

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL

BRUNO VINÍCIUS VIDOR

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DA CARGA
TÉRMICA DE RESFRIAMENTO E AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO DE UM
ÔNIBUS RODOVIÁRIO**

CAXIAS DO SUL

2018

BRUNO VINÍCIUS VIDOR

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DA CARGA
TÉRMICA DE RESFRIAMENTO E AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO DE UM
ÔNIBUS RODOVIÁRIO**

Trabalho de conclusão de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade de Caxias do Sul
como requisito parcial à obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico. Área de concentração:
Transferência de Calor

Orientador: Me. Sergio da Silva Kucera

CAXIAS DO SUL

2018

BRUNO VINÍCIUS VIDOR

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DA CARGA
TÉRMICA DE RESFRIAMENTO E AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO DE UM
ÔNIBUS RODOVIÁRIO**

Trabalho de conclusão de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade de Caxias do Sul
como requisito parcial à obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico. Área de concentração:
Transferência de Calor

Aprovado em: 29/06/18

Banca Examinadora



Prof. Me. Sergio da Silva Kucera
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Joaquin Luis Kalnin
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Me. Eduardo Gus Brofman
Convidado Externo

RESUMO

Este trabalho teve por objetivo desenvolver uma metodologia para o cálculo da carga térmica de resfriamento e avaliação do conforto térmico de um ônibus rodoviário da empresa Marcopolo S.A. Para atender aos objetivos foi necessário caracterizar os conjuntos de isolamentos utilizados nos veículos, determinar condições aceitáveis de conforto térmico e levantar parâmetros de locais em que os veículos trafegam. Para correlacionar os dados obtidos e verificar o atendimento às condições internas de conforto térmico definidas foram realizados ensaios experimentais. A partir da estimativa dos ganhos de calor através da transmissão térmica, geração interna, insolação em superfícies transparentes e opacas e também pela renovação de ar, identificou-se que o aparelho instalado no veículo avaliado atende a capacidade necessária para proporcionar conforto térmico aos passageiros. Obteve-se 37.804 W em ganhos de calor, e observando que o sistema instalado no veículo apresenta capacidade de resfriamento de 42.000 W, consegue suprir a carga imposta. Pode ser comprovado através dos ensaios experimentais quanto ao conforto térmico, onde este foi analisado através dos índices PMV e PPD, que em pelo menos uma condição de vestimentas e fluxo de ar, o ambiente interno do veículo apresenta-se confortável. Entretanto, com base nas observações relatadas ao longo do trabalho, verifica-se possibilidades de reduzir os ganhos de calor e também alguns desconfortos localizados com simples intervenções, como a adição de película no vidro do teto solar reduzindo sua transmissibilidade. Com os estudos realizados verificou-se que os fatores de renovação de ar e a insolação através dos vidros das janelas, com 37,5% e 22,1% do total, respectivamente, representam os maiores ganhos de calor. Quanto a insolação nos vidros, a simples adição de películas ou até mesmo cortinas podem reduzir este efeito. Para a renovação de ar, sugere-se a adoção de sensores integrados ao aparelho de ar condicionado que medem a qualidade do ar e realizem a renovação somente quando há necessidade, controlando os níveis de CO₂ e reduzindo os ganhos de calor por este fator.

Palavras-chave: Ar condicionado. Carga térmica. Conforto térmico. Ônibus rodoviário. Transferência de Calor.

ABSTRACT

The objective of this work was to develop a methodology for the calculation of the thermal load of cooling and evaluation of the thermal comfort of a road bus of the company Marcopolo SA. To meet the purposes of the work it was necessary to characterize the sets of insulation used in the vehicles, to determine acceptable conditions of comfort thermal and lift parameters of places where vehicles travel. In order to correlate the obtained data and verify the attendance to the defined internal thermal comfort conditions, experimental tests were performed. From the estimation of heat gains through thermal transmission, internal generation, insolation on transparent and opaque surfaces and also by air renewal, it was identified that the apparatus installed in the evaluated vehicle meets the capacity necessary to provide thermal comfort to the passengers. It obtained 37,804 W in heat gains, and noting that the system installed in the vehicle has a cooling capacity of 42,000 W, manages to supply the load imposed. It can be proved through the experimental tests on thermal comfort, where it was analyzed through the PMV and PPD indexes, that in at least one garment condition and airflow, the internal environment of the vehicle is comfortable. However, based on observations reported throughout the work, there are possibilities to reduce heat gains and also some localized discomforts with simple interventions, such as the addition of film in the glass of the solar ceiling reducing its transmissibility. With the studies carried out, it was verified that the factors of air renewal and insolation through the windows, with 37.5% and 22.1% of the total, respectively, represent the greatest heat gains. As for sunshine in the glasses, simply adding films or even curtains can reduce this effect. For air renewal, it is suggested to adopt integrated sensors to the air conditioner that measure air quality and perform the renovation only when necessary, controlling the CO₂ levels and reducing the heat gains by this factor.

Keywords: Air conditioning. Thermal load. Thermal comfort. Road bus. Heat transfer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Processos de transferência de calor por convecção (a) forçada e (b) natural.....	17
Figura 2 - Exemplos de pontes térmicas devido à (a) geometria e (b) ao material.....	21
Figura 3 - Infiltração de ar pelas portas abertas.....	27
Figura 4 - Esquema de diagrama psicrométrico.....	29
Figura 5 - Fatores que afetam o conforto térmico.....	31
Figura 6 - PPD em função de PMV.....	33
Figura 7 - Desconforto térmico local causado pela radiação assimétrica.....	35
Figura 8 - Valores aceitáveis para velocidade, temperatura e turbulência do ar.....	35
Figura 9 - Desconforto local causado pela diferença de temperaturas verticais.....	36
Figura 10 - Desconforto térmico local causado por pisos quentes ou frios.....	36
Figura 11 - Foto representativa do veículo avaliado.....	40
Figura 12 - Fluxograma de trabalho.....	41
Figura 13 - Evaporador e condensador do ar condicionados integrados.....	43
Figura 14 - Representação da lateral do veículo.....	45
Figura 15 - Representação de uma seção do vão superior da lateral.....	46
Figura 16 - Representação de uma seção estrutural entre as janelas da lateral.....	46
Figura 17 - Representação de uma seção do vão inferior da lateral.....	46
Figura 18 - Representação de uma seção do assoalho.....	47
Figura 19 - Representação de uma seção da plataforma do motor.....	47
Figura 20 - Representação de uma seção da porta de serviço.....	48
Figura 21 - Representação do teto do veículo.....	48
Figura 22 - Representação de uma seção do vão do teto.....	49
Figura 23 - Representação de uma seção estrutural do teto.....	49
Figura 24 - Localização das regiões avaliadas no veículo.....	51
Figura 25 - Posição dos sensores em cada região avaliada.....	51
Figura 26 - Representação da tabela de cálculos.....	55
Figura 27 - Tbs médias ao longo do ensaio.....	60
Figura 28 - Índice PMV para a região do posto do motorista.....	63
Figura 29 - Índice PPD para a região do posto do motorista.....	63
Figura 30 - Índice PMV para a região da frente do salão de passageiros.....	64
Figura 31 - Índice PPD para a região da frente do salão de passageiros.....	64
Figura 32 - Índice PMV para a região do meio do salão de passageiros.....	65
Figura 33 - Índice PPD para a região do meio do salão de passageiros.....	65
Figura 34 - Índice PMV para a região traseira do salão de passageiros.....	66
Figura 35 - Índice PPD para a região traseira do salão de passageiros.....	66

Figura 36 - Diferença vertical de temperaturas na região do posto do motorista.....	67
Figura 37 - Diferença vertical de temperaturas na região da frente do salão de passageiros...	67
Figura 38 - Diferença vertical de temperaturas na região do meio do salão de passageiros....	68
Figura 39 - Diferença vertical de temperaturas na região traseira do salão de passageiros.....	68

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Especificações dos equipamentos de medição.....	52
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção p/ gases.....	18
Tabela 2 - Propriedades de alguns materiais utilizados nos revestimentos.....	21
Tabela 3 - Calor proveniente dos ocupantes.....	24
Tabela 4 - Coeficientes de sombreamento.....	25
Tabela 5 - Escala de sensação térmica.....	32
Tabela 6 - Temperaturas aceitáveis para cada desconforto térmico localizado.....	34
Tabela 7 - Especificações de projeto para o veículo avaliado.....	40
Tabela 8 - Radiação solar incidente as 14:00h na latitude de 30° Sul.....	42
Tabela 9 - Especificações técnicas do aparelho <i>Spheros CC 335</i>	43
Tabela 10 - Condutividades térmicas dos materiais utilizados.....	44
Tabela 11 - Características das superfícies opacas.....	49
Tabela 12 - Características da área envidraçada.....	50
Tabela 13 - Índices de resistência térmica da vestimenta.....	54
Tabela 14 - Coeficiente global de transferência de calor para os vidros, U.....	55
Tabela 15 - Coeficiente global de transferência de calor para as superfícies opacas, U.....	56
Tabela 16 - Ganhos de calor pela transmissão térmica.....	57
Tabela 17 - Ganhos de calor devido aos ocupantes.....	57
Tabela 18 - Ganhos de calor pela insolação nos vidros.....	58
Tabela 19 - Ganhos de calor pela insolação nas superfícies opacas.....	58
Tabela 20 - Ganho de calor pela renovação de ar.....	59
Tabela 21 - Ganhos totais de calor.....	59
Tabela 22 - Análises estatísticas das medições realizadas.....	61
Tabela 23 - Desvios de cálculos PMV-PPD em relação à ISO 7730 (2005).....	62
Tabela 24 - Desvios de cálculos PMV-PPD em relação à ASHRAE 55 (2004).....	62

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
PMV	<i>Predicted mean vote</i>
PPD	<i>Predicted percentage of dissatisfied</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	AMBIENTE DO TRABALHO	13
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	14
1.3	OBJETIVOS	14
1.3.1	Objetivo geral	14
1.3.2	Objetivos específicos	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	16
2.1.1	Condução	16
2.1.2	Convecção	17
2.1.3	Radiação	19
2.1.4	Resistência térmica	20
2.1.5	Pontes térmicas	20
2.1.6	Isolamento térmico	21
2.1.7	Coefficiente global de transferência de calor	22
2.2	CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO	22
2.2.1	Ganho de calor pela transmissão térmica	23
2.2.2	Ganho de calor devido à geração interna	23
2.2.3	Ganho de calor através da insolação em superfícies transparentes	24
2.2.4	Ganho de calor através da insolação em superfícies opacas	26
2.2.5	Ganho de calor devido à infiltração de ar	26
2.3	PSICROMETRIA	29
2.4	CONFORTO TÉRMICO	30
2.4.1	Índice PMV	31
2.4.2	Índice PPD	33
2.4.3	Desconforto térmico local	34
2.4.3.1	Temperatura radiante assimétrica	34
2.4.3.2	Correntes de ar	35
2.4.3.3	Diferença vertical de temperatura do ar	36
2.4.3.4	Temperatura do piso	36
2.5	TRABALHOS CORRELATOS	37
3	MATERIAIS E MÉTODOS	40
3.1	CONSIDERAÇÕES DE PROJETO PARA O VEÍCULO AVALIADO	40

3.2	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO.....	41
3.2.1	Caracterização dos parâmetros ambientais de projeto.....	41
3.2.2	Caracterização do aparelho de ar condicionado.....	42
3.2.3	Caracterização das estruturas e materiais que limitam o interior do veículo.....	44
3.2.3.1	Região da lateral.....	45
3.2.3.2	Região do assoalho.....	46
3.2.3.3	Região da plataforma do motor.....	47
3.2.3.4	Região da porta da cabine do motorista.....	47
3.2.3.5	Região do teto.....	48
3.2.3.6	Características das superfícies opacas.....	49
3.2.3.7	Características da área envidraçada.....	50
3.2.4	Elaboração de planilha de cálculos.....	50
3.2.5	Medições experimentais de conforto térmico.....	50
3.2.5.1	Parâmetros adotados para avaliação do conforto.....	53
3.2.5.2	Elaboração do programa em <i>Matlab</i> para o cálculo dos índices PMV-PPD.....	54
3.2.5.3	Diferenças verticais de temperatura.....	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	55
4.1	CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	55
4.2	ESTIMATIVA DA CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO.....	56
4.2.1	Transmissão térmica.....	56
4.2.2	Geração de calor interno.....	57
4.2.3	Insolação nos vidros.....	57
4.2.4	Insolação em superfícies opacas.....	58
4.2.5	Renovação de ar.....	58
4.2.6	Ganhos de calor total.....	59
4.3	RESULTADOS DAS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS DE CONFORTO.....	60
4.3.1	Análise estatística dos parâmetros de medição.....	60
4.3.2	Validação do cálculo PMV-PPD.....	62
4.3.3	Avaliação do PMV-PPD.....	63
4.3.3.1	Região do posto do motorista.....	63
4.3.3.2	Região da frente do salão de passageiros.....	64
4.3.3.3	Região do meio do salão de passageiros.....	65
4.3.3.4	Região traseira do salão de passageiros.....	66
4.3.4	Análise das diferenças verticais de temperatura.....	67
5	CONCLUSÃO.....	69

5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	70
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	71
	APÊNDICE A - PROGRAMA DESENVOLVIDO EM MATLAB PARA CÁLCULO DOS ÍNDICES PMV- PPD.....	74
	ANEXO A – CÁLCULO PARA ESTIMATIVA DA TEMPERATURA RADIANTE MÉDIA.....	77

1 INTRODUÇÃO

Segundo Calixto (2017), a temperatura do planeta nos últimos anos está aumentando. Em 2016, o planeta estava 0,99 °C mais quente do que a média do século XX e 1,1 °C mais quente que o período antes da industrialização.

A necessidade de ambientes climatizados e com condições mínimas de conforto térmico está se tornando uma exigência nos mais diversos locais.

Nos veículos automotivos o estudo do conforto térmico é significativamente mais complexo do que em ambientes que podem ser considerados homogêneos, como em edificações (SANTOS, 2005).

No Brasil, a exigência por lei de meios de transporte com sistemas de ar condicionado está cada vez maior, como pode ser observado nas cidades de Rio de Janeiro e São Paulo, onde muitas são aplicadas em caso de descumprimento (G1 GLOBO, 2016).

Este trabalho propõe-se a estudar a questão relacionada ao conforto térmico dos usuários de um modelo de ônibus rodoviário.

1.1 AMBIENTE DO TRABALHO

Este trabalho será desenvolvido na empresa Marcopolo S.A. unidade de Ana Rech em Caxias do Sul, junto aos setores de engenharia da empresa.

A Marcopolo é uma das maiores fabricantes de carrocerias de ônibus do mundo. Com investimentos constantes em design e inovação, participa ativamente no desenvolvimento e implementação de soluções para o transporte coletivo de passageiros nos principais mercados mundiais.

Fundada em 1949, a Marcopolo surgiu em Caxias do Sul, Rio Grande do Sul com o nome de Nicola & Cia. Ltda. No Brasil a empresa conta atualmente com três unidades fabris, além de treze unidades no exterior (MARCOPOLO, 2018a).

O setor de engenharia de produto é responsável pela customização e definição dos requisitos exigidos pelos clientes em produtos já lançados.

O setor de engenharia de desenvolvimento tem como função a criação de novos produtos, que atendam às exigências do mercado atual e tendências futuras.

O setor de engenharia experimental, em apoio com os anteriores, é responsável por homologações e testes de novos produtos.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Diante da evolução tecnológica e à exigência cada vez maiores dos clientes quanto ao conforto térmico, os fabricantes da indústria automotiva estão sempre buscando o desenvolvimento de melhorias nos seus produtos quanto a este quesito.

Para obter bons resultados de projeto quanto ao conforto térmico é indispensável conhecer e estabelecer parâmetros mínimos de desempenho, auxiliando na criação de novos produtos.

Em um ônibus há grande dificuldade em determinar com precisão a carga térmica de resfriamento visto diversos fatores que influenciam, tais como:

- a) não estar em uma condição estática, mas sim dinâmica;
- b) forma construtiva apresentar características de isolamento muito diferentes entre as regiões do veículo;
- c) variações na velocidade de tráfego constantemente.

Observando estas questões apresentadas, a estimativa da carga térmica deve ser calculada para a condição ambiente mais crítica de projeto em que o veículo será destinado, proporcionando conforto independentemente do local que trafegará. Podendo assim atuar nos tópicos mais relevantes quanto a possíveis melhorias nos veículos, seja pela aplicação de películas nos vidros, pela seleção de isolamentos térmicos mais adequados a cada região do veículo, ou até mesmo pela determinação de um aparelho de ar condicionado com maior capacidade de resfriamento.

Entretanto, sabe-se que são diversos os fatores que influenciam no conforto dos usuários, sejam eles passageiros ou motoristas dos ônibus. Desta forma, além de um projeto bem realizado, é indispensável a realização de ensaios experimentais ou numéricos.

Sendo assim, estes desafios justificam a realização deste TCC.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Propor uma metodologia de cálculo da carga térmica de resfriamento de um ônibus rodoviário visando o desenvolvimento de novos produtos, com ênfase no conforto térmico dos passageiros e motorista.

1.3.2 Objetivos específicos

Para atender o objetivo geral apresentado, os seguintes objetivos específicos deverão ser atendidos:

- a) compreender melhor as trocas térmicas envolvidas para o veículo em estudo;
- b) caracterizar as variações estruturais do veículo;
- c) caracterizar os conjuntos de materiais utilizados nos revestimentos;
- d) estudar e definir condições internas de conforto térmico dos passageiros e motorista a serem usadas como referência;
- e) elaborar planilhas de cálculos e procedimentos para avaliação do conforto térmico interno;
- f) calcular a carga térmica de resfriamento para o ônibus estudado;
- g) avaliar experimentalmente as condições de conforto interna do ônibus de referência.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o objetivo de realizar o trabalho proposto é indispensável o conhecimento de alguns conceitos fundamentais referentes ao assunto. Primeiramente é abordado os mecanismos de transferência de calor, para então compreender as metodologias referentes ao cálculo da carga térmica. E também, avaliar os parâmetros e métodos quanto ao conforto térmico, tendo em vista a aplicação em um ônibus rodoviário.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Incropera *et al.* (2008) a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido à uma diferença de temperatura no espaço.

Para Çengel (1997), a transferência de calor é a forma de energia transferida entre dois sistemas por meio da diferença de temperaturas.

Com base em ASHRAE (1997), a energia térmica é transferida de uma região para outra por três modos de transferência de calor, sendo eles: condução, convecção e radiação.

2.1.1 Condução

Quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido, ocorre a transferência de calor por condução. É uma transferência de energia que ocorre em nível molecular das partículas mais energéticas para as menos energéticas (INCROPERA *et al.*, 2008).

Para Çengel (1997), a taxa de transferência de calor por condução depende da: geometria, espessura, e o material do meio, bem como a diferença de temperaturas. É possível quantificar a condução térmica pela Lei de Fourier, através da equação de taxa, conforme Equação 1.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

onde: \dot{Q}_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução, W;

k é a condutividade térmica do meio sólido, W/mK;

A é a área de seção transversal, m²;

dT/dx é o gradiente de temperatura.

Incropera *et al.* (2008) indicam que nas condições de estado estacionário, com distribuição de temperaturas linear, o fluxo térmico pode ser representado pela Equação 2.

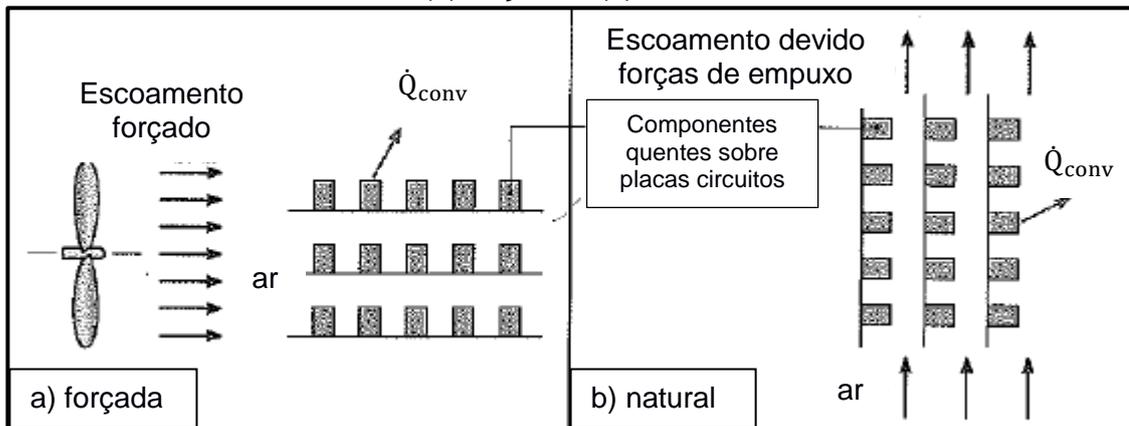
$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2)$$

onde: T_1 e T_2 são as respectivas temperaturas superficiais, K;
L é o comprimento do fluxo de calor, m.

2.1.2 Convecção

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a transferência de calor por convecção apresenta dois mecanismos: a transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório, e também a energia é transferida através do movimento global do fluido. A transferência de calor por convecção poderá ocorrer de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Conforme pode ser observado na Figura 1, a convecção forçada ocorre quando o escoamento é causado por meios externos. Diferente deste processo, na convecção natural o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo.

Figura 1 - Processos de transferência de calor por convecção
(a) forçada e (b) natural



Fonte: adaptado de Incropera *et al.* (2008).

