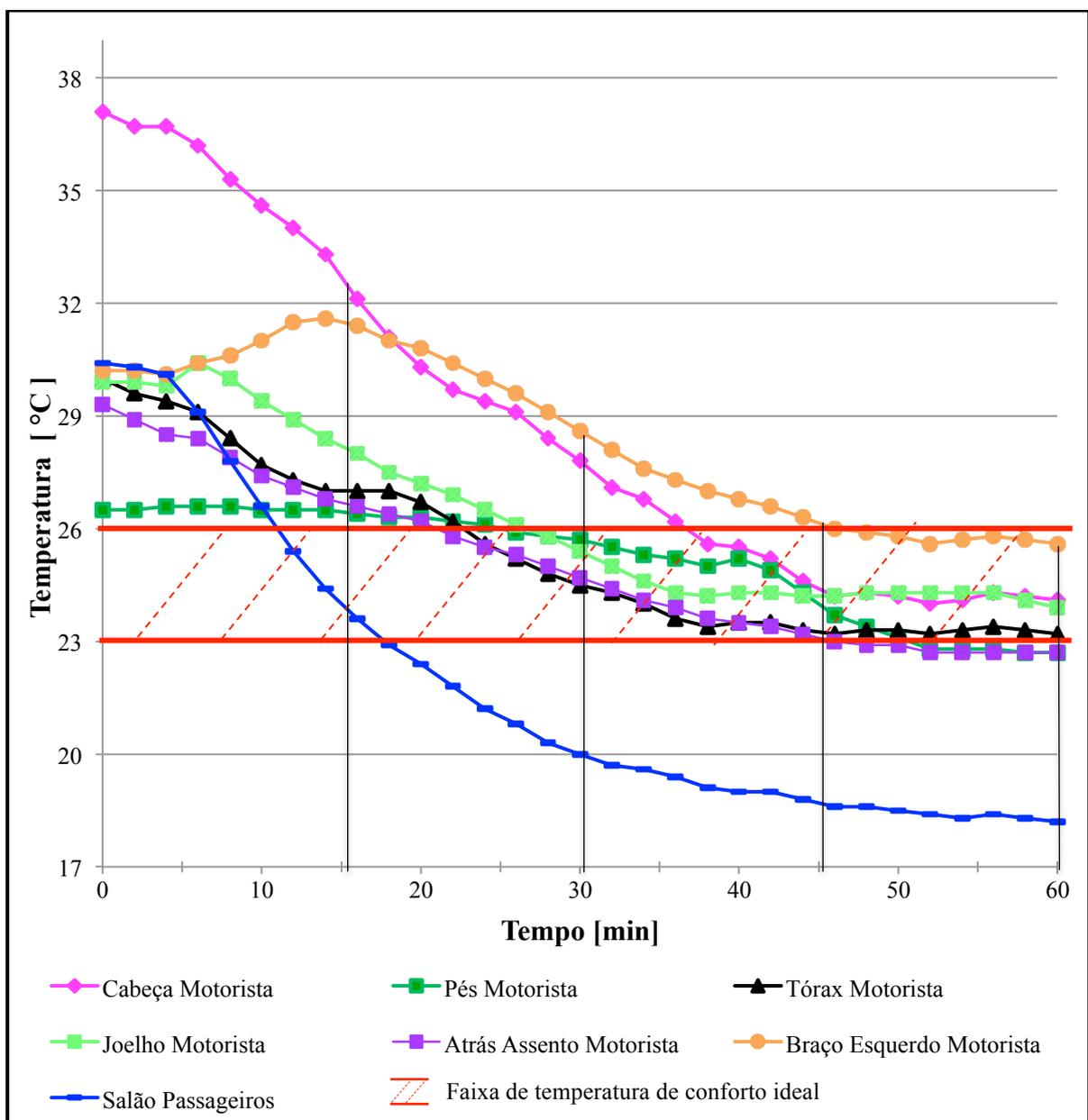


Fonte: o Autor (2015)

De acordo com os dados coletados na avaliação experimental e os cálculos de desempenho contidos no Apêndice B, a capacidade de climatização do evaporador atual é de 2,81 kW, sendo assim, percebe-se que a capacidade é inferior a carga térmica imposta mostrada da Tabela 4.8, que é de 5,37 kW.

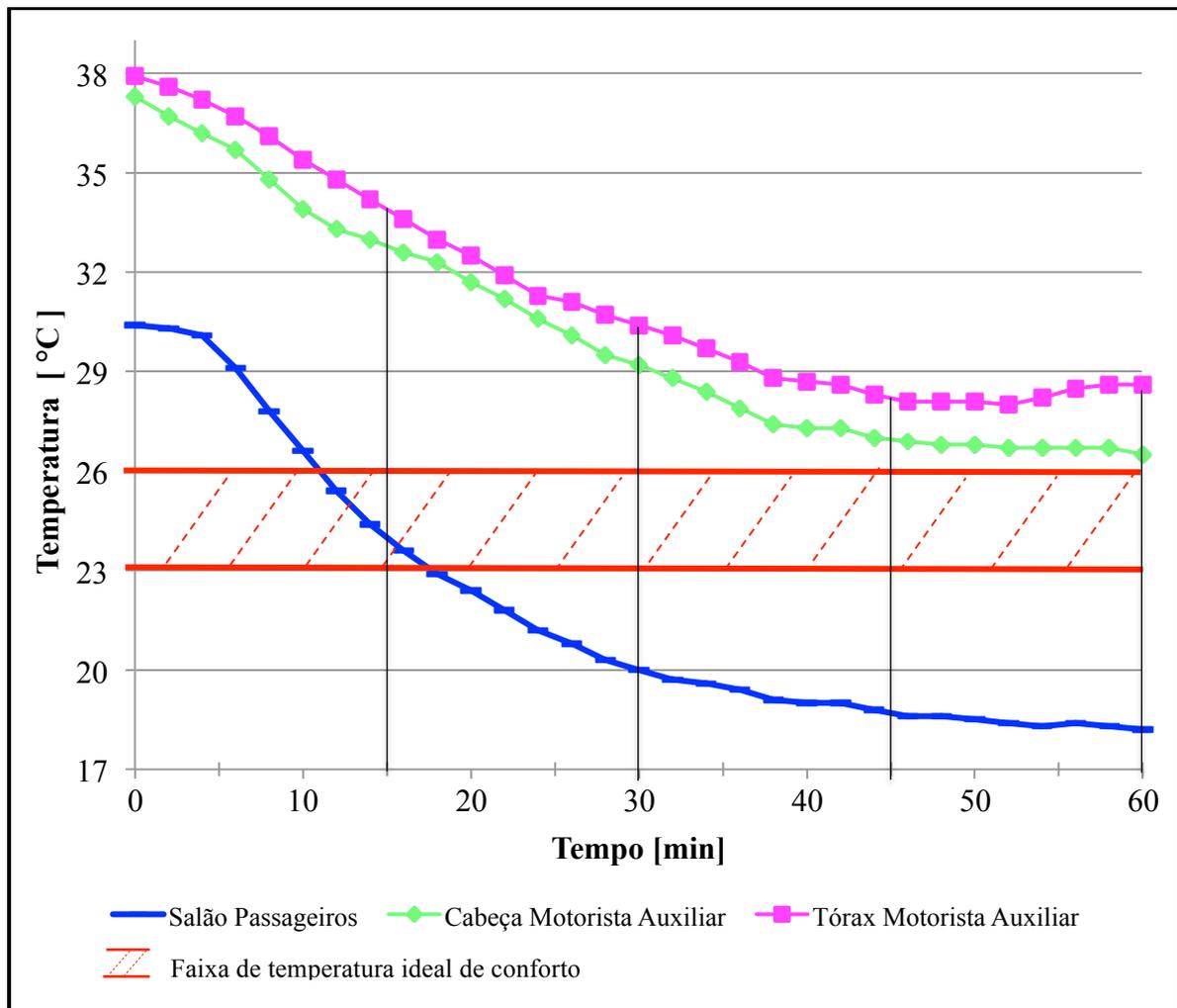
Ensaio foram realizados para comprovar a ineficiência do sistema atual, e os resultados obtidos demonstram-se nas Figuras 4.2, 4.3 e 4.4. Os dados dos gráficos das Figuras 4.2 e 4.3 representam a condição atual de desempenho do aparelho em estudo.

