GABRIEL ADÃO BORGES

Comparação do desempenho energético entre sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso e pelo teto, utilizando o modelo computacional *EnergyPlus*

São Paulo
(2018)

GABRIEL ADÃO BORGES

Comparação do desempenho energético entre sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso e pelo teto, utilizando o modelo computacional *EnergyPlus*

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Orientador: Prof.^a Dr.^a Brenda Chaves Coelho Leite

São Paulo
(2018)

GABRIEL ADÃO BORGES

Comparação do desempenho energético entre sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso e pelo teto, utilizando o modelo computacional *EnergyPlus*

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Área de Concentração: Inovação na Construção Civil

Orientador: Prof.^a Dr.^a Brenda Chaves Coelho Leite

São Paulo
(2018)

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Borges, Gabriel Adão

Comparação do desempenho energético entre sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso e pelo teto, utilizando o modelo computacional EnergyPlus / G. A. Borges -- versão corr. -- São Paulo, 2018.

160 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Construção Civil.

1.Sistema de refrigeração e ar condicionado 2.Desempenho energético 3.Ar condicionado {simulação computacional} 4.EnergyPlus I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Construção Civil II.t.

Dedico este trabalho à Universidade de São Paulo
pela oportunidade de estudar em uma
Universidade de excelência.

A todos que sempre estiveram próximos de mim
nesta jornada.

AGRADECIMENTOS

Os meus sinceros agradecimentos são para todos que de alguma maneira fizeram parte desta grande realização em minha vida:

À minha orientadora Professora Doutora Brenda Chaves Coelho Leite, pela dedicação em me orientar, pelas conversas e sugestões constantes, bem como, pela confiança depositada mesmo antes de meu ingresso no Mestrado. Agradeço também pelas reuniões realizadas semanalmente e pela oportunidade de participar da disciplina da graduação. Todo esse apoio foi, sem dúvida, imensamente importante para meu desenvolvimento acadêmico, pessoal e profissional.

Ao Professor Doutor João Roberto Diego Petreche, que participou de muitas reuniões, promovendo suas contribuições e pelas indicações realizadas em minha qualificação, bem como, pelo auxílio sempre oferecido durante todo o período do meu mestrado.

Ao excelente corpo docente que fez parte do Programa de Mestrado Profissional em Inovação na Construção Civil - ContruINOVA. Em especial aos professores Cheng Liang Yee, Fernando Akira Kurokawa, Fabiano Rogerio Corrêa, Lúcia Helena de Oliveira, e Racine Tadeu Araujo Prado que tiveram grande influência em meu crescimento acadêmico.

À Universidade de São Paulo por ter proporcionado um ambiente de ensino de excelência.

À minha amada tia Maria Isabel Borges, pelo seu constante apoio, carinho, atenção, dedicação e incentivo, sem os quais esta longa jornada não seria possível.

À minha amada mãe Edina Dias dos Santos, que cuidou de mim com todo o seu zelo e seu amor incondicional.

À minha companheira e futura esposa Barbara Fernandes dos Santos, que tem tornado meus dias mais felizes, com sua beleza encantadora e seu sorriso deslumbrante.

Como não poderia deixar de citar, agradeço a todos os meus amigos que estiveram próximos e me acompanharam nesta trajetória. Aos que são da Universidade, pelas valorosas discussões e pelos momentos de descontração. Aos colegas do bairro por todos os momentos de divertimento e companheirismo.

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais
voltará ao seu tamanho original”.

Albert Einstein

RESUMO

Em pauta já há algum tempo, os impactos ambientais, possivelmente gerados pela ação humana, são cada vez mais discutidos e estudados. A busca por um desenvolvimento sustentável e formas mais eficientes do consumo de energia é abordada frequentemente. No Brasil, os edifícios comerciais e públicos apresentam alta demanda de energia elétrica e os sistemas de condicionamento de ar são responsáveis por uma parcela relevante do consumo no país. Para mitigar esse consumo, o sistema de ar condicionado distribuído pelo piso tem sido proposto como uma solução, pois este é intrinsecamente mais eficiente que o sistema de ar condicionado convencional, com distribuição de ar pelo teto. O presente trabalho tem como propósito identificar o potencial de economia de energia de um sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso em relação a um sistema com distribuição pelo teto, por meio da simulação computacional. Avaliaram-se também o impacto do aumento da temperatura de insuflação e do pé-direito da edificação, além do uso de ciclo economizador (controle entálpico) aplicado aos sistemas na economia de energia. Para a modelagem computacional, realizada pela ferramenta computacional *EnergyPlus*, tomou-se como referência uma sala de aula que contém um sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso. O primeiro sistema modelado foi pelo piso, e este serviu como base para a modelagem do sistema pelo teto. Após a criação dos modelos foram executadas as simulações cujos resultados permitiram a comparação entre os consumos de energia de cada um dos sistemas. Em conformidade com a literatura, onde se afirmam que os sistemas com distribuição de ar pelo piso são mais eficientes que os convencionais (distribuição de ar pelo teto), este trabalho também concluiu que este sistema é mais eficiente, apresentando um indicador de economia de energia da ordem de 33%, para a condição: pé-direito de 3,50 m; temperatura de insuflação de 19 °C; e controle entálpico. Os resultados desta pesquisa indicam ainda que a utilização do controle entálpico tem maior influência na economia de energia se comparada ao aumento da temperatura de insuflação ou do pé-direito.

Palavras-chave: Sistema de refrigeração e ar condicionado. Desempenho energético. Ar condicionado {simulação computacional}. *EnergyPlus*.

ABSTRACT

On the agenda for some time, the environmental impacts, possibly generated by human action, are increasingly discussed and studied. The demand for sustainable development and more efficient ways of energy consumption is often addressed. In Brazil, commercial and public buildings have high demand for electricity and air conditioning systems are responsible for a significant portion of this consumption in the country. The underfloor air conditioning system has been proposed as a solution to mitigate such consumption because it is intrinsically more efficient than the ceiling-based air conditioning system. The present work aims to identify the energy saving potential of an air conditioning system with underfloor air distribution comparatively to a system with ceiling air distribution, through computational simulation. Also, the impact of increased supply air temperature and the floor to ceiling height, and the use of the economizer cycle (enthalpy control) was evaluated. For the computational modeling, carried out by the EnergyPlus computational tool, a classroom that contains an air conditioning system with floor distribution was used as reference. The first modeled air distribution system was the underfloor air distribution system, and this served as a basis for the modeling of the ceiling air distribution system. After performing the models, the simulations were carried out, whose results allowed the comparison the energy consumptions between the two systems. According to the literature, where it is stated that the systems with underfloor air distribution are more efficient than the conventional ones (ceiling air distribution), this work also concludes that the system with underfloor air distribution is more efficient, presenting an energy saving indicator around 33%, for the following condition: floor to ceiling height of 3.50 m; supply air temperature of 19 ° C; and enthalpy control. The results of this research also indicate that the use of the enthalpy control has a greater influence on the energy savings compared to the increase of the supply air temperature or the floor to ceiling height.

Keywords: Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC). Energy Performance. Air conditioning {computer simulation}. EnergyPlus.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Mapa do ranking internacional de eficiência energética.....	18
Figura 2 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	29
Figura 3 – a) <i>Chiller</i> com condensação a água. b) <i>Chiller</i> com condensação a ar....	30
Figura 4 – Torre de refrigeração.....	31
Figura 5 – Ilustração de <i>Air Handling Unit (AHU)</i> e <i>Fan Coil</i>	33
Figura 6 – Tipos de distribuição de ar condicionado.	35
Figura 7 – Sistema de distribuição de ar VAC.....	36
Figura 8 – Sistema de distribuição de ar VAV.....	37
Figura 9 – Distribuição de ar pelo teto (CBAD) e movimentação do ar interior.	38
Figura 10 – Distribuição de temperatura para um sistema convencional.	39
Figura 11 – Distribuição de contaminantes para um sistema convencional.	39
Figura 12 – Insuflação no plenum.	40
Figura 13 – Ambiente com ar condicionado insuflado pelo piso.....	41
Figura 14 – Plenum.....	42
Figura 15 – Distribuição de temperatura para um sistema <i>DV</i>	44
Figura 16 – Distribuição da concentração de contaminantes para o sistema <i>DV</i>	45
Figura 17 – Distribuição de ar <i>DV</i>	46
Figura 18 – Fluxo de ar em um sistema <i>UFAD</i>	49
Figura 19 – Distribuição de contaminantes para o sistema <i>UFAD</i>	49
Figura 20 – Perfil de temperatura para os sistemas convencional (<i>mixing</i>), <i>DV</i> e <i>UFAD</i>	50
Figura 21 – Altura de lançamento do difusor superior à altura de estratificação.	52
Figura 22 – Pluma térmica de uma fonte pontual.....	53
Figura 23 – Difusor <i>UFAD</i> ajustável manualmente.	54

Figura 24 – Difusor <i>DV</i> ajustável manualmente.	54
Figura 25 – Difusor ajustável automaticamente.	55
Figura 26 – Difusor do tipo Twist e seu padrão de fluxo de ar.	55
Figura 27 – Difusor do tipo <i>DV</i> e seu padrão de fluxo de ar.....	56
Figura 28 – Visão geral da sala S-17, a) visão da parte frontal e b) visão da parte do fundo.	72
Figura 29 – Distribuição dos difusores da sala S-17, a) vista panorâmica, b) fundo da sala e c) lateral da sala.	73
Figura 30 – Forro da sala S-17.....	74
Figura 31 – Parede frontal sala S-17.....	75
Figura 32 – Paredes da sala S-17, a) lateral esquerda e b) lateral direita.	75
Figura 33 – Parede do fundo da sala S-17.....	76
Figura 34 – a) Central de Água Gelada (CAG) e b) <i>Chiller com condensação a ar</i> . ..	77
Figura 35 – Difusor de ar da sala S-17.....	78
Figura 36 – Mapa aéreo com o prédio da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP em destaque.	82
Figura 37 – Planta do pavimento térreo prédio da Engenharia Civil – Poli-USP.....	83
Figura 38 – Planta do pavimento superior prédio da Engenharia Civil – Poli-USP. ..	83
Figura 39 – Geometria do pavimento térreo modelada.	84
Figura 40 – Geometria modelada do pavimento superior que contém a sala 17.	85
Figura 41 – Geometria completa, visão a), b) e c) onde a linha laranja indica o Norte.	86
Figura 42 – a) Cortes realizados. Cortes verticais em b), c), d) e e). Cortes horizontais em f), g), e h).	87
Figura 43 – Vãos modelados como janelas, 100% do tempo abertas.....	88
Figura 44 – Vãos modelados como portas, 100% do tempo abertas.	89
Figura 45 – Geometria final sala S-17, forma de visualização a) Convencional e b) Raio X.	89

Figura 46 – Divisão das zonas térmicas.....	90
Figura 47 – Dia típico de verão.	92
Figura 48 – Programação da ocupação da sala S-17 e demais ambientes.	96
Figura 49 – <i>Loops</i> de ar e de água do sistema de climatização da sala S-17 a) Sistema <i>UFAD</i> e <i>DV</i> b) Sistema <i>CBAD</i>	99
Figura 50 – Objeto <i>RoomAirModelType</i> - <i>UFAD</i>	103
Figura 51 - Objeto <i>RoomAirModelType</i> - <i>DV</i>	103
Figura 52 – Objeto <i>RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior</i> - <i>UFAD</i>	104
Figura 53 – Objeto <i>RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior</i> - <i>DV</i>	105
Figura 54 – Distribuição de temperatura para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Projeto.....	112
Figura 55 – Projeto - Consumo anual de eletricidade do sistema de climatização..	114
Figura 56 – Caso 1 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	115
Figura 57 – Caso 2 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	115
Figura 58 – Caso 3 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	116
Figura 59 – Caso 4 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	116
Figura 60 – Caso 5 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	117
Figura 61 – Caso 6 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	117
Figura 62 – Caso 7 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	118
Figura 63 – Caso 8 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	118

Figura 64 – Caso 9 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	119
Figura 65 – Caso 10 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	119
Figura 66 – Caso 11 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	120
Figura 67 – Caso 12 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	120
Figura 68 – Caso 13 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	121
Figura 69 – Caso 14 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	121
Figura 70 – Caso 15 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	122
Figura 71 – Caso 16 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	122
Figura 72 – Caso 17 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	123
Figura 73 – Distribuição de temperatura para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 10.....	125
Figura 74 – Distribuição de temperaturas para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 16.....	125
Figura 75 – Distribuição de temperaturas para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 4.....	126
Figura 76 – Comparações do pé-direito.	127
Figura 77 – Comparação de temperaturas de ar insuflado.	130
Figura 78 – Comparação Ct 1 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	132

Figura 79 – Comparação Ct 2 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.	133
Figura 80 – Comparações com e sem ciclo economizador.	134

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	JUSTIFICATIVA	21
1.2	OBJETIVOS	24
1.2.1	Objetivo geral.....	24
1.2.2	Objetivos específicos	24
2	CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO E DISTRIBUIÇÃO DE AR	25
2.1	CONDIÇÕES DE PROJETO.....	26
2.1.1	Condições internas	26
2.1.2	Condições climáticas	27
2.2	COMPOSIÇÃO DOS PRINCIPAIS EQUIPAMENTOS DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR	28
2.2.1	Sistemas e equipamentos de expansão indireta	29
2.2.2	Ciclo de Tratamento de Ar - <i>AHU (Air Handling Unit) e Fan Coil</i>	32
2.3	TIPOS DE SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR	34
2.3.1	Distribuição de ar pelo teto (CBAD).....	35
2.3.2	Distribuição de ar pelo piso.....	40
2.3.3	Ciclos economizadores de ar	57
3	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL TERMOENERGÉTICA	59
3.1	O <i>ENERGYPLUS</i>	61
3.1.1	Processador <i>ExpandObjects</i>	63
3.1.2	Modelo de estratificação <i>EnergyPlus</i>	63
3.1.3	Ciclos economizadores de ar - <i>EnergyPlus</i>	67
4	MÉTODO DE TRABALHO	68

4.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO AMBIENTE – SALA S-17	72
4.2	CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE AR-CONDICIONADO – SALA S-17 77	
4.2.1	Automação do Sistema de ar-condicionado da sala S-17	79
4.3	MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	81
4.3.1	Geometria e zonas térmicas	82
4.3.2	Arquivo climático (<i>Weather file</i>).....	91
4.3.3	Materiais construtivos.....	92
4.3.4	Cargas térmicas internas.....	95
4.3.5	Sistema de ar-condicionado.....	98
4.4	SIMULAÇÕES.....	105
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	112
6	CONCLUSÃO	136
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	138
7	REFERÊNCIAS	139
	APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES.....	143

1 INTRODUÇÃO

Com o progresso tecnológico o ser humano tem conquistado melhorias em sua qualidade de vida e em seu conforto; entretanto, o desenvolvimento que traz inúmeros benefícios, como máquinas mais produtivas e equipamentos mais inteligentes, facilitando a vida das pessoas e as deixando cada vez mais confortáveis, tem sido o mesmo que agride intensamente o planeta, acarretando diversos problemas ambientais observados atualmente.