Para Çengel (1997), na convecção forçada o fluido é forçado a atravessar uma superfície ou um tubo por meio de uma força externa como uma bomba ou um ventilador. Na convecção natural o fluido é movimentado por forças naturais como o efeito da flutuabilidade, que se manifesta com a ascensão do fluido quente e a descendência do fluido frio.

Independentemente do modo como ocorrer a transferência de calor por convecção e o escoamento do fluido, a equação apropriada que quantifica este fenômeno pode ser observada a partir da lei do resfriamento de Newton conforme Equação 3.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

onde: \dot{Q}_{conv} é a taxa de calor por convecção, W;

h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, W/m²K;

A é a área de transferência de calor, m²;

T_s é a temperatura da superfície do corpo, K;

T_∞ é a temperatura do fluido, K.

Para Incropera *et al.* (2008), qualquer estudo da convecção se reduz a procedimentos para determinar o coeficiente de transferência de calor, h_c . A Tabela 1 apresenta valores típicos deste coeficiente para alguns processos.

Tabela 1 - Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção p/ gases

Processo		h_c [W/m ² K]
Convecção natural	Gases	2-25
Convecção forçada	Gases	25-250

Fonte: adaptado de Incropera *et al.* (2008).

Stoecker e Jones (1985) afirmam que resultados experimentais demonstram que o coeficiente de convecção depende da velocidade do fluido, de suas propriedades e da geometria da superfície que está escoando. Em transferência de calor, utiliza-se normalmente alguns parâmetros adimensionais pertinentes para encontrar o coeficiente de convecção para algumas situações. As Equações 4 a 6, a seguir, são essenciais para estes cálculos e se referem, respectivamente, aos números de Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e Nusselt (Nu).

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k_c} \quad (5)$$

$$Nu = \frac{h_c L}{k_c} \quad (6)$$

onde: ρ é a massa específica, kg/m³;

V é a velocidade do escoamento do fluido, m/s;

L é o comprimento característico da placa, m;

μ é a viscosidade cinemática do fluido, m²/s;

c_p é o calor específico, J/kgK;

k_c é a condutividade do fluido, W/mK.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), em qualquer problema envolvendo convecção, uma etapa essencial é a determinação se a camada-limite é laminar ou turbulenta. Na camada-limite laminar, o fluido é altamente ordenado. Em uma camada-limite turbulenta o escoamento é altamente irregular. Em uma placa plana, a transição do escoamento laminar para o turbulento ocorre a partir de um Número de Reynolds crítico, que varia de aproximadamente 10^5 até 3×10^6 .

De acordo com Çengel (1997), se o escoamento for laminar, utiliza-se a Equação 7, e se ele for turbulento, a Equação 8, para o cálculo do Número de Nusselt médio ao longo do comprimento de uma placa plana.

$$Nu = 0,664Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (p/ Pr \geq 0,6) \quad (7)$$

$$Nu = 0,037Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (p/ 0,6 \leq Pr \leq 60) \quad (8)$$

2.1.3 Radiação

Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não nula (INCROPERA *et al.*, 2008). Existem muitas aplicações nas quais é conveniente expressar a troca líquida de calor por radiação através de uma expressão, conforme Equação 9. Onde, de uma maneira análoga a convecção é modelada a equação, fazendo a taxa de troca térmica proporcional a uma diferença de temperaturas ao invés de duas temperaturas elevada à quarta potência, linearizando-a.

$$\dot{Q}_{rad} = h_r A (T_s - T_{viz}) \quad (9)$$

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \quad (10)$$

onde: \dot{Q}_{rad} é a taxa líquida de calor por radiação, W;

h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação, W/m²K;

T_s é a temperatura da superfície do corpo, K;

T_{viz} é a temperatura da vizinhança, K;

A é a área de troca térmica, m^2 ;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann, igual a $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$;

ε é a emissividade do material.

2.1.4 Resistência térmica

Segundo ASHRAE (1997), para circuitos térmicos com resistências associadas em série, as resistências são somadas, conforme mostra a Equação 11. Quando as resistências térmicas estão associadas em paralelo, o inverso das resistências são somadas, conforme Equação 12.

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (11)$$

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (12)$$

A resistência térmica para a condução pode ser expressa conforme Equação 13.

$$R_{t,\text{cond}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\dot{Q}_{\text{cond}}} = \frac{L}{kA} \quad (13)$$

onde: L é a espessura da parede, m ;

k é a condutividade térmica do meio sólido ou fluídico, W/mK ;

A é a área de troca térmica, m^2 .

A resistência térmica para convecção associa-se então a Equação 14, onde h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, $\text{W/m}^2\text{K}$.

$$R_{t,\text{conv}} = \frac{T_s - T_{\infty}}{\dot{Q}_{\text{conv}}} = \frac{1}{h_c A} \quad (14)$$

Para a radiação, a resistência pode ser expressa conforme Equação 15.

$$R_{t,\text{rad}} = \frac{T_s - T_{\text{viz}}}{\dot{Q}_{\text{rad}}} = \frac{1}{h_r A} \quad (15)$$

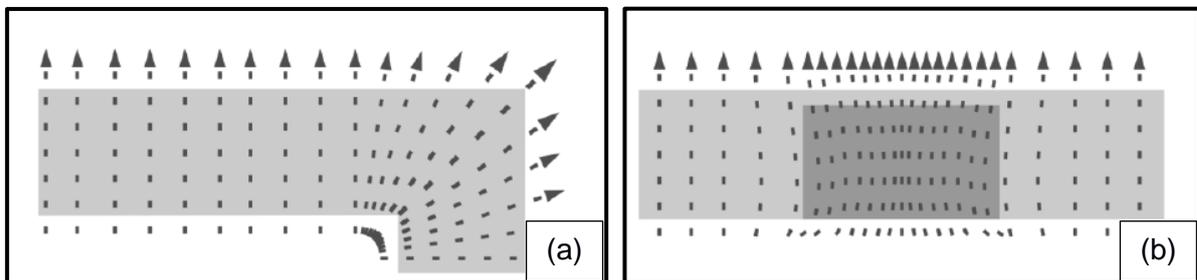
2.1.5 Pontes térmicas

De acordo com Valério (2007), uma ponte térmica é um fenômeno que ocorre quando há uma redução das características de isolamento térmico, fazendo com que as linhas de

fluxo de calor tomem a direção em que a resistência térmica oferecida é menor. As pontes térmicas resultam devido a alterações de espessuras do conjunto de materiais, instalação de materiais com diferentes condutividades térmicas, diferenças entre áreas externas e internas, dentre outros.

Gioielli *et al.* (2014) identificam a importância de quantificar a perda ou ganho de calor gerado pelas pontes térmicas. A Figura 2 ilustra a mudança nas linhas de fluxo de calor, representadas pelas setas, junto às pontes térmicas, que podem ser variações de geometria (a) ou de material (b).

Figura 2 - Exemplos de pontes térmicas devido à (a) geometria e (b) ao material



Fonte: adaptado de Gioielli *et al.* (2014).

2.1.6 Isolamento térmico

Com base em Bohn e Kreith (2003) os materiais de isolamento devem apresentar baixa condutividade térmica. Para a seleção do material isolante adequado, além da propriedade da condutividade, deve-se observar a densidade, o limite superior de temperatura, rigidez estrutural, degradação e custo. A Tabela 2 apresenta algumas propriedades (à temperatura de 20 °C) de alguns materiais.

Tabela 2 - Propriedades de alguns materiais utilizados nos revestimentos

Material	Densidade [kg/m ³]	Condutividade Térmica [W/mK]
Fibra de vidro	220	0,035
Aço carbono	7.801	43
Vidro	2.800	0,81
Borracha	1.250	0,465
Alumínio	2.787	164
Lã de vidro	50	0,037

Fonte: adaptado de Bohn e Kreith (2003).

2.1.7 Coeficiente global de transferência de calor

Na maioria dos problemas de engenharia, os circuitos térmicos apresentam-se de forma mais complexa, possuindo associações de diversos materiais em série e também em paralelo no mesmo composto.

Com base em Incropera *et al.* (2008), em sistemas compostos, utiliza-se um coeficiente global de transferência de calor, U , que é definido por uma expressão análoga a lei do resfriamento de Newton, conforme Equação 16.

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (16)$$

onde: \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, W;

A é a área de troca térmica, m²;

ΔT é a diferença de temperaturas global, K;

U é o coeficiente global de transferência de calor, W/m²K.

Em geral, pode-se escrever em termos de resistência térmica total para o conjunto, conforme Equação 17.

$$R_t = \Sigma R_t = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{UA} \quad (17)$$

onde: R_t é a resistência térmica total, K/W;

2.2 CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO

Com o intuito de selecionar e determinar as melhores condições de projeto do sistema de ar condicionado de um veículo se faz necessário a determinação da carga térmica.

De acordo com ASHRAE (2001 apud SANTOS, 2005), há distinção entre carga térmica e ganhos de calor, conforme segue:

- a) carga térmica é a taxa de calor que deve ser removida ou cedida 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 convertido internamente.

Segundo Santos (2005), nos automóveis a transferência de calor para o ar interior pode ser considerada como um ganho de calor. O que ocorre é se há necessidade da remoção

de calor equivalente aos ganhos através da envoltória mais ao aumento da energia interna (estacionado ao sol), em um período de tempo curto (20 a 30 minutos no máximo).

Para Stoecker e Jones (1985), considera-se quatro fatores para determinação dos ganhos de calor que compõe a carga térmica total do ambiente:

- a) transmissão;
- b) geração interna;
- c) solar;
- d) infiltração.

Faz-se necessário estimar os ganhos de calor conforme fatores citados anteriormente. Baseando-se nos procedimentos adotados por Stoecker e Jones (1985), ASHRAE *Fundamentals* (1997) e ASHRAE *Refrigeration* (1998), foram separados os cálculos para as estimativas de ganhos de calor dos veículos conforme a seguir.

2.2.1 Ganho de calor pela transmissão térmica

O ganho de calor através da transmissão de calor pode ser obtido através da Equação 16.

Sua estimativa não inclui os efeitos devido à irradiação solar, que são tratados nos itens a seguir.

2.2.2 Ganho de calor devido à geração interna

Stoecker e Jones (1985) citam como principais fontes de geração interna: luzes, ocupantes e equipamentos de operação interna. No ônibus rodoviário avaliado foi considerado apenas os ganhos de calor pelos passageiros, visto que os ganhos através das fontes como as luzes e equipamentos internos ao veículo são consideravelmente pequenos, onde em concepções atuais, a utilização de iluminação em LED é utilizada em praticamente todos os projetos e a geração de calor devido a estes dispositivos pode ser desprezada. Em projetos onde estes influenciam significativamente nos ganhos de calor, os mesmos devem ser considerados.

De acordo com Stoecker e Jones (1985) e ASHRAE (1998), a taxa de calor devido às pessoas pode ser obtida através da Equação 18. A Tabela 3, apresenta o calor proveniente dos ocupantes para algumas atividades.

$$\dot{Q} = n\dot{Q}_{\text{ocupante}} \quad (18)$$

onde: n é o número de ocupantes do ambiente;
 $\dot{Q}_{\text{ocupante}}$ é a taxa de calor liberado, W.

Tabela 3 - Calor proveniente dos ocupantes

Atividade	Calor total liberado [W]	Parcela relativa ao calor sensível [%]
Dormindo	70	75
Sentado, quieto	100	60
Em pé	150	50

Fonte: adaptado de Stoecker e Jones (1985).

2.2.3 Ganho de calor através da insolação em superfícies transparentes

Esta forma de transferência de calor depende das características físicas dessa superfície. Para superfícies transparentes, como as janelas, para-brisa e todos os vidros do veículo, a energia solar que atravessa a superfície pode ser calculada com base na Equação 19 (STOECKER E JONES, 1985).

$$\dot{Q} = A(\tau I_t + N\alpha I_t) = AI_t(\tau + N\alpha) = AI_t \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_e} \right) \quad (19)$$

onde: A é a área da superfície, m²;

I_t é a irradiação da superfície exterior, W/m²;

N é a fração da energia solar absorvida que é transmitida para o ambiente interno por condução e convecção, [-];

τ é a transmissibilidade, %;

α é a absorvidade, %;

h_e é o coeficiente de transferência de calor na superfície externa, W/m²K;

U é o coeficiente global de transferência de calor, W/m²K.

De acordo com Stoecker e Jones (1985), a Equação 19 pode ser simplificada pela adição de um fator de ganho de calor por insolação (FGCI) substituindo alguns termos da mesma, obtendo-se assim a Equação 20. Os valores destes termos variam de acordo com a latitude, orientação solar, mês, dentre outros. E pode ser encontrado em tabelas apropriadas de acordo com a utilização.

$$\dot{Q} = A(\text{FGCI}) \quad (20)$$

onde: A é a área da superfície, m^2 ;

FGCI é o fator de ganho de calor por insolação, obtido via tabelas.

Stoecker e Jones (1985) indicam ainda que pode ser utilizado um fator de sombreamento CS na Equação 19 e 20 para diminuir a carga solar imposta, tendo assim a Equação 21. A Tabela 4 apresenta valores típicos para coeficientes de sombreamento CS.

$$\dot{Q} = A(\tau I_t + N\alpha I_t) = A I_t (\tau + N\alpha) = A I_t \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_e} \right) = A(\text{FGCI})\text{CS} \quad (21)$$

onde: CS é o coeficiente de sombreamento, obtido via tabelas.

Tabela 4 - Coeficientes de sombreamento

Tipo de vidro		Espessura [mm]	Coeficientes sombreamento			
			Persiana		Cortinas tipo rolô	
			Média	Clara	Escura	Clara
Vidros simples	Folha normal	3	0,64	0,55	0,59	0,25
	Laminado	6-12	0,64	0,55	0,59	0,25
Folha dupla	Folha normal	3	0,57	0,51	0,60	0,25
	Laminado	6	0,57	0,51	0,60	0,25

Fonte: adaptado de Stoecker e Jones (1985).

Para Stoecker e Jones (1985), um fator adicional (FCR) pode ser adicionado, retardando um intervalo de tempo a transferência de energia solar para o ambiente, pois a energia irradiada pelo sol é inicialmente absorvida pelas superfícies interiores a uma taxa que varia com a capacidade térmica das paredes. Estes valores do fator FCR dependem da orientação e posição solar e é obtido via tabelas. A Equação 22 representa a utilização deste fator para o cálculo.

$$\dot{Q} = A(\text{FGCI})(\text{CS})(\text{FCR}) \quad (22)$$

onde: FCR é o fator de carga térmica de resfriamento, obtido via tabelas.

2.2.4 Ganho de calor através da insolação em superfícies opacas

Para as superfícies opacas, parte da energia solar é refletida e a restante é absorvida. Da energia absorvida, uma parte é transmitida por convecção e outra por radiação ao meio interno (Stoecker e Jones, 1985). A Equação 23 representa a transferência de energia pela parede opaca.

$$\dot{Q} = UA(t_{eq} - t_i) \quad (23)$$

$$t_{eq} = t_e + \frac{\alpha I_t}{h_e} \quad (24)$$

onde: t_{eq} é a temperatura equivalente, K;
 t_i é a temperatura da superfície interna, K;
 t_e é a temperatura externa, K.

Para Stoecker e Jones (1985), a temperatura equivalente (t_{eq}), denominada temperatura ar-sol, é a temperatura externa acrescida de um valor considerando o efeito da radiação solar. Em paredes opacas, ocorre um efeito de armazenamento térmico da estrutura, e caso deseje-se utilizar este, deve ser utilizado um fator (DTCR) de temperaturas conforme indicado na Equação 25. Estes fatores consideram o calor recebido através da insolação e também a capacidade térmica da parede. Valores usuais de DTCR são obtidos via tabelas que apresentam de acordo com posição solar, tipo de superfície e diferenças de temperaturas.

$$\dot{Q} = UA(DTCR) \quad (25)$$

onde: DTCR é a diferença de temperatura para a carga de resfriamento, K.

2.2.5 Ganho de calor devido à infiltração de ar

Segundo Stoecker e Jones (1985), a infiltração de ar externo no ambiente afeta tanto a temperatura, como a umidade. O efeito sobre a temperatura denomina-se calor sensível e o efeito sobre a umidade, calor latente.

Santos (2005) indica que o ganho de calor por infiltração pode ser estimado através da Equação 26.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{ext} - h_{int}) \quad (26)$$

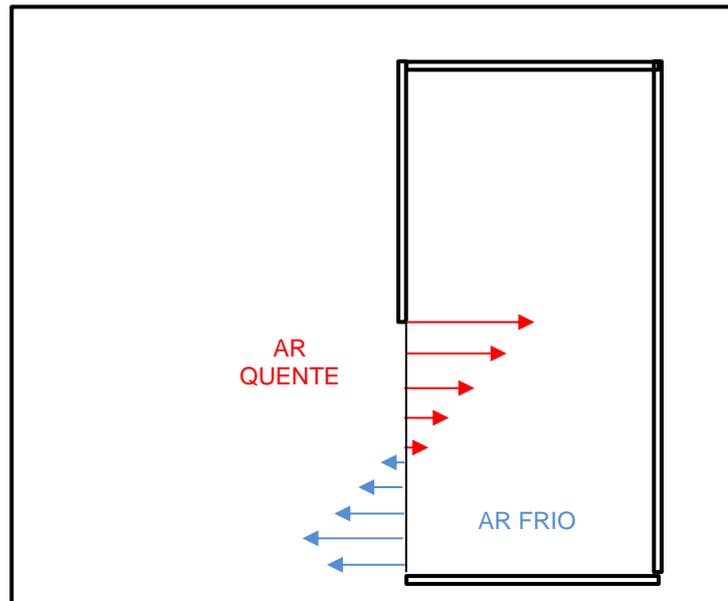
onde: \dot{m} é a vazão de renovação e infiltração de ar, kg/s;

h_{ext} é a entalpia do ar externo, kJ/kg;

h_{int} é a entalpia do ar interno, kJ/kg.

De acordo com ASHRAE (1998), infiltrações de ar ocorrem devido a diferentes densidades do ar entre os ambientes, conforme pode ser observado na Figura 3.

Figura 3 - Infiltração de ar pelas portas abertas



Fonte: adaptado de ASHRAE (1998).

O ganho de calor devido a infiltração de ar em portas abertas é estimado conforme Equação 27.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}D_tD_f(1 - E) \quad (27)$$

onde: \dot{Q}_t é a taxa de ganho de calor médio para 24 horas ou outro período, kW;
 \dot{Q} é a taxa da carga de resfriamento sensível e latente para o fluxo totalmente estabelecido, kW;
 D_t é um fator de tempo de abertura de portas;
 D_f é um fator de fluxo de ar pela abertura da porta;
 E é a efetividade do dispositivo de proteção de abertura de portas.

Para um fluxo totalmente estabelecido, com base em ASHRAE (1998), a Equação 28 representa a carga de resfriamento sensível e latente.

$$\dot{Q} = 0,221A(h_i - h_r)\rho_r\left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5}(gH)^{0,5}F_m \quad (28)$$

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}}\right)^{1,5} \quad (29)$$

onde: \dot{Q} é a taxa da carga de refrigeração sensível e latente para o fluxo totalmente estabelecido, kW;

A é a área da porta, m²;

h_i é a entalpia de infiltração de ar, kJ/kg;

h_r é a entalpia do ar resfriado, kJ/kg;

ρ_i é a densidade do ar infiltrado, kg/m³;

ρ_r é a densidade do ar resfriado, kg/m³;

g é a constante gravitacional, igual a 9,81 m/s²;

H é altura da porta, m;

F_m é o fator de densidade.

O fator de tempo de aberturas de portas, para uso cíclico, irregular e constante, sozinho ou combinado, pode ser calculado com base na Equação 30 (ASHRAE, 1998).

$$D_t = \frac{nt_p + 60t_o}{3600t_d} \quad (30)$$

onde: n é o número de vezes que a porta é aberta;

t_p é o tempo de abrir e fechar a porta, s;

t_o é o tempo em que a porta permanece aberta, min;

t_d é período de tempo que pode ser 24 horas ou outro, h.

Conforme ASHRAE (1998), o fator D_f da Equação 27 para um fluxo de ar totalmente estabelecido é igual a 1,0. A recomendação para operações cíclicas de portas, com diferenças de temperaturas entre os ambientes menor que 11 °C, é utilizar um fator D_f de 1,1 e para diferenças de temperaturas maiores que 11 °C um valor de 0,8.

A efetividade E dos dispositivos de proteção das portas, que auxiliam no impedimento da infiltração de ar externo varia de acordo com o dispositivo. No caso de cortinas de ar, a efetividade pode chegar a 0,7 (ASHRAE, 1998).

2.3 PSICROMETRIA

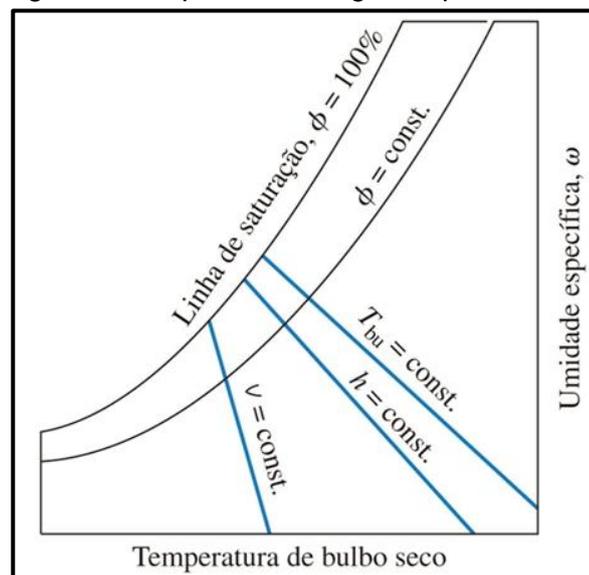
Para Stoecker e Jones (1985), psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. Os conceitos aplicados são extremamente importantes em aplicações com ar condicionado, onde o ar não é seco, mas sim uma mistura de ar e vapor de água. Os princípios estão extremamente ligados aos cálculos de carga térmica de refrigeração, sistemas de ar condicionado e outros componentes destes aparelhos.