Figura 4.2 – Temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros



Fonte: o Autor (2015)

Figura 4.3 – Temperaturas nos pontos próximos ao motorista auxiliar e salão de passageiros



Fonte: o Autor (2015)

A temperatura externa antes do ensaio era de 27 °C, e ao final do ensaio, após 60 minutos, caiu para 25 °C. Durante o ensaio, a temperatura interna em alguns pontos da cabine variou entre 26,5 e 37,9 °C. A umidade externa no início do ensaio estava 67 %, e a interna se encontrava na casa dos 59 %.

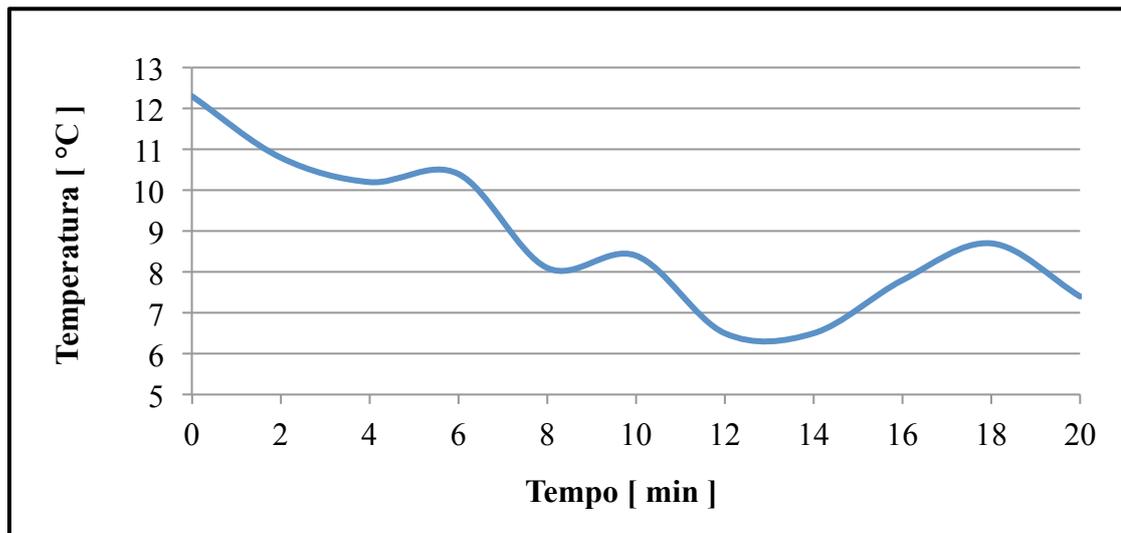
Ao final do ensaio, 6 dos 8 pontos da cabine ficaram dentro da faixa de temperatura de conforto ideal mostrado na Tabela 2.3 (entre 23 e 26 °C), porém 2 pontos ficaram acima da faixa aceitável de temperatura (tórax do motorista auxiliar e cabeça do motorista auxiliar), demonstrando uma certa ineficiência na uniformidade da climatização.

O maior problema encontra-se na demora em atingir-se a temperatura de conforto, pois somente após 45 minutos do início do ensaio todos os pontos próximos ao motorista encontravam-se abaixo dos 26 °C. Em contra partida, logo após 15 minutos do início do teste,

o salão de passageiros já se encontrava com uma temperatura de conforto na casa dos 24 °C, e 18 °C ao término do ensaio.

Os dados das Figuras 4.2 e 4.3 evidenciam que o evaporador atual está erroneamente dimensionado para a carga térmica imposta. Na Figura 4.4 ilustram-se as temperaturas do tubo do evaporador, onde de acordo com o fabricante deve-se obter uma temperatura próxima aos 5 °C, e de fato, isso ocorre.

Figura 4.4 – Temperaturas do tubo do evaporador



Fonte: o Autor (2015)

Outro dado importante é a vazão volumétrica de ar que passa pelo trocador de calor. O fabricante do evaporador estima uma velocidade de ar na face de 4,31 m/s, e, por conseguinte uma vazão volumétrica de 790,52 m³/h. Os dados do fabricante do trocador de calor estão contidos no Anexo 1, o desenho dimensional do evaporador está no Anexo 3 e os cálculos de desempenho estão no Apêndice B.

Durante o ensaio, a velocidade média de ar na face medida com o higrômetro foi de 3,7 m/s, sendo assim, o valor da vazão, calculado pelo produto da velocidade média do ar de face pela área de face, resultou em 678 m³/h.

Conforme já comentado no Capítulo 2, os ventiladores possuem um papel importante no sistema de climatização da cabine do motorista de um ônibus rodoviário, pois são os responsáveis por realizar o arrasto do ar refrigerado pelos dutos até as saídas de ar no painel. Os dados do fabricante do ventilador que se utiliza atualmente estão no Anexo 4, onde mostra uma vazão máxima de 1.200 m³/h com uma corrente de 15,9 A.

Durante os experimentos, a corrente medida foi de 8,3 A, resultando uma vazão de 474,0 m³/h, sendo este bem inferior ao dimensionado pelo fabricante dos ventiladores. Conforme mencionado acima, o valor da vazão calculado pelo produto da velocidade média do ar de face pela área de face resultou em 678 m³/h.

4.4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO NOVO EQUIPAMENTO

De acordo com a metodologia proposta para o estudo de melhoria do sistema de ar condicionado da cabine do motorista, conforme o fluxograma da Figura 3.4, selecionou-se um novo evaporador que atenda a carga térmica imposta de 5,37 kW.

O desenho dimensional da nova serpentina evaporadora é apresentado no Anexo 8, e os cálculos que comprovam o melhor desempenho estão no Apêndice C.

Na Tabela 4.9 apresentam-se as principais diferenças entre o trocador de calor atual e o proposto, onde se evidencia que o novo evaporador é maior e apresenta maior capacidade.