Diante disso, uma maior preocupação quanto aos impactos ambientais está em pauta e diversos são os esforços e estudos relacionados a esta questão. Dentre as diversas formas de se reduzir o impacto ambiental está o uso eficiente da energia. Por meio da eficiência energética é possível gerar mais trabalho com menos energia, ou seja, maior produção com menor impacto ambiental. Apontando para o mesmo sentido está a afirmação de Lamberts, Dutra e Pereira (2004) e Steven Nadel (KALLAKURI et al., 2016), diretor executivo da *American Council for an Energy-Efficient Economy* (ACEEE), que dizem ser menos custoso economizar energia do que fornecê-la, fortalecendo a ideia de uso eficiente. Steven Nadel, segundo KALLAKURI et al. (2016), afirma ainda que os governos que incentivam o investimento em eficiência energética e implementam políticas de apoio economizam dinheiro aos cidadãos, reduzem a dependência das importações de energia e reduzem a poluição.

Em se tratando de eficiência energética, segundo o *International Energy Efficiency Scorecard* (KALLAKURI et al., 2016), que classifica as maiores economias consumidoras de energia em suas políticas e programas de eficiência energética, o Brasil, dentre os 23 países que representam 75% de toda a energia consumida no planeta e mais de 80% do Produto Interno Bruto (PIB) mundial, ocupa a 22ª posição, sendo superior, apenas à Arábia Saudita, conforme está ilustrado na Figura 1.

No Brasil, a conscientização da necessidade do uso racional e eficiência energética é um fenômeno que ainda não foi consolidado e por esta razão oscila conforme a situação energética do país. Diante da crise de 2001 e 2002 que afetou o fornecimento e a distribuição de energia elétrica no país, o conceito de uso eficiente da energia elétrica esteve em alta.

Figura 1 – Mapa do ranking internacional de eficiência energética.

Fonte: Adaptado de KALLAKURI et al. (2016)

Porém, após alguns anos voltou a ser negligenciado. No período de 2014 a 2015 o Estado de São Paulo sofreu uma severa crise hídrica, proporcionada pela falta de planejamento e investimentos no setor e agravada pela escassez de chuvas. Em consequência desta situação as termelétricas foram acionadas para que as necessidades elétricas fossem supridas, elevando as emissões de CO₂, aumentando assim o impacto ambiental, e, além disso, tornando a energia elétrica mais cara para os consumidores finais.

Mesmo com a elevação das emissões de gases de efeito estufa e o encarecimento da energia elétrica, as pessoas continuam aumentando o consumo de energia elétrica em busca de melhores condições de conforto, como é o caso do uso de aparelhos de ar-condicionado. Por exemplo, a manutenção das condições de conforto térmico para proporcionar eficiência no trabalho faz com que o consumo de energia elétrica aumente em ambientes de escritórios quando sistemas ativos são necessários. Segundo EPE (2015), os setores comerciais e públicos no Brasil consomem juntos cerca de 133,2 TWh de energia elétrica, o que representa 21,3% do que é gerado no país. E o consumo devido ao sistema de ar condicionado em ambos os casos se aproxima de 50% do consumo elétrico do setor (ELETROBRÁS, 2007).

Os sistemas de ar condicionado com distribuição de ar pelo teto ainda prevalecem no mercado de ambientes climatizados no Brasil, embora já seja possível notar movimentações para a utilização de outras formas de distribuição do ar condicionado. Os sistemas com distribuição de ar pelo teto utilizam insuflação de ar através de dutos com difusores uniformemente distribuídos pelo teto e o retorno de ar mais comum é

feito por grelhas também no teto. Este tipo de sistema tem um controle de temperatura e vazão de ar centralizado, focado em manter uma distribuição de temperatura uniforme no ambiente, proporcionando uma mistura completa de ar insuflado com o ar do ambiente de forma a manter todo interior do ambiente em uma temperatura desejada.

Um outro sistema de condicionamento de ar que vem sendo discutido já há algum tempo é o sistema de ar-condicionado com distribuição de ar pelo piso. Este sistema apresenta alguns parâmetros que se mostram vantajosos em relação ao sistema convencional, com distribuição de ar pelo teto. O sistema com distribuição de ar pelo piso promove a insuflação do ar resfriado através de difusores instalados em um plenum, que é o espaço livre entre o piso da edificação e o piso elevado, e o ar de retorno é extraído do ambiente por grelhas distribuídas no teto. Com este tipo de sistema é possível climatizar somente o volume ocupado, operar com temperaturas do ar mais elevadas do que as utilizadas em sistemas convencionais, proporcionar estratificação da temperatura e convecção natural, bem como, flexibilizar os leiautes com a mudança de posição dos pontos de distribuição de ar no piso (LEITE, 2003).

Com a flexibilidade dos sistemas pelo piso torna-se possível ainda a aplicação do conceito de condicionamento individualizado. Este consiste em difusores posicionados em estações de trabalho de forma a criar microclimas, os quais podem ser controlados individualmente pelos usuários, permitindo o controle do fluxo de ar (vazão e direção). Segundo Leite (2003), o conceito do sistema individualizado busca uma solução mais otimizada, promovendo a formação de pequenas zonas (estações de trabalho), cada uma sob o controle de um indivíduo.

Considerando que ambos os sistemas de distribuição de ar são capazes de proporcionar condições de conforto térmico em um ambiente, quais seriam as motivações para o uso de um em vez do outro? A resposta a esta pergunta pode ter uma infinidade de itens. Entretanto, os fatos mais relevantes estão certamente relacionados a aspectos financeiros, econômicos e técnicos. Em termos financeiros, os custos de equipamentos e instalação são relevantes para a tomada de decisão, enquanto que para a economia do usuário final a eficiência energética do sistema de climatização é importante. Já do ponto de vista técnico, a disponibilidade de equipamentos e materiais, a flexibilidade e facilidade na instalação poderiam ser o diferencial para o investimento no sistema. Portanto, para que uma ou outra tecnologia

seja incentivada é preciso que existam pesquisas que apresentem suas características, bem como, resultados que permitam tais comparações.

Pesquisas nesta área para alcançar tais comparações podem ser feitas de diversas maneiras, como, por exemplo, experimentação, estudo de caso, modelagem e simulação computacional.

Fazendo uso do método experimental, YU et al. (2015) utilizaram uma câmara para comparar o desempenho do sistema com distribuição de ar pelo piso, caracterizado como *UFAD* (*Under-Floor Air Distribution*) com o sistema pelo teto, chamado de *CBAD* (*Ceiling-based Air Distribution*) para diferentes vazões de ar de suprimento e potências de iluminação. Foram feitas combinações para as seguintes variações: taxa de fluxo de ar de alimentação de 100, 125 e 150 m³/h e densidades de potência de iluminação de 0, 10, 20, 30 e 40 W/m². Este estudo concluiu que o sistema *UFAD* é capaz de proporcionar uma melhor condição interior de conforto térmico quanto menor for o fluxo de ar de insuflação e maior for a densidade de potência de iluminação (YU et al., 2015).

Em estudo similar ao que é realizado nesta pesquisa, Alajmi e El-Amer (2010) mostraram, por meio da simulação computacional com o uso do programa *EnergyPlus*, a redução do consumo de energia de um sistema com distribuição de ar pelo piso, caracterizado como *UFAD*, em comparação com um sistema pelo teto (*CBAD*), para o clima quente do Kuwait, alterando apenas duas variáveis: o pé-direito do ambiente e a temperatura do ar de insuflação do sistema. Foram estudadas nove situações: *UFAD* com temperatura do ar de suprimento de 14 °C para as alturas de 2,4 m, 4,8 m e 7,2 m de pé-direito; *UFAD* com temperatura do ar de suprimento de 16 °C para as alturas de 2,4 m, 4,8 m e 7,2 m de pé-direito; *UFAD* com temperatura do ar de suprimento de 18 °C para as alturas de 2,4 m, 4,8 m e 7,2 m de pé-direito; sempre comparando com o sistema *CBAD* com mesmo pé-direito e com temperatura de ar de suprimento de 14 °C, o que resultou em uma conclusão: o sistema *UFAD* pode economizar até 30% de energia em comparação com o *CBAD*.

Fazendo uso da simulação computacional, também com utilização do *software EnergyPlus*, Inatomi (2008) estudou a redução do consumo de energia elétrica do sistema com distribuição de ar pelo piso em função da utilização de ciclos economizadores (controle por temperatura de bulbo seco do ar exterior), para a cidade de São Paulo. A autora obteve resultados que indicaram que os sistemas com

distribuição de ar pelo piso com ciclos economizadores podem reduzir o consumo de energia elétrica do condicionamento de ar em até 34,5%.

Levando em consideração que estudos experimentais e estudos de caso podem demandar muito tempo e alto investimento, e *softwares* computacionais já são capazes de realizar simulações nesta área com boa qualidade de resultados, o uso da ferramenta de simulação computacional mostra-se pertinente para esta pesquisa, pois permite a comparação entre a eficiência energética dos sistemas, além de possibilitar o estudo de inovações ou modificações verificando seu grau de influência na eficiência do sistema.

A simulação computacional é um recurso que permite a criação e experimentação de um modelo computacional que representa um sistema real, sem que seja necessário modificá-lo ou construí-lo fisicamente. Assim, é possível estudar um sistema onde se quer avaliar a configuração atual em comparação com outras configurações, com baixo custo e em pouco tempo.

Desta maneira, esta pesquisa se propôs a utilizar a simulação computacional para avaliar a economia de energia proporcionada pelo sistema de ar condicionado com distribuição de ar pelo piso em comparação ao sistema com distribuição pelo teto.

1.1 JUSTIFICATIVA

Ganhando cada vez mais relevância, as mudanças climáticas vêm sendo debatidas em diversos encontros mundiais. Esforços para definição de metas, baseadas em propostas de redução de emissões de gases de efeito estufa são amplamente discutidas atualmente. Alinhada a estas expectativas, teve início no fim de novembro de 2015 uma importante conferência em Paris, conhecida como *COP 21 (United Nations Climate Change Conference 2015)*.

Pela primeira vez, em mais de 20 anos de negociações das Nações Unidas, a *COP 21* visa alcançar um acordo sobre o clima, juridicamente vinculativo e universal, com o objetivo de manter o aquecimento global abaixo dos 2 °C (COP21, 2015).

Para que seja possível o cumprimento de metas em relação à redução do aquecimento global diversas tecnologias deverão ser reavaliadas e, em certos casos, substituídas por novos equipamentos, métodos e processos com propostas de menor impacto ambiental, mais renováveis e eficientes.

A redução do aquecimento global não deve impactar no desenvolvimento econômico e social do país, menos ainda, na qualidade de vida e no conforto das pessoas. O uso de sistemas de condicionamento de ar em clima quente e úmido, como no Brasil, é essencial para as condições de conforto térmico em ambientes internos e são importantes para a economia na medida em que proporcionam boa produtividade em ambientes comerciais, públicos e industriais. Entretanto, o uso indiscriminado de sistemas de refrigeração e ar-condicionado tem proporcionado um aumento na demanda por energia elétrica no país, exigindo um maior investimento da matriz elétrica.

Com o aumento desenfreado do consumo, aliado à falta de planejamento do sistema elétrico, as termoelétricas passam a atuar, queimando combustível fóssil e gerando poluentes atmosféricos, o que contribui para o aquecimento global. Assim, o uso de sistemas de condicionamento de ar mais eficientes energeticamente mostra-se como uma alternativa interessante para o desenvolvimento adequado do país.

Além da questão da poluição, a sociedade moderna está cada vez mais dinâmica e as mudanças ocorrem cada vez mais rapidamente. O setor de edificações, em específico as áreas comerciais, ou de escritórios, mudam constantemente suas configurações. Atualmente espaços de locação de escritórios e coworking estão se desenvolvendo rapidamente, segundo o Censo Coworking Brasil (2017); em 2015 existiam 238 espaços identificados, passando para 378 em 2016 e atingindo a marca de 810 espaços de coworking conhecidos em 2017, sendo um crescimento de 114% do ano de 2016 para o ano de 2017. Nestes ambientes e também em edifícios comerciais tradicionais, os leiautes das salas são alterados frequentemente, seja por uma reestruturação interna ou por mudança de inquilino e as cargas térmicas mostram-se variáveis em potência e disposição no ambiente, em função do número de usuários, número de equipamentos, dentre outros. Tais características requerem uma maior flexibilidade do espaço e da configuração dos sistemas de distribuição de ar condicionado, flexibilidade esta que pode ser encontrada nos sistemas com distribuição de ar pelo piso, mas que não é praticável nos sistemas convencionais.