ASHRAE (1997), relata que a carta psicrométrica representa graficamente as propriedades termodinâmicas do ar. As cartas apresentam basicamente no seu eixo horizontal a temperatura de bulbo seco do ar, e no eixo vertical a umidade absoluta. Além destas propriedades citadas, pode-se verificar a temperatura de bulbo úmido, volume específico e entalpia da mistura de ar e vapor de água, todas para uma dada pressão atmosférica padrão. A Figura 4 apresenta um esquema de um diagrama psicrométrico.

Segundo Stoecker e Jones (1985), a carta apresenta uma precisão adequada na obtenção de algumas propriedades do ar, e alguns dos conceitos dos parâmetros são observados conforme segue:

- a) a umidade relativa representa a fração molar do vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado com mesma temperatura na pressão total;
- b) a umidade absoluta é a massa de água contida em 1 kg de ar seco;
- c) a entalpia da mistura de ar seco e vapor de água é a soma das entalpias da mistura;
- d) o volume específico é definido como mistura por kg de ar seco.

Figura 4 - Esquema de diagrama psicrométrico



Fonte: Çengel e Boles (2011).

2.4 CONFORTO TÉRMICO

Conforto térmico, segundo ASHRAE 55 (2004) e ISO 7730 (2005), é uma condição da mente que expressa a satisfação com o ambiente térmico.

De acordo com Gomes (2005), o conforto térmico é um item de segurança veicular. Motoristas sonolentos devido ao calor ou frio excessivo, estão mais sujeitos a causarem ou sofrerem acidentes.

Para Goedert (2006), o conforto térmico é um significado da satisfação do indivíduo a uma condição térmica do ambiente. É decorrente de um fenômeno psicofisiológico.

Segundo ASHRAE 55 (2004), não é possível alcançar um ambiente térmico aceitável a todos os ocupantes do local, devido a diferenças individuais, incluindo atividades e roupas utilizadas. Existem seis fatores primários que definem o conforto térmico e todos podem variar com o tempo:

- a) taxa metabólica;
- b) isolamento de vestuário;
- c) temperatura do ar;
- d) temperatura radiante;
- e) velocidade do ar;
- f) umidade.

Em regime permanente, observa-se que a energia produzida pelo metabolismo do ser humano é igual ao calor transferido por radiação, convecção, evaporação e pela respiração. Assim, Stoecker e Jones (1985) atribuem um balanço de energia para o corpo humano conforme Equação 31. Observa-se que alguns termos tanto podem ser positivos quanto negativos, representando que podem receber ou perder calor.

$$M = \mathcal{E} \pm \mathcal{R} \pm C + B \pm S \quad (31)$$

onde: M é o metabolismo, W;

\mathcal{E} é a perda de calor por evaporação, W;

\mathcal{R} é a transferência de calor por radiação, W;

C é a transferência de calor por convecção, W;

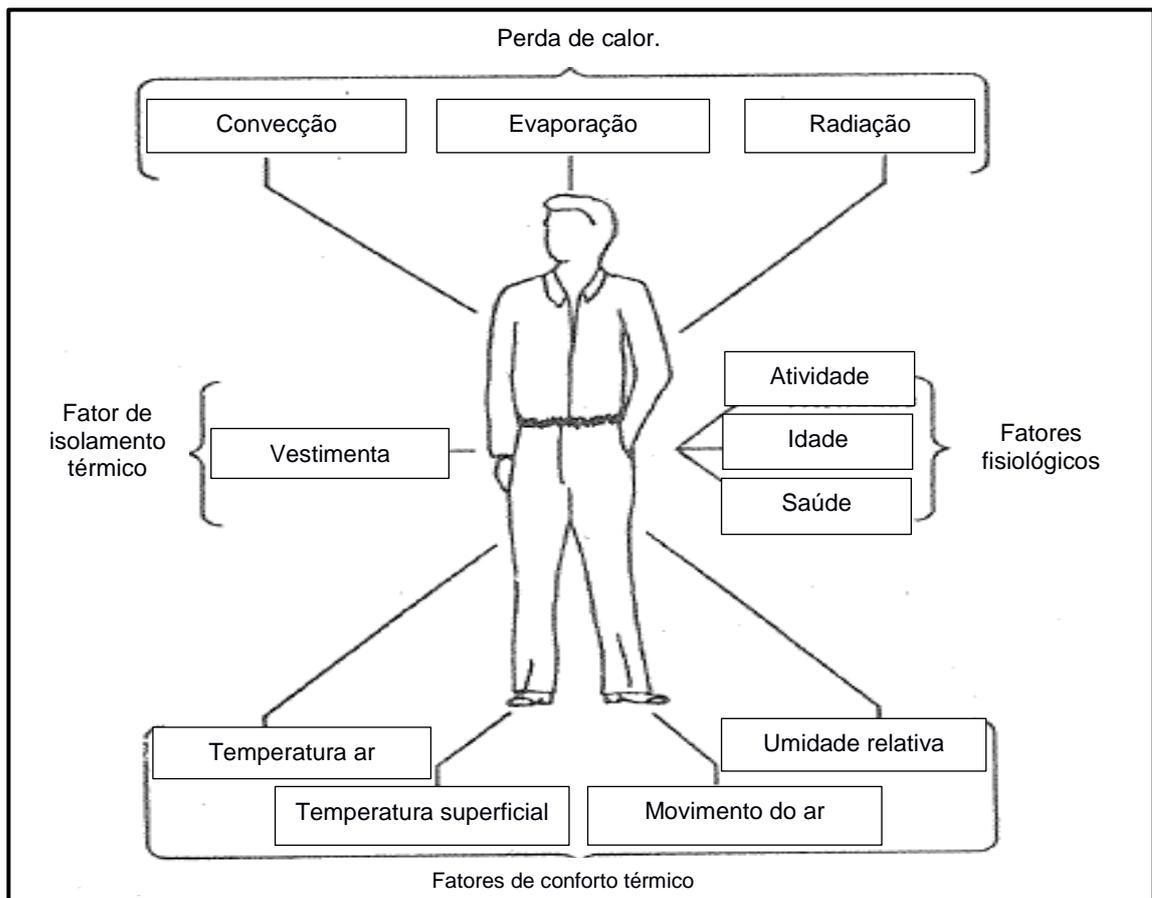
B é a perda de calor pela respiração, W;

S é a taxa de variação da energia armazenada pelo corpo, W.

Stoecker e Jones (1985) indicam que o corpo humano tem uma extraordinária capacidade de adaptação. Com o objetivo de manter a temperatura no corpo, calor é gerado

por um processo metabólico. Onde este, pode ser afetado por alguns fatores conforme indicado na Figura 5. Os parâmetros ambientais que afetam o conforto térmico do ser humano são a temperatura do ar, a temperatura das superfícies ao redor, a umidade e a velocidade do ar. O tipo de vestimenta, quantidade e o nível de atividade interagem com os parâmetros ambientais. A temperatura operacional é um valor aproximado da temperatura de bulbo seco e da temperatura radiante média (desde que este seja menor que 50 °C e a velocidade do vento menor que 0,4 m/s).

Figura 5 - Fatores que afetam o conforto térmico



Fonte: adaptado de Stoecker e Jones (1985).

De acordo com ASHRAE 55 (2004) para determinação analítica e a interpretação do bem-estar térmico são utilizados os índices PMV (*predicted mean vote*) e PPD (*predicted percentage of dissatisfied*), os quais são explanados a seguir.

2.4.1 Índice PMV

Com base na ISO 7730 (2005), a sensação térmica experimentada pelo ser humano está relacionada principalmente com o equilíbrio térmico global do seu corpo. Este equilíbrio

depende das condições de atividade física e das roupas utilizadas. E também de condições ambientais como: temperatura do ar, temperatura radiante média, velocidade do ar e umidade do ar. Com estes fatores estimados ou medidos, pode-se estimar a sensação térmica do corpo mediante o cálculo do voto médio estimado (PMV).

O PMV é um índice que indica o valor médio de votos emitidos por um grande grupo de pessoas com base em uma escala de sensação térmica de sete níveis, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Escala de sensação térmica

Muito quente	Quente	Levemente quente	Neutro	Levemente frio	Frio	Muito frio
+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

Fonte: adaptado de ISO 7730 (2005).

De acordo com a ISO 7730 (2005), este índice pode ser determinado diretamente a partir de tabelas, que proporcionam valores de PMV para diferentes combinações de atividade, vestimenta, temperatura operativa e velocidade relativa. Também através de medições diretas, com sensores integrando a temperatura equivalente e a temperatura operativa. Ou através das Equações 32 a 35.

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028]\{(M - W) \\
 & - 3,05 \cdot 10^{-3}[5733 - 6,99(M - W) - p_a] \\
 & - 0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5}M(5867 - p_a) \\
 & - 0,0014M(34 - t_a) \\
 & - 3,96 \cdot 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\}
 \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,028(M - W) \\
 & - I_{cl}\{3,96 \cdot 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] \\
 & + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\}
 \end{aligned} \quad (33)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38|t_{cl} - t_a|^{0,25} & \text{para } 2,38|t_{cl} - t_a|^{0,25} > 12,1\sqrt{v_{ar}} \\ 12,1\sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2,38|t_{cl} - t_a|^{0,25} < 12,1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (34)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2\text{K/W} \\ 1,05 + 0,645I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2\text{K/W} \end{cases} \quad (35)$$

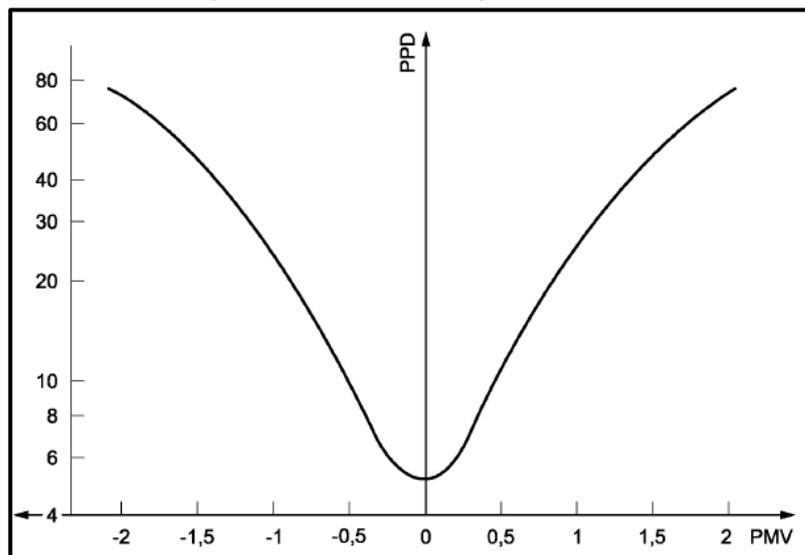
onde: M é a taxa metabólica, W/m^2 ;
 W é a potência mecânica efetiva, W/m^2 ;
 I_{cl} é o isolamento da roupa, m^2K/W ;
 f_{cl} é um fator de superfície da roupa;
 t_a é a temperatura do ar, $^{\circ}C$;
 \bar{t}_r é a temperatura radiante média, $^{\circ}C$;
 v_{ar} é a velocidade relativa do ar, m/s ;
 p_a é a pressão parcial do vapor de água, Pa ;
 h_c é o coeficiente de transmissão de calor por convecção, W/m^2K ;
 t_{cl} é a temperatura da superfície da roupa, $^{\circ}C$.

2.4.2 Índice PPD

O índice do percentual estimado de insatisfeitos (PPD) fornece informações sobre o desconforto ou insatisfação térmica, mediante a previsão de um percentual de pessoas que, provavelmente vão sentir muito calor ou muito frio em um determinado ambiente (ISO 7730, 2005). Após a determinação do valor de PMV, calcula-se o índice PPD utilizando a Equação 36, observando-se na Figura 6 os valores de PPD para a escala de conforto PMV.

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0,03353PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (36)$$

Figura 6 - PPD em função de PMV



Fonte: ISO 7730 (2005).

2.4.3 Desconforto térmico local

Com base em ISO 7730 (2005) e ASHRAE 55 (2004), existem alguns fatores que provocam um desconforto térmico local, seja por correntes de ar, diferenças de temperatura entre os pés e a cabeça, temperaturas radiantes elevadas e assimétricas ou temperaturas de superfícies muito quentes ou muito frias. A seguir, será explicado para cada tipo de desconforto térmico procedimentos e condições aceitáveis. A Tabela 6 apresenta temperaturas aceitáveis para cada uma das fontes de desconforto térmico, que são detalhadas nas seções seguintes.

Tabela 6 - Temperaturas aceitáveis para cada desconforto térmico localizado

PPD [%]	PMV	* Diferença vertical de temperaturas [°C]	Faixa de temperaturas do solo [°C]	Assimetria de temperatura radiante [°C]			
				Teto quente	Parede fria	Teto frio	Parede quente
< 10	-0,5 < PMV < 0,5	< 3	19 a 29	< 5	< 10	< 14	< 23

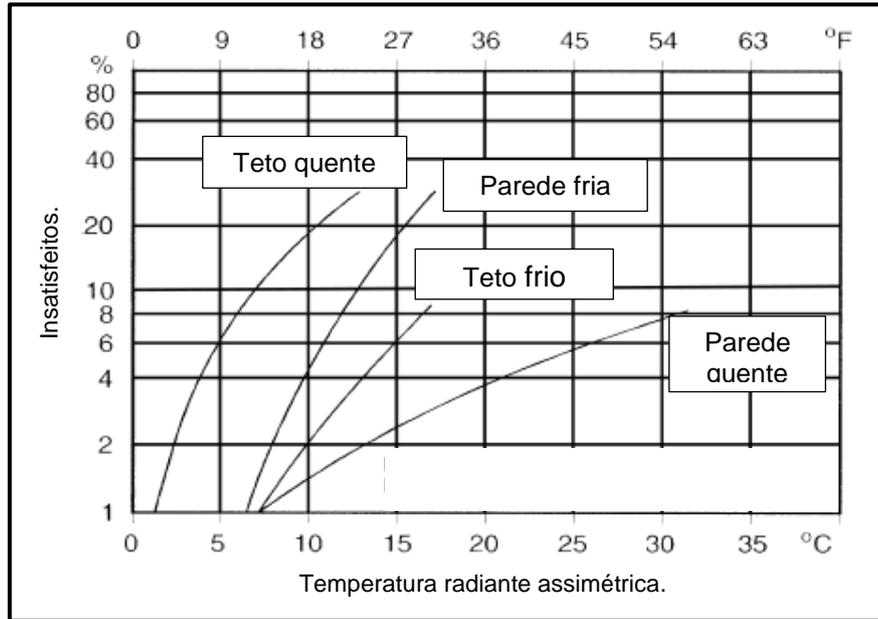
* entre 0,1 m e 1,1 m do solo.

Fonte: adaptado de ASHRAE 55 (2004) e ISO 7730 (2005).

2.4.3.1 Temperatura radiante assimétrica

Para ASHRAE 55 (2004), um campo de radiação térmica sobre o corpo humano pode ser desuniforme devido a superfícies quentes e frias e também devido a luz solar. A assimetria pode causar desconforto térmico local. Em geral, as pessoas são mais sensíveis à radiação assimétrica devido a superfícies quentes do que frias. A Figura 7 indica para uma temperatura radiante assimétrica, o percentual de insatisfeitos.

Figura 7 - Desconforto térmico local causado pela radiação assimétrica

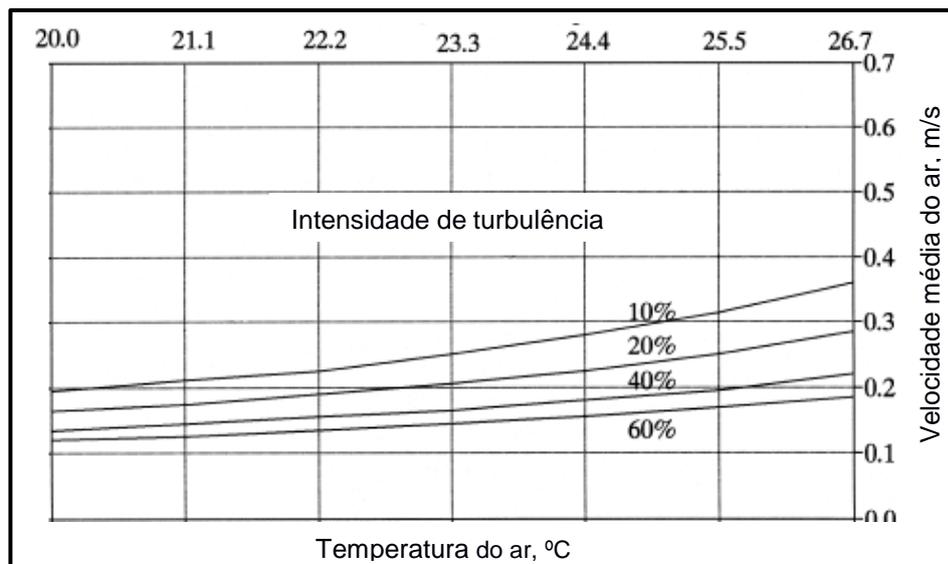


Fonte: adaptado de ASHRAE 55 (2004).

2.4.3.2 Correntes de ar

Correntes de ar são uma movimentação indesejada do ar através de uma refrigeração localizada, onde a sensação de conforto depende dos fatores indicados no gráfico da Figura 8, apresentando valores aceitáveis para os parâmetros (ASHRAE 55, 2004).

Figura 8 - Valores aceitáveis para velocidade, temperatura e turbulência do ar

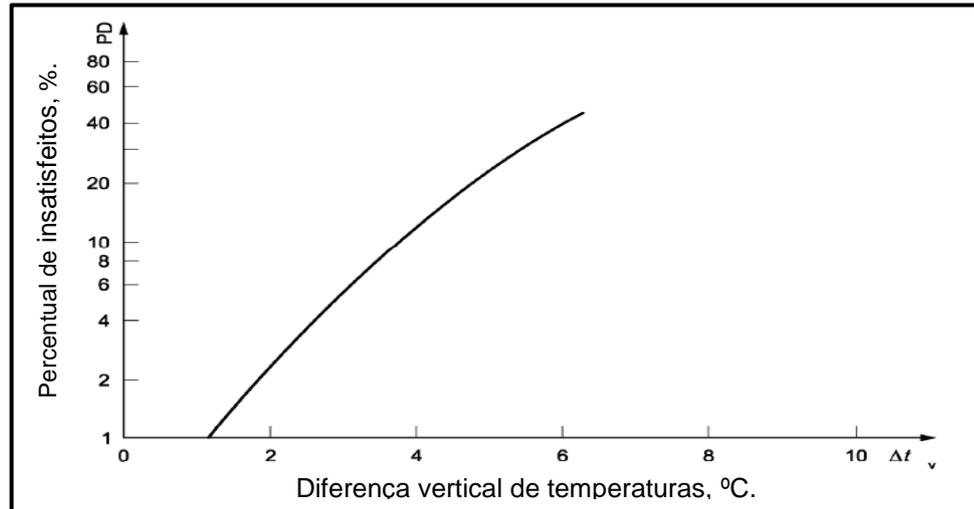


Fonte: adaptado de ASHRAE 55 (2004).

2.4.3.3 Diferença vertical da temperatura do ar

Uma grande diferença de temperaturas entre o nível da cabeça e o nível dos pés pode causar desconforto. A Figura 9 indica valores para diferenças aceitáveis entre estas regiões, conforme ISO 7730 (2005).

Figura 9 - Desconforto local causado pela diferença de temperaturas verticais

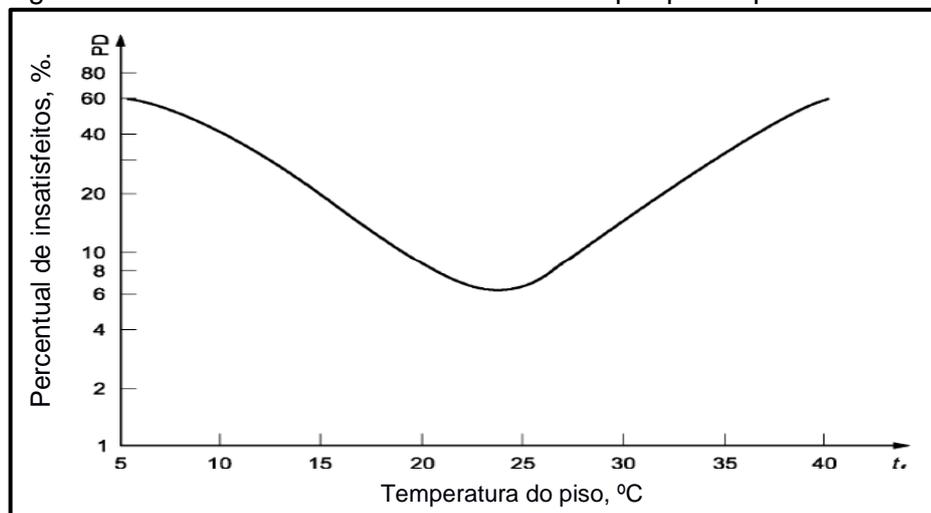


Fonte: adaptado de ISO 7730 (2005).

2.4.3.4 Temperatura do piso

Se o piso está muito quente ou muito frio, os ocupantes podem se sentirem desconfortáveis na região de seus pés. A Figura 10 apresenta valores de temperatura do piso aceitáveis com relação ao percentual de insatisfeitos.