Tabela 4.9 – Principais diferenças entre o evaporador atual e o proposto

	Evaporador Atual	Evaporador Proposto	Unidade de Medida	Diferença [%]
Nº de fileiras	5	5	un	0%
Nº de tubos por fileiras	6	8	un	33%
Comprimento	333	342	mm	3%
Largura	86	86	mm	0%
Altura	153	208	mm	36%
Área de face	0,050949	0,071136	m ²	40%
Capacidade	2,81	5,57	kW	98%

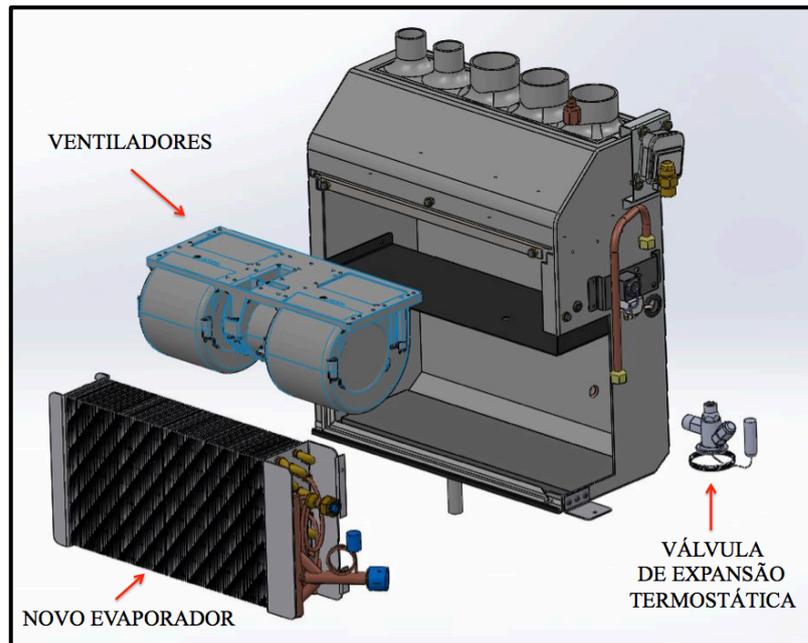
Fonte: o Autor (2015)

Antes de realizar-se a nova avaliação experimental, algumas alterações foram realizadas no conjunto *defroster*, tais como:

- a) trocou-se o evaporador atual pelo proposto;
- b) realizou-se a troca da válvula de expansão do tipo bloco por uma do modelo termostática.

A Figura 4.5 ilustra a nova configuração do conjunto *defroster*, com o novo trocador de calor e a nova válvula de expansão.

Figura 4.5 – Defroster proposto para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário



Fonte: o Autor (2015)

Depois de realizada a avaliação experimental com a nova configuração do *defroster*, na Tabela 4.10 mostra-se o comparativo dos valores das temperaturas obtidas após 16 minutos dos equipamentos em funcionamento.

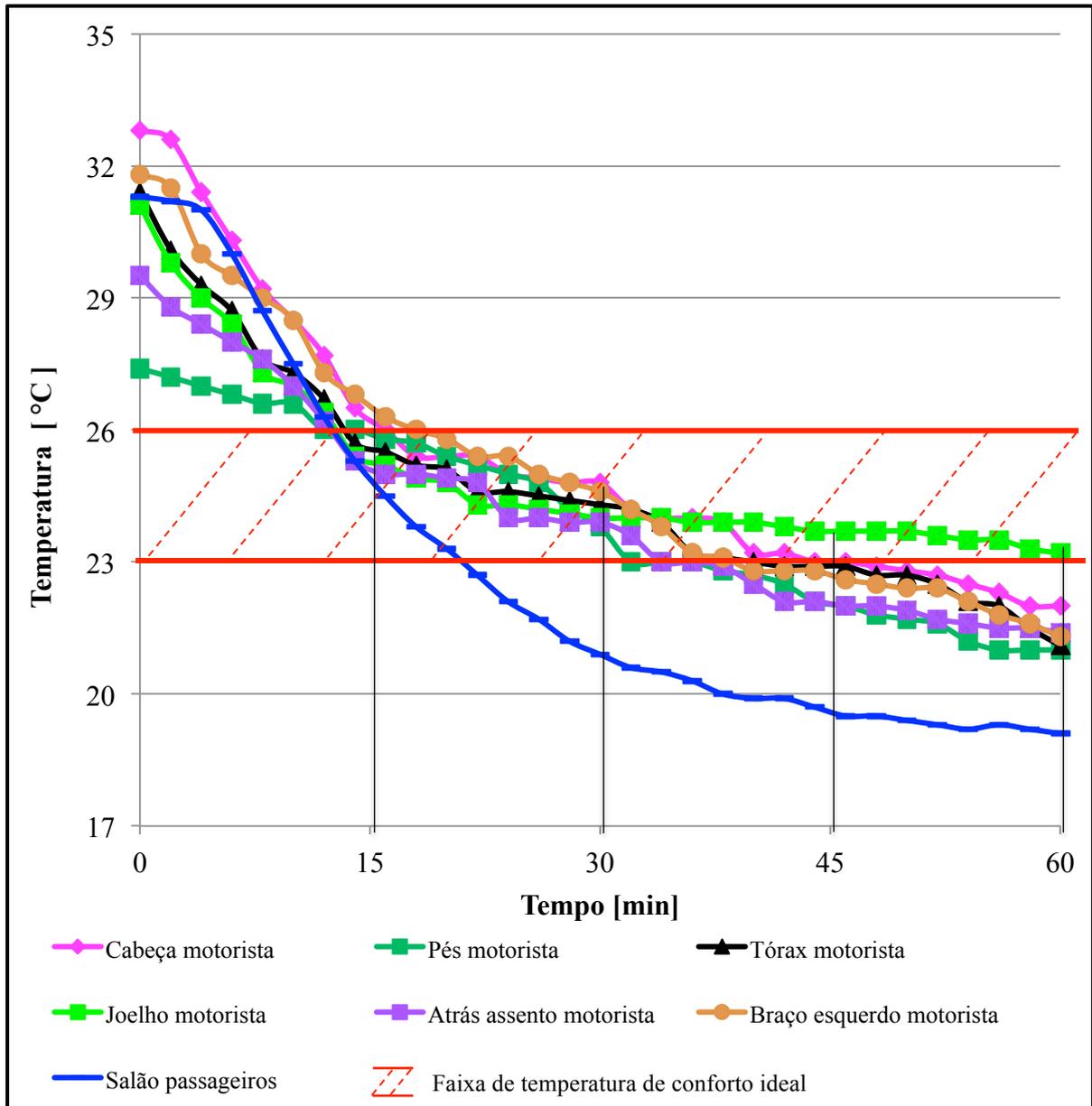
Tabela 4.10 – Diferença percentual das temperaturas após 16 minutos de ensaio

Posição	Temperaturas [°C]		Diferença [%]
	Modelo Atual	Modelo Proposto	
Cabeça Motorista	32,1	26,0	23%
Braço Esquerdo Motorista	31,4	26,3	19%
Tórax Motorista Auxiliar	33,6	29,8	13%
Cabeça Motorista Auxiliar	32,6	29,3	11%
Joelho do Motorista	28,0	25,2	11%
Tórax do Motorista	27,0	25,2	7%
Atrás Assento Motorista	26,6	25,0	6%
Pés do Motorista	26,4	25,8	2%

Fonte: o Autor (2015)

Nas Figuras 4.6 e 4.7, apresentam-se os gráficos que demonstram uma evolução do rendimento do *defroster* após a troca do evaporador, e no Apêndice D ilustram-se os gráficos comparativos das temperaturas nos 9 pontos medidos.