Existem preferências individuais de temperatura e os usuários se sentem mais confortáveis caso tenham qualquer nível de controle de seu ambiente térmico (LEITE, 2003). Portanto, diferente dos sistemas convencionais, os sistemas pelo piso atendem a este tipo de necessidade, proporcionando insuflação de ar condicionado em cada

estação de trabalho, o que, segundo Leite (2003), mostra-se como uma boa solução para as exigências dos usuários.

Tendo um consumo de aproximadamente 10% (62,4 TWh) (EPE, 2015; ELETROBRÁS, 2007) da energia elétrica gerada no país, os sistemas de ar condicionado em ambientes públicos e comerciais podem representar uma parcela significativa para diminuição da demanda elétrica, promovendo assim a sustentabilidade e a eficiência energética, principalmente, para a cidade de São Paulo, que possui o maior centro comercial do país, com grande concentração de grandes edifícios.

Atualmente, dentre as diversas tecnologias que estão sendo aplicadas para aumentar a eficiência energética dos edifícios, a aplicação de sistemas de insuflação de ar condicionado pelo piso tem sido estudada. Enquanto um sistema de distribuição de ar pelo teto, sistema convencional, tem como alvo o condicionamento dos espaços interiores por completo, um sistema com distribuição de ar pelo piso proporciona o condicionamento somente das porções de espaços ocupados para uma altura de cerca de 1,8 m acima do piso. Assim, os sistemas de ar condicionado com distribuição pelo piso têm relativamente menores cargas de aquecimento e resfriamento em comparação com os sistemas de distribuição pelo teto, e, portanto, têm menos carga para o fluxo de entrada de ar ou temperatura de suprimento de ar, economizando energia e proporcionando conforto (YU et al., 2015).

Os estudos relativos aos sistemas com distribuição de ar pelo piso têm avançado; entretanto, ainda existem áreas a serem exploradas, como é o caso do aumento de eficiência energética que um sistema pode proporcionar em relação a outro para configurações até então não estudadas. Com mais resultados mostrando a melhora no desempenho dos sistemas com distribuição de ar pelo piso sobre os sistemas convencionais a tecnologia poderia ser melhor difundida e certamente os tomadores de decisão veriam este sistema como uma forma mais atraente.

Em busca da resposta pela tecnologia mais eficiente, diversas formas de investigação podem ser utilizadas, como, por exemplo, estudos empíricos, análises teóricas, simulações computacionais e outros. No presente trabalho, optou-se por utilizar a simulação computacional para comparar a economia no consumo de energia entre os sistemas com distribuição de ar pelo piso e pelo teto, assim como, avaliar o impacto nessa economia proporcionado pelo aumento na temperatura de insuflação e do pé-

direito do ambiente, bem como o uso de ciclo economizador (controle entálpico). A utilização da simulação torna-se importante para este tipo de estudo, pois possibilita a avaliação do desempenho para diferentes configurações geométricas do ambiente, bem como arranjos dos equipamentos e dos componentes, proporcionando um menor custo e uma maior agilidade quanto à determinação da melhor solução, além de tornar possível a percepção de equívocos ainda na etapa de projeto, sendo muito mais fácil sua solução.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O presente trabalho de pesquisa objetivou avaliar o potencial de economia de energia de um sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso em comparação com um sistema convencional, com distribuição pelo teto.

1.2.2 Objetivos específicos

A pesquisa teve os seguintes objetivos específicos:

- Determinar o consumo de energia elétrica de cada sistema;
- Avaliar a influência do pé-direito, da temperatura do ar de insuflação e do uso de ciclo economizador no consumo de energia elétrica.

2 CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO E DISTRIBUIÇÃO DE AR

Foi após a concepção do ciclo de refrigeração e o desenvolvimento da máquina frigorífica que o caminho foi aberto para o uso prático do condicionador de ar. Embora Carnot, em 1824, tenha desenvolvido os princípios básicos do ciclo de refrigeração o primeiro equipamento de ar-condicionado foi considerado como sendo o criado e patenteado por Joseph McCreathy em 1897; o equipamento consistia em um sistema de resfriamento baseado no borrifamento de água.

Até meados dos anos 1945, época em que a 2ª Guerra Mundial se aproximava de seu fim, o condicionamento de ar era utilizado principalmente em aplicações industriais, climatizando processos ou produtos. Foi somente após este momento que se intensificou o desenvolvimento de sistemas visando o conforto humano, onde os trabalhos de Fanger (1972) contribuíram significativamente na avaliação e definição das condições de conforto. (TRIBESS, 2008)

O sistema de ar-condicionado atua essencialmente no tratamento do ar pelo controle simultâneo da temperatura e da umidade com o objetivo de satisfazer às necessidades do espaço condicionado, devendo também controlar o fluxo e a qualidade do ar. O projeto de um sistema de ar-condicionado de uma edificação deve proporcionar um ambiente interno confortável, independente das condições externas, buscando sempre uma operação econômica e eficiente dos equipamentos utilizados para o condicionamento de ar.

Em São Paulo, zona bioclimática 3 segundo a ABNT NBR 15220-2 (2005), devido ao seu clima tropical e suas características climáticas, onde temperaturas de bulbo seco superiores a 30 °C ocorrem com frequência no verão, condições de conforto térmico o dia inteiro só são possíveis de serem atingidas com o uso de ar-condicionado. Entretanto, o simples uso de um equipamento que promova o resfriamento do ar não é suficiente para garantir o conforto térmico dos usuários; para que se atinja e mantenha as condições confortáveis no ambiente é preciso avaliar o ambiente e desenvolver um projeto, com equipamentos e sistema de distribuição adequados para tal situação.

Os itens seguintes tratam sobre projeto, equipamentos de resfriamento e sistemas de distribuição.

2.1 CONDIÇÕES DE PROJETO

Para o dimensionamento e execução de um projeto de ar-condicionado as condições de projeto devem ser estabelecidas para que seja possível a determinação da carga térmica que deverá ser retirada do ambiente. As condições de projeto devem caracterizar os parâmetros para as condições internas, como o conforto térmico, baseado na temperatura e umidade, e a salubridade, em função da renovação do ar, bem como, para as condições externas do local da construção.

2.1.1 Condições internas

As características internas de ambientes climatizados devem respeitar normas de conforto térmico e salubridade. Em relação ao conforto térmico as condições dos ambientes internos são regidas pelas seguintes normas:

- **ISO 7730:2005** - *Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*. Baseada no método de Fanger (1972), apresenta cálculos para determinação das condições de conforto térmico;
- **ANSI/ASHRAE 55** - “*Thermal environmental conditions for human occupancy*”. Especifica combinações de fatores ambientais térmicos internos e fatores pessoais que produzem condições ambientais térmicas aceitáveis para a maioria dos ocupantes dentro do espaço;
- **ABNT NBR 16401:2008** - Instalações centrais de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários: Parte 1- Projeto das instalações, Parte 2- Parâmetros de conforto térmico, Parte 3 - Qualidade do ar interior. Estabelece os parâmetros básicos e requisitos mínimos de projeto para sistemas de ar-condicionado centrais e unitários, especifica os parâmetros do ambiente interno que proporcionam conforto térmico aos ocupantes e prevê valores de renovação do ar em função do tipo de ambiente, ocupação e volume do ambiente.

A ABNT NBR 16401-2 (2008) estabelece os parâmetros ambientais internos capazes de produzir sensação aceitável de conforto térmico para 80% ou mais dos ocupantes. Estipulados para grupos homogêneos de pessoas, usando roupa típica da estação do ano e em atividade sedentária ou leve (1,0 met a 1,2 met), o Quadro 1 define as faixas de temperatura e umidade relativa para a condição de conforto térmico.

Quadro 1 – Condição de conforto térmico.

VERÃO (CLO = 0,5)	INVERNO (CLO = 0,9)
Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por:	
22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65%	21,0 °C a 23,5 °C e umidade relativa de 60%
23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35%	21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30%
A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:	
0,20 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30% a 50%)	0,15 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30% a 50%)
0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10%)	0,20 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10%)

Fonte: Adaptado de ABNT NBR 16401-2 (2008)

Já as condições de renovação do ar, são regidas pelas seguintes normas:

- **ANSI/ASHRAE 62.1** - “*Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*”. Prevê valores de renovação do ar em função do tipo de ambiente, ocupação e volume do ambiente;
- **ANVISA - Resolução RE-09/2003** – trata sobre os padrões de referência de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente de uso Público e Coletivo. Esta resolução prevê valores de ar de renovação de, no mínimo, **27 m³/h/pessoa**, exceto no caso específico de ambientes com alta rotatividade de pessoas onde o limite mínimo é de **17 m³/h/pessoa**.

2.1.2 Condições climáticas

As condições externas exercem forte influência em um projeto de sistema de ar-condicionado e a caracterização dos parâmetros externos de projeto depende da

região da instalação do sistema. As condições de projeto são definidas em função da temperatura do ar (temperatura de bulbo seco), umidade do ar, velocidade e direção dos ventos e nível de insolação. As condições ambientais externas são definidas em função do dia típico, que podem ser gerados de maneira mais ou menos restritiva. Para o caso do verão, a ANSI/ASHRAE 90.1 (2010) indica que sejam utilizadas as condições em que 1% dos dias de verão podem ter temperatura do ar superior àquela adotada no projeto.

2.2 COMPOSIÇÃO DOS PRINCIPAIS EQUIPAMENTOS DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

O sistema de ar-condicionado é responsável por suprir a carga térmica para manter o ambiente na temperatura e umidade necessárias para o estabelecimento das condições de conforto térmico e salubridade. Para que a carga térmica do ambiente seja compensada é possível a aplicação de diferentes ciclos de refrigeração; entretanto, como o sistema avaliado será igual ao instalado no ambiente a ser estudado, neste trabalho só será abordado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

O dispositivo de refrigeração por compressão de vapor é a tecnologia mais difundida e amplamente disponível no mercado mundial para as aplicações de ar-condicionado e de refrigeração, descreve Allouhi et al. (2015). É constituído basicamente por um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador interligados através dos quais circula um fluido de trabalho.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem seu funcionamento conforme segue:

- **Compressor** – Tem a função de comprimir o fluido refrigerante, aumentando sua pressão e temperatura. Em um ciclo ideal o processo ocorre com entropia constante (processo isentrópico).
- **Condensador** – Trocador de calor que rejeita calor para o ambiente externo através da condensação do fluido refrigerante. O processo é realizado a pressão constante (pressão de condensação), em um caso ideal.
- **Válvula de expansão** – Dispositivo que proporciona a queda de pressão no ciclo, caindo da pressão de condensação até a pressão de evaporação. O

processo ocorre a uma entalpia constante (processo isentálpico), em um caso ideal.

- **Evaporador** – É um trocador de calor responsável pela troca de calor entre o fluido a ser refrigerado e o fluido refrigerante. Neste dispositivo o refrigerante é evaporado e o processo, para um ciclo ideal, ocorre a uma pressão constante (pressão de evaporação).

O ciclo mencionado pode ser visto na Figura 2.

Figura 2 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: <http://ambientegeado.com.br>. Acessado em: 17/07/2017.

2.2.1 Sistemas e equipamentos de expansão indireta

Os equipamentos de refrigeração funcionam com a troca de calor do ar do ambiente que deseja ser condicionado com um fluido, este que pode ser diretamente o fluido expandido no ciclo de refrigeração por compressão, ou um fluido intermediário. É a característica desta troca de calor entre o ar do ambiente e o fluido expandido ou não, que define o tipo de expansão do sistema, podendo ser de expansão direta ou indireta. Usualmente, a troca de calor direta é utilizada em sistemas de ar-condicionado de pequeno porte, enquanto que a troca de calor indireta é utilizada em centrais de ar-

condicionado de médio e grande porte. Por ser este último o sistema instalado na sala de referência desta pesquisa, será mais detalhado em seguida.

A troca de calor por expansão indireta ocorre quando existe um fluido intermediário para a troca de calor com o fluido a ser resfriado. Este fluido intermediário, normalmente água ou soluções com menor ponto de congelamento, é resfriado no evaporador e levado através de bombeamento até os *Air Handling Units (AHU)* ou *Fan Coils*, onde o ar é resfriado e insuflado nos ambientes.

Central de água gelada (CAG)

Este tipo de unidade de refrigeração, com expansão indireta, recebe o nome de “*Chiller*” (Figura 3), e é utilizada em centrais de ar-condicionado de médio e grande porte, como aquelas de edifícios comerciais. Comumente utilizadas em sistemas com capacidades elevadas as centrais de água gelada apresentam uma relação custo benefício vantajosa em relação às demais tecnologias. Embora seja o sistema de maior custo, se bem projetado e com manutenção adequada, apresenta a melhor relação entre consumo de energia e capacidade de refrigeração.

Figura 3 – a) *Chiller* com condensação a água. b) *Chiller* com condensação a ar.

Fonte: a) <http://www.johnsoncontrols.com>. Acessado em: 23/07/2017.

b) <http://www.casascarrier.com.br>. Acessado em: 23/07/2017.

Este tipo de sistema pode ainda ter condensação a ar ou a água. No caso da condensação a água é necessário o uso de uma torre de resfriamento (Figura 4). Esta configuração tem alto consumo de água, que precisa de tratamento químico para evitar a formação de incrustações, diminuir a ocorrência de corrosão e controlar o desenvolvimento microbiológico.

Figura 4 – Torre de refrigeração.

Fonte: <http://www.abctorres.com.br>. Acessado em: 23/07/2017.

Coeficiente de performance (COP)

O Coeficiente de Performance (COP) é utilizado para avaliar o desempenho de um equipamento de resfriamento, representando a eficiência energética do mesmo através da equação (1), que é a relação entre o calor trocado no evaporador ($\dot{Q}_L$), que corresponde à carga térmica do equipamento, e a energia gasta no compressor ($\dot{W}$).

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (1)$$

Este coeficiente relaciona a capacidade de remoção de calor de um equipamento (energia útil ou efeito frigorífico) com a potência requerida pelo compressor (energia consumida). Logo, quanto maior for o valor do COP, melhor é o rendimento do equipamento.