Figura 10 - Desconforto térmico local causado por pisos quentes ou frios



Fonte: adaptado de ISO 7730 (2005).

2.5 TRABALHOS CORRELATOS

Stedile (2003) analisou o isolamento térmico da carroceria de um ônibus urbano equipado com sistema de condicionamento de ar, identificando os pontos mais críticos quanto aos ganhos de calor. Para a estimativa da carga térmica, realizou os cálculos dos ganhos de calor provenientes dos fatores como a ocupação, a exposição ao sol, a velocidade do ar que escoia sobre as superfícies externas e outros fatores que interferem nestes ganhos. Com estes resultados, o autor realizou uma análise de sensibilidade, verificando diferentes possibilidades para melhorar os isolamentos térmicos da carroceria em questão. Concluiu que o fluxo de calor é maior devido aos vidros e também devido à infiltração de ar pelas portas, onde há grande fluxo de pessoas em ônibus urbanos. Verificou também que o ganho de calor pelas paredes é representativo, pois forma pontes térmicas devido à condutividade térmica do aço ser elevada e não haver isolamento em série com a estrutura do ônibus nesta região. Através da análise realizada verificou que com simples intervenções no isolamento térmico pode-se reduzir a carga térmica.

Wallauer *et. al.* (2003) utilizaram o programa Energyplus para a simulação do conforto térmico em edificações populares em quatro capitais brasileiras. Para as análises foi selecionada uma casa popular padrão utilizada nas cidades de Belém, Brasília, São Paulo e Recife. A partir do modelo de Fanger e com auxílio do *software* Energyplus e uma sub-rotina baseada no modelo de fluxo de ar COMIS foram determinados os índices de conforto. Os resultados mostraram-se bastante coerentes com as condições externas e internas reais.

Santos (2005) dimensionou e avaliou o ciclo de refrigeração de um sistema de climatização automotivo em um ensaio específico em túnel de vento. Para isso, estimou a carga térmica para um automóvel compacto e a partir disso dimensionou os componentes principais do sistema de climatização. Os resultados dos cálculos teóricos foram comparados com o veículo real e a avaliação do desempenho do sistema projetado foi realizado por meio de uma simulação proposta.

Goedert (2006) avaliou o conforto térmico em postos de trabalho de motoristas de ônibus, utilizando as normas ISO 7730 (1994), ISO 10551 (1995) e ISO 7726 (1998), onde foram analisados os dados e também consideradas características individuais dos motoristas. Concluiu que o método regulado pela ISO 7730 apresenta resultados similares ao conforto percebido pelos motoristas.

Lima (2006) avaliou a influência do revestimento de assentos automotivos no conforto térmico. Através de uma avaliação experimental, utilizando a metodologia da norma ISO 14505-2 (2004), que prevê o uso de manequins térmicos com sensores aquecidos para estimar o conforto térmico, e obteve um resultado quanto ao material utilizado no revestimento dos assentos. Constatou que o couro e o vinil promovem desconforto, independente das

condições ambientais e que os tecidos propiciam as melhores condições para conforto térmico.

Buoro *et. al.* (2006) realizaram uma análise comparativa entre as temperaturas internas e externas reais e as simuladas através dos *softwares* Energyplus e Tas para um modelo habitacional. Os resultados das simulações entre os *softwares* apresentaram boa concordância nos valores medidos, bem como com os valores experimentais medidos nos horários mais quentes do dia.

Bellé (2011) desenvolveu um procedimento para elaboração de um novo projeto de trocador de calor analisando os seus fatores construtivos e relacionando com sua eficiência. Para isso estimou a carga térmica de aquecimento do ônibus em que o sistema de calefação é utilizado, considerando fatores específicos da região do Chile que apresenta temperaturas negativas. Após isso, dimensionou através de cálculos analíticos, criando um modelo em *software* CFD. Com o modelo, foi avaliado através de um módulo de simulação a distribuição de temperaturas no trocador e com testes experimentais em bancada obteve-se um taxa de troca térmica de 480 W/m, validando a metodologia de cálculo.

Espig e Silva (2012) avaliaram através de uma simulação numérica, o sistema de climatização de um ônibus de classe rodoviária, no que tange as velocidades do ar do sistema de ar condicionado, verificando se as mesmas estão dentro dos limites aceitáveis para o máximo conforto térmico dos ocupantes. Através das análises realizadas verificaram que apresenta-se grandes variações nos campos de pressão e temperatura no interior do veículo, considerando uma situação de distribuição de ar homogênea.

Vollaro (2013) analisou através de um modelo CFD o clima no interior de um ônibus de mobilidade urbana quanto a condições de conforto térmico. O estudo foi realizado na cidade de Roma. Com o objetivo de melhorar o clima no interior de um ônibus e as condições de conforto térmico foi desenvolvido um modelo matemático. A partir dos resultados da simulação numérica e com várias medidas experimentais dentro dos ônibus em operação, verificou-se correlação entre os resultados obtidos.

Zhou (2013) faz uma revisão da literatura quanto ao conforto térmico em veículos. Em um primeiro momento, introduz as teorias básicas de conforto térmico de Fanger onde atribui um modelo e parâmetros de conforto térmico. Após, traz métodos de medição e simulação do conforto térmico. Então explica sucintamente o aparelho para refrigeração e ventilação de um veículo, bem como problemas e cuidados importantes que devem ser observados.

Riachi e Clodic (2013) desenvolveram um modelo de simulação numérica que prevê o conforto térmico em um ônibus de transporte público. Através da montagem de modelos zonais e com os resultados CFD obtidos em condições estacionárias, simularam os fenômenos de fluxo térmico e aéreo no compartimento de passageiros. O modelo determina

as cargas térmicas devido à insolação, passageiros e convectivas, avaliando o nível de conforto térmico através das temperaturas equivalentes. Os modelos de manequins térmicos fictícios, onde consideram as velocidades do ar, a temperatura do ar ambiente, radiante média e temperatura equivalente mostram as diversidades das situações térmicas nos diferentes locais do ônibus. Ainda mostram, que as diferentes temperaturas equivalentes percebidas pelos manequins indicam a necessidade de considerar o aspecto zonal do problema.

Schaedler (2014) realizou uma simulação computacional de uma residência, via Energyplus, visando a análise do consumo energético em função das modificações do material do telhado.

Biasibetti (2015) avaliou a influência da radiação no sistema de calefação de ônibus rodoviários analisando o conforto térmico. Foram comparados dois modelos de sistemas, sendo um operando apenas com convecção e outro que acrescenta o efeito da radiação. E com isso relacionou através da norma ISO 7730 os níveis de conforto térmico. Foram realizadas medições de temperatura na entrada e saída do fluido no trocador e também temperaturas em três posições verticais para obter o gradiente de temperaturas. O sistema de calefação apenas com convecção apresentou uma capacidade de troca térmica maior, porém, não atendeu as especificações de conforto da norma. Já o trocador de calor com radiação, apesar de ter uma troca térmica menor, atendeu as exigências da norma.

Castañon *et al.* (2016) propuseram uma metodologia simplificada para avaliar o conforto térmico no interior de veículos de transporte coletivo urbanos. Onde através da revisão da bibliografia, verificou os conceitos envolvidos e metodologias, determinando as considerações fundamentais para o desenvolvimento da proposta de simplificação, que permite avaliar a situação de conforto quanto ao *stress* térmico por calor ou frio. Após definir a metodologia, realizaram medições em situação de inverno onde percebeu-se que os parâmetros selecionados são representativos das normas aplicadas para uma análise preliminar.

Broliato (2017) desenvolveu um novo climatizador para ônibus utilizando o princípio de funcionamento do resfriamento evaporativo. De acordo com o autor, o resfriamento evaporativo é uma solução de baixo custo financeiro, ecologicamente correta, e que não utiliza da potência do motor do veículo. Após concluir o projeto, o protótipo do novo climatizador foi desenvolvido e então realizado testes experimentais, onde apresentou uma vazão de 421,5 m³/h e 70,7% de eficiência de saturação. Com estes dados foi quantificado o número de dispositivos necessários para atender a renovação de ar interior e também verificar os níveis de conforto térmico com base em cálculos baseados na ISO 7730 e ASHRAE 55 e em uma rotina desenvolvida no *software* MATLAB para simular as condições propostas.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta a metodologia que foi adotada para o desenvolvimento do trabalho. Primeiramente abordando as considerações de projeto do veículo avaliado, analisando o conjunto de materiais utilizados para o isolamento térmico, e estimando a carga térmica de resfriamento necessária para proporcionar níveis de conforto aceitáveis. E então, foi definido um procedimento de avaliação do conforto térmico e realizado as coletas dos dados em um veículo, determinando se as condições estavam aceitáveis através dos índices PMV-PPD.

3.1 CONSIDERAÇÕES DE PROJETO PARA O VEÍCULO AVALIADO

A Tabela 7 apresenta características de projeto do veículo avaliado. A Figura 11 apresenta uma foto representativa do mesmo.

Tabela 7 - Especificações de projeto para o veículo avaliado

Modelo da carroceria	Paradiso G7
Comprimento	13.100 mm
Altura	3.800 mm
Largura	2.600 mm
Quantidade ocupantes	46
Velocidade média em viagens	80 km/h

Fonte: o autor (2018).

Figura 11 - Foto representativa do veículo avaliado

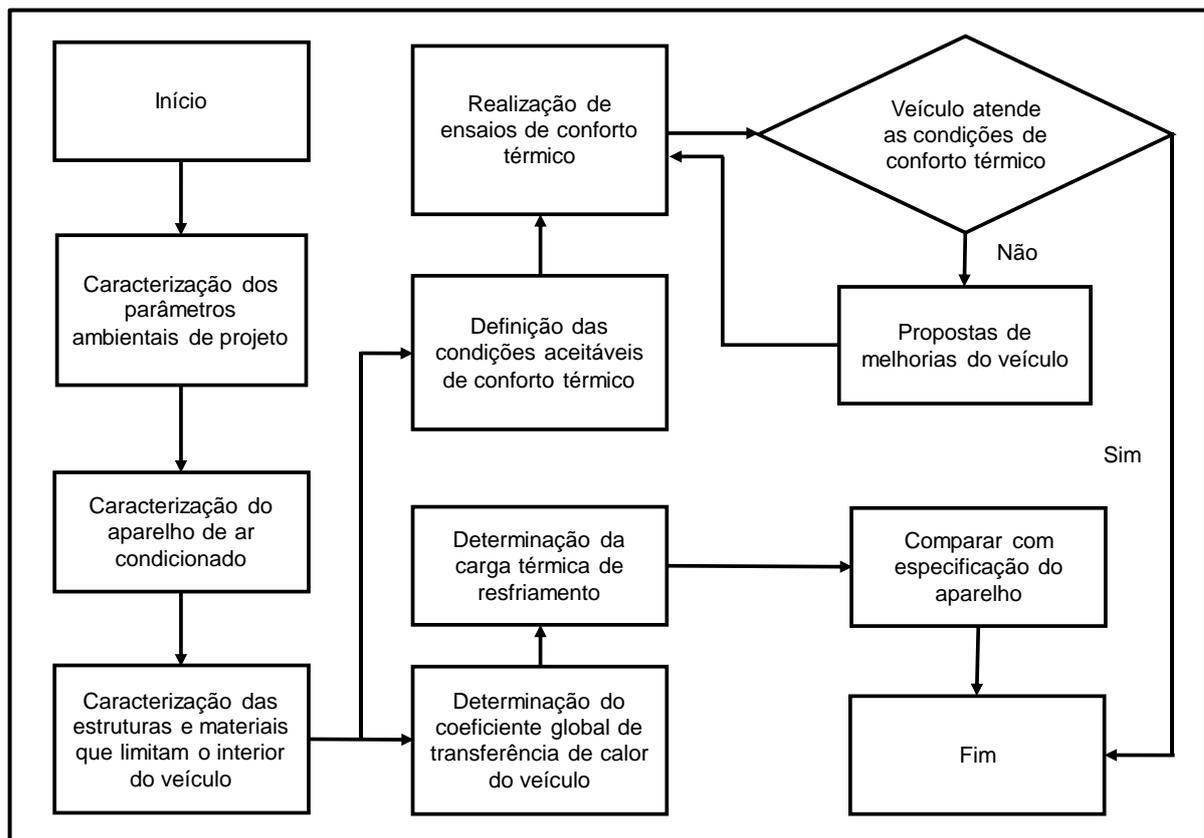


Fonte: Marcopolo (2018a).

3.2 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO

Para atingir os objetivos do trabalho, foi utilizado o fluxograma conforme Figura 12, identificando a sequência de atividades. As principais etapas são detalhadas na sequência.

Figura 12 - Fluxograma de trabalho



Fonte: o autor (2018).

3.2.1 Caracterização dos parâmetros ambientais de projeto

Os projetos dos ônibus devem ser realizados visando proporcionar níveis de conforto térmico independentemente do local onde são vendidos. Para estimar a carga térmica de resfriamento foi considerado uma condição crítica de aplicação, com a análise voltada para o Brasil.

As variáveis climáticas que mais interferem no desempenho térmico de um ambiente são: temperatura e umidade, quantidade de radiação solar incidente, grau de nebulosidade do céu, índices pluviométricos, direções dos ventos e época do ano. Os valores destas variáveis se alteram em função da localização (FROTA e SCHIFFER, 2001).

Frota e Schiffer (1995 apud LAMBERTS *et al.*, 2016) apresentam valores de radiação solar incidente em planos verticais e horizontais para um dia de dezembro na latitude 30° Sul.

A pior situação quanto aos ganhos de calor ocorre quando o ônibus está com a maior área envidraçada, as janelas, voltadas à oeste, às 14 horas. A Tabela 8 apresenta os valores de radiação solar utilizados para os cálculos.

Quanto às condições externas ao veículo foram consideradas as orientações da empresa de 40 °C e 70% para o ar atmosférico e de 90 °C para o ar no cofre do motor (MARCOPOLO, 2018c).

Tabela 8 - Radiação solar incidente as 14:00h na latitude de 30° Sul

Orientação	Radiação solar [W/m ²]
Sul	63
Leste	63
Norte	117
Oeste	667
Horizontal	985

Fonte: adaptado de Lamberts *et al.* (2016).

O coeficiente de convecção interno ao veículo utilizado nos cálculos foi de 8 W/m²K com base em Santos (2005) que avaliou os ganhos de calor para um automóvel em um ensaio de túnel de vento. Os valores do coeficiente de convecção para os espaços de ar entre componentes estruturais do veículo foi o mesmo utilizado por Bellé (2011) de 6,6 W/m²K. O coeficiente convectivo externo ao veículo foi calculado com base na temperatura de projeto adotada de 40 °C e considerando que o veículo esteja a uma velocidade de 80 km/h. Onde, utilizando as Equações 4 a 8 e as propriedades do ar de Incropera *et al.* (2008) foi obtido o valor de 45,4 W/m²K.

3.2.2 Caracterização do aparelho de ar condicionado

Os sistemas de condicionamento de ar dos ônibus rodoviários são compostos basicamente por:

- a) controlador do equipamento;
- b) condensador e evaporador integrados no teto do ônibus;
- c) compressor acoplado ao motor do veículo;
- d) válvula termostática de expansão;
- e) pressostatos;
- f) filtro de ar.

O ar condicionado é distribuído para os passageiros por meio de um duto possuindo difusores ajustáveis para cada pessoa e também saídas sem ajuste para o salão de passageiros. Para a cabine do motorista, existe um condicionador de ar denominado *defroster*, que auxilia no resfriamento da cabine em conjunto com o ar condicionado proveniente do salão de passageiros. Este sistema apresenta capacidade de resfriamento de 7 kW e utiliza o mesmo compressor do ar condicionado do salão, porém sem a renovação de ar com o ambiente externo.

O evaporador e condensador do ar condicionado modelo *Spheros CC 335*, conforme Figura 13, são integrados e instalados sobre o teto do veículo. A Tabela 9 indica as especificações técnicas deste aparelho, fornecidas pelo fabricante.

Figura 13 - Evaporador e condensador do ar condicionados integrados



Fonte: adaptado de Marcopolo (2018b).

Tabela 9 - Especificações técnicas do aparelho *Spheros CC 335*

Capacidade de resfriamento	120.000 BTU/h (35 kW)
Vazão do evaporador	6.300 m ³ /h
Vazão do condensador	8.700 m ³ /h
Gás refrigerante / massa	R134a / 4,3 kg
Compressor	Bock FK40 / 650 cm ³
Capacidade de renovação de ar	25% da vazão do evaporador

Fonte: adaptado de Marcopolo (2018b).

3.2.3 Caracterização das estruturas e materiais que limitam o interior do veículo

Os componentes termoisolantes utilizados nos veículos são fabricados em compostos de fibra de vidro, poliuretanos e materiais que apresentam baixas condutividades térmicas. Além de um isolamento padrão definido para todos os modelos rodoviários com motor traseiro, pode ser atribuído um isolamento diferenciado de acordo com a escolha do cliente e também com o mercado em que o produto será vendido. A Tabela 10 apresenta a condutividade térmica conforme fornecedores, para cada material avaliado no veículo.

Tabela 10 - Condutividades térmicas dos materiais utilizados

Material	Condutividade térmica [W/mK]
Aço	63,9
Alumínio	237
Placas de PU	0,033
Manta lâ-de-vidro + tecido hidro-óleo-repelente	0,038
Tapete	0,16
Madeira	0,055
Vidro	0,81
Manta asfáltica	0,1
Fibra de vidro	0,326
Plástico	0,15
Manta elastomérica	0,038

Fonte: Marcopolo (2018c).

Foi observado durante a execução deste trabalho algumas metodologias para determinar o coeficiente global de transferência de calor do veículo. A Norma ABNT NBR 15220 (2003) estabelece procedimentos para avaliar o desempenho térmico de edificações, determinando o cálculo de algumas propriedades térmicas, sendo elas a resistência, transmitância, capacidade, atraso e fator solar dos componentes. O procedimento de cálculos apresenta-se semelhante ao método utilizado neste trabalho. Uma das diferenças que pode ser observada é na resistência térmica, que utiliza a unidade de medida em $m^2.K/W$. Enquanto neste trabalho calcula-se a resistência equivalente para toda a área de cada conjunto, obtendo em K/W .

Neste trabalho optou-se por utilizar a mesma metodologia de cálculo adotada por Stedile (2003), visto também ser aplicada em um ônibus.

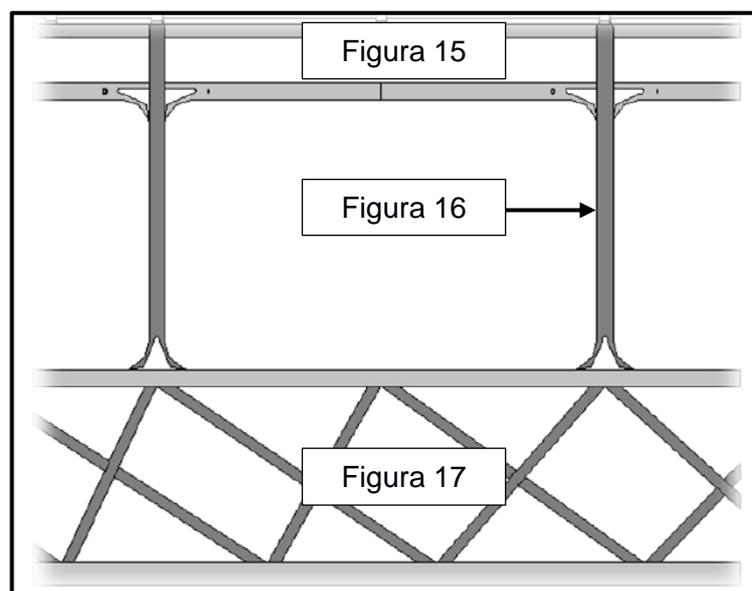
Para calcular o coeficiente global de transferência de calor foram determinadas as associações de resistências térmicas e áreas de cada região (lateral, teto, assoalho e plataforma do motor). Devido à complexidade da forma construtiva do veículo foi analisado a associação de resistências térmicas para uma seção representativa de cada região do veículo. De maneira a simplificar os cálculos, conforme modelo de análise adotado por Stedile (2003), a área total da região avaliada foi multiplicada por um fator F , correspondente ao percentual de material que há em cada conjunto. O valor de L indica a medida em milímetros que o fluxo de calor deverá percorrer, sendo este considerado unidimensional. Para as estruturas de tubos foi utilizada a nomenclatura L_v e F_v para indicar que o material está perpendicular ao fluxo de calor, e L_h e F_h representando que o item está paralelo ao fluxo de calor. Todos os cálculos e associações de resistências térmicas foram realizados através de uma planilha desenvolvida no *software* Excel, apresentada nas seções a seguir.

As regiões em que o veículo foi dividido e os correspondentes esquemas de isolamento são apresentados a seguir.

3.2.3.1 Região da lateral

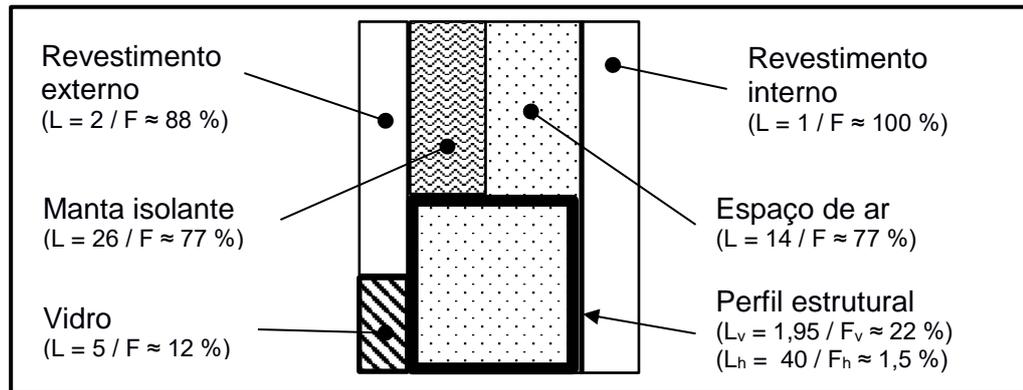
A Figura 14 representa uma seção da lateral do veículo com as correspondentes regiões em que foram analisados os isolamentos. As Figuras 15 a 17 representam os conjuntos de materiais utilizados em cada região, diferente para as posições abaixo, acima e entre as janelas.