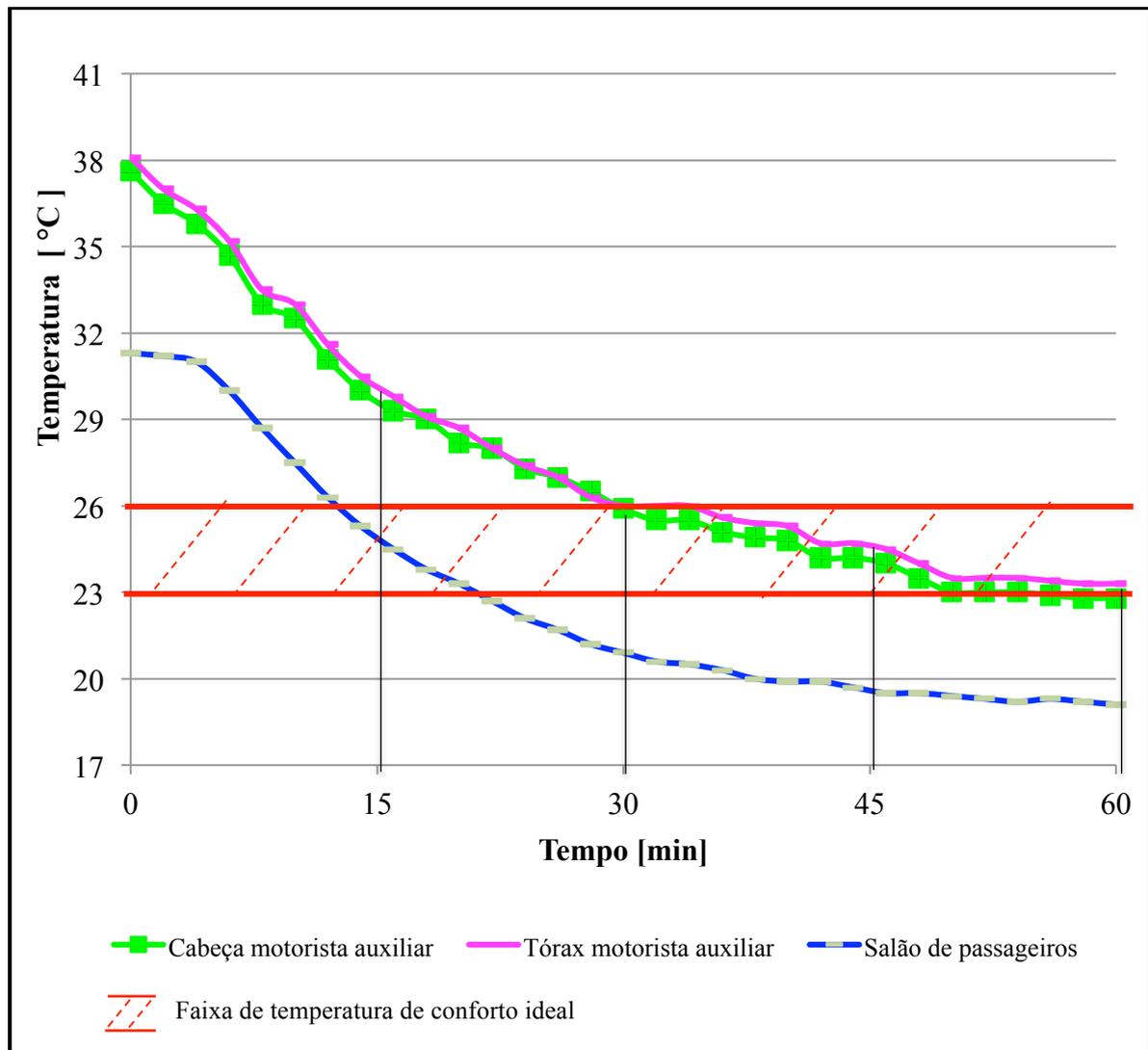
Figura 4.6 – Novas temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros



Fonte: o Autor (2015)

A temperatura externa antes do ensaio com o modelo proposto era de 28 °C, e ao final do ensaio, após 60 minutos, caiu para 26 °C. Durante o ensaio, a temperatura interna em alguns pontos da cabine variou entre 26,5 e 29,5 °C. A umidade externa no início do ensaio estava 63 %, e a interna se encontrava na casa dos 57 %.

Figura 4.7 – Novas temperaturas nos pontos próximos ao motorista e salão de passageiros

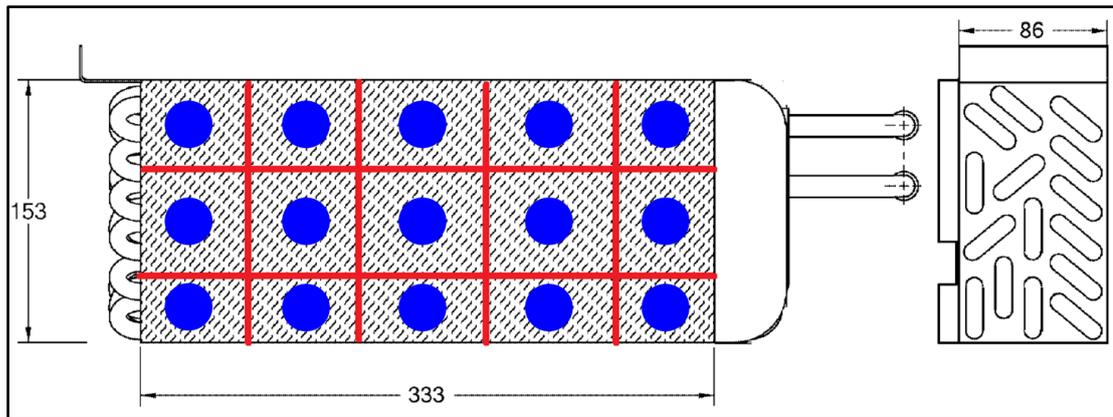


Fonte: o Autor (2015)

Ao final do ensaio, os 8 pontos da cabine ficaram dentro ou um pouco abaixo da faixa de temperatura de conforto ideal mostrado na Tabela 2.3 (entre 23 e 26 °C), demonstrando uma melhora no desempenho do aparelho. Após 30 minutos do início do ensaio, todos os pontos da cabine já estavam abaixo dos 26 °C, este fato comprova um rendimento superior se comparado ao atual modelo, onde com o mesmo tempo, 4 pontos ainda estavam acima dos 28 °C.

Outro dado importante é a velocidade média de ar na face, medida em 15 pontos na área de face, representados pelas marcas azuis na Figura 4.8, onde obteve-se 6,6 m/s, sendo assim, o valor da vazão, calculado pelo produto da velocidade média do ar de face pela área de face, resultou em 1.690,2 m³/h, contra os 678 m³/h do modelo atual.

Figura 4.8 – Pontos de medição da velocidade média de ar na face do evaporador



Fonte: o Autor (2015)

Durante o experimento com o evaporador proposto, a corrente medida foi de 9,0 A, resultando uma vazão de 552,0 m³/h, sendo este superior aos 474 m³/h do modelo atual. Conforme mencionado no parágrafo anterior, o valor da vazão calculado pelo produto da velocidade média do ar de face pela área de face resultou em 1.690,2 m³/h. As diferenças percentuais das correntes medidas e das respectivas vazões de ar entre o evaporador atual e o proposto encontram-se na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Diferenças em função da corrente e vazões de ar

	Atual	Proposto	Diferença [%]
Corrente [A]	8,3	9,0	7,78%
Vazão de ar dos ventiladores [m ³ /h]	474,0	552,0	14,13%
Vazão vel. média do ar X área da face [m ³ /h]	678,0	1.690,0	59,88%

Fonte: o Autor (2015)

Embora houveram significantes melhoras nas condições dentro da cabine do motorista, a alteração acarretou em uma ligeira perda de capacidade no salão de passageiros, porém o ar condicionado do salão já está dimensionado para atender a respectiva carga térmica do compartimento de passageiros.

4.5 ANÁLISE DE CUSTOS

No projeto de engenharia, a análise de custos possui um papel importante na escolha dos componentes, pois interfere na formação de preço do produto final.