Unidades novas de ciclo de refrigeração com *Chiller* e torres de resfriamento têm COP da seguinte ordem: de 4,5 a 5,0 - desconsiderando a bomba e a torre de resfriamento; de 3,0 a 3,5 - considerando a bomba e a torre de resfriamento. Já os ciclos de refrigeração com expansão direta e condensador a ar têm COP da ordem de 2,5 a 3,5. (TRIBESS, 2015)

Os elevados COP alcançados em centrais de água gelada com torre de resfriamento ocorrem devido aos seguintes fatores:

- **No *Chiller***, devido à maior eficiência da troca de calor da água em relação ao ar, tornando possível operar com temperaturas de evaporação maiores, aumentando o COP. Outra vantagem é a maior capacidade calorífica da água, que possibilita o transporte da água gelada para grandes distâncias, diferentes ambientes e andares de um prédio, por exemplo, com pequena alteração na temperatura.
- **Na torre de resfriamento**, também por conta da boa troca de calor que a água proporciona em comparação com o ar, a temperatura de condensação na torre pode ser menor, aumentando o COP.

Por proporcionar um bom desempenho o sistema de expansão indireta com condensação a água deveria ser o mais utilizado em projetos de médio e grande porte, na maioria dos casos; entretanto, embora tenha uma melhor eficiência, nem sempre este tipo de tecnologia é utilizado, devido principalmente ao seu elevado custo de instalação e manutenção se comparados a sistemas com condensação a ar, e também ao aumento do espaço ocupado pelo sistema devido à torre de resfriamento.

2.2.2 Ciclo de Tratamento de Ar - *AHU (Air Handling Unit)* e *Fan Coil*

A principal função destes equipamentos é resfriar e insuflar o ar no ambiente a ser condicionado. Ambos os equipamentos são utilizados em sistemas com expansão indireta, utilizando a água gelada proveniente da CAG, que através de uma serpentina resfria o ar do ambiente.

O *Fan Coil* é um equipamento simples composto por uma serpentina de aquecimento ou resfriamento e um ventilador. Utilizados para aplicações de pequeno porte, o *Fan Coil* é parte de um sistema AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) e pode ser encontrado em edificações residenciais, comerciais e industriais.

Existem dois tipos de *Fan Coils*, o *Two Pipe* ou *Four Pipe*. O *Two Pipe* tem um tubo de suprimento e um tubo de retorno, por onde escoam a água gelada ou aquecida, que é utilizada para realizar o resfriamento ou aquecimento do ar. Já a unidade de *Four Pipe* tem dois tubos de suprimento e dois tubos de retorno de água. Assim, o *Four*

Pipe, mais utilizado comercialmente, permite que água fria e quente entrem no sistema independentes, sendo um sistema útil quando é preciso aquecer e resfriar diferentes áreas do edifício ao mesmo tempo.

A *AHU*, unidade de tratamento de ar, é um sistema mais complexo que o *Fan Coil*, composto por: ventiladores, serpentinas de aquecimento e resfriamento, filtros, atenuadores de som, dampers, caixa de mistura de ar e umidificador. As *AHUs* são geralmente conectadas com centrais AVAC enquanto *Fan Coils* podem funcionar e ser instalados sozinhos. Assim, *AHU* é frequentemente usada para ventilar um edifício por completo, enquanto o *Fan Coil* é usado em ambientes menores e espaços individuais.

As principais diferenças entre *AHUs* e *Fan Coils* são:

- *AHU* é geralmente um sistema maior que um *Fan coil*;
- *AHU* é mais complexa que um *Fan Coil*;
- *AHU* pode utilizar dutos, já o *Fan Coil* não faz uso de dutos;
- *AHU* adiciona ar exterior, o *Fan Coil* basicamente recicla e recircula o ar;
- *AHU* pode ter reaquecimento e umidificação o *Fan Coil* não tem;
- *AHU* é mais silenciosa.

A Figura 5 apresenta uma ilustração de uma *AHU* e um *Fan Coil*.

Figura 5 – Ilustração de Air Handling Unit (*AHU*) e *Fan Coil*.

Fonte: Autor (2018)

A insuflação dimensionada pelo projetista define o equipamento que melhor se aplique ao ambiente, podendo ser em unidades de cassete, *hi-wall*, *built-in* ou em sistemas de grande capacidade. Tanto as *AHUs* quanto os *Fan Coils* assemelham-se com equipamentos de ar-condicionado normal (expansão direta). Porém, estes utilizam como meio de refrigeração secundária a água gelada, enquanto os condicionadores normais utilizam o gás refrigerante para resfriar diretamente a serpentina. As *AHUs* e os *Fan Coils* são utilizados em projetos que possuem grandes cargas térmicas, tais como: prédios corporativos, cinemas, shopping, bancos, salas de concertos, centros de eventos, etc.

2.3 TIPOS DE SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

A distribuição do ar condicionado pode ser feita de diversas formas diferentes e, geralmente, depende do tipo de sistema de climatização utilizado. Para sistemas como *splits* dutados e *self-contained*, de expansão direta, a distribuição de ar frequentemente é realizada através de dutos com difusores distribuídos no teto, ou até mesmo nas paredes laterais. Já nos sistemas centrais com *Chiller*, a distribuição de ar pode ser feita pelo teto ou lateralmente em sistemas dutados, ou ainda pelo piso, através de um plenum ou dutos.

Os sistemas de condicionamento de ar podem ser classificados em função da distribuição de ar que chega até o ambiente e pela forma com que o ar se movimenta dentro do ambiente. Conforme pode ser visto na Figura 6, o termo distribuição de ar representa o tipo de sistema que é utilizado pelo sistema de ar-condicionado para alimentar os diferentes ambientes, podendo ser com Vazão de Ar Variável (VAV) ou Vazão de Ar Constante (VAC). Enquanto isso, a distribuição de ar no ambiente é definida pela forma como o ar é insuflado no interior do ambiente, podendo ser distribuído, dentre outras formas, pelo teto (CBAD ou modelo convencional (1)) ou pelo piso (UFAD – *Underfloor Air Distribution* ou DV (3) – *Displacement Ventilation*(2)).

Figura 6 – Tipos de distribuição de ar condicionado.

Fonte: Autor 2018, com imagens adaptadas de Price Industries (2011)

Ainda observando a Figura 6 é possível notar como a movimentação do ar se desenvolve para cada um dos tipos de distribuição de ar no ambiente. O ambiente marcado como 1, representa um sistema com distribuição de ar pelo teto (CBAD) ou convencional, que promove uma mistura completa do ar ambiente, com fluxo turbulento ou de deslocamento. Já os ambientes 2 e 3, são ilustrações dos tipos de distribuição de ar pelo piso, que, dependendo do tipo de fluxo podem ser: *DV* (ou ventilação de deslocamento) e *UFAD* (com fluxo turbulento), os quais proporcionam estratificação e são capazes de condicionar somente a zona ocupada.

2.3.1 Distribuição de ar pelo teto (CBAD)

A distribuição do ar resfriado no sistema pode ser do tipo Volume de Ar Constante (VAC), ilustrado na Figura 7, ou Volume de Ar Variável (VAV), exposto na Figura 8.

Figura 7 – Sistema de distribuição de ar VAC.

Fonte: Adaptado de Honeywell (1997)

Os sistemas de distribuição de ar podem ser de zona simples ou mista. Na zona simples, apenas uma zona é condicionada e a condição térmica é mantida com rigor no interior do ambiente, como em grandes auditórios, salas e laboratórios, por exemplo. Por outro lado, os sistemas de distribuição de ar de zonas múltiplas, geralmente empregados em sistema central, servem diversas zonas, podendo ser desde um cômodo ou um conjunto de salas, um andar ou parte de um edifício, ou mesmo todo o edifício. Este sistema é muito utilizado quando se tem um elevado número de ambientes, ou espaços a serem condicionados, pois se torna economicamente atrativo em comparação ao sistema individualizado.

Figura 8 – Sistema de distribuição de ar VAV.

Fonte: Adaptado de Honeywell (1997)

A aplicação de sistema de distribuição de ar pode apresentar uma enorme variabilidade em função das redes de dutos, das estratégias de controle e da localização dos *Fan Coils*. As variações mais comuns são:

- Sistema de Volume de Ar Constante (VAC)
 1. Reaquecimento terminal;
 2. Duplo duto.
- Sistema de Volume de Ar Variável (VAV)
 1. Resfriamento simples;
 2. Resfriamento com reaquecimento;
 3. Duto duplo com volume variável.

Os sistemas VAC, por manterem o ventilador atuando com uma quantidade de ar insuflado fixa apresentam características de maior consumo de energia durante períodos de cargas térmicas baixas. Enquanto isso, no sistema VAV a carga de resfriamento na serpentina (*Fan Coil*) é reduzida quando ocorre uma diminuição da carga térmica, uma vez que a vazão de ar é proporcionalmente reduzida pela rotação do ventilador, o que proporciona um consumo de energia menor. Além disso, o sistema VAV ainda permite um melhor controle nas condições de conforto térmico, pois utiliza somente uma serpentina de refrigeração para todo o sistema e um termostato atua sobre um equipamento que controla a vazão de ar para cada zona.

Além da forma como o ar é distribuído até o ambiente, a maneira como o ar é insuflado, e consequentemente, o movimento do ar através dos espaços condicionados dos edifícios, desempenha um papel crítico no desempenho do sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) de um prédio, afetando diretamente o conforto térmico, a qualidade do ar interno e o uso de energia. (BAUMAN, 2003)

A Figura 9 ilustra a movimentação do ar em um sistema de ar-condicionado convencional, com distribuição pelo teto (CBAD).

Figura 9 – Distribuição de ar pelo teto (CBAD) e movimentação do ar interior.

Fonte: Bauman (2003)

Por possuir velocidade de suprimento elevada, capaz de provocar a rápida mistura do ar da zona, o sistema convencional é comumente referenciado como um tipo de distribuição de ar com mistura completa, produzindo um fluxo turbulento, ou seja, realiza a mistura completa do ar insuflado com o ar do ambiente. Neste sistema a variação de temperatura entre o piso e o teto é tão baixa que a temperatura pode ser considerada uniforme (Figura 10), sendo uniforme também a distribuição de contaminantes no ambiente (Figura 11). (PRICE INDUSTRIES, 2011).

Conforme observa Skistad et al. (2002), o sistema convencional é uma boa escolha para ambientes individuais de escritório, ou outros, onde a qualidade do ar não é uma exigência.

Figura 10 – Distribuição de temperatura para um sistema convencional.

Fonte: Price Industries (2011)

Figura 11 – Distribuição de contaminantes para um sistema convencional.

Fonte: Adaptado de Price Industries (2011)

O sistema com distribuição pelo teto (CBAD) utiliza grandes difusores e os coloca a uma grande distância dos usuários, pois possuem elevada velocidade de insuflação. Este sistema dilui a poluição do ar do ambiente por meio da introdução de ar externo (ar de renovação); em contrapartida, os sistemas UFAD e DV são capazes de retirar parte dos poluentes por meio da pluma térmica, evitando a permanência da poluição na zona ocupada (BAUMAN, 2003).

O sistema convencional, ou de mistura, é preferível aos sistemas de distribuição pelo piso nos seguintes casos (SKISTAD et al., 2002):

- quando o pé-direito é menor que 2,3 m;
- quando existe uma perturbação elevada do fluxo de ar;
- quando os contaminantes são mais frios e pesados que o ar ambiente.

2.3.2 Distribuição de ar pelo piso

Diferentemente da distribuição de ar pelo teto (CBAD), a distribuição de ar pelo piso normalmente não faz uso de dutos de distribuição de ar (Figura 12); a insuflação de ar no ambiente é feita por difusores instalados em um piso elevado (Figura 13), o qual está a alguns centímetros de altura da laje, formando um espaço chamado plenum, no qual o ar resfriado, proveniente do *Fan Coil* é injetado. Assim, conforme descreve Leite (2003), o sistema de ar-condicionado com insuflação pelo piso é composto basicamente por um plenum (câmara de ar resfriado), uma unidade de resfriamento de ar e difusores que distribuem o ar nos ambientes.

Figura 12 – Insuflação no plenum.

Fonte: Price Industries (2011)

Figura 13 – Ambiente com ar condicionado insuflado pelo piso.

Fonte: Adaptado de YU et al. (2015)

O sistema de distribuição de ar pelo piso pode ser de pressão negativa, quando a pressão instantânea no plenum é inferior à do ambiente; de “pressão zero”, quando não há solicitação de vazões de ar no ambiente; de pressão positiva, quando a pressão no plenum é superior à do ambiente. O sistema com insuflação pelo piso pode ainda ser dutado, onde os dutos são conectados aos difusores. Conforme justifica Leite (2003), este último não é muito utilizado devido a dificuldades de instalações sob o piso elevado e também por limitar a flexibilidade de leiaute, uma das características mais importantes deste tipo de sistema.

Os sistemas de pressão positiva e pressão negativa possuem em comum determinadas características, sendo algumas delas apresentadas a seguir:

- O ar de suprimento misturado com uma certa quantidade de ar externo é filtrado, condicionado e insuflado no plenum, por uma unidade convencional de condicionamento de ar (unidade primária, geralmente um *Fan Coil*), através de uma quantidade mínima de dutos.
- O plenum é formado pela instalação de um sistema de piso elevado composto por placas modulares e removíveis, posicionadas a uma altura de cerca de 30 cm, ou menos, acima da laje estrutural, conforme apresenta a Figura 14.
- Podem operar com fornecimento de ar frio com vazão de ar constante ou variável, determinando a pressão no plenum.
- O ar resfriado é introduzido no ambiente através de difusores (controláveis manualmente pelo usuário ou por termostatos) localizados no piso ou no

mobiliário das estações de trabalho. No caso de sistema com pressão negativa, os difusores são acoplados a pequenos ventiladores instalados nas placas do piso elevado, que forçam o ar do plenum para o ambiente.

Figura 14 – Plenum.