Figura 14 - Representação da lateral do veículo



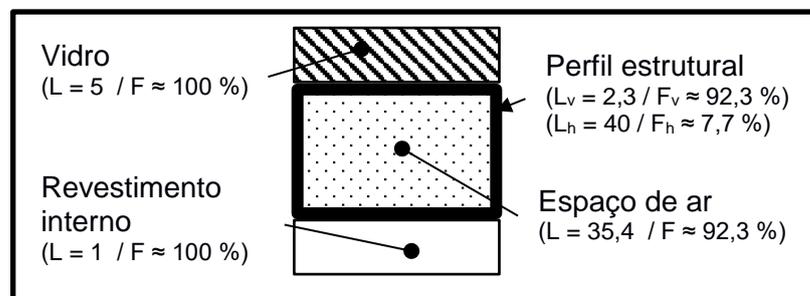
Fonte: adaptado de Bellé (2011).

Figura 15 - Representação de uma seção do vão superior da lateral



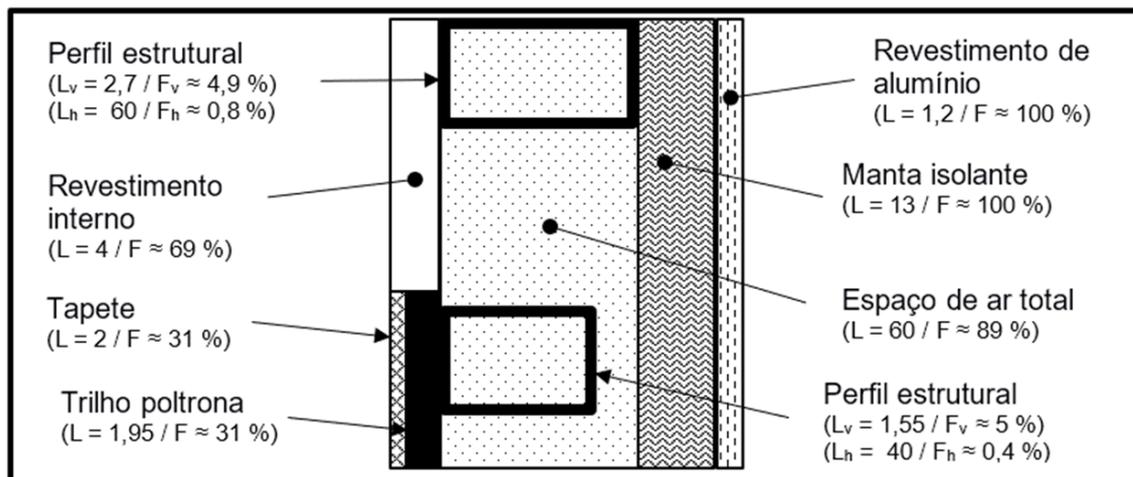
Fonte: o autor (2018).

Figura 16 - Representação de uma seção estrutural entre as janelas da lateral



Fonte: o autor (2018).

Figura 17 - Representação de uma seção do vão inferior da lateral

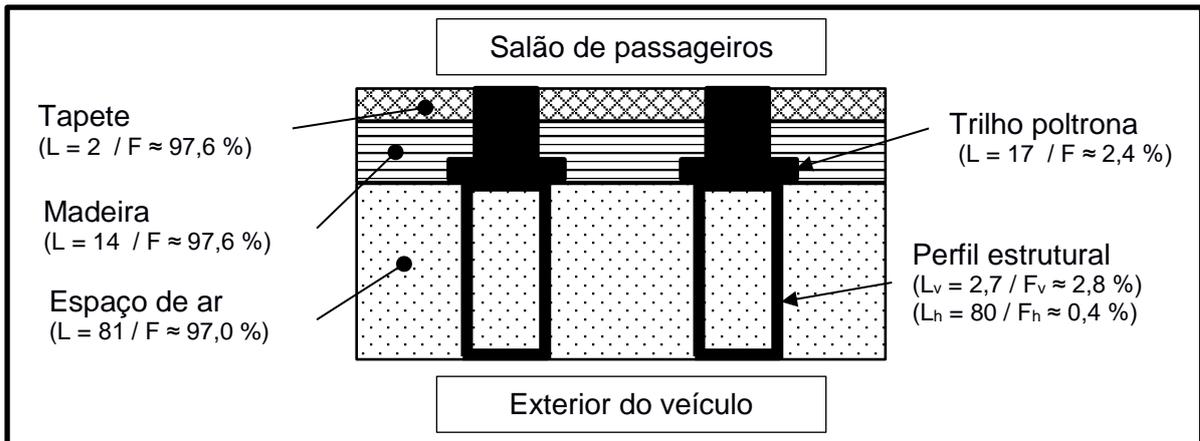


Fonte: o autor (2018).

3.2.3.2 Região do assoalho

A Figura 18 representa os conjuntos de materiais utilizados em uma seção do assoalho do veículo.

Figura 18 - Representação de uma seção do assoalho

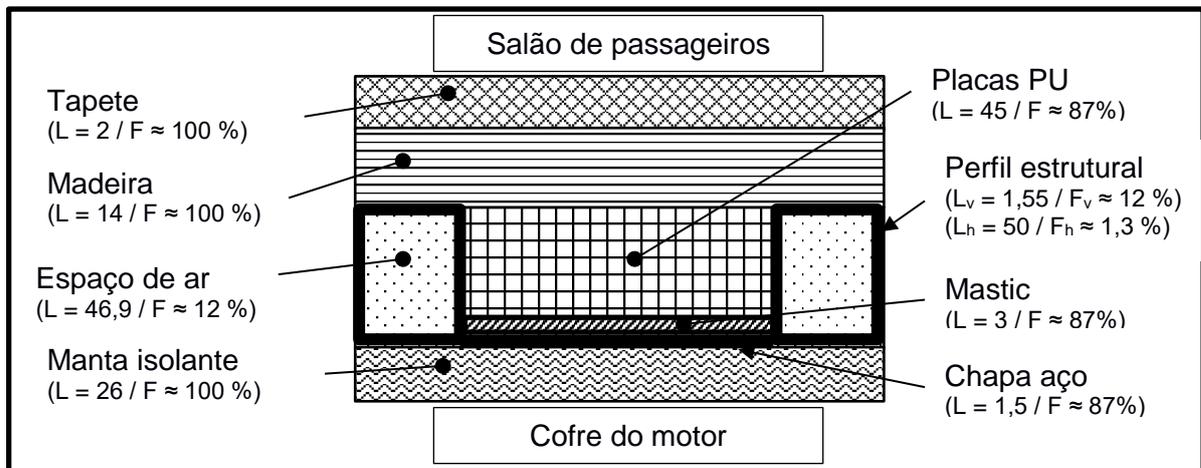


Fonte: o autor (2018).

3.2.3.3 Região da plataforma do motor

A Figura 19 representa os conjuntos de materiais utilizados em uma seção da plataforma do motor.

Figura 19 - Representação de uma seção da plataforma do motor

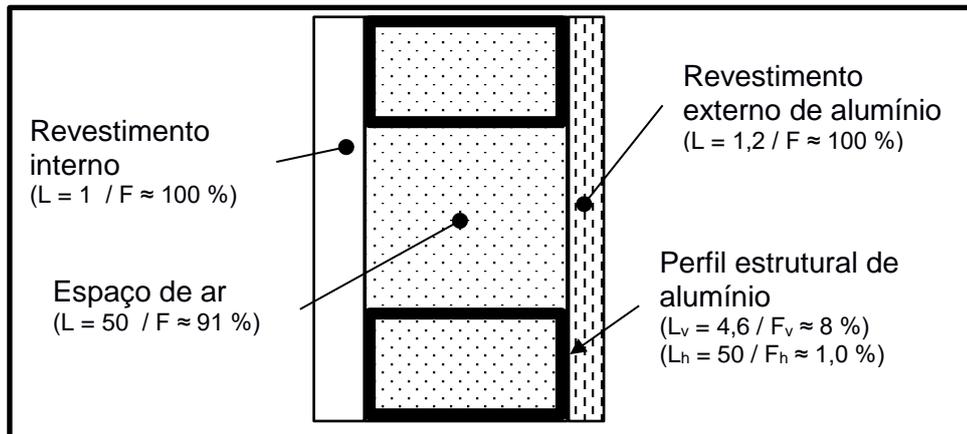


Fonte: o autor (2018).

3.2.3.4 Região da porta da cabine do motorista

A Figura 20 representa os conjuntos de materiais utilizados em uma seção da porta de serviço de acesso ao veículo.

Figura 20 - Representação de uma seção da porta de serviço

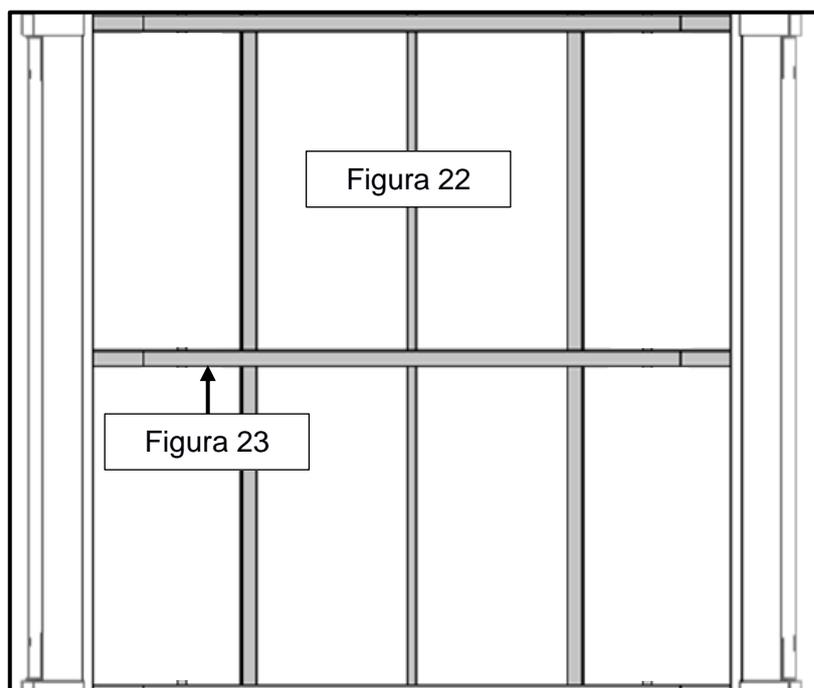


Fonte: o autor (2018).

3.2.3.5 Região do teto

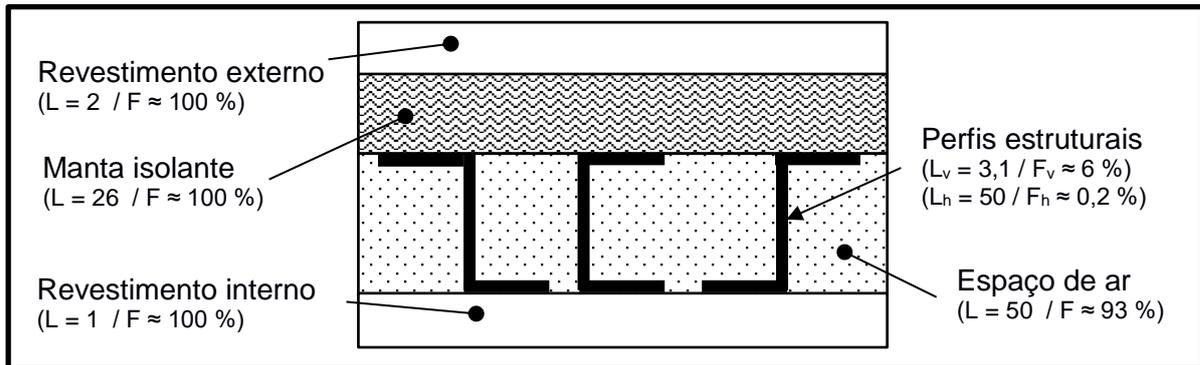
A Figura 21 representa uma seção do teto do veículo com as correspondentes regiões em que foram analisados os isolamentos. As Figura 22 e 23 representam os conjuntos de materiais utilizados em cada região.

Figura 21 - Representação do teto do veículo



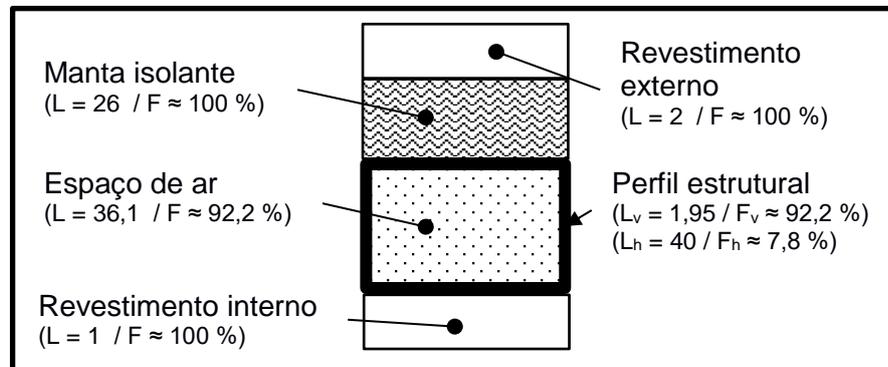
Fonte: adaptado de Bellé (2011).

Figura 22 - Representação de uma seção do vão do teto



Fonte: o autor (2018).

Figura 23 - Representação de uma seção estrutural do teto



Fonte: o autor (2018).

3.2.3.6 Características das superfícies opacas

A Tabela 11 apresenta as características das superfícies opacas do veículo consideradas para os cálculos de ganhos de calor pela transmissão e insolação.

Tabela 11 - Características das superfícies opacas

Região	Área total [m ²]	Absortividade solar [%]
Laterais	23,9	7
Teto	26,5	7
Assoalho	32,49	-
Plataforma do motor	3,73	-
Porta de serviço	0,98	7

Fonte: o autor (2018).

3.2.3.7 Características da área envidraçada

A Tabela 12 apresenta as características (obtidas com fornecedores dos materiais) das regiões envidraçadas utilizadas para os cálculos de ganhos de calor devido à insolação e transmissão nos vidros.

Tabela 12 - Características da área envidraçada

Região envidraçada	Área [m ²]	Espessura [mm]	Transmitância solar [%]	Absortividade solar [%]
Para-brisa	4,03	7	70	7
Vigia	1,46	5	70	7
Vidros lateral direita	12,6	5	70	7
Vidros lateral esquerda	12,6	5	70	7
Teto solar	0,66	5	70	7
Vidro porta cabine	1,07	5	70	7
Demais vidros da cabine	2,72	5	70	7

Fonte: o autor (2018).

3.2.4 Elaboração de planilha de cálculos

Para realizar os cálculos das associações de resistências térmicas e do coeficiente global de transferência de calor para cada conjunto de isolamento citados no item 3.2.3, e também para estimar a carga térmica de resfriamento, foi elaborado uma planilha no *software* Excel. Em cada aba da planilha é realizado o cálculo de um ganho de calor, sendo: transmissão térmica, geração interna, insolação nos vidros e superfícies opacas e infiltração de ar. Na seção dos resultados é apresentado uma imagem representativa da planilha criada.

3.2.5 Medições experimentais de conforto térmico

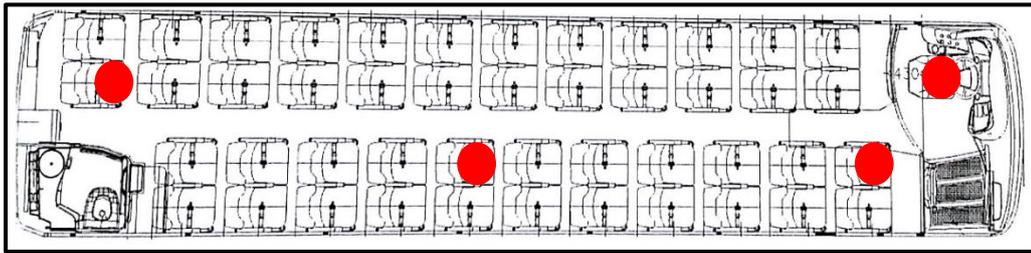
A metodologia utilizada para realizar a coleta dos dados foi baseada na norma ABNT NBR 16401-2 (2008), que estabelece parâmetros quanto ao ambiente para proporcionar conforto térmico a ocupantes em locais que possuem ar condicionado. De uma maneira recíproca, a norma ISO 7726 (1998) também estabelece requisitos e especificações quanto à instrumentação para coleta dos dados.

A Figura 24 indica as regiões avaliadas no veículo e a Figura 25 a posição dos sensores em cada região. Observando que os parâmetros de velocidade do ar (V) e temperatura de bulbo seco (T) foram medidos nas três faixas de alturas e os parâmetros de

umidade relativa (UR) e temperatura de globo (TG) foram coletados a 1,1 m e a 0,6 m respectivamente. Os sensores foram posicionados no centro da poltrona, simulando uma pessoa sentada, ou seja, aproximadamente na região da cabeça, região do abdômen e região dos pés.

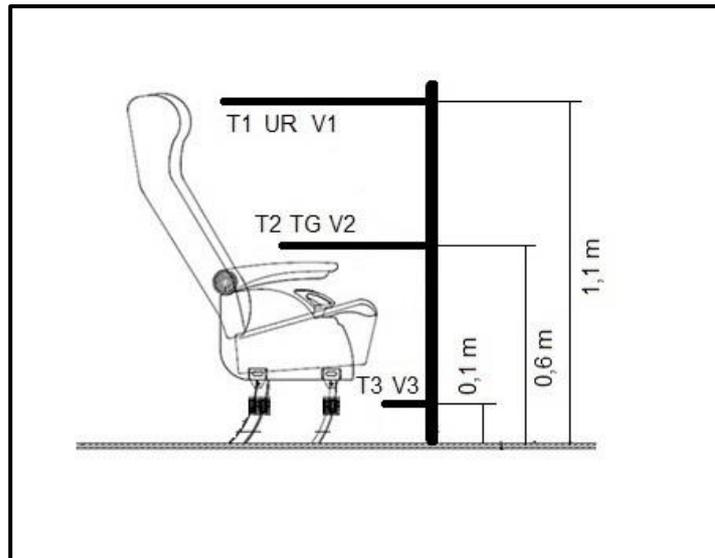
O Quadro 1 apresenta especificações dos equipamentos disponíveis na empresa e que foram utilizados para as medições.

Figura 24 - Localização das regiões avaliadas no veículo



Fonte: adaptado de Marcopolo (2018c).

Figura 25 - Posição dos sensores em cada região avaliada



Fonte: adaptado de Biasibetti (2015).

Após a instrumentação do veículo estar realizada conforme especificações apontadas, e visando adequar os requisitos das normas a algumas particularidades de um ônibus foi realizado o procedimento a seguir:

- a) posicionado o veículo fechado em um local aberto, ao sol, fazendo com que sua temperatura ambiente interna aumente. Foi mantido o veículo nesta condição pelo período de 1 hora. As cortinas das janelas do veículo foram mantidas abertas, visando avaliar uma condição mais crítica, onde há maior interferência da radiação solar;

- b) após o período de estabilização e elevação das temperaturas, o veículo foi ligado, e a rotação do motor elevada e mantida em 1500 rpm (rotação normalmente utilizada em tráfego rodoviário);
- c) nesta condição, com o veículo parado, o ar condicionado foi ligado, sendo *setpoint* do controlador configurado para 22 °C, observando a abertura total dos difusores de ar e o veículo totalmente fechado durante as medições. Para a cabine do motorista, foi acionado o condicionador de ar denominado *defroster*, sendo ligado na máxima velocidade de insuflamento, e o fluxo de ar direcionado para todas as saídas do painel visando proporcionar uma distribuição de ar mais homogênea. As saídas de ar provenientes do salão também foram mantidas totalmente abertas;
- d) no período de resfriamento, até o veículo atingir a temperatura programada no *setpoint* (22° C), foram realizadas somente as medições de temperatura do ar;
- e) após este período de estabilização das temperaturas com o ar condicionado ligado, iniciou-se as coletas dos demais parâmetros ambientais tais como: temperatura de globo, umidade relativa e velocidade do ar. Realizando as medições com intervalos de cinco minutos, primeiramente na região do meio do salão de passageiros. Após ter concluído as coletas nesta região, foram realizadas as medições na região traseira e frente do salão, e no posto do motorista, respectivamente.

Quadro 1 - Especificações dos equipamentos de medição

Equipamento (Parâmetro de medição)	Fabricante	Modelo	Faixa de uso	Precisão	Resolução
Termômetro (Temperatura do ar)	Novus	TagTemp	-30 a 70 °C	± 1 °C	0,1 °C
Termômetro de globo (Temperatura globo)	Instrutherm	TGD-400	-10 a 150 °C	± 0,5 °C	0,1 °C
Higrômetro (Umidade relativa)	Kestrel	3500	5% a 95%	3% da leitura	0,10%
Anemômetro de pás (Velocidade do ar)	Kestrel	3500	0,6 a 40 m/s	3% da leitura	0,1 m/s
Anemômetro de fio quente (Velocidade do ar)	Kimo	VT 100	0,1 a 3,0 m/s	± 0,05 m/s	0,01 m/s

Fonte: o autor (2018).