O evaporador proposto é cerca de 6% mais caro que o atual, devido ao fato de ser maior. A válvula de expansão é 25% mais cara que a do tipo bloco, porém é mais sofisticada.

Sendo assim, a alteração proposta no equipamento de ar condicionado para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário, que foi a troca do evaporador e da válvula de expansão, são economicamente viáveis, pois a diferença percentual apresentada não interfere na formação de preço do produto final, que é o ônibus como um todo.

5 CONCLUSÃO

No estudo do sistema de ar condicionado utilizado em uma carroceria de ônibus rodoviário, pode-se concluir que o equipamento atual não consegue atender a carga térmica de 5,36 kW, referente a região de tráfego onde a temperatura média de verão é de 35 °C.

Com testes experimentais percebeu-se a ineficiência do aparelho em climatizar a cabine do motorista de um determinado modelo de ônibus, pois comparando com o sistema que climatiza o salão de passageiros, notou-se uma grande demora em acondicionar o ar e uma não uniformidade nas temperaturas internas da cabine.

Desta maneira, escolheu-se uma maior serpentina evaporadora, com capacidade de 5,57 kW e também uma válvula de expansão termostática, pois esse modelo é capaz de regular a injeção de líquido refrigerante no evaporador, a qual é controlada pelo superaquecimento do refrigerante.

Não foi possível realizar uma avaliação experimental utilizando ou o novo evaporador, ou somente a válvula de expansão termostática, pois o evaporador proposto já possuía a preparação para a válvula termostática, o qual atualmente é utilizado em um modelo de ônibus produzido na planta localizada no México.

Através de um novo teste experimental, foi possível visualizar uma melhora de desempenho do equipamento proposto, pois atingiu-se a temperatura de conforto rapidamente, logo após 16 minutos.

Após 30 minutos do início do ensaio, todos os pontos de medição estavam abaixo dos 26 °C, e ao final do ensaio, todos os pontos na cabine encontravam-se com uma máxima diferença de 2 °C entre si. Sendo assim, evidencia-se a melhoria proposta no sistema de ar condicionado para a cabine do motorista de um ônibus rodoviário.

5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, sugere-se expandir este estudo para outros modelos de ônibus, tais como urbanos e micro-ônibus, bem como seguir a metodologia deste trabalho no desenvolvimento de novos produtos fabricados pela empresa.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401**: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto. Rio de Janeiro, 1980.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS; 1997 **ASHRAE handbook**: fundamentals. IP ed. Atlanta: ASHRAE, 1997.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS; 2004 **ASHRAE Standard 55**: Thermal environmental conditions for human occupancy. IP ed. Atlanta: ASHRAE, 2004.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS; 2012 **ASHRAE handbook**: Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment. IP ed. Atlanta: ASHRAE, 2012.

BOLTZ, Norbert; SCHALLER, Ralph; SCHEID, Helmut. **Air Conditioning Systems for Buses & Coaches**. Munich: Süddeutscher Verlagonpact GmdH, 2011.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2009.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 7 ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

COSTA, E.C. **Física aplicada à construção - conforto térmico**. 2. ed. São Paulo: Edgar Blücher Ltda, 1974.

HAN, T.; HUANG, L. **A Model for Relating a Thermal Comfort Scale to EHT Comfort Index**. SAE Technical Paper Series 2004-01-0919, Detroit, 2004.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MARQUES, M.; HADDAD, J.; MARTINS, A. R. S. **Conservação de Energia - Eficiência Energética de Equipamentos e Instalações**. 3. ed. Eletrobrás, Procel Educação, UNIFEI, FUPAI. Itajubá, 2006.

MOURA, Marcelo Blanco Bolsonaro de. **Aprimoramentos em sistema de climatização veicular para melhoria de condições ambientais e redução no consumo de combustível**. 2007. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

RECH, M. André. **Modelagem e simulação de um sistema de ar condicionado**. 2012. 78 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Caxias do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2012.

SANTOS, Eduardo Oliveira dos. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. 2005. 109 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

SPAL. Disponível em: <http://www.spalbrasil.com.br/pdfs/evaporadores_duplos_24v/006-B39-22.pdf>. Acesso em: 14 novembro 2014.

STEDILE, C. **Otimização do isolamento térmico da carroceria de ônibus urbano equipado com ar condicionado**. 2003. 61 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Caxias do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2003.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2002.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

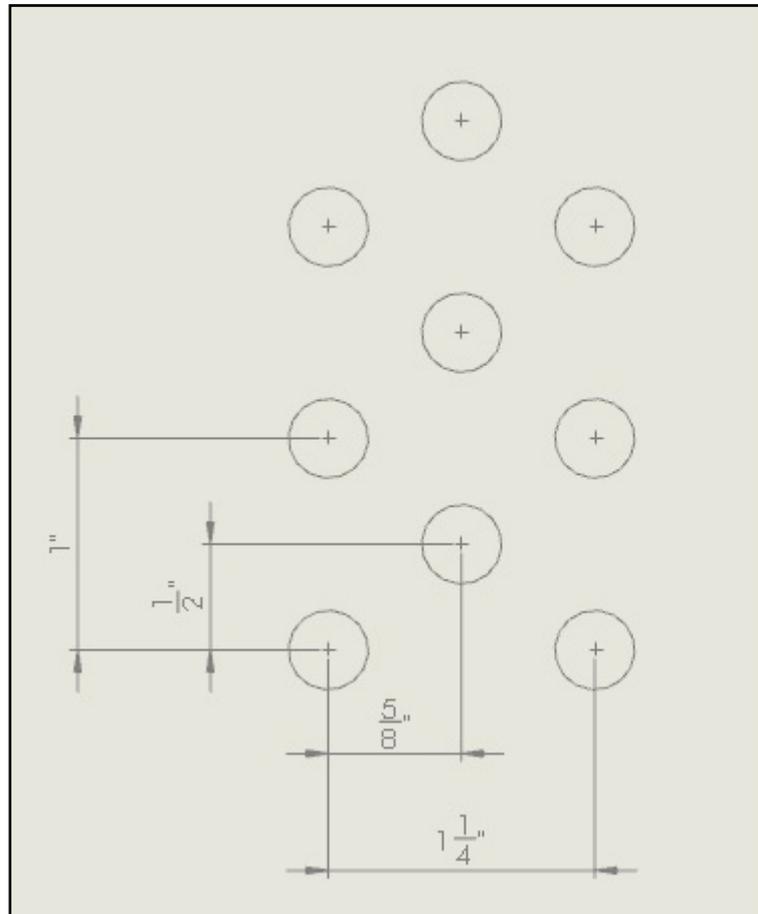
ANEXO 1

Figura A.1 – Dados de desempenho emitidos pelo fabricante do evaporador (SERRAF)