Fonte: Leite (2003)

Uma vantagem deste tipo de sistema é a contribuição da convecção natural que faz com que o retorno do ar seja feito naturalmente na direção do piso para o teto, podendo ainda ser auxiliado por exaustão mecânica. O caminho do ar de retorno é passar pelas grelhas ou placas de forro perfuradas e alcançar o plenum superior, formado pelo forro e a laje do ambiente; a partir daí o ar é dividido, ou seja, uma parcela do ar é expurgado, uma parte volta à unidade primária, é filtrado e resfriado; outra parte retorna diretamente à caixa de mistura através de um duto de *bypass*, para ser então misturado ao ar primário oriundo do *Fan Coil*.

Devido às características de distribuição do ar no sistema com insuflação pelo piso o ar de retorno tem temperatura diferente do sistema convencional. No sistema convencional, onde todo o ambiente é condicionado, se atinge uma condição homogênea e o ar de retorno tem temperatura muito próxima à do ar do ambiente. Já no sistema com insuflação pelo piso a temperatura do ar de retorno é um pouco mais elevada que a do ar do ambiente, devido à estratificação da temperatura que ocorre no ambiente. Devido à estratificação de temperatura, este tipo de sistema permite que seja condicionada somente a área ocupada, normalmente até a altura de 1,80 m, o que intrinsecamente proporciona uma economia de energia.

De maneira complementar, Skistad et al. (2002), Leite (2003), Bauman (2003) e Price Industries (2011) citam os principais aspectos do sistema de condicionamento de ar pelo piso, sendo alguns deles:

Aspectos positivos

- Flexibilidade para mudanças de leiaute dos ambientes;
- Aproveitamento da convecção natural para a retirada do calor dos ambientes;
- Volume de ar a ser resfriado é menor que o volume total do ambiente;
- Temperatura do ar insuflado maior que a do ar fornecido pelo sistema convencional;
- Baixos níveis de ruído, cita Price Industries (2011);
- Manutenção e limpeza facilitadas pela ausência de dutos de distribuição de ar, citado por Leite (2003).

Aspectos negativos, indicados por Leite (2003)

- Não deve ser utilizado em áreas que precisam ser lavadas ou molhadas, alguns tipos de indústrias, centros cirúrgicos, ambientes de segurança (celas de prisão), também citado por Price Industries (2011);
- Maior estratificação de temperaturas nas zonas ocupadas;
- O sistema exige um maior controle na desumidificação do ar;
- A localização dos difusores requer cuidados especiais para que seja evitada sensação de frio nos pés.

Price Industries (2011) ainda afirma que as principais aplicações são em:

- Edifícios de escritórios;
- Edifícios “verdes”;
- Salas de conferência, teatros, auditórios ou espaços similares com tetos altos;
- Bibliotecas.

Os sistemas de distribuição de ar pelo piso podem ser projetados de modo que tenham a movimentação do ar no interior do ambiente caracterizando um sistema *DV* ou um sistema *UFAD*.

Sistema DV – Displacement Ventilation

O sistema *DV* é caracterizado pela insuflação de ar no ambiente a uma baixa velocidade e a níveis próximos do piso, ou no próprio piso, provocando pouca mistura com o ar do ambiente. O ar frio é dispersado no ambiente como se fosse um líquido, formando uma fina camada e, conforme é aquecido, sobe devido à convecção natural, arrastando os poluentes, sendo posteriormente retirado pelo retorno posicionado no teto (Figura 15). Conforme salienta Skistad et al. (2002), a convecção natural é o motor (causador) da ventilação por deslocamento (*DV*).

Figura 15 – Distribuição de temperatura para um sistema *DV*.

Fonte: Price Industries (2011)

O perfil de temperatura é muito estável horizontalmente no ambiente, conforme pode ser visto na Figura 15, o que significa que temperaturas semelhantes são obtidas na mesma altura ao longo do espaço. A distribuição da temperatura independe da localização das fontes de calor que estão a uma altura constante; entretanto, o gradiente de temperatura é fortemente dependente das variações de altura das fontes de calor. Bauman (2003) afirma que, para fontes de calor posicionadas próximas do teto, como luminárias, por exemplo, a remoção de calor é mais eficiente, condição essa confirmada pelo estudo de YU et al. (2015), que concluem que quanto maior for a densidade de potência de iluminação, mais o conforto térmico do ambiente interior pode ser melhorado por meio da utilização do sistema com distribuição pelo piso.

A qualidade do ar na zona ocupada é geralmente superior à alcançada com a ventilação convencional, pois em vez de diluir a poluição o sistema é capaz de retirar parte dela sem que atinja a zona ocupada (SKISTAD et al., 2002; PRICE

INDUSTRIES, 2011). A Figura 16 mostra o perfil de concentração de poluentes para este tipo de sistema.

Figura 16 – Distribuição da concentração de contaminantes para o sistema *DV*.

Fonte: Adaptado de Price Industries (2011)

Chen e Glicksman (2003) concluem que a distribuição da concentração de contaminantes depende do tipo de contaminante, sua localização e está associada à força das plumas térmicas criadas devido às fontes de calor. Os mesmos autores afirmam ainda que o nível de concentração de contaminantes será mais baixo na zona ocupada quando existirem fontes de calor capazes de criar plumas térmicas fortes o suficiente para elevar a maior parte destes poluentes.

Por provocar uma menor mistura com o ar ambiente, diferentemente do que ocorre com o sistema convencional de mistura completa, o sistema *DV* foi amplamente utilizado em indústrias com alto pé-direito e elevada carga térmica nas décadas de 1970 e 1980 na Escandinávia, com o objetivo de melhorar a qualidade do ar nas zonas ocupadas (SKISTAD et al., 2002; SVENSSON, 1989 apud BAUMAN, 2003; CHEN, GLICKSMAN, 2003).

Segundo Bauman (2003), o sistema *DV* tem melhor aproveitamento de suas características quando a poluição do ar é associada a fontes de calor no ambiente devido às pessoas e equipamentos de escritório (impressoras, por exemplo). O ar aquecido, de menor densidade, sobe acima da altura ocupada e retira parte do calor do ambiente sem que este tenha sido misturado por completo com o ar insuflado. Assim, a carga térmica pode ser neutralizada por um volume de ar resfriado menor do

que seria preciso em um sistema de mistura completa, sendo, portanto, capaz de fornecer ar condicionado diretamente aos ocupantes sem condicionar desnecessariamente todas as áreas do espaço. A elevação do ar quente cria a estratificação do ar, formando duas zonas com características distintas no ambiente, como mostra a Figura 17.

Figura 17 – Distribuição de ar DV.

Fonte: Adaptado de Bauman (2003)

A zona inferior recebe o ar frio insuflado do sistema de ar-condicionado e conforme o ar é aquecido pelas fontes de calor sobe até a altura da zona superior, onde é mais quente. Na zona superior a concentração de poluentes é maior, pois o ar em ascensão carrega a poluição para cima. A Figura 17 apresenta também a linha SH (*Stratification Height*), ou altura de estratificação, que é a interface horizontal que separa as duas zonas. A altura de estratificação apresenta mudança no gradiente de temperatura e concentração de poluentes e embora seja representada como uma linha é na verdade uma camada que distingue as condições das zonas inferior e superior (BAUMAN, 2003).

Para o adequado desempenho do sistema DV a altura de estratificação deve estar no topo da zona ocupada. Como um exemplo, a zona ocupada em ambiente de escritório é comumente definida em 1,8 m; caso os ocupantes estejam em posição de trabalho sentados, esta altura pode ser reduzida para 1,2 m, descreve Bauman (2003).

De maneira geral, a altura de estratificação varia de acordo com a relação entre a taxa de fluxo de ar insuflado no ambiente e a magnitude das fontes de calor. Um ambiente onde as fontes de calor são reduzidas ou a taxa de fluxo de ar é aumentada a altura de estratificação irá aumentar, melhorando assim a qualidade do ar interno e reduzindo a estratificação térmica na zona ocupada. Por outro lado, diminuir a taxa de

fluxo de ar ou aumentar as fontes de calor irá diminuir a altura de estratificação, reduzindo o desempenho da ventilação e o conforto térmico devido ao aumento da estratificação da zona ocupada, mas, irá consumir menos energia para o funcionamento do sistema de climatização. Estabelecer um equilíbrio entre as duas camadas separadas pela linha de estratificação é o objetivo a ser atingido para que se obtenha os benefícios esperados do sistema: conforto térmico, qualidade do ar e economia de energia.

Existem zonas geralmente mais adequadas à ventilação por deslocamento (*DV*), incluindo, entre outras, lobbies, ginásios, cafeterias, descreve Price Industries (2011). Skistad et al. (2002) afirmam que foi provado que o sistema com *DV* tem melhor qualidade do ar em comparação com o sistema convencional de mistura total, para os seguintes ambientes ocupados: restaurantes, salas de reuniões, salas de aula e ambientes com alto pé-direito, como teatros e auditórios. Assim, Skistad et al. (2002) salientam que o sistema *DV* é preferido nos casos onde os contaminantes são mais aquecidos ou leves que o ar ao redor e em ambientes com pé-direito maior que 3 metros.

As principais vantagens do sistema *DV* são proporcionar uma menor demanda de capacidade térmica, pois se considera climatizada somente a zona ocupada, e proporcionar boa qualidade do ar em ambientes ocupados. Enquanto que algumas desvantagens seriam o cuidado com corrente de ar desconfortável próximo ao piso e o espaço ocupado pelos difusores nas paredes para sistema de ar-condicionado com elevadas taxas de fluxo de ar de insuflação (SKISTAD et al., 2002). Bauman (2003) indica a mesma desvantagem quando descreve que ambientes com elevadas taxas de fluxo de ar exigem do sistema *DV* grandes áreas de entrada de difusores, de forma a manter a baixa velocidade de insuflação, e por este motivo o espaço disponibilizado nas paredes, ou no piso, podem ser limitantes para a aplicação deste sistema.

Por fim, Bauman (2003) enfatiza que em ambientes de escritório com alta densidade de carga térmica (30 a 40 W/m²) e baixo pé-direito (comparação com edifícios industriais) o sistema *DV* não é capaz de satisfazer a demanda de climatização sem impor estratificação excessiva e condições de ar muito frio perto do piso.

Sistema UFAD – Underfloor Air Distribution

Conforme salienta Bauman (2003), o sistema *UFAD* é idêntico ao sistema convencional em termos de tipos de equipamentos para refrigeração, aquecimento e tratamento de ar. A diferença existe na forma como os sistemas distribuem o ar no ambiente; enquanto o sistema *UFAD* costuma ter um grande número de difusores pequenos, normalmente aproximados dos usuários do espaço, o sistema convencional utiliza grandes difusores e os mantém a grandes distâncias.

Segundo descreve o guia Price Industries (2011), o sistema de distribuição de ar *UFAD* é um híbrido do sistema *DV* e do sistema convencional (mistura), pois é projetado especificamente para misturar a zona ocupada, altura de 1,8 m, permitindo uma maior estratificação acima desse ponto.

A primordial diferença entre o *DV* e o *UFAD* é a maneira como o ar é entregue ao ambiente condicionado. Enquanto o *DV* entrega o ar a baixa velocidade, o *UFAD* utiliza difusores de alta velocidade de suprimento de ar, o que promove uma mistura maior na zona ocupada. Ao introduzir o ar de insuflação com maior quantidade de movimento, o sistema *UFAD* altera o comportamento na região inferior do espaço em comparação com os sistemas *DV*, aumentando a quantidade de mistura, aumentando a temperatura perto do piso e reduzindo o gradiente de temperatura, sendo todas as outras condições iguais. Segundo Price Industries (2011), o ar resfriado introduzido e misturado rapidamente com o ar ambiente promove um alto nível de conforto térmico.

Por ter o fornecimento de ar diretamente na zona ocupada a temperatura do ar de suprimento pode ser maior que a temperatura projetada em sistemas convencionais (17°C ou superiores), diminuindo também a sensação térmica de frio próximo ao piso devido à baixa temperatura superficial do piso elevado. (PRICE INDUSTRIES, 2011)

Segundo Bauman (2003), o uso de sistema *UFAD* é adequado para todos os edifícios de escritórios, em especial edifícios de escritórios abertos e com difusores ajustáveis. Além disso, Bauman (2003) e Price Industries (2011) afirmam que o sistema *UFAD* é capaz de gerenciar cargas mais elevadas do que o *DV*, mantendo o conforto térmico e oferecendo um aumento no nível de controle dos ocupantes.

A Figura 18 mostra um diagrama esquemático de padrões típicos de fluxo de ar em um sistema *UFAD*, em um ambiente de escritório.

Figura 18 – Fluxo de ar em um sistema *UFAD*.

Fonte: Adaptado de Bauman (2003)

Diferente do que ocorre no sistema *DV*, o sistema *UFAD* é composto por três zonas. Esta nova zona é criada devido à velocidade com que o ar é insuflado e a mistura que ele provoca na zona inferior do ambiente. A altura TH (Throw Height), ou altura de lançamento, ocorre devido às características do difusor e da velocidade do ar insuflado, sendo importante para o desempenho do sistema.

Os difusores *UFAD* comumente utilizados criam o que é chamado de zonas limpas nas suas imediações, representando regiões nas quais a ocupação a longo prazo não é recomendada devido à excessiva corrente de ar e a baixa temperatura do ar. Estes difusores turbulentos promovem uma estratificação da concentração de contaminantes conforme a Figura 19; esta estratificação se apresenta com menor gradiente que o proporcionado pelo sistema *DV*.

Figura 19 – Distribuição de contaminantes para o sistema *UFAD*.

Fonte: Adaptado de Price Industries (2011)

De acordo com o que já foi discutido dos sistemas convencionais (mistura ou *mixing*), *DV* e *UFAD* é possível se ter uma ideia de como a temperatura se comporta ao longo da altura do ambiente. Para aclarar ainda mais, a Figura 20 apresenta e compara os perfis típicos de temperatura vertical para o modelo de distribuição de ar da sala *UFAD*, *DV* e sistemas de mistura convencionais.