3.2.5.1 Parâmetros adotados para avaliação do conforto

Para calcular os níveis de conforto térmico em cada região avaliada do veículo, foram feitas as considerações a seguir:

- a) para o posto do motorista foi utilizado o valor do metabolismo igual a 1,7 met, que representa uma taxa de calor dissipado de 180 W, e corresponde a atividade “dirigir”, conforme indicado na norma regulamentadora NR 15 (2014). Para as demais regiões do salão de passageiros, foi utilizado o valor de 1,0 met, que representa uma taxa de calor dissipado de 104 W, e está indicado na norma ISO 7730 (2005), para a atividade “repouso, sentado”;
- b) optou-se em calcular o índice PMV-PPD para três isolamentos de roupas típicas utilizadas em viagens nos veículos rodoviários, tanto para o motorista quanto para os passageiros. A Tabela 13 indica as suposições assumidas para os cálculos. Em todas as configurações foi somado o valor de 0,15 clo que representa o isolamento térmico que deve ser adotado para poltronas executivas, conforme ISO 7730 (2005);
- c) adotou-se a média aritmética das cinco medições realizadas em cada região para cada parâmetro medido;
- d) adotou-se a média de temperaturas de bulbo seco entre as três faixas de alturas avaliadas;
- e) calculou-se o índice PMV-PPD para os valores máximos e mínimos de velocidade ar medidos. A norma ISO 7730 (2005) orienta quanto a utilização dos índices PMV com velocidades de ar de até 1 m/s. Entretanto destaca que é possível aumentar a velocidade de ar para compensar o aumento de temperaturas ou dos outros parâmetros, visto que o fluxo de ar influencia diretamente na perda de calor por convecção no corpo humano. Conforme Santos (2005), em veículos há necessidade de remover os ganhos de calor em um intervalo curto de tempo, sendo assim necessário um maior fluxo de ar resfriado para obter esta condição. Devido as diferenças individuais entre as pessoas, deve ser previsto nos ônibus rodoviários difusores ajustáveis que permitam que cada usuário controle o fluxo de ar de acordo com sua sensação de conforto. Observa-se também que Goedert (2006) obteve bons resultados comparando os índices PMV com a real sensação térmica dos indivíduos de um ônibus, na região do posto do motorista. Desta forma, neste trabalho foram avaliadas as situações com as maiores e menores de velocidades de ar obtidas experimentalmente, visando verificar a influência deste parâmetro no conforto dos usuários.

Tabela 13 - Índices de resistência térmica da vestimenta

Vestimenta	Índice de resistência térmica [clo]	0,6 clo	0,8 clo	1,0 clo
Meias	0,02	X	X	X
Roupas íntimas	0,03	X	X	X
Camisa manga curta	0,15	X		
Calça normal	0,25	X	X	X
Sapato fechado	0,04	X	X	X
Camisa manga longa	0,25		X	X
Casaco	0,35			X
Poltrona executiva	0,15	X	X	X

Fonte: adaptado de ISO 7730 (2005).

3.2.5.2 Elaboração do programa em *Matlab* para o cálculo dos índices PMV-PPD

Para obter os parâmetros PMV-PPD foi implementada uma rotina de cálculo utilizando o *software Matlab*, baseado nas normas ISO 7730 (2005) e AHSRAE 55 (2004), e utilizando as Equações 32 a 35. Para verificar a confiabilidade dos resultados obtidos com o programa desenvolvido, fez-se a comparação com as tabelas do Anexo D da ISO 7730 (2005) e do Apêndice D da AHSRAE 55 (2004), que apresentam valores predefinidos para algumas variações de parâmetros. O código de programação do programa desenvolvido no *Matlab* está no APÊNDICE A.

3.2.5.3 Diferenças verticais de temperatura

Para este trabalho foi avaliado o desconforto localizado devido à diferença vertical de temperaturas. Os demais desconfortos localizados citados pelas normas ISO 7730 (2005) e ASHRAE 55 (2004), como assimetria de radiação, correntes de ar e temperaturas elevadas ou frias dos pisos não foram avaliados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Foram realizados através da planilha desenvolvida e apresentada parcialmente na Figura 26. As Tabelas 14 e 15 apresentam a resistência térmica e o coeficiente global de transferência de calor de cada região, calculados utilizando as Equações 11 a 14 e 17, em conjunto com os dados definidos nas seções 3.2.1 e 3.2.3.

Figura 26 - Representação da tabela de cálculos

S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG
Área total "A" [m²]	Resistência térmica total Rt [K/W]	Coefficiente global de transferência de calor U [W/m²K]	Q _t transmissão [W]		Q _t transmissão opaca	2495,3		R _t	U	A				
					Q _{lateral_direita_inf}	249,8		0,0720	1,7373	7,989				
					Q _{lateral_esquerda_in}	291,0		0,0621	1,7373	9,269				
7,9891	0,072048248112	1,73735593	249,832584											
					Q _{lateral_direita_sup}	274,7		0,0655	5,1939	2,938				
...	2_Propriedades_ar	3_Transmissao_termica	4_Geracao_interna	5_Vidros	6_Infiltracao_ar	7_Insolacao_opacas	8_Resumo							

Fonte: o autor (2018).

Tabela 14 - Coeficiente global de transferência de calor para os vidros, U

Região	Resistência térmica [K/W]	U [W/m²K]
Para brisa	0,039	6,425
Vigia (vidro traseiro)	0,105	6,528
Vidro da lateral direita do salão	0,012	6,528
Vidro da lateral esquerda do salão	0,012	6,528
Vidro do teto solar	0,234	6,528
Vidro da porta da cabine	0,143	6,528
Vidro da janela do motorista	0,143	6,528
Vidro lado esquerdo cabine	0,191	6,528
Vidro lado direito cabine	0,180	6,528

Fonte: o autor (2018).

Tabela 15 - Coeficiente global de transferência de calor para as superfícies opacas, U

Região	Resistência térmica [K/W]	U [W/m ² K]
Lateral direita - vão superior (seção 3.2.3.1)	0,066	5,194
Lateral direita – entre janelas (seção 3.2.3.1) *	2,674	5,966
Lateral direita – vão inferior (seção 3.2.3.1)	0,072	1,737
Lateral esquerda – vão superior (seção 3.2.3.1)	0,066	5,194
Lateral esquerda – entre janelas (seção 3.2.3.1) *	2,674	5,966
Lateral esquerda – vão inferior (seção 3.2.3.1)	0,062	1,737
Assoalho (seção 3.2.3.2)	0,008	3,890
Plataforma do motor (seção 3.2.3.3)	0,308	0,870
Porta de serviço (seção 3.2.3.4)	0,175	5,830
Teto – vão (seção 3.2.3.5)	0,033	1,184
Teto – estrutura (seção 3.2.3.5) *	8,432	1,174

* Valores para cada estrutura. Os valores de “U”, foram multiplicados pelo número de componentes para os cálculos de ganhos de calor.

Fonte: o autor (2018).

4.2 ESTIMATIVA DA CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO

Foram determinados os ganhos de calor considerando os efeitos de insolação nas superfícies transparentes e opacas, a transmissão térmica do motor e do assoalho, a geração de calor interno e também devido aos efeitos de renovação de ar. Para os cálculos considerou-se como requisito de projeto uma temperatura de bulbo seco de 22 °C com uma umidade relativa de 50%, que representa uma condição aceitável para o conforto térmico dos ocupantes do ônibus. Baseando-se nestas informações, e utilizando a carta psicrométrica da ASHRAE (1997) para 101,325 kPa de pressão barométrica, calculou-se as entalpias de ar externo e interno de 128,3 e 43,3 kJ/kg, respectivamente. Os demais parâmetros estão descritos na seção 3.2.1.

4.2.1 Transmissão térmica

As estimativas de carga térmica devido à transmissão não levam em consideração os efeitos da radiação solar. Devido a isso, os cálculos foram realizados utilizando a Equação 16, para as regiões da plataforma do motor, do assoalho e vidros. A Tabela 16 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 16 - Ganhos de calor pela transmissão térmica

Região	Transmissão térmica [W]
Assoalho	2.274,6
Plataforma do motor	220,3
Para-brisa	465,6
Vigia	171
Vidros da lateral direita do salão	1.480,5
Vidros da lateral esquerda do salão	1.480,5
Vidro do teto solar	77
Vidro da porta da cabine	126
Demais vidros da cabine	319,9
Total	6.615

Fonte: o autor (2018).

4.2.2 Geração de calor interno

Como geração de calor interno foi considerado apenas os ocupantes. Levando em consideração uma taxa de calor total liberado pelos passageiros de 104 W e de 180 W para o motorista e motorista auxiliar conforme seção 3.2.5.1 e multiplicando pelo número de ocupantes do salão de passageiros conforme Equação 18 e obtém-se os resultados de acordo com a Tabela 17.

Tabela 17 - Ganhos de calor devido aos ocupantes

Região	Ocupantes [W]
Salão de passageiros	4.784
Cabine do motorista	360
Total	5.144

Fonte: o autor (2018).

4.2.3 Insolação nos vidros

Para realizar as estimativas de ganhos de calor pela insolação nos vidros foi utilizada a Equação 19, considerando as propriedades dos vidros instalados no ônibus, suas

dimensões e as características climáticas como a radiação solar incidente. A Tabela 18 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 18 - Ganhos de calor pela insolação nos vidros

Região envidraçada (orientação solar)	Insolação nos vidros [W]
Para-brisa (norte)	334,4
Vigia (sul)	65,1
Lateral direita do salão (leste)	563,6
Lateral esquerda do salão (oeste)	5.967
Teto solar (horizontal)	458,1
Vidro da porta da cabine (leste)	48
Demais vidros da cabine (leste / oeste)	925
Total	8.361

Fonte: o autor (2018).

4.2.4 Insolação em superfícies opacas

Em superfícies opacas grande parte do calor devido à insolação é absorvido e após transmitido ao ambiente através da condução e convecção. Os principais parâmetros nesta análise são a absorvidade do conjunto de materiais e a radiação solar incidente que influenciam diretamente no aumento dos ganhos de calor para o ambiente interno do ônibus. A Tabela 19 apresenta os resultados obtidos calculados conforme Equação 23.

Tabela 19 - Ganhos de calor pela insolação nas superfícies opacas

Região	Insolação superfícies opacas [W]
Lateral direita do salão (leste)	808,2
Lateral esquerda do salão (oeste)	1.267,6
Teto (horizontal)	1.322,4
Porta de serviço (leste)	108,4
Total	3.507

Fonte: o autor (2018).

4.2.5 Renovação de ar

No veículo avaliado, o sistema de ar condicionado realiza a renovação do ar ambiente em intervalos cíclicos de tempo para controlar os níveis de qualidade do ar. Entretanto esta

renovação prejudica a eficiência do aparelho de ar condicionado visto que o ar que entra não é resfriado.

A ANTT (Agência Nacional de Transportes Terrestres) orienta através da Resolução N° 4.130 (2013), que o sistema de ar condicionado dos ônibus assegure a renovação do volume interno de ar em pelo menos vinte vezes por hora. Desta forma, considerando o volume interno do veículo de 61,2 m³ e descontando os componentes internos (que totalizam 34,3 m³) obtém-se o volume de ar de 26,85 m³, e a renovação de ar necessária de 537 m³/h. Os cálculos foram realizados a partir da Equação 26 e os valores obtidos estão dispostos na Tabela 20.

Tabela 20 - Ganho de calor pela renovação de ar

Condição	Renovação de ar [W]
20 x volume de ar interno	14.177

Fonte: o autor (2018).

4.2.6 Ganhos de calor total

Somando os ganhos de calor por todos os fatores analisados se obtém a capacidade de resfriamento necessária que o aparelho de ar condicionado deve possuir para atender aos requisitos mínimos e proporcionar conforto térmico aos usuários, através das condições de projeto estipuladas. A Tabela 21 apresenta os ganhos totais de calor obtidos.

Tabela 21 - Ganhos totais de calor

Fonte de calor	Ganho de calor [W]	Percentual em relação ao total
Renovação de ar	14.177	37,5
Insolação dos vidros	8.361	22,1
Transmissão térmica	6.615	17,5
Ocupantes	5.144	13,6
Insolação das sup. opacas	3.507	9,3
Total	37.804	100

Fonte: o autor (2018).

Observando os ganhos totais de calor de 37.804 W, e a potência de resfriamento dos aparelhos de resfriamento do veículo de 42.000 W, pode-se afirmar que os sistemas possuem capacidade para suprir os ganhos de calor e ainda dispor de uma sobra de 10%.

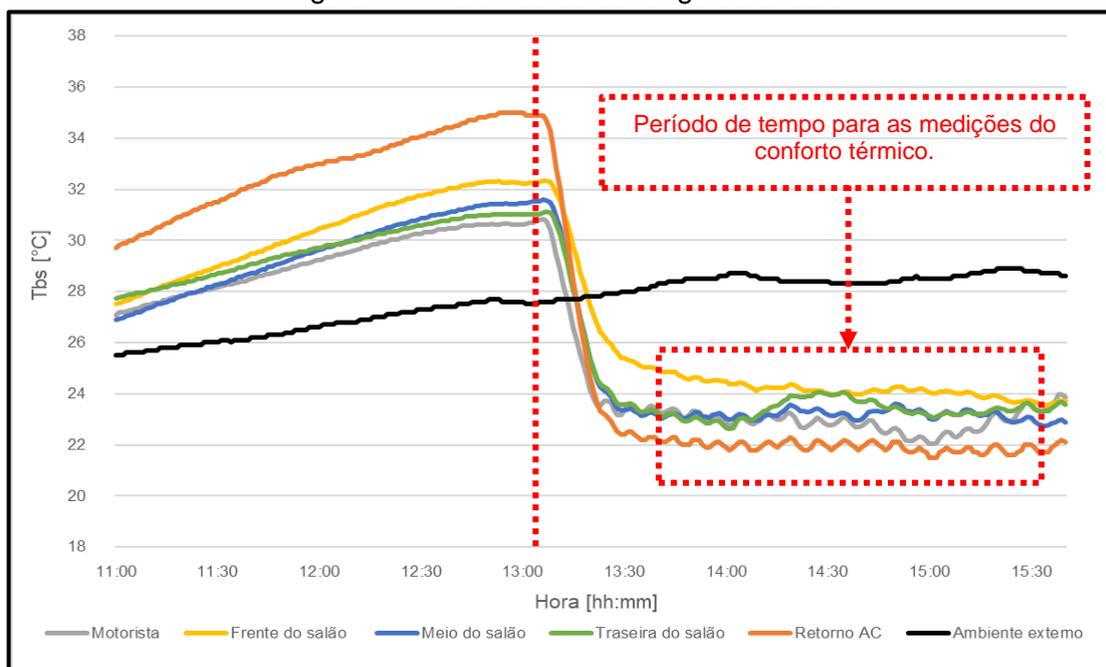
4.3 RESULTADOS DAS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS DE CONFORTO

Em paralelo à estimativa da carga térmica, este ensaio objetivou validar a metodologia proposta para o estudo de conforto térmico. Ressalta-se que os resultados obtidos aqui não podem ser associados com a carga térmica, dada as condições ambientes distintas.

O gráfico mostrado na Figura 27 apresenta a média das temperaturas de bulbo seco internas (entre as três alturas) e externas ao veículo, bem como a temperatura no retorno do ar condicionado ao longo do tempo do ensaio. O gráfico indica também o momento em que o sistema de ar condicionado foi ligado (linha pontilhada em vermelho na vertical) e o período em que foram coletados os demais parâmetros de medição para avaliar o conforto térmico.

Pode ser observado no gráfico que o equipamento de ar condicionado levou aproximadamente 25 minutos para atingir o *setpoint* programado no controlador.

Figura 27 - Tbs médias ao longo do ensaio



Fonte: o autor (2018).

4.3.1 Análise estatística dos parâmetros de medição

A Tabela 22 apresenta a média, o desvio padrão, a máxima e a mínima para as cinco medições realizadas em cada região. Analisando os dados, verifica-se um maior valor médio da temperatura de globo junto a região da frente do salão de passageiros. Este comportamento pode ser explicado pelo teto solar que o veículo apresenta neste local. Os valores maiores das velocidades de ar obtidas junto ao posto do motorista se devem devido

à proximidade do motorista em relação aos difusores de ar, que estavam regulados para proporcionar a máxima velocidade de ar e podem ser ajustados.

Observando as análises estatísticas realizadas verificou-se que as temperaturas de bulbo seco, de globo e as velocidades do ar apresentaram um baixo desvio padrão, enquanto a umidade relativa apresentou um valor maior. Após atingir a temperatura programada no *display*, o sistema de condicionamento de ar apresenta como característica de funcionamento o acoplamento e desacoplamento do compressor visando controlar as temperaturas do ambiente. Também é padrão do sistema realizar a renovação de ar externo, de forma automática em intervalos cíclicos de tempo, conforme já mencionado. A variação maior no parâmetro de umidade relativa pode ser explicada por este funcionamento normal do sistema.

Tabela 22 - Análises estatísticas das medições realizadas

Análise Estatística	T_{bs} 1,1 m [°C]	T_{bs} 0,6 m [°C]	T_{bs} 0,1 m [°C]	V_{ar} 1,1 m [m/s]	V_{ar} 0,6 m [m/s]	V_{ar} 0,1 m [m/s]	UR [%]	T_g [°C]
Região do posto do motorista								
Média	23,4	22,5	23,1	2,5	3,8	0,4	60,8	23,9
Desvio padrão	0,3	0,6	0,5	0,3	1,7	0,0	6,4	0,3
Máxima	23,8	23,3	23,7	2,9	4,0	0,5	68,9	24,3
Mínima	23,0	21,8	22,6	2,2	3,4	0,4	54,7	23,6
Região da frente do salão de passageiros								
Média	24,4	23,6	24,3	1,8	0,4	0,2	58,9	25,6
Desvio padrão	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	5,7	0,5
Máxima	24,6	23,8	24,4	1,9	0,4	0,2	67,9	26,1
Mínima	24,0	23,5	24,2	1,6	0,3	0,2	52,7	25,0
Região do meio do salão de passageiros								
Média	23,2	22,9	23,2	1,8	0,4	0,2	51,6	23,9
Desvio padrão	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	6,7	0,1
Máxima	23,3	23,0	23,4	1,9	0,5	0,3	58,9	24,0
Mínima	23,1	22,8	23,1	1,6	0,3	0,1	45,0	23,8
Região traseira do salão de passageiros								
Média	23,5	23,5	24,1	1,6	0,2	0,1	61,2	23,6
Desvio padrão	0,7	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	6,7	0,2
Máxima	24,0	23,7	24,2	1,7	0,3	0,2	68,3	23,8
Mínima	22,5	23,2	23,9	1,5	0,2	0,1	52,4	23,3

Fonte: o autor (2018).

4.3.2 Validação do cálculo PMV-PPD

As Tabelas 23 e 24 apresentam uma comparação dos resultados obtidos com o cálculo do programa desenvolvido em *Matlab* (APÊNDICE A) e os índices calculados pelas normas com base em parâmetros de entrada predefinidos. Observa-se uma diferença insignificante, validando o programa para os cálculos. Para o índice PMV a maior diferença percentual foi de 6% enquanto para o PPD foi de 7%, considerando ambas as tabelas.

Tabela 23 - Desvios de cálculos PMV-PPD em relação à ISO 7730 (2005)

PMV ISO 7730	PMV calculado	Diferença percentual	PPD ISO 7730	PPD calculado	Diferença percentual
-0,75	-0,75	0	17%	16,9%	0,6
0,77	0,77	0	17%	17,5%	2,9
0,44	0,44	0	9%	9,0%	0
-0,55	-0,55	0	11%	11,3%	2,7
-0,60	-0,60	0	13%	12,6%	3,1
0,12	0,12	0	5%	5,3%	6,0
0,05	0,05	0	5%	5,1%	2,0
-0,16	-0,16	0	6%	5,6%	6,7
0,05	0,05	0	5%	5,1%	2,0
1,17	1,17	0	34%	34,0%	0
0,95	0,95	0	24%	24,2%	0,8
Máximo		0	Máximo		6,7

Fonte: o autor (2018).

Tabela 24 - Desvios de cálculos PMV-PPD em relação à ASHRAE 55 (2004)

PMV ASHRAE 55	PMV calculado	Diferença percentual	PPD ASHRAE 55	PPD calculado	Diferença percentual
-0,5	-0,48	4,0	10	9,7%	3,0
0,5	0,47	6,0	10	9,7%	3,0
0,5	0,52	4,0	10	10,7%	7,0
-0,5	-0,48	4,0	10	9,8%	2,0
-0,5	-0,47	6,0	10	9,7%	3,0
0,5	0,52	4,0	10	10,6%	6,0
0,5	0,50	0	10	10,3%	3,0
-0,5	-0,49	2,0	10	10,0%	0
Máximo		6,0	Máximo		7,0

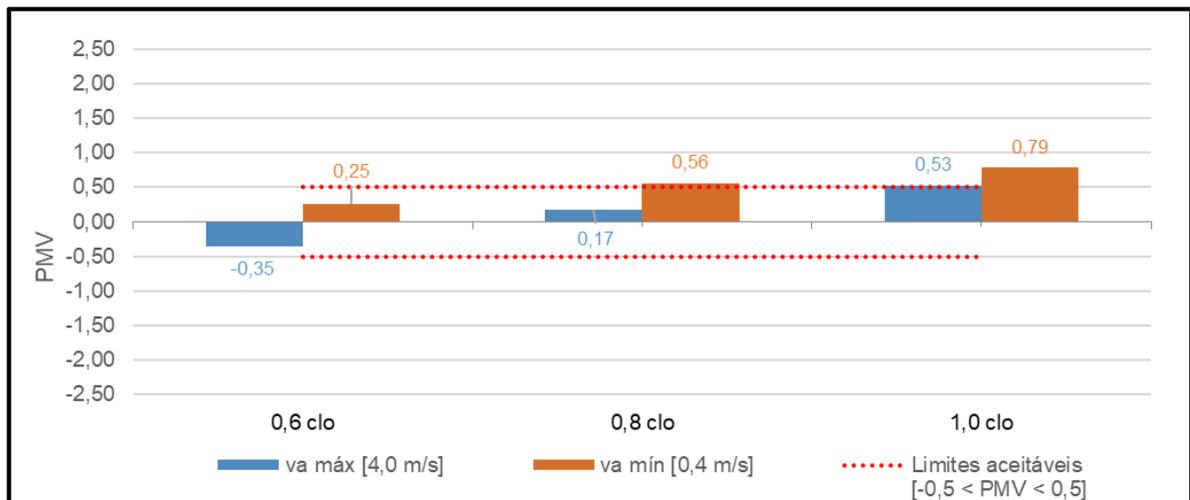
Fonte: o autor (2018).