Geometria	102516_W_S	Comprimento da bateria	333 mm		
Número de tubos por fileiras	8	Passo aletas	1,60 mm		
Número por fileiras	5	Número de circuitos	4	Tube Shape	Circular
Capacidade			5395		kcal/h
Potencialidade sensível			3768		kcal/h
Potencialidade latente			1627		kcal/h
Relação da potência sensível / potência total			0,6984		
Quantidade de água produzida			3		kg/h
Superfície de troca			5,93		m ²
Coefficiente de transformação global			130		kg/(m ² h)
Delta H Médio Logarítmico			1,7		kcal / kg
Material das aletas / Material dos tubos			Aluminium / Copper		
Espessura das aletas			0,10		mm
Volume interno da bateria			0,8		l
Diâmetro externo dos tubos			9,52		mm
Diâmetro interno dos tubos			8,96		mm
Número dos tubos saltados			0		
LADO DO AR					
Pressão atmosférica / altitude			1,01 / 0,000		bar A / m
Caudal volumico de ar			1050,0		m ³ /h
Caudal máximo de ar			1222		kg/h
Velocidade frontal na bateria			4,31		m/s
Densidade do ar na entrada			1,16		kg/m ³
Temperatura do ar na entrada			28,0		°C
Humidade relativa do ar na entrada			50,00		%
Humidade específica do ar na entrada			11,67		g/kg AS
Entalpia do ar na entrada			13,9		kcal / kg
Temperatura do ar na saída			15,4		°C
Humidade relativa do ar na saída			87,73		%
Humidade específica do ar na saída			9,47		g/kg AS
Entalpia do ar na saída			9,4		kcal / kg
Queda de pressão			333		Pa
Coefficiente de transformação parcial			96		kg/(m ² h)
Coefficiente de sujidade			0,00000		(m ² h °C)/kcal
LADO REFRIGERANTE					
Fluido					R134a
Caudal máximo do fluido / Mass velocity			166 / 182		kg/h / kg/(m ² s)
Velocidade do fluido (fase gasosa / fase líquida)			10,65 / 0,14		m/s
Graus de sub-arrefecimento			5,0		K
Graus de sobreaquecimento			7,0		K
Temperatura de evaporação			5,0		°C
Temperatura de condensação			55,0		°C
Queda de pressão do fluido			12,24		kPa
Queda de pressão do colector			0		kPa
Queda de pressão total do lado do fluido			12,24		kPa
Coefficiente de transformação parcial			2149		kg/(m ² h)
Coefficiente de sujidade			0,00000		(m ² h °C)/kcal

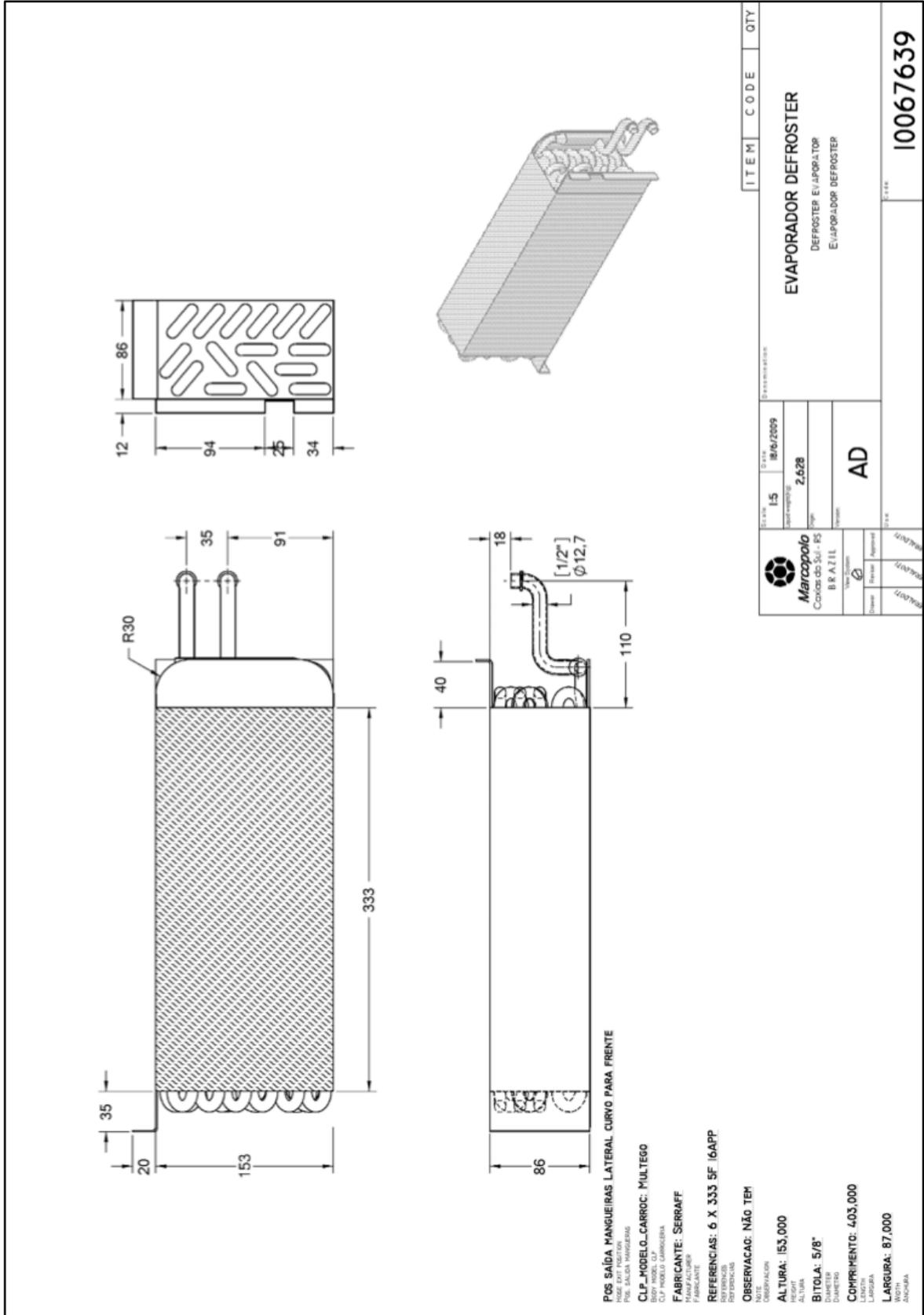
ANEXO 2

Figura A.2 – Passe dos tubos do evaporador (SERRAF)



ANEXO 3

Figura A.3 – Desenho detalhado do evaporador atual



ANEXO 4

Figura A.4 – Tabela de desempenho emitida pelo fabricante do ventilador (SPAL)

PERFORMANCE CHART SCHEDA PRESTAZIONI				
Static pressure Pressione statica mm H₂O	Airflow Portata m³/h	Current input Corrente assorbita A	Airflow Portata CFM	Static pressure Pressione statica in H₂O
0	1200	15,9	708	0
10	1130	14,9	667	0,4
20	1040	14,0	614	0,8
30	960	13,2	566	1,2
40	860	12,5	507	1,6
50	750	11,3	443	2,0
60	600	9,6	354	2,4
70	280	6,3	165	2,8
80	110	5,4	65	3,2
85	0	5,0	0	3,4

ANEXO 5

Figura A.5 – Especificações do fabricante do termo higrômetro digital

3500



**Split second decisions in the field
leave no time for guesswork. Get every
environmental condition in seconds.**

Quickly changing weather conditions require constant, immediate updates. Measure wind speed, temperature, relative humidity, dew point and wet bulb temperature with ONE instrument. You don't need to log it, you just need to know it. At the press of a button, get all the relevant conditions you need to enable yourself to shift strategies, reduce risk and ensure safety.