Figura 20 – Perfil de temperatura para os sistemas convencional (*mixing*), *DV* e *UFAD*.

Fonte: Adaptado de Bauman (2003)

A Figura 20 apresenta a razão de temperatura (não dimensional) em função da altura da sala, onde T é a temperatura do ar ambiente em função da altura, T_s é a temperatura de suprimento e T_e é a temperatura de exaustão no teto.

Conforme já citado anteriormente, as condições na zona superior são iguais para os sistemas *DV* e *UFAD*, o que pode ser visto na Figura 20, onde o perfil para o *DV* é igual ao perfil para o *UFAD* após a altura de estratificação. Esta condição permanece enquanto a altura de lançamento dos difusores *UFAD* estiver abaixo da altura da estratificação. Já para o sistema convencional, de mistura completa, o perfil de temperatura apresentado representa uma sala uniformemente bem misturada com a temperatura em todos os lugares igual à temperatura de exaustão.

- **Zona inferior (mista) - Lower (Mixed) Zone**

A zona inferior, ou zona mista inferior, é adjacente ao piso e varia em altura em função da projeção vertical do ar proporcionada pelo difusor e sua velocidade de alimentação. Devido à elevada quantidade de movimento que o difusor *UFAD* impõe o ar dentro desta camada é bem misturado e o limite superior da camada coincide com a elevação em que o ar de suprimento atinge uma velocidade terminal de cerca de 0,25 m/s, segundo Bauman (2003). A maior mistura nesta zona aumenta a relação de temperatura perto do solo e reduz o gradiente em comparação com os sistemas *DV*. Embora sua altura possa variar amplamente devido à projeção vertical do ar de alimentação e das grandezas das fontes de calor a zona mista inferior em um sistema *UFAD* sempre existirá. (BAUMAN, 2003)

- **Zona média (estratificada) - Middle (Stratified) Zone**

A zona média, ou zona estratificada, é uma região de transição entre as zonas inferior e superior da sala onde o movimento do ar é inteiramente flutuante, impulsionado pela crescente pluma térmica em torno das fontes de calor convectivas. A formação dessas plumas térmicas não é desinibida nesta região, já que o movimento do ar não é afetado pelos jatos de ar de alimentação. O gradiente de temperatura vertical nesta zona tende a ser maior, aproximando-se dos sistemas *DV*.

Diferente da zona mista inferior, a zona estratificada pode deixar de existir caso a altura de lançamento das saídas de suprimento esteja acima da altura de estratificação. Enquanto a projeção vertical dos difusores não superar a altura de estratificação ou o limite superior da sala, o que for menor, a zona estratificada irá se manter. (BAUMAN, 2003)

- **Zona superior (mista) - Upper (Mixed) Zone**

Alimentada pelo ar aquecido resultado da ascensão do ar devido às plumas térmicas, a zona mista superior embora possua baixas velocidades do ar é uma zona de ar bem misturado. Esta zona é análoga à zona superior encontrada nos espaços atendidos pelos sistemas *DV*.

Na situação em que o difusor tem altura de lançamento do ar igual ou superior à altura de estratificação (Figura 21) o ar de suprimento, frio, penetra na camada superior,

quente, e logo em seguida retorna para a região inferior trazendo parte do ar quente, provocando uma mistura entre o ar das zonas, comprometendo a profundidade (ou existência) da zona superior. Quando a taxa de fluxo de ar de suprimento é igual ou maior que o volume de calor das plumas geradas no espaço, a zona mista superior não se formará e o espaço pode ser compreendido como um modelo de duas zonas, consistindo apenas nas zonas inferior e estratificada média. (BAUMAN, 2003)

Figura 21 – Altura de lançamento do difusor superior à altura de estratificação.

Fonte: Adaptado de Bauman (2003)

Pluma térmica

Ambos os sistemas *UFAD* e *DV* formam uma pluma térmica, que envolve as principais fontes de calor do ambiente, devido à convecção natural. As plumas térmicas que se desenvolvem no ambiente desempenham um papel importante na condução do movimento global do ar do piso ao teto ao arrastar o ar do espaço circundante e levá-lo para cima (Figura 22). (SKISTAD et al., 2002; BAUMAN, 2003)

São as características das fontes de calor e da estratificação da sala que influenciam, nesta ordem, na altura máxima que a pluma pode atingir. Quanto maior for a força da fonte de calor maior será a altura da pluma, enquanto que a estratificação de temperatura do ar no ambiente afeta a flutuabilidade da pluma em ascensão. (BAUMAN, 2003)

Figura 22 – Pluma térmica de uma fonte pontual.

Fonte: Adaptado de Bauman (2003)

Difusores

A escolha dos difusores para os sistemas de distribuição pelo piso é fator predominante na determinação do padrão de fluxo de ar que o ambiente irá desenvolver. A aplicação de um difusor de piso que crie um padrão de deslocamento horizontal e de baixa velocidade irá resultar em um sistema *DV*; por outro lado, o uso de um difusor com lançamento vertical turbulento irá caracterizar o padrão de fluxo de ar no ambiente como de um sistema *UFAD*.

Os difusores não são responsáveis somente pelo padrão do fluxo de ar introduzido na zona, mas também podem afetar o grau de estratificação, o conforto térmico, a eficiência de ventilação e outras características dos sistemas com estratificação de temperatura. (PRICE INDUSTRIES, 2011)

Diante de um projeto com utilização de insuflação de ar pelo piso o projetista pode escolher o difusor mais adequado para aplicação, sendo algumas das opções: difusores não ajustáveis, difusores ajustáveis automaticamente ou difusores ajustáveis manualmente.

Segundo Price Industries (2011), geralmente os difusores controláveis manualmente (Figura 23 e Figura 24) são localizados em áreas próximas aos ocupantes, enquanto os difusores não ajustáveis são mais aplicados a áreas de corredores e ambientes de ocupação não permanente. Já os difusores automáticos (Figura 25) são utilizados em áreas especializadas, como um ambiente que necessita de um volume de ar variável, mas que tem um plenum a pressão constante.

Figura 23 – Difusor *UFAD* ajustável manualmente.

Fonte: Price Industries (2011)

Figura 24 – Difusor *DV* ajustável manualmente.

Fonte: Price Industries (2011)

Figura 25 – Difusor ajustável automaticamente.

Fonte: Price Industries (2011)

Difusores para distribuição *UFAD*

Os difusores de torção ou redemoinho (*Twist / Swirl diffusers*) são os mais utilizados para promover a movimentação turbulenta do ar insuflado no ambiente. O fluxo turbulento é gerado pelas frestas inclinadas que proporcionam aos jatos de ar axialmente descarregados um componente de torção (Figura 26).

Figura 26 – Difusor do tipo Twist e seu padrão de fluxo de ar.

Fonte: Price Industries (2011)

Os difusores para os sistemas de distribuição de ar pelo piso são normalmente inseridos nas placas de piso elevado que formam o plenum. Na maioria das aplicações existe uma cesta que tem as funções de reter objetos que podem cair sobre as frestas e de equalizar o fluxo de ar dos difusores devido ao aumento da resistência ao fluxo.

A posição dos difusores com fluxo turbulento deve ter uma distância mínima da posição de trabalho dos usuários do ambiente, está que segundo Price Industries (2011) está em torno de 0,5 a 0,6 m. A mesma fonte ainda salienta que a aproximação dos difusores e a permanência por um curto intervalo de tempo não é desconfortável. Entretanto, intervalos maiores que meia hora provocam incômodo para a maioria das pessoas.

Difusores para distribuição *DV*

Existem diversos tipos de difusores para o sistema *DV*, sendo os difusores integrados à parede os mais utilizados, segundo Skistad et al. (2002). Outros tipos são difusores de parede, para os cantos das paredes, como torres sobre o piso ou integrado ao piso. Por ter maior relevância nesta pesquisa, somente os difusores integrados ao piso serão discutidos.

Quando utilizados difusores no piso, para que o padrão do fluxo de ar dentro do ambiente tenha características de uma distribuição *DV*, a descarga do ar de alimentação do difusor deve ser feita de maneira radial e horizontal. O ar distribuído radialmente e horizontalmente se espalha em um padrão circular ao longo do piso, conforme mostra a Figura 27.

Figura 27 – Difusor do tipo *DV* e seu padrão de fluxo de ar.

Fonte: Price Industries (2011)

O ar distribuído no ambiente ascende a uma velocidade muito baixa à medida que é sugado pelas plumas térmicas desenvolvidas pelas fontes de calor do ambiente, como

computadores, ocupantes e outros equipamentos, passa pela zona ocupada e alcança a zona superior onde é retirado do ambiente como ar quente. O fluxo de ar interior é influenciado pelas fontes de calor e não pelo impulso do jato que sai do difusor. Assim, caso não existam cargas térmicas no ambiente o ar insuflado no ambiente permanecerá próximo do piso formando uma camada de ar frio. Segundo Price Industries (2011), comumente, este tipo de difusor tem taxa de volume de ar igual ou inferior a 33 L/s. Da mesma forma que para os difusores de UFAD, para os típicos de DV também devem ser observadas distâncias mínimas do usuário para que não ocorra desconforto com frio nos pés. De acordo com Leite (2003), essa distância é por volta de 0,80m.

2.3.3 Ciclos economizadores de ar

Segundo ASHRAE 90.1 (2010), os ciclos economizadores do *loop* de ar são definidos como um arranjo de dutos, dampers e controladores automáticos que, em conjunto, permitem que um sistema de climatização forneça ar externo em quantidade suficiente para reduzir ou eliminar a necessidade de resfriamento por compressão mecânica de vapor, durante períodos com clima ameno ou frio.

Os ciclos economizadores do *loop* de ar nada mais são do que sistemas que permitem o controle da tomada de ar externo, proporcionando uma maior utilização do ar externo quando este se encontra em condições térmicas favoráveis. O controle automático para a regulação da taxa de ar externo que é insuflada pelo sistema pode ser feito por: temperatura de bulbo seco fixa, diferencial de temperatura de bulbo seco, entalpia fixa, diferencial de entalpia, entalpia eletrônica, temperatura de ponto de orvalho e de bulbo seco fixas ou diferenciais de temperatura de bulbo seco e entalpia.

Quando o controle é feito por uma condição fixa, como por exemplo o controle por temperatura de bulbo seco fixa, significa que um valor limite é estabelecido e a vazão de ar externo é ajustada para o mínimo estabelecido em projeto quando a temperatura de bulbo seco do ar externo for maior que o valor limite estabelecido. De maneira diferente, quando o controle é feito por diferencial as condições do ar externo são comparadas com as condições do ar de retorno, e a taxa de insuflação de ar externo é ajustada para o mínimo definido em projeto quando a condição do ar externo (temperatura ou entalpia) é superior ao ar de retorno. Em situações favoráveis, a

abertura dos registros de controle de vazão (dampers) do ar exterior é modulada, permitindo uma tomada de ar maior que a mínima estabelecida em projeto.

Seem e House (2010) e Leite (2003), indicam que em regiões com condições externas mais amenas, o sistema com distribuição de ar pelo piso pode ter um maior aproveitamento do ar externo, reduzindo ou suspendendo a necessidade de resfriamento do ar de suprimento por várias horas durante o ano, acarretando em economia de energia.

Em função de suas características intrínsecas, como a elevada temperatura de insuflação, os sistemas com distribuição de ar pelo piso apresentam elevado potencial para a utilização de ciclos economizadores. Considerando a temperatura de insuflação de ar igual a 19°C, nas horas do ano em que a temperatura do ar externo for menor que a temperatura de retorno e de insuflação, o ar externo poderá ser insuflado diretamente no ambiente sem que seja necessário a operação do sistema de resfriamento. Dessa forma, a utilização do ciclo economizador em sistemas com distribuição de ar pelo piso é uma excelente alternativa para reduzir o consumo de energia elétrica em uma grande variedade de aplicações, como edifícios comerciais e centrais de processamento de dados.

Em sua pesquisa Mochizuki (2014) observou que para o clima de São Paulo altas vazões de ar externo diminuem a temperatura no inverno e aumentam a umidade relativa no verão, nos ambientes internos. O aumento excessivo da umidade do ar pode causar desconforto aos usuários, condensação no plenum (para sistema com distribuição de ar pelo piso), além de favorecer a proliferação de fungos e o aparecimento de mofo.

3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL TERMOENERGÉTICA

Na década 1970, o fato de que o petróleo é um recurso natural não renovável ficou em evidência. Utilizando tal discurso como pretexto e também influenciado por questões políticas, o preço do petróleo passou a sofrer muitas variações, caracterizando o que ficou conhecido como a crise do petróleo.

Segundo Mendes et al. (2005), no momento em que o mundo vivia a crise do petróleo, os esforços da comunidade científica foram dirigidos à arquitetura passiva e de baixa energia. Uma série de iniciativas surgiram, com a atividade de vários grupos de pesquisa buscando energias alternativas e inovação tecnológica no projeto construtivo. Tais preocupações e estudos relacionados com a energia foram sentidos em todo o mundo e impulsionaram de forma significativa o desenvolvimento de programas de simulação computacional.

Nesse período ocorreu um grande desenvolvimento de ferramentas computacionais voltadas justamente à simulação do comportamento termoenergético de edificações, sobretudo na Europa e nos Estados Unidos, levando à criação, em 1986, da *IBPSA* (*International Building Performance Simulation Association*) (DELBIN, 2006).

Na década de 1980, alguns grupos de pesquisa em universidades brasileiras, inquietos com a crise energética da década anterior, começaram uma série de estudos sobre a “conservação de energia” nas construções. Conforme mencionam Mendes et al. (2005), os grupos de pesquisa pioneiros na área de simulação computacional termoenergética no Brasil são:

- Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) com os grupos de pesquisa - SITERPA (Laboratório de Sistemas Térmicos Passivos), LabEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações), LabCon (Laboratório de Conforto Ambiental), NRVA (Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar), SINMEC (Laboratório de Simulação Numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor);
- Universidade Federal do Rio Grande do Sul;
- Instituto de Pesquisa Tecnológica (IPT);
- Universidade de São Paulo (USP);

- Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR) - LST (Laboratório de Sistemas Térmicos).