4.3.3 Avaliação do PMV-PPD

Foram calculados os índices PMV-PPD conforme parâmetros da seção 3.2.5.1, para cada região avaliada e os resultados obtidos encontram-se a seguir.

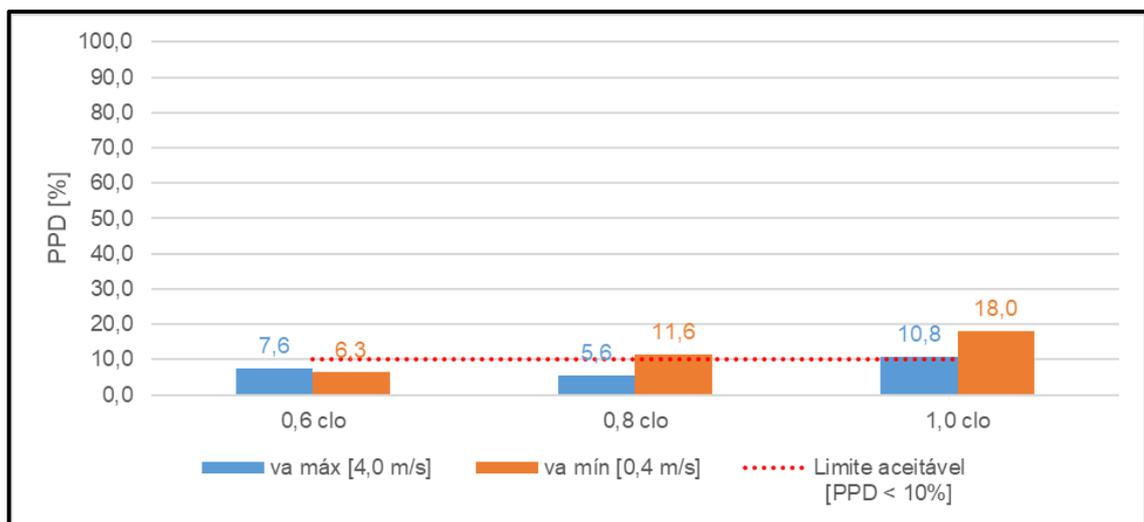
4.3.3.1 Região do posto do motorista

Figura 28 - Índice PMV para a região do posto do motorista



Fonte: o autor (2018).

Figura 29 - Índice PPD para a região do posto do motorista



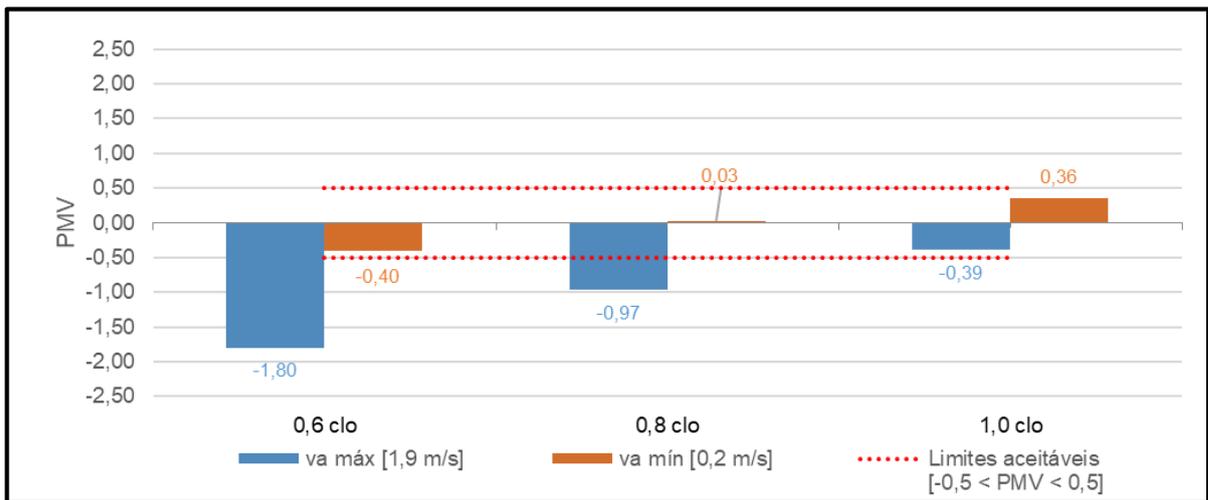
Fonte: o autor (2018).

Os gráficos apresentados conforme Figuras 28 e 29 indicam que para 0,6 clo o conforto é atendido em qualquer velocidade. Para, 0,8 clo e velocidade mínima também. Já para a máxima fica no limite. Para 1,0 clo parte-se do limite, mesmo na velocidade máxima.

Se ela for menor o motorista sentiria o ambiente levemente quente, porém quase 20% das pessoas estariam insatisfeitas. De qualquer forma, não é uma vestimenta para verão.

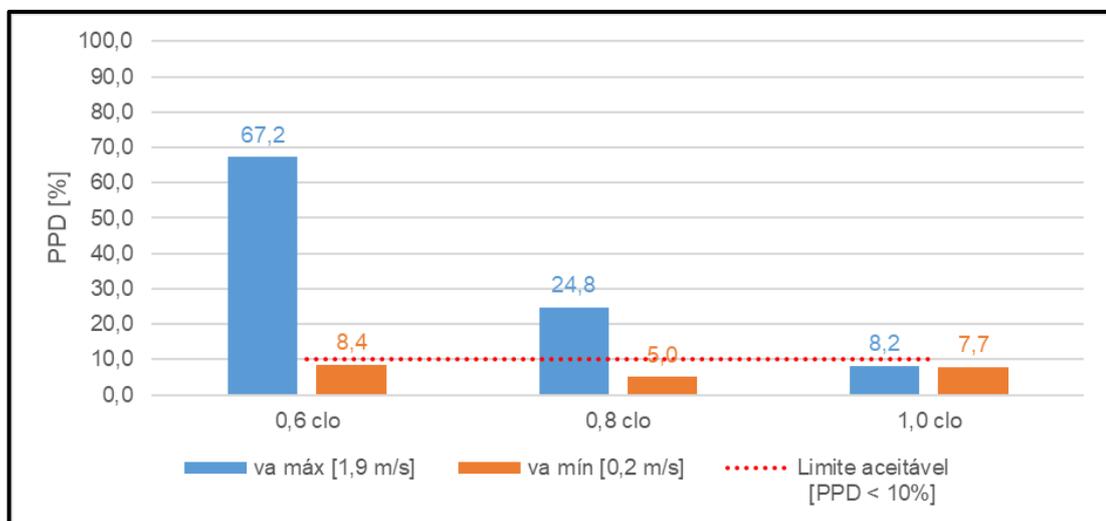
4.3.3.2 Região da frente do salão de passageiros

Figura 30 - Índice PMV para a região da frente do salão de passageiros



Fonte: o autor (2018).

Figura 31 - Índice PPD para a região da frente do salão de passageiros



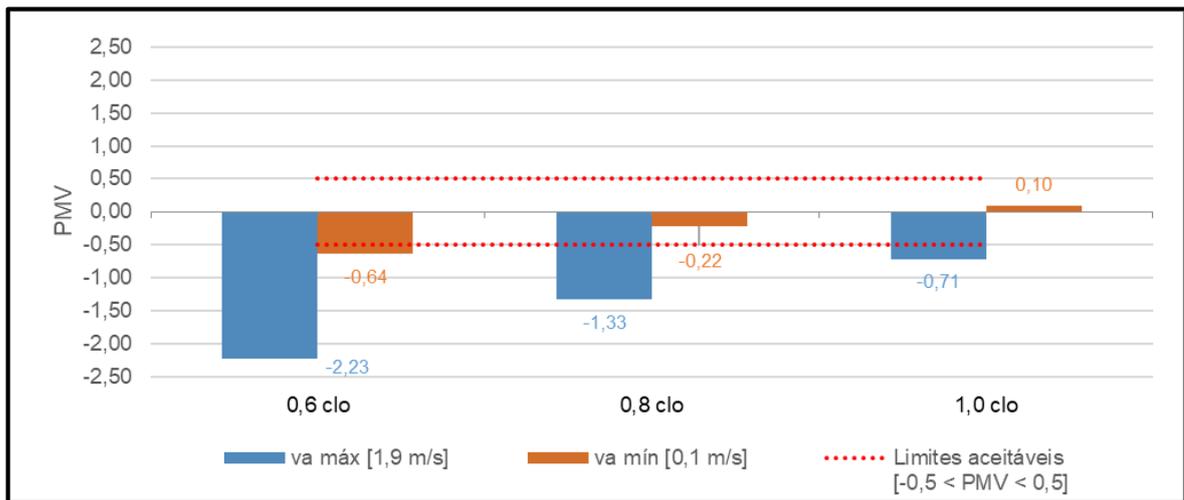
Fonte: o autor (2018).

Os gráficos apresentados conforme Figuras 30 e 31 indicam que na região da frente do salão de passageiros, para todos os isolamentos de roupas avaliados o conforto é atendido na condição de velocidade mínima do ar. Para a velocidade máxima do ar, somente com 1,0 clo o conforto é atendido, enquanto que para 0,6 e 0,8 clo o ambiente apresenta-se frio.

Entretanto é possível reduzir a velocidade de ar através da regulagem dos difusores, atendendo em qualquer condição de vestimentas avaliadas.

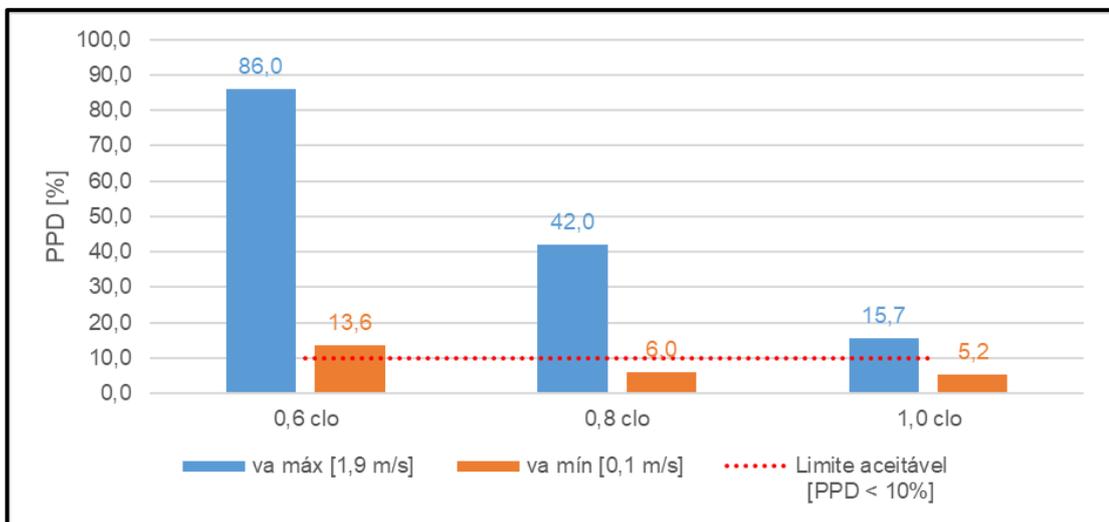
4.3.3.3 Região do meio do salão de passageiros

Figura 32 - Índice PMV para a região do meio do salão de passageiros



Fonte: o autor (2018).

Figura 33 - Índice PPD para a região do meio do salão de passageiros



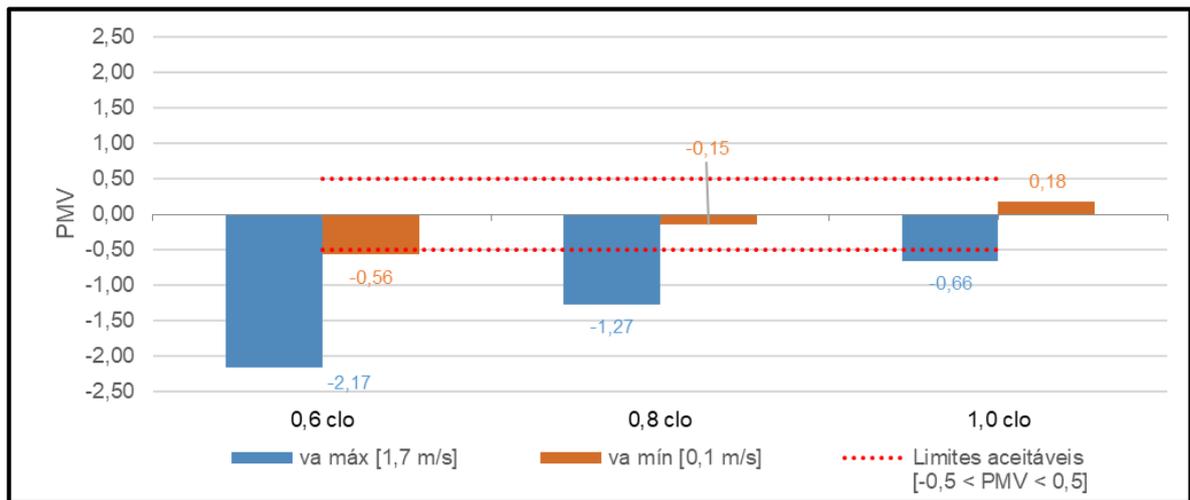
Fonte: o autor (2018).

Os gráficos apresentados conforme Figuras 32 e 33 indicam que para a região do meio do salão de passageiros, para 0,6 clo e velocidade mínima, o ambiente está levemente frio. Enquanto para 0,8 e 1,0 clo o ambiente está confortável para a velocidade mínima. Para a velocidade máxima, independente do isolamento de roupas que foi avaliado, o ambiente

está frio. Salienta-se, conforme já mencionado, que é possível reduzir o fluxo de ar, proporcionando ambiente agradável.

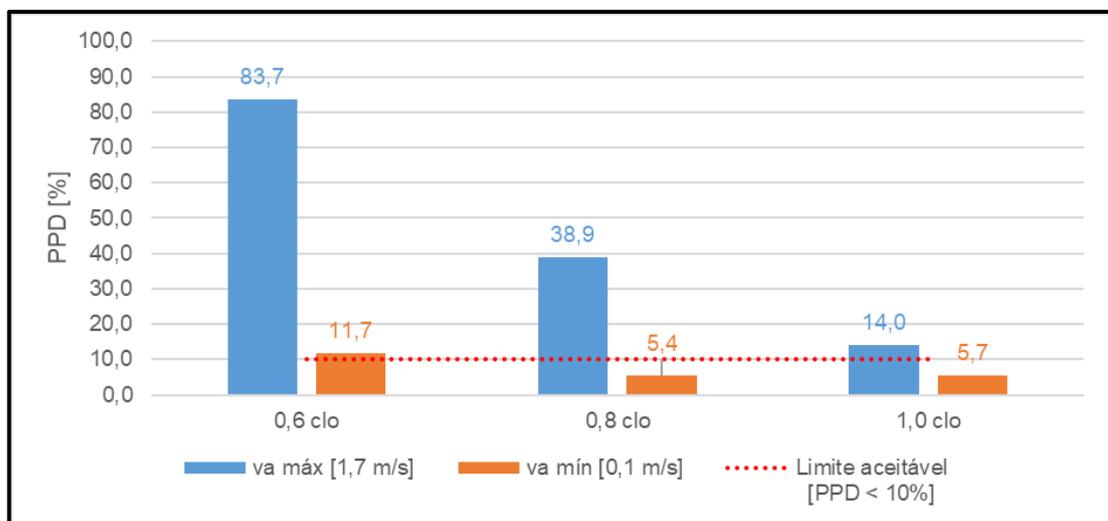
4.3.3.4 Região traseira do salão de passageiros

Figura 34 - Índice PMV para a região traseira do salão de passageiros



Fonte: o autor (2018).

Figura 35 - Índice PPD para a região traseira do salão de passageiros



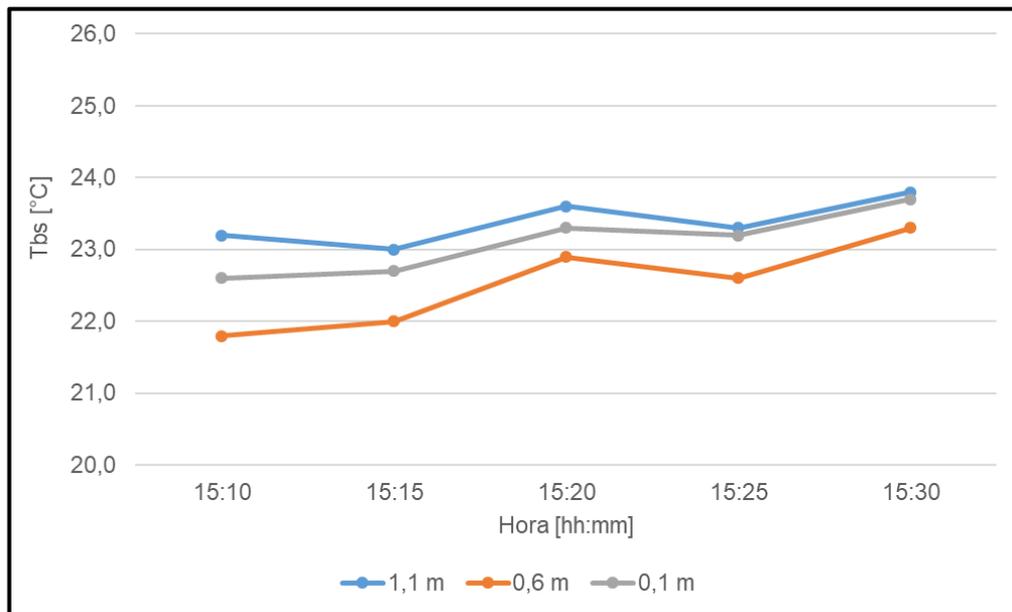
Fonte: o autor (2018).

Os gráficos apresentados conforme Figuras 34 e 35 indicam que a região traseira apresenta-se semelhante ao meio do salão quanto ao conforto. Para 0,8 e 1,0 clo com a velocidade mínima do ar o ambiente está confortável. Para 0,6 clo o ambiente está levemente frio. Para a velocidade máxima, independente do isolamento de roupas avaliado, o ambiente apresenta-se frio.

4.3.4 Análise das diferenças verticais de temperatura

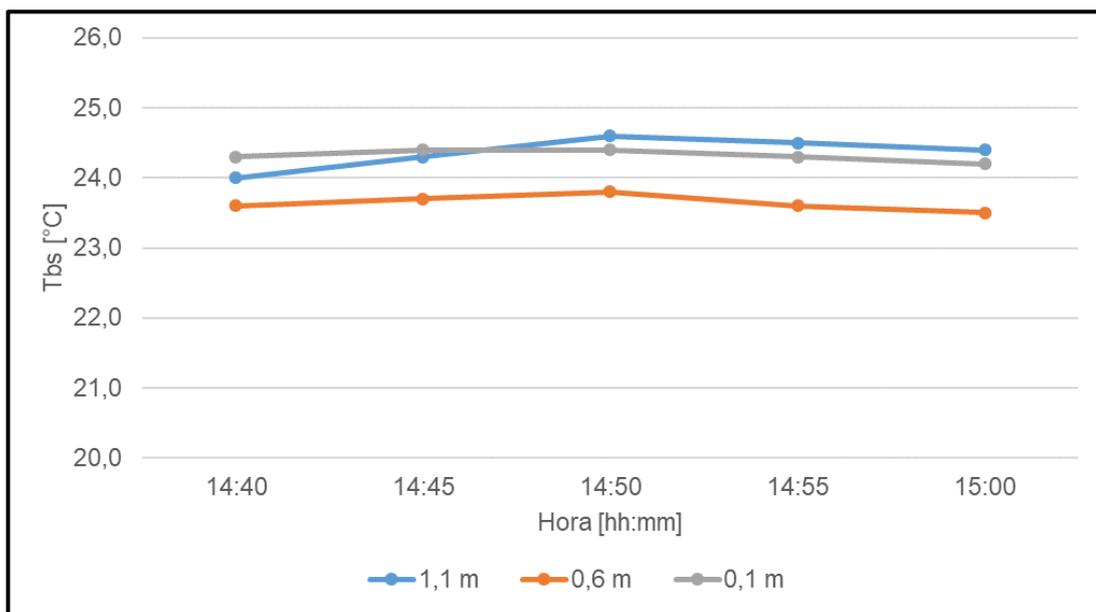
Os gráficos conforme Figuras 36 a 39 apresentam a diferença de temperaturas entre as faixas de alturas avaliadas. Analisando os gráficos observa-se que nenhum deles apresentou uma diferença de temperatura vertical maior que 3 °C, especificado na norma ISO 7730 (2005) como um limite aceitável para tal desconforto localizado.