INCLUDES
Neck Lanyard
Slide-on Cover
CR2032 Coin Cell Battery (average life 300 hours)
Kestrel Certificate of Conformity

ACCESSORIES
Kestrel Portable Vane Mount
Tripod for Stationary Use
Carrying Case
Replacement Impeller
RH Calibration Kit

	0835	\$259
	0835NVOLV	\$269



MEASURES
WIND SPEED | MAX WIND GUST | AVERAGE WIND SPEED | TEMPERATURE | WIND CHILL |
RELATIVE HUMIDITY | HEAT STRESS INDEX | DEWPOINT TEMP |
WET BULB TEMP | ALTITUDE | BAROMETRIC PRESSURE

SENSOR	ACCURACY (+/-)*	RESOLUTION	SPECIFICATION RANGE	OPERATIONAL RANGE
Wind Speed Air Flow	Larger of 3% of reading, least significant digit or 20 ft/min	0.1 m/s 1 ft/min 0.1 km/h 0.1 mph 0.1 knots 1 B	0.6 to 40.0 m/s 118 to 7,874 ft/min 2.2 to 144.0 km/h 1.3 to 89.5 mph 1.2 to 77.8 knots 0 to 12 B	0.6 to 60.0 m/s 118 to 11,811 ft/min 2.2 to 144.0 km/h 1.3 to 134.2 mph 1.2 to 116.6 knots 0 to 12 B
Ambient Temperature	0.9 °F 0.5 °C	0.1 °F 0.1 °C	-20.0 to 158.0 °F -29.0 to 70.0 °C	14.0 to 131.0 °F -10.0 to 55.0 °C
Globe Temperature-Tg	°F 1.4 °C	0.1 °F 0.1 °C	-20.0 to 140.0 °F -29.0 to 60.0 °C	14.0 to 131.0 °F -10.0 to 55.0 °C
Relative Humidity	3.0 %RH	0.1 %RH	5 to 95% non-condensing	0 to 100%
Pressure	0.03 inHg 1.0 hPa mbar 0.01 PSI	0.01 inHg 0.1 hPa mbar 0.01 PSI	8.86 to 32.49 inHg 300.0 to 1100.0 hPa mbar 4.35 to 15.95 PSI and 32.0 to 185.0 °F 0.0 to 85.0 °C	0.30 to 48.87 inHg 10.0 to 1654.7 hPa mbar 0.14 to 24.00 PSI and 14.0 to 131.0 °F -10.0 to 55.0 °C
Compass	5°	1° 1/16th Cardinal Scale	0 to 360°	0 to 360°

ANEXO 6

Figura A.6 – Especificações do fabricante dos registradores de temperatura tagtemp (NOVUS)

NOVUS
MICRO DATA LOGGER DE TEMPERATURA - TagTemp

APRESENTAÇÃO

TagTemp é um data logger de temperatura compacto e à prova d'água. Montado em um alojamento IP65, pode ser instalado em ambientes severos em diversas aplicações.

Pode ser facilmente programado e configurado através de uma versátil interface de comunicação infravermelha conectada à porta USB do PC utilizando software em ambiente Windows® ou PalmOS. O software **LogChart II** possibilita a configuração, coleta, plotagem, análise e exportação dos registros.

Utilizando uma bateria de Lítio de baixo custo, pode funcionar continuamente por mais de um ano. Sua alta resolução (14 bits ADC) e sua capacidade de memória (16k registros) faz do **TagTemp** o instrumento ideal mesmo para monitoração de temperatura por longos períodos ou amostragens rápidas.



Aplicações



Processamento de alimentos



Laboratórios, salas limpas, data centers, salas de computadores



Ambientes com ar condicionado



Transporte e armazenagem de produtos sensíveis à temperatura

Características

	TagTemp-USB
Faixa de Medição	-20 °C a +70 °C
Exatidão de Temperatura	±0,5 °C a 25 °C ±1,0 °C em toda faixa
Resolução	0,1 °C
Capacidade da memória	32.000 registros
Intervalo de aquisição	Programável entre 5 s e 18 h
Exatidão do relógio	0,01%
Configuração e coleta	USB
Alimentação	Pilha de Lítio, 3 V (CR2032), substituível
Autonomia da bateria	1 ano com intervalo de aquisição de 15 minutos
Alojamento	Corpo e tampa em ABS + PC. Grau de proteção IP67
Dimensões	55 x 38 x 18 mm



Configuração e coleta de dados utilizando a interface USB IrLink3



Configuração e coleta dos dados utilizando o Palm

Utiliza o HotSync para transferir os dados coletados para o computador

11 3097.8466 | info@novus.com.br | www.novus.com.br



NOVUS
Medimos, Controlamos, Registramos

ANEXO 7

Figura A.7 – Especificações do fabricante do sensor PT 100 (NOVUS)

NOVUS
DATA LOGGER - LogBox-AA

APRESENTAÇÃO

O **LogBox-AA** é um data logger com 2 canais de entrada universais, para medição de sinais analógicos compatíveis com uma vasta gama de sinais e sensores industriais. É um dispositivo autônomo e versátil, totalmente configurável por software em ambiente Windows* ou PalmOS. Utilizando um PDA com sistema PalmOS é possível configurar e coletar os dados do **LogBox-AA**. O software **LogChart II** para Windows* permite a configuração, coleta, plotagem, análise e exportação dos registros históricos coletados.

A comunicação entre o **LogBox** e o PC ou Palm é realizada por meio ótico infra-vermelho sem contato. Seu resistente invólucro à prova d'água permite aplicações nos mais difíceis e remotos locais.



CONFIGURAÇÃO

- O software **LogChart II** permite a configuração, coleta, visualização e exportação dos dados. Para comunicação infra-vermelho com o **LogBox-AA** é utilizada a interface de comunicação **Irlink3**, ligada ao PC por uma porta USB ou RS232.
- O **LogBox** pode ser também configurado e coletado por Palm Top com sistema operacional PalmOS. Esta opção elimina a necessidade de notebooks para coleta e reconfiguração, reduzindo custos e aumentando a portabilidade. Os dados coletados de múltiplos **LogBox** podem ser posteriormente transferidos para o computador utilizando a ferramenta de sincronismo nativa do Palm. Uma vez transferidos para o computador, os dados podem ser visualizados e exportados utilizando o software **LogChart II**.

ESPECIFICAÇÕES

- Duas entradas universais multi-sensor, individualmente configuráveis para Pt100, Termopar (tipos J, K, T, E, N, R, S ou B), tensão (0 a 50mV ou 0 a 10V), ou corrente (0 a 20 mA ou 4 a 20mA).
- Precisão: 0,2% da faixa máxima para Pt100, corrente e tensão. 0,25% da faixa máxima $\pm 3^\circ\text{C}$ para termopares R,S e B. 0,25% da faixa máxima $\pm 1^\circ\text{C}$ para de mais termopares.
- Resolução Entrada: 14 bits ou 16384 níveis.
- Início de aquisições imediato, em data/hora programável, pelo botão, por entrada digital ou via Palm.
- Fim das aquisições por memória cheia, data e hora, memória circular ou número de aquisições.
- Botão e entrada de sinal externo para iniciar/parar aquisição.
- Repetição diária das aquisições.
- Memória: Modelo 32.000 registros, usados para um único canal ou 16.000 registros para cada canal. Modelo 64.000 registros usados para um único canal ou 32.000 registros para cada canal. (O modelo 64.000 não é compatível com o Palm).
- Comunicação por Infra-vermelha distâncias até 50cm.
- Intervalo entre registros: programável de 1s a 18 horas.
- Relógio de tempo real.
- Alimentação interna por bateria de lítio 3,6V (1/2AA).
- Autonomia estimada da bateria: 200 dias, fazendo uma coleta de dados semanal e com intervalo de aquisição de 5 minutos.
- Circuito de comutação para alimentação de transdutores externos (somente modelo IP65).
- Software de configuração e coleta: para Windows* XP, Vista, 7 e PalmOS.
- Temperatura de operação: -40°C a 70°C .
- Gabinete IP65 e em ABS + PC. Opcional: IP67.
- Dimensões: 70 x 60 x 35 mm.