Os mesmos autores relatam que os aspectos relacionados com o consumo energético dos grandes edifícios residenciais e comerciais levou ao desenvolvimento de programas computacionais capazes de analisar cenários complexos. Portanto, os *softwares* que passaram a ser desenvolvidos deveriam ser capazes de prever o desempenho de edifícios projetados de acordo com conceitos de economia de energia (arquitetura bioclimática) e aplicação de energias alternativas renováveis.

Diante dos diversos esforços, uma enorme quantidade de *softwares* de simulação tem sido desenvolvida, e alguns destes são: *ESP-r*, *ENERGYPLUS*, *TRNSYS*, *FLUENT*, *RADIANCE*, *ANALYSIS CST*, *ANALYSIS BIO*, *ANALYSIS SOL-AR*, *DOMUSECOTECT*, dentre outros.

Embora diversos grupos tenham empenhado esforços no uso de simulação para a economia de energia de edificações, até o ano de 2001, a simulação de edificações no Brasil era fortemente concentrada nas Universidades e as aplicações na prática de engenharia eram modestas, afirmam Mendes et al. (2005). Foi somente na crise do apagão, ocorrida em 2001 no país, que questões relacionadas à eficiência energética na construção civil e a aplicação da simulação térmica e energética de edifício ganharam força no cenário brasileiro.

Inicialmente influenciado por questões energéticas, e hoje amplamente requisitada pelas certificações ambientais, etiquetagens e normas, o uso da simulação computacional termoenergética está cada vez mais integrado ao desenvolvimento de projetos de edificações no Brasil. Por meio da simulação é possível melhorar as decisões de projeto e com isso proporcionar construções mais confortáveis e eficientes.

Sendo cada vez mais uma necessidade do mercado profissional da área de construção civil, o aprendizado da simulação termoenergética deve ser previsto desde a graduação, nos cursos de Engenharia Civil e Mecânica, bem como na Arquitetura, que segundo Mendes et al. (2005) são os cursos que formam a comunidade brasileira de pesquisa na área.

De acordo com Delbin (2006), existem barreiras ao uso da simulação em três níveis principais: cultural, econômica e tecnológica. As barreiras culturais são relacionadas

ao fato de que os profissionais ainda não estão suficientemente convencidos de suas vantagens, muitas vezes pela falta de experiência com os processos de modelagem e simulação. Os custos para as empresas manterem profissionais especializados e a necessidade de manutenção e atualização de *softwares* são uma barreira econômica. Já a barreira tecnológica, esbarra nas limitações de hardwares, falta de informações sobre as propriedades termofísicas de materiais construtivos nacionais e outras informações necessárias para a simulação, além da dificuldade no uso de *softwares* estrangeiros. O autor ainda argumenta que o ensino básico da simulação durante o aprendizado do processo de projeto pode eliminar estas barreiras, formando projetistas preparados para a utilização de todo o potencial da ferramenta computacional de simulação.

3.1 O *ENERGYPLUS*

O *EnergyPlus* é um programa completo de simulação energética de edifício onde engenheiros, arquitetos e pesquisadores podem modelar tanto o consumo de energia para o aquecimento, refrigeração, ventilação, cargas de iluminação, tomadas e processos, quanto o uso da água nos edifícios. Alguns dos recursos e capacidades do *EnergyPlus* incluem (DOE, 2016a):

- Solução integrada e simultânea de condições de zona térmica e sistema AVAC;
- Solução do balanço de calor baseado nos efeitos radiantes e convectivos que produzem temperaturas de superfície, conforto térmico, e cálculos de condensação;
- Modelo combinado de transferência de calor e massa que representa o movimento do ar entre as zonas;
- Componente baseado em AVAC que suporta ambas as configurações de sistema padrão e inovadoras;
- Um grande número de estratégias embutidas AVAC e controle de iluminação;
- Cálculo de Iluminância e brilho para reportar o conforto visual e conduzir os controles de iluminação;

- Avançado modelo de aberturas, incluindo cortinas controláveis, vidros eletrocromicos, e camada-a-camada de balanços térmicos que calculam a energia solar absorvida pelos vidros da janela.

O programa *EnergyPlus* tem estruturas de entrada e saída de dados adaptadas para facilitar módulo de terceiros e desenvolvimento de interface. Assim, diversas interfaces gráficas compreensíveis estão disponíveis para o *EnergyPlus* e podem ser acessadas através do link: <https://energyplus.net/interfaces>. Outras ferramentas são tão facilitadoras que o próprio *DOE* faz a maioria do seu trabalho com *EnergyPlus* usando o *software OpenStudio*, este que é uma interface gráfica que retrata por completo os modelos de envelope, cargas, programações e AVAC.

A escolha do *software EnergyPlus* como ferramenta computacional para este trabalho é baseada na recente demanda dos programas de certificação ambiental, etiquetagens e pela NBR 15575 (2013) existente no Brasil, bem como pelo fato de ser um *software* gratuito e disponível publicamente.

O *EnergyPlus* é um programa bem conceituado internacionalmente, suas funções suprem as necessidades de todos os processos citados. No LEED, o programa é citado como uma das ferramentas para a simulação. Na NBR 15575 (2013), o programa é recomendado explicitamente, e suas funções requisitadas são: determinação do comportamento térmico de edificações sob condições dinâmicas de exposição ao clima, capacidade de reproduzir os efeitos de inércia térmica e validação pela ASHRAE Standard 140-2014.

Já para a Etiqueta do Programa Brasileiro de Etiquetagem Edifica – Etiqueta PBE Edifica (2012), o programa cumpre os seguintes requisitos:

- Ser um programa para a análise do consumo de energia em edifícios;
- Ser validado pela ASHRAE Standard 140;
- Modelar 8.760 horas por ano;
- Modelar variações horárias de ocupação, potência de iluminação e equipamentos, rede de ventilação natural e sistemas de condicionamento artificial, definidos separadamente para cada dia da semana e feriados;
- Modelar efeitos de inércia térmica;

- Modelar efeitos de multi-zonas térmicas;
- Ter capacidade de simular as estratégias bioclimáticas adotadas no projeto;
- Determinar a capacidade solicitada pelo sistema de condicionamento de ar;
- Produzir relatórios horários das trocas de ar e das infiltrações;
- Produzir relatórios horários do uso final de energia.

3.1.1 Processador *ExpandObjects*

O programa *EnergyPlus* é responsável por realizar o processamento dos dados inseridos na modelagem, entretanto, para o desenvolvimento de sistemas *HVAC* (*Heating, ventilation and air conditioning, ou em português AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado*) a partir dos objetos *HVAC Template*, o programa faz uso de um outro processador, chamado *ExpandObjects*, este que realiza os cálculos e as ligações dos nós do sistema de ar-condicionado gerando um arquivo expandido, o qual em seguida é lido e processado pelo *EnergyPlus*.

O processador *ExpandObjects* copia o arquivo IDF original com os objetos *HVACTemplate* comentados, soma todos os novos objetos criados na Etapa 1 e grava um novo arquivo que é salvo com a extensão "expidf". Este arquivo "expidf" pode ser usado como um arquivo IDF padrão do *EnergyPlus* se a extensão for alterada para idf.

Para conhecer mais sobre o processador *ExpandObjects* consulte DOE (2016a), disponibilizado pelo *EnergyPlus* através do link: <<https://energyplus.net/documentation>>.

3.1.2 Modelo de estratificação *EnergyPlus*

Como já citado anteriormente, o sistema com distribuição de ar pelo piso possibilita a climatização somente do volume ocupado, e isso é possível devido a estratificação da temperatura. Desta maneira, é possível manter o volume ocupado a uma temperatura confortável, mesmo existindo temperaturas fora do limite confortável para alturas maiores que 1,8 m.

Para levar em consideração a estratificação da temperatura em um ambiente o *EnergyPlus* tem um grupo de objetos chamado "*Room Air Models*", este que é utilizado

para descrever as temperaturas não uniformes do ar que podem ocorrer dentro do volume de ar interno de uma zona. Apesar de existirem muitos tipos de análises para a modelagem localizada de como o ar do ambiente varia ao longo do espaço, a referência *DOE* (2016b), salienta que apenas a distribuição de temperatura do ar ambiente dentro da zona é atualmente abordada pelo *EnergyPlus*. O mesmo autor continua, modelos que permitam análises completas são muito dispendiosos computacionalmente para ser usados no *EnergyPlus*, por isso os modelos que estão disponíveis no *EnergyPlus* oferecem apenas capacidades de modelagem limitadas para configurações de fluxo de ar de ambientes selecionados. (*DOE*, 2016a)

Além disso, como o modelo de mistura completa para o ar do ambiente tem sido o padrão na construção de simulações energéticas, não há atualmente um consenso sobre como melhor modelar as temperaturas não uniformes do ar em edifícios. Assim, cabe ao usuário ter uma boa compreensão de quando, onde e como aplicar os modelos de ar ambiente disponíveis no *EnergyPlus*.

O *EnergyPlus* oferece diferentes tipos de modelos de ar para a modelagem e simulação de edificações. O Quadro 2 apresenta um resumo dos modelos presentes no programa, seus algoritmos e aplicabilidade.

Quadro 2 – Resumo de Modelos de Ar.

Modelo de ar (<i>Air Model Key</i>)	Algoritmo de modelo de ar (<i>Air Model Algorithm</i>)	Aplicabilidade (<i>Applicability</i>)
Mistura (<i>Mixing</i>)	Misturado (<i>Well-Mixed</i>)	Todas as zonas (<i>All zones</i>)
Usuário definido (<i>UserDefined</i>)	Usuário definido (<i>User Defined</i>)	Todas as zonas (<i>All zones</i>)
Ventilação por deslocamento de um nó (<i>OneNodeDisplacementVentilation</i>)	<i>Mundt</i>	Ventilação por deslocamento (<i>Displacement Ventilation</i>)
Ventilação por deslocamento de três nós (<i>ThreeNodeDisplacementVentilation</i>)	<i>UCSD Displacement Ventilation</i>	Ventilação por deslocamento (<i>Displacement Ventilation</i>)
Distribuição de ar pelo piso - Interior (<i>UnderFloorAirDistribution-Interior</i>)	<i>UCSD UFAD Modelo Interior</i>	Zonas internas servidas por um sistema UFAD (<i>Interior zones served by a UFAD system</i>)
Distribuição de ar pelo piso - Exterior (<i>UnderFloorAirDistribution-Exterior</i>)	<i>UCSD UFAD Modelo Exterior</i>	Zonas externas servidas por um sistema UFAD (<i>Exterior zones served by a UFAD system</i>)
Ventilação cruzada (<i>CrossVentilation</i>)	<i>UCSD Cross Ventilation</i>	Ventilação cruzada (<i>Cross Ventilation</i>)

Fonte: *DOE* (2016b)

Os Modelos de ar ambiente são acoplados às rotinas de equilíbrio térmico usando a estrutura descrita por Griffith e Chen (2004), a qual foi modificada e estendida para se adequar as necessidades do *EnergyPlus*.

Para o sistema com distribuição de ar pelo piso os modelos que podem ser utilizados são: Distribuição de ar pelo piso - Interior e Distribuição de ar pelo piso - Exterior. Ambos os modelos preveem duas temperaturas para a zona térmica:

- Temperatura da subzona ocupada (T_{oc}), representando a temperatura na região entre o piso e o limite da subzona superior.
- Temperatura da subzona superior (T_{mx}) essencial para cálculos globais de provisão de energia e para modelar efeitos de conforto da temperatura da camada superior.

O modelo de Distribuição de ar pelo piso – Interior é aplicável aos espaços interiores que são servidos por um sistema onde as fontes dominantes de ganho de calor são de pessoas, equipamentos e outras fontes localizadas, localizadas na parte ocupada da sala. O modelo deve ser usado com precaução em zonas que tenham grandes ganhos ou perdas de calor através de paredes exteriores, janelas ou considerável ganho solar direto.

Já o modelo Distribuição de ar pelo piso – Exterior se aplica a espaços exteriores onde fontes dominantes de ganho de calor sejam devido a pessoas, equipamentos e outras fontes localizadas, localizadas na parte ocupada da sala, bem como ganho convectivo proveniente de uma janela quente.

Ambos os algoritmos, interno e externo, são modelados com a inserção das seguintes informações:

- **Nome da zona** – Deve ser definida a zona que utilizará o método;
- **Número de difusores** – o total de difusores na zona;
- **Potência por pluma** – potência em Watts de todas as cargas de uma estação de trabalho (1 pessoa, 1 computador e qualquer iluminação de tarefa), que criam uma pluma que representa o ganho de calor convectivo desta estação de trabalho;

- **Área de abertura efetiva do difusor** – área de abertura do fluxo de ar em m^2 de um difusor. Segundo DOE (2016b), difusores *swirl* devem utilizar $0,075 \text{ m}^2$, difusores com área variável $0,035 \text{ m}^2$ e difusores *swirl* horizontais $0,006 \text{ m}^2$;
- **Ângulo da fresta do difusor** – ângulo em que o ar deixa os difusores, medido entre a vertical e a fresta do difusor. O padrão utilizado pelo DOE (2016b) define 28° para os difusores *swirl*, 45° para os difusores com área variável, 73° para *Displacement Ventilation* (DV) e 15° para barras lineares;
- **Altura do termostato** – altura em metros do termostato / sensor de controle de temperatura acima do piso. O padrão utilizado pelo programa é de 1,2 m;
- **Altura de conforto** – altura em metros acima do piso na qual a temperatura é calculada para fins de conforto. O padrão é 1,1 m;
- **Limite de diferença de temperatura a ser reportado** – diferença de temperatura mínima entre a subzona superior e a subzona ocupada que será usada para definir se as saídas auxiliares devido ao sistema com distribuição de ar pelo piso serão calculadas ou não. O valor padrão é de $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- **Tipo de difusor** – as opções são as seguintes: *swirl*, área variável, *swirl* horizontal e barra linear;
- **Altura de Transição** – campo opcional para permitir ao usuário especificar a altura de transição (metros acima do piso) ao invés de o programa calcular automaticamente. O padrão é de 1,7 metros;
- **Coeficientes A, B, C, D e E** – Coeficientes da equação para a definição de K_c , fração do ganho de calor total convectivo interno que é atribuído à subzona inferior (ocupada). O padrão do *software* é calcular automaticamente.