Figura 36 - Diferença vertical de temperaturas na região do posto do motorista



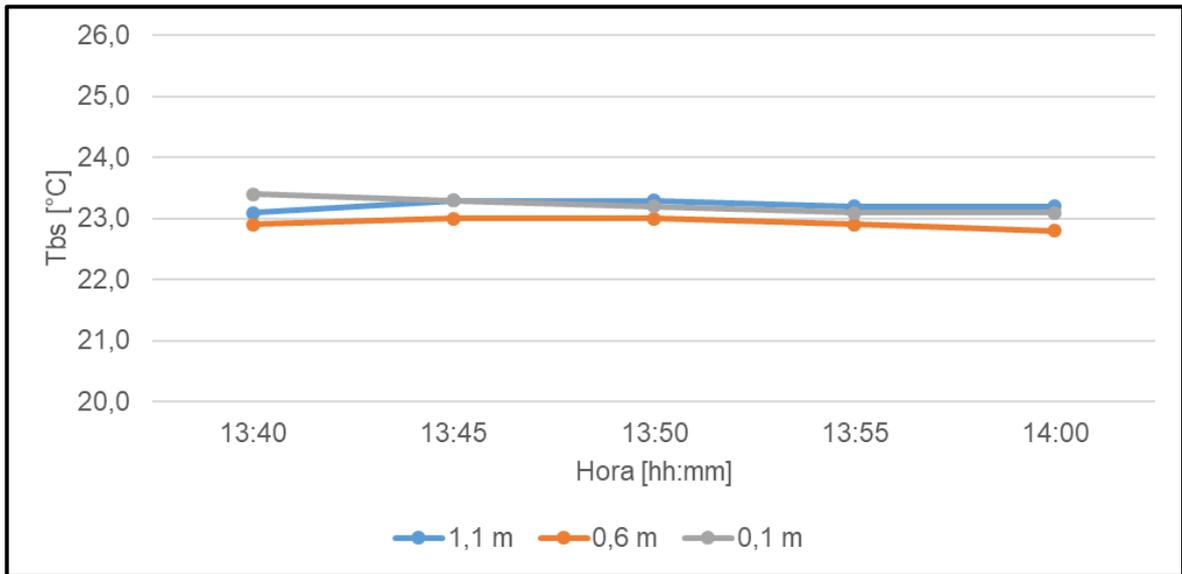
Fonte: o autor (2018).

Figura 37 - Diferença vertical de temperaturas na região da frente do salão de passageiros



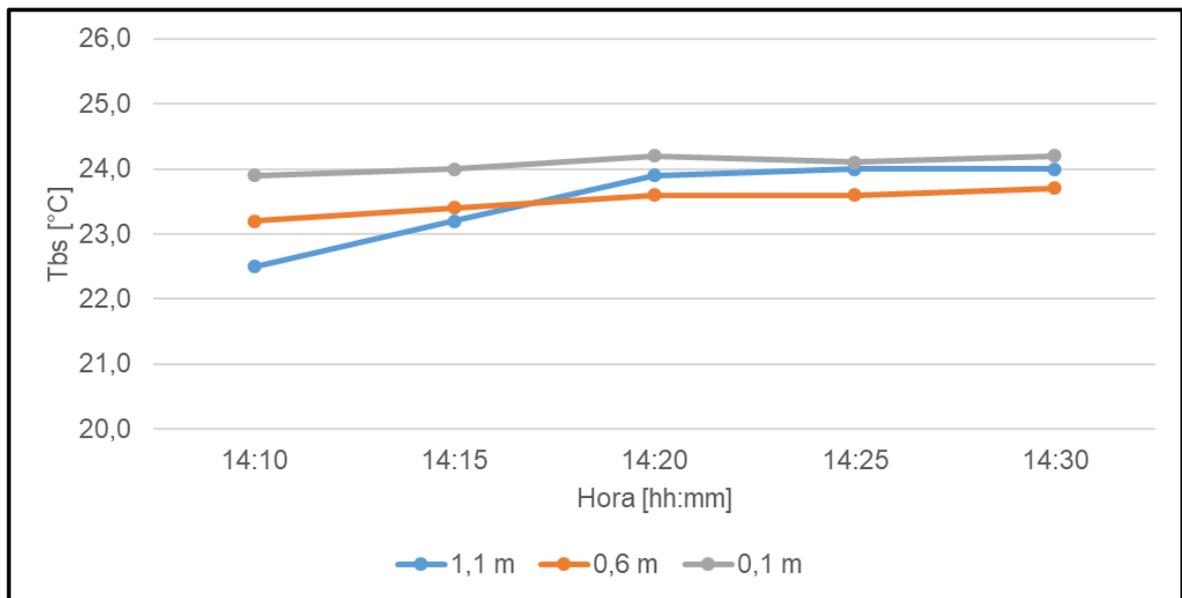
Fonte: o autor (2018).

Figura 38 - Diferença vertical de temperaturas na região do meio do salão de passageiros



Fonte: o autor (2018).

Figura 39 - Diferença vertical de temperaturas na região traseira do salão de passageiros



Fonte: o autor (2018).

Analisando os gráficos ilustrados conforme Figuras 36 a 39 observa-se que a região do posto do motorista apresentou as maiores temperaturas na altura da cabeça e as menores na região do abdômen, devido às características do sistema, onde o fluxo de ar é maior nesta região. A região do meio do salão apresentou a menor diferença de temperaturas entre as alturas. Na região traseira do salão, a temperatura medida a 0,1 m do assoalho apresentou-se maior que a 0,6 m e 1,1 m nesta região. Isto se deve ao calor proveniente do motor.

5 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos verifica-se que os objetivos do trabalho foram atendidos.

A carga térmica de resfriamento foi calculada para uma condição crítica quanto aos ganhos de calor, e obteve-se 37.804 W. Tendo em vista que os sistemas de resfriamento tem capacidade de 42.000 W, verificou-se que suportam a carga imposta.

Pode-se observar que a insolação nos vidros e a renovação de ar foram responsáveis por 22,1% e 37,5% dos ganhos totais de calor, respectivamente. Quanto à insolação, há possibilidades de redução destes ganhos de acordo com a escolha do cliente, instalando vidros escuros e até mesmo cortinas. Para a renovação de ar do aparelho, sugere-se a automatização do sistema, integrando sensores que medem a qualidade do ar e realizem a renovação somente nos casos onde há necessidade.

Nas avaliações realizadas no veículo, observou-se que a insolação devido ao vidro do teto solar proporciona uma maior temperatura de globo na região da frente do salão do que nas demais regiões. Com a instalação de películas, reduzindo a transmissibilidade solar do vidro, diminuiria os ganhos de calor por este fator, proporcionando um conforto maior aos passageiros.

Analisando as diferenças verticais de temperaturas, verifica-se que em nenhuma região é ultrapassado o limite aceitável de 3 °C entre os pés e a cabeça. A região do meio do salão apresentou as menores diferenças entre as temperaturas nas faixas de alturas avaliadas.

Quanto aos índices de conforto PMV-PPD, observou-se que, em pelo menos uma condição de isolamento de roupas ou velocidade dos difusores de ar, o conforto é atendido nas condições em que o ensaio foi realizado. Para velocidades baixas de ar, o conforto é atendido em praticamente todas as condições de vestimentas e regiões do veículo.

O procedimento de cálculo dos índices PMV-PPD desenvolvido com o *Matlab* apresentou resultados praticamente iguais aos das normas ISO 7730 e ASHRAE 55, assim validando-o como ferramenta para este tipo de análise.

Por fim, conclui-se que o trabalho realizado foi de grande valia, visto que pode se compreender a influência de cada variável dentro do conforto do ambiente do ônibus, e assim prever em nível de projeto melhorias em cada região do veículo. Verifica-se ainda, que é possível avaliar de forma satisfatória os níveis de conforto dos ocupantes do veículo, independente do modelo, evitando possíveis reclamações por parte dos usuários, e elevando ainda mais a confiabilidade e qualidade dos produtos desenvolvidos pela empresa.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base no desenvolvimento deste trabalho são sugeridos os estudos abaixo:

- a) estudar a viabilidade e realização dos cálculos do coeficiente global de transferência de calor “U” do veículo, utilizando a metodologia adotada pela norma ABNT NBR 15220 (2003) que, apesar de se tratar de uma normativa voltada a edificações, pode ser aplicável ao veículo em questão se feitas as considerações adequadas quanto aos materiais instalados em cada região. Comparando assim aos resultados obtidos no presente trabalho;
- b) de uma maneira a atingir a máxima capacidade de resfriamento do sistema de condicionamento de ar do veículo, sugere-se a realização dos ensaios experimentais, com o método determinado neste trabalho, para condições de temperatura externa maiores ou até mesmo em ambientes controlados como câmaras climáticas;
- c) sugere-se ainda a realização de estudos aplicando novos conjuntos de materiais isolantes, ou propostas de melhorias do veículo em questão, utilizando os métodos adotados neste trabalho;
- d) outro item que pode ser tratado é a utilização de *softwares* de simulação térmica como o *Energyplus*, citado diversas vezes nos trabalhos correlatos do presente trabalho. Ou até mesmo através de análises CFD, buscando reproduzir as condições obtidas experimentalmente nos *softwares* utilizados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **ASHRAE handbook: Fundamentals**. Atlanta: ASHRAE, 1997.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **ASHRAE handbook: Refrigeration**. Atlanta: ASHRAE, 1998.

ANSI, ASHRAE **Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. Atlanta, 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220: Desempenho térmico de edificações. Rio de Janeiro: ABNT, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-2: Instalação de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro: ABNT, 2008.

ANTT, Resolução N° 4.130 (2013). Disponível em: < <http://portal.antt.gov.br> > Acesso em 14/05/2018.

BELLÉ, S. **Desenvolvimento de uma metodologia de projeto aplicada ao trocador de calor do sistema de calefação de ônibus rodoviário**. 2011. 98 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2011.

BIASIBETTI, R. **Análise da influência da radiação em sistemas de calefação de ônibus rodoviário com relação ao conforto térmico**. 2015. 45 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2015.

BOHN, M. S.; KREITH, F. **Princípios de Transferência de Calor**. 6. ed. São Paulo: Thomson Learning Ltda, 2003. 623 p.

BROLIATO, C. R. **Desenvolvimento de um aparelho resfriador evaporativo aplicado na climatização de ônibus urbano**. 2017. 80 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2017.

BUORO, A. B. et al. Análise comparativa na simulação de modelo habitacional nos softwares Energyplus e TAS. XI Encontro Nacional de Tecnologia no Ambiente Construído, 2006, Florianópolis, SC. **Proceedings**. Florianópolis, SC: Blucher, 2006

CALIXTO, Bruno. **O terceiro recorde de temperatura seguido mostra que o clima do planeta não está normal**. Disponível em: <<http://epoca.globo.com/ciencia-e-meio-ambiente/blog-do-planeta/noticia/2017/01/o-3-recorde-de-temperatura-seguido-mostra-que-o-clima-do-planeta-nao-esta-normal.html>> Acesso em 21/08/2017.

CASTAÑON, J. A. B. et al. Proposta metodológica simplificada para avaliação preliminar do ambiente térmico em veículos de transporte coletivo urbano. 1º Congresso Internacional de Ergonomia Aplicada, 2016, São Paulo. **Proceedings**. São Paulo: Blucher, 2016.

ÇENGEL, Y. A. **Introduction to thermodynamics and heat transfer**. New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 1997.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES M. A. **Termodinâmica**. 7 ed. – New York: McGraw-Hill, 2011.

ESPIG, D.; SILVA, C.V. Simulação numérica do sistema de climatização de ônibus de classe rodoviário. **Perspectiva**, Erechim. V. 36, n. 134, p. 175-185, 2012.

FROTA, A. B. e SCHIFFER, S. R. **Manual do Conforto Térmico**. 5. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

GIOIELLI B. E. *et al.* Estudo do efeito de pontes térmicas em estruturas de concreto armado no desempenho energético de edifício hoteleiro para 4 zonas bioclimáticas brasileiras. 10º Seminário Internacional Megaeventos e Sustentabilidade, 2014, São Paulo. **Proceedings**. São Paulo: Blucher, 2014.

GOEDERT, J. **Avaliação do conforto térmico em postos de trabalho de motoristas de ônibus**. 2006. 104 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

GOMES, A. B. **Avaliação experimental de condições de conforto térmico em automóveis de passeio utilizando manequim**. 2005. 54 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

G1 Globo. Disponível em: <<http://g1.globo.com/sao-paulo/noticia/2016/04/lei-determina-que-80-dos-onibus-de-sp-tenham-ar-condicionado.html>> Acesso em 21/08/2017.

INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. xvii, 644 p.

ISO 7726:1998. **Ergonomics of the thermal environment** – Instruments for measuring physical quantities. Geneva: ISO, 1998.

ISO 7730:2005. **Ergonomics of the thermal environment** – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD índices and local thermal comfort criteria. Geneva: ISO, 2005.

LAMBERTS *et al.* **Desempenho térmico de edificações**. Apostila da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis - SC, 2016.

LIMA, José Carlos. **Avaliação experimental da influência do revestimento de assentos automotivos no conforto térmico**. 2006. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

MARCOPOLO. **História**. Disponível em: <<http://www.marcopolo.com.br/marcopolo>>. Acesso em 03/06/2018.

MARCOPOLO. **Manual do ar condicionado**. Disponível em: <<http://www.marcopolo.com.br>> Acesso em 07/05/2018.

MARCOPOLO. **Arquivos técnicos**. Caxias do Sul, 2018.

NR 15 – Atividades e operações insalubres, 2014.

RIACHI, Y.; CLODIC, D. A numerical model for simulating thermal comfort prediction in public transportation buses. **International Journal of Environmental Protection and Policy**. Vol. 2, No. 1, 2014, pp. 1-8.

SANTOS, E. O. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. 2005. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SCHAEDLER, L. **Simulação computacional de uma residência visando a análise do consumo energético**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina: Horizontina, 2014.

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

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

VALÉRIO, J. G. M. A. P. **Avaliação do Impacte das Pontes Térmicas no Desempenho Térmico e Energético de Edifícios Residenciais Correntes**. 2007. 97 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2007.

VOLLARO, R. L. Indoor climate analysis for urban mobility buses: a CFD model for the evaluation of thermal comfort. **International Journal of Environmental Protection and Policy**. Vol. 1, No. 1, 2013, pp. 1-8.

WALLAUER, M.D. et. al. Utilização do programa Energyplus para a simulação do conforto térmico em edificações populares em quatro capitais brasileiras. VII Encontro Nacional sobre Conforto no Ambiente Construído (ENCAC) e III Conferência Latino Americana sobre Conforto e Desempenho Energético de Edificações (COTEDI), Vol. 1, pp.1-1, Curitiba, PR, Brasil (**Proceedings**), 2003

ZHOU, Qiao. **Thermal Comfort in Vehicles**. 2013. Faculdade de Engenharia e desenvolvimento da sustentabilidade. *University of Gavle*. 2013.

APÊNDICE A - PROGRAMA DESENVOLVIDO EM MATLAB PARA CÁLCULO DOS ÍNDICES PMV-PPD

```

function [ ] = PMV_PPD_BrunoViniciusVidor( )

%Este programa calcula os índices PMV-PPD com o input
%dos dados coletados através do procedimento de avaliação
%do conforto térmico - baseando-se na ISO 7730:2005
%e ASHRAE 55:2004 com alguns ajustes e cálculos adicionais
conforme descrito no decorrer do script.

clear all
clc
close all

%INTRODUÇÃO DAS VARIÁVEIS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('INTRODUÇÃO DOS DADOS');
clo = input('Insira a vestimenta [clo]      ');
met = input('Insira a taxa metabólica [met]  ');
wme = input('Insira o trabalho externo [wme]  ');
tbs = input('Insira a temperatura do ar [°C]  ');
disp('Caso não saiba o valor da temperatura radiante média
digite "0"')
trm = input('Insira a temperatura radiante média [°C]  ');
va = input('Insira a velocidade do ar [m/s]  ');

%CÁLCULO DA TEMPERATURA RADIANTE MÉDIA "trm" com base em ABNT
NBR 16401-2:2008
if trm == 0
    tg = input('Insira a temperatura de globo [°C]  ');
    D = 0.15;    %para globo padrão - que será utilizado no
ensaio [m]
    h1 = 1.4*(((tg-tbs)/D)^1.4);
    h2 = 6.3*(((va^0.6)/(D^0.4)));
    if h1 > h2
        trm = (((tg+273)^4)+((0.4*10^8)*(abs(tg-
tbs)^(1/4))))*(tg-tbs)^(1/4))-273
    else
        trm = (((tg+273)^4)+((2.5*10^8)*(va^0.6)*(tg-
tbs))))^(1/4))-273
    end
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ur = input('Insira a umidade relativa [%]  ');
disp('Caso não saiba o valor da pressão parcial de vapor de
água digite "0"')
pa = input('Insira a pressão de vapor de água [Pa]  ');

```

```

if pa == 0
    pvsa = exp(16.3872-(3885.7/(tbs+230.170)))           %pressão
saturação em kPA - Lei de Antoine - Water
    pa = ur*pvsa*10           %pressão de vapor de água, Pa.
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Icl = 0.155*clo; % m²K/W
M = met*58.15; % W/m²
W = wme*58.15; %W/m²
MW = M - W; %produção de calor interno do corpo humano
W/m²]

if Icl <= 0.078; %fator de área de vestimenta
    fcl = 1+(1.290*Icl);
else
    fcl = 1.05+(0.645*Icl);
end

tbsk = tbs+273; %temperatura do ar em Kelvin
trmk = trm+273; %temperatura radiante média em Kelvin

%CALCULO DA TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE DA ROUPA POR ITERAÇÃO
P1 = Icl*fcl; %etapa de cálculo
P2 = P1*3.96; %etapa de cálculo
P3 = P1*100; %etapa de cálculo
P4 = P1*tbsk; %etapa de cálculo
P5 = (308.7-0.028*MW)+(P2*((trmk/100)^4)); %etapa de
cálculo
tcla = tbsk+((35.5-tbs))/(3.5*((6.45*Icl)+0.1)); %primeira
estimativa da temperatura conforme ASHARAE 55:2004
XN = tcla/100;
XF = XN;
HCF = 12.1*sqrt(va); %coeficiente de transferência de
calor por convecção forçada
N = 0; %número de iterações
EPS = 0.00015; %critério de fim da iteração
while N < 150
    XF = (XF+XN)/2;
    HCN = 2.38*abs(((100*XF)-tbsk)^0.25); %coeficiente de
transferência de calor por convecção natural
    if HCF > HCN
        HC = HCF;
    else
        HC = HCN;
    end
    XN = (P5+(P4*HC)-(P2*(XF^4)))/(100+(P3*HC));
    N = N+1;
    if N > 1 & abs(XN-XF) <= EPS
        break
    end
end

```

```

TCL = (100*XN)-273;    %temperatura superficial da roupa
TCLK = TCL+273;
end

%COMPONENTES DA PERDA DE CALOR %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
HL1 = 3.05*0.001*(5733-6.99*MW-pa);    %perda de calor por
difusão através da pele
if MW > 58.15
    HL2 = 0.42*(MW-58.15);    %perda de calor pelo suor
else
    HL2 = 0;
end
HL3 = 1.7*0.00001*M*(5867-pa);    %perda de calor latente
pela respiração
HL4 = 0.0014*M*(34-tbs);    %perda de calor seco pela
respiração
HL5 = 3.96*fcl*((XN^4)-((trmk/100)^4));    %perda de calor
pela radiação conforme ASHARAE 55:2004
HL6 = fcl*HC*(TCL-tbs);    %perda de calor pela convecção
conforme ASHARAE 55:2004

%CÁLCULOS DOS ÍNDICES PMV E PPD
TS = (0.303*exp(-0.036*M))+0.028;    %coeficiente de
transferência da sensação térmica
PMV = TS*(MW-HL1-HL2-HL3-HL4-HL5-HL6);    %voto médio
estimado
PPD = 100-95*exp((-0.03353*(PMV^4))-(0.2179*(PMV^2)));
%percentual estimado de insatisfeitos

%RESULTADOS DE SAÍDA
PMV
PPD

%CASO QUEIRA GRÁFICO PMVxPPD UTILIZAR SCRIPT ABAIXO
%PMVgrafico = [-3:0.01:3];
%PPDgrafico = 100-95.*exp((-0.03353.*(PMVgrafico.^4))-
(0.2179.*(PMVgrafico.^2)));
%plot(PMVgrafico,PPDgrafico);
%grid on
%hold on
%plot(PMV,PPD,'*');
%hold off

end

```

ANEXO A - CÁLCULO PARA ESTIMATIVA DA TEMPERATURA RADIANTE MÉDIA

Para $h_1 > h_2$:

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 0,4 \cdot 10^8 |t_g - t_{ar}|^{\frac{1}{4}} (t_g - t_{ar}) \right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

Para $h_1 \leq h_2$:

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2,5 \cdot 10^8 V_{ar}^{0,6} (t_g - t_{ar}) \right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

onde t_{ar} e t_g são dados em graus Celsius ($^{\circ}\text{C}$). Os coeficientes de convecção h_1 e h_2 são calculados por:

$$h_1 = 1,4 \left(\frac{t_g - t_{ar}}{D} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_2 = 6,3 \frac{V_{ar}^{0,6}}{D^{0,4}}$$

onde D é o diâmetro do globo, expresso em metros (m) ($D = 0,15$ m).

Fonte: ABNT NBR 16401-2 (2008).