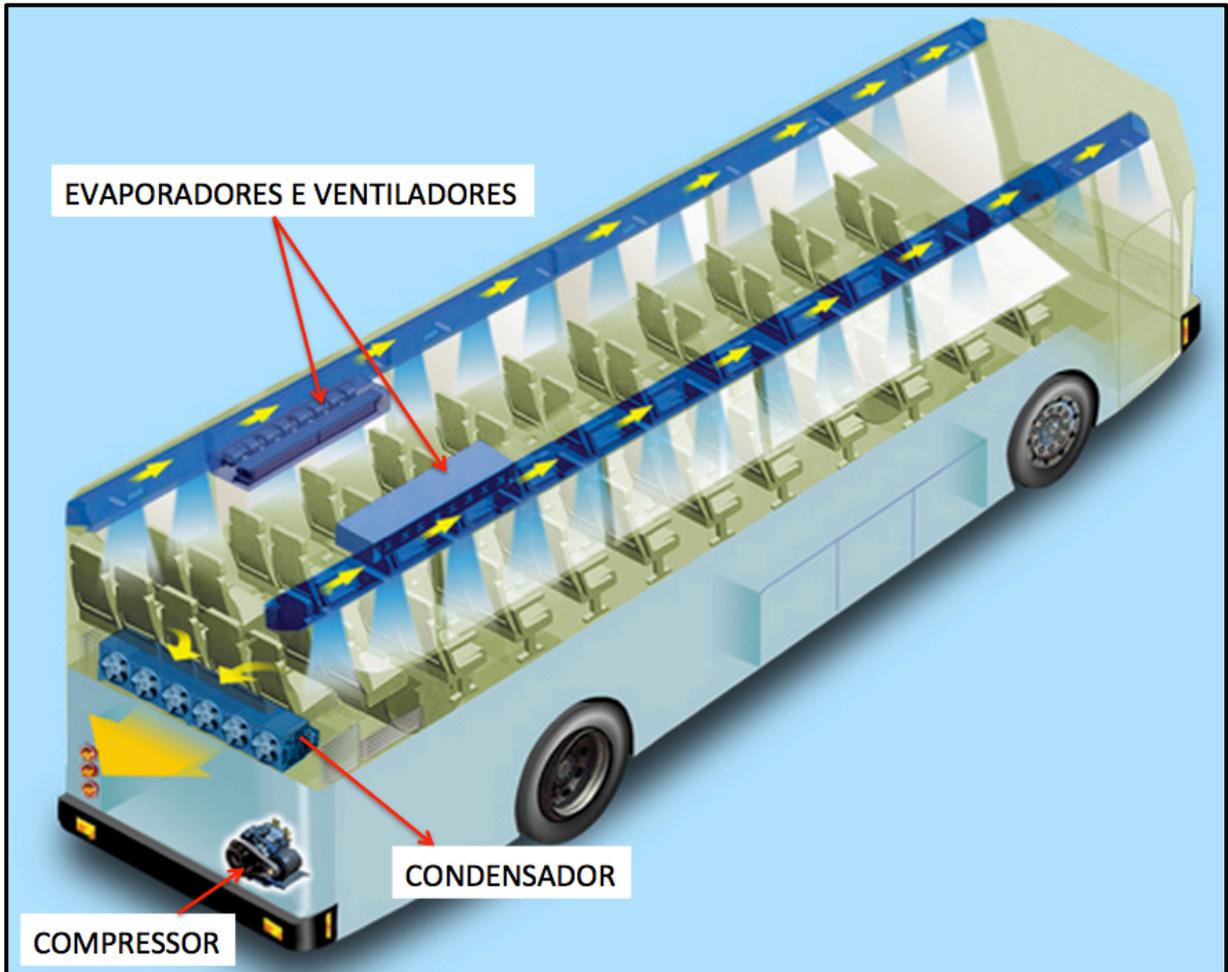


ENTRADAS E RANGES MÁXIMOS	
ENTRADA	FAIXA DE TRABALHO
Termopar tipo K	-90 a 1370 °C
Termopar tipo J	-50 a 760 °C
Termopar tipo R	0 a 1760 °C
Termopar tipo S	0 a 1760 °C
Termopar tipo T	-100 a 400 °C
Termopar tipo N	-90 a 1300 °C
Termopar tipo B	150 a 1820 °C
Pt100	-200.0 a 650.0 °C
0-10 V	Indic. programável de -32768 a 32767
0-50 mV	Indic. programável de -32768 a 32767
0-20 mA	Indic. programável de -32768 a 32767
4-20 mA	Indic. programável de -32768 a 32767

B4
Info@novus.com.br
www.novus.com.br
NOVUS PRODUTOS ELETRÔNICOS LTDA
TEL: 55 51 3323-3800 FAX: 55 51 3323-3645

APÊNDICE A

SISTEMA CENTRAL DO AR CONDICIONADO



APÊNDICE B

CÁLCULO DA CAPACIDADE DO EVAPORADOR ATUAL

Dados de entrada:

- a) área de face: 0,050949m²
- b) velocidade média do ar na face: 3,7 m/s = 13.320 m/h
- c) temperatura do ar na entrada da serpentina: 28 °C
- d) temperatura do ar na saída da serpentina: 15,4 °C
- e) C_p do ar = 1,0128 kJ/Kg.K
- f) ρ do ar: 1,1722 kg/m³

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_e - T_s)$$

$$\dot{V}_{ar} = A_{face} \cdot V_{ar}$$

$$\dot{V}_{ar} = 0,050949\text{m}^2 \times 13.320 \text{ m/h}$$

$$\dot{V}_{ar} = 678,64\text{m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar}$$

$$\dot{m}_{ar} = 1,1722 \text{ kg/m}^3 \times 678,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_{ar} = 795,50 \text{ kg/h} = \mathbf{0,22 \text{ kg/s}}$$

Então:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_e - T_s)$$

$$Q_{evap} = 0,22 \text{ kg/s} \times 1,0128 \text{ kJ/KgK} \times (28 - 15,4)$$

$$Q_{evap} = \mathbf{2,81 \text{ kW}}$$

APÊNDICE C

CÁLCULO DA CACIDADE DO EVAPORADOR PROPOSTO

Dados de entrada:

- g) área de face: 0,071136 m²
- h) velocidade média do ar na face: 6,6 m/s = 23.760 m/h
- i) temperatura do ar na entrada da serpentina: 25°C
- j) temperatura do ar na saída da serpentina: 15°C
- k) C_p do ar = 1,0128 kJ/Kg.K
- l) ρ do ar: 1,1839 kg/m³

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_e - T_s)$$

$$\dot{V}_{ar} = A_{face} \cdot V_{ar}$$

$$\dot{V}_{ar} = 0,071136 \text{ m}^2 \times 23.760 \text{ m/h}$$

$$\dot{V}_{ar} = 1.690,19 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar}$$

$$\dot{m}_{ar} = 1,1839 \text{ kg/m}^3 \times 1.690,19 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_{ar} = 2.001,01 \text{ kg/h} = \mathbf{0,55 \text{ kg/s}}$$

Então:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_e - T_s)$$

$$Q_{evap} = 0,55 \text{ kg/s} \times 1,0128 \text{ kJ/KgK} \times (25-15)$$

$$Q_{evap} = \mathbf{5,57 \text{ kW}}$$

APÊNDICE D

GRÁFICOS COMPARATIVOS DOS PONTOS E TEMPERATURAS ENTRE O
MODELO ATUAL E PROPOSTO