Para conhecer mais sobre os modelos, métodos e equações, consulte DOE (2016a), disponibilizado pelo *EnergyPlus* através do link: <<https://energyplus.net/documentation>>.

3.1.3 Ciclos economizadores de ar - *EnergyPlus*

Os ciclos economizadores do *loop* de ar permitem o controle da tomada de ar exterior de forma a reduzir ou extinguir o resfriamento do ar insuflado no ambiente, permitindo uma redução no consumo de energia devido a não operação do ciclo de resfriamento.

O *EnergyPlus* proporciona as seguintes estratégias de controle para o ciclo economizador (DOE, 2016b):

- **Temperatura de Bulbo Seco fixa** – o ciclo economizador ajusta a taxa de fluxo de ar externo para o mínimo estabelecido em projeto se a temperatura do ar exterior for maior do que o limite de temperatura de bulbo seco especificado.
- **Diferencial de Temperatura de Bulbo Seco** – o ciclo economizador ajusta a taxa de fluxo de ar externo para o mínimo estabelecido em projeto quando a temperatura de bulbo seco do ar exterior for superior à temperatura de bulbo seco do ar de retorno.
- **Entalpia fixa** – o ciclo economizador compara o limite estabelecido para a entalpia com a entalpia do ar externo e ajusta a taxa de fluxo de ar externo para o mínimo quando a entalpia do ar exterior é maior que o limite definido.
- **Diferencial de Entalpia** – o controle de forma que quando a entalpia do ar exterior é maior do que a entalpia do ar de retorno, a taxa de fluxo de ar exterior é ajustada para o mínimo estabelecido em projeto.
- **Entalpia eletrônica** – trata-se de uma combinação entre as estratégias de temperatura de bulbo seco fixa e da entalpia fixa. O valor limite para a umidade absoluta do ar externo, que é calculado em função da temperatura de bulbo seco do ar externo, por meio de uma curva quadrática ou cúbica, e é comparado com a umidade absoluta (medida) do ar externo. Assim, se a umidade real é maior que a calculada, então a taxa de fluxo de ar externo é definida como mínima.
- **Temperaturas de Ponto de Orvalho e de Bulbo Seco fixas** – compara tanto a temperatura do ponto de orvalho externa quanto a temperatura de bulbo seco externa com os valores limites máximos especificados. Se a temperatura externa exceder o valor limite elevado, a taxa de fluxo de ar externo é definida como a mínima de projeto.
- **Diferenciais de Temperatura de Bulbo Seco e Entalpia** – permite que a estratégia de controle seja baseada nas estratégias de controle: Diferencial de Temperatura de Bulbo Seco e Diferencial de Entalpia.

4 MÉTODO DE TRABALHO

Para o progresso desta pesquisa, cumprimento dos objetivos propostos e resposta às questões levantadas, foram consideradas as seguintes atividades:

Estudo e levantamento de informações da sala climatizada S-17 e ambientes modelados computacionalmente

Definido como referência para a pesquisa, a sala de aula climatizada S-17, localizada no prédio da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP, contém um sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso. Foram realizados levantamento de informações em campo e pesquisas bibliográficas para a determinação e conhecimento das características da sala de referência.

Nesta fase foram definidas as seguintes informações:

- **Dimensões físicas;** todas as dimensões físicas da sala S-17, bem como dos ambientes que fazem parte do modelo computacional, foram medidas em campo, identificadas em projeto ou em referências bibliográficas.
- **Materiais construtivos;** todos os materiais construtivos dos ambientes modelados foram encontrados em projeto ou constatados em campo, assim como suas características termofísicas, informações comumente disponibilizadas pelos fabricantes ou encontradas em referências bibliográficas.
- **Perfil de uso;** com base na rotina da sala S-17 e dos ambientes modelados, foram definidas as horas de ocupação, os horários de funcionamento dos equipamentos elétricos e da iluminação, para cada ambiente.
- **Atividade exercida;** foi determinado o tipo de atividade principal exercida nos ambientes e a taxa metabólica dos ocupantes foi determinada através de referências bibliográficas.
- **Cargas elétricas;** a potência elétrica e a taxa de dissipação de calor, por equipamento elétrico, foi determinada através de verificação em campo, informações de projetos ou referências bibliográficas.
- **Carga de iluminação;** foram identificados os tipos de luminárias e lâmpadas, suas características, potência e dissipação de calor, através de verificação em projeto,

visita ao campo ou referências bibliográficas, sendo suas características encontradas em catálogos do fabricante.

- **Sistema de ar-condicionado;** o tipo de tecnologia, as características das máquinas e o perfil de operação do sistema de condicionamento de ar com distribuição de ar pelo piso da sala S-17 foram observadas em campo, referências bibliográficas ou catálogos do fabricante.

Modelagem computacional

Após adequado entendimento da sala de referência, foi iniciada a criação do modelo computacional estudado, que fez uso de todas as informações definidas nas etapas anteriores, tais como: dimensões físicas dos ambientes, materiais construtivos, equipamentos, cargas internas, perfil de funcionamento e ocupação, sistemas de condicionamento de ar, entre outras. A modelagem visou criar um modelo computacional capaz de representar todas as informações obtidas para a sala S-17 e os demais ambientes simulados. Para a modelagem computacional foram seguidas as seguintes etapas:

- **Determinação da localização e inserção do arquivo climático (*Weather file*);** através da identificação da localização da edificação em estudo foi determinado o arquivo climático que representa as condições climáticas da região no modelo computacional. Disponível em referências bibliográficas e sites relacionados aos programas de simulação, o arquivo climático mais próximo da região estudada foi inserido no modelo computacional.
- **Modelagem geométrica;** com as dimensões físicas de cada ambiente foi construído o modelo geométrico da edificação. Para esta tarefa o *software* utilizado foi o *SketchUp*, com o *Plug-in Legacy OpenStudio*.
- **Atribuição dos materiais;** cada superfície do modelo geométrico criado representa uma parede, piso, teto, porta ou janela, onde foram atribuídos os materiais, caracterizados anteriormente, a cada uma das superfícies modeladas.
- **Definição de zonas térmicas;** para que o modelo seja capaz de simular as trocas internas de calor e entre os ambientes as zonas térmicas foram caracterizadas, definidas em função das atividades, equipamentos e sistema de climatização de cada ambiente.

- **Criação do perfil (programação) de uso;** em função das horas de uso dos equipamentos elétricos, iluminação e ocupação, foram criadas as programações que seguem a rotina da edificação.
- **Atribuição das cargas térmicas;** todas as cargas térmicas definidas anteriormente foram inseridas no modelo, onde cada zona térmica tem a sua potência de equipamento elétrico e de iluminação, bem como, taxa metabólica dos ocupantes.
- **Caracterização das infiltrações, renovação de ar externo e ventilação natural;** caso exista projeto, informações ou referências bibliográficas para tais definições, os mesmos devem ser utilizados para a determinação de cada variável em cada zona térmica, caso contrário, deve-se utilizar as condições mínimas exigidas em normas técnicas relacionadas ao assunto. Para esta pesquisa foram utilizadas as condições de renovação de ar estabelecidas pela NBR 16401/2008 em conjunto com a ANVISA (Resolução RE-09/2003).
- **Modelagem do sistema de ar-condicionado;** baseado nas informações do sistema de climatização obtidas na etapa anterior, foi utilizado o *software EnergyPlus* para a modelagem do sistema de ar-condicionado. O sistema foi modelado com a mesma tecnologia do sistema em operação na sala S-17 e suas características foram inseridas no modelo computacional de forma a torná-lo o mais próximo possível ao sistema instalado. As características não definidas ou não encontradas na etapa de levantamento das informações foram definidas com base no padrão do *software EnergyPlus* ou estimadas.
- **Determinação dos Outputs (resultados apresentados pelo software computacional);** parte da modelagem computacional é a determinação das variáveis que o programa irá calcular e apresentar como resposta. Foram definidas as variáveis que serviram para alcançar o objetivo do trabalho: temperaturas; consumo elétrico e carga térmica.

Após a modelagem que representa o sistema de ar-condicionado com distribuição de ar pelo piso foi feito um novo modelo, substituindo o sistema criado por um sistema de ar-condicionado com distribuição de ar pelo teto, mantendo todas as outras configurações iguais, exceto pelas características que os distinguem, como por

exemplo, o uso ou não de plenum inferior, o *setpoint* do termostato e a temperatura do ar de suprimento.

Simulações

Nesta etapa foi realizada a simulação computacional para cada modelo criado. Tendo os modelos computacionais completos foi possível solicitar ao programa, e nesta pesquisa optou-se pelo uso do *software EnergyPlus*, que realizasse a simulação anual. Após o término da simulação foram observados os avisos e erros que foram encontrados durante os cálculos, tais informações foram avaliadas e corrigidas quando necessário. Estando os modelos produzindo resultados sem erros ou avisos impeditivos para um bom resultado, foi iniciada a análise dos resultados. A primeira análise feita foi a comparação entre as temperaturas do ar (bulbo seco) encontradas para o dia típico de verão (21 de fevereiro) resultantes de cada modelo simulado (modelo com insuflação de ar pelo piso e pelo teto), a qual teve como objetivo demonstrar que os resultados dos modelos estavam coerentes, ou seja, que a condição térmica no interior de cada modelo simulado se manteve equivalente apesar da operação de sistemas diferentes. Em seguida foram observados os resultados de consumo de energia elétrica e feita as comparações entre os consumos dos sistemas de ar condicionado de cada modelo, ou seja, foi analisado o desempenho do sistema de ar condicionado dos sistemas com distribuição de ar pelo piso em comparação com o sistema com distribuição de ar pelo teto. Com interesse em conhecer o potencial de economia de energia dos sistemas com insuflação de ar pelo piso foram criados e simulados 17 casos de estudo onde foram variados os valores de temperatura do ar de insuflação, altura do pé-direito e uso ou não de ciclo economizador. Por fim, tendo todos os resultados disponíveis, as informações foram construídas para a realização da análise desejada.

Análise de resultados

Usufruindo dos resultados obtidos através da simulação dos 17 casos, foi realizada a comparação entre o consumo de energia elétrica dos sistemas com distribuição de ar pelo piso e pelo teto. Através da comparação foi possível indicar a configuração que proporcionou o melhor desempenho do sistema de climatização. Foi analisado também qual das variáveis (temperatura do ar de insuflação, altura do pé-direito e

ciclo economizador) acarretava uma maior economia de energia, sendo avaliado e discutido o impacto de cada variável.

Nos próximos itens são descritas as características do ambiente da sala de referência, bem como as informações necessárias para a modelagem e simulação da mesma. Para este estudo foi desenvolvido um modelo computacional que atua de forma semelhante à sala S-17, não sendo, portanto, uma representação fiel à situação real.

4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO AMBIENTE – SALA S-17

Para este trabalho, tomou-se como referência o Laboratório de Ensino de CAD da Sala 17 (LEC), também identificado como sala S-17. A sala S-17, que possui instalado um sistema de condicionamento de ar com insuflação pelo piso está localizada no piso superior do prédio da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP. Neste ambiente são ministradas disciplinas do curso de graduação e de pós-graduação em Engenharia.

A Figura 28 mostra a configuração da sala S-17 e a Figura 29 apresenta a distribuição dos difusores de ar situados no piso, característica do sistema de insuflação de ar pelo piso.

Figura 28 – Visão geral da sala S-17, a) visão da parte frontal e b) visão da parte do fundo.

Fonte: Autor (2018)

Figura 29 – Distribuição dos difusores da sala S-17, a) vista panorâmica, b) fundo da sala e c) lateral da sala.

Fonte: Autor (2018)

A sala S-17 possui geometria retangular de 11,73 x 15,38 m, conforme planta existente, perfazendo uma área de aproximadamente 180 m². Devido ao sistema de insuflação pelo piso a sala que possui pé-direito de 2,75 m, utiliza piso elevado, composto por placas metálicas de 600 x 600 x 30 mm (Largura x Altura x Profundidade), revestidas na face superior com material vinílico semiflexível e na face inferior com pintura eletrostática epóxi. O espaço existente entre a laje de piso e o piso elevado é chamado de plenum e tem altura de 0,30 m; este espaço é utilizado para a insuflação do ar condicionado e também pela infraestrutura das estações de trabalho, por onde passam cabos de energia e de rede de internet, além de outros. A laje de

piso é recoberta por painel isolante térmico, composto por fibras de vidro aglomeradas com resinas sintéticas, revestido com folha de alumínio sobre papel kraft. O forro do teto do laboratório, exibido na Figura 30, é composto por placas de forro de fibra mineral de 625 x 625 x 13 mm (L x A x P) com pintura vinílica látex e tinta anti-mofo na cor branca, onde são alocadas 36 luminárias embutidas, com uma lâmpada fluorescente compacta de 55W em cada.

Figura 30 – Forro da sala S-17.

Fonte: Autor (2018)

A parede frontal, apresentada na Figura 31, por onde o acesso à sala é feito, contém duas portas de vidro automatizadas, de 1550 x 2300 x 10 mm (L x A x P), havendo degraus em uma das entradas e na outra, uma rampa. Até à altura de 2,63 m (incluindo a altura do plenum) a parede é composta por divisória de chapas de Eucatex revestido com material melamínico e enchimento do tipo “colméia”, após esta altura a parede é composta por vidros de 1530 x 650 x 3 mm (L x A x P), selados com película reflexiva (insulfilm), resultando em uma altura total de 3,4m.

Figura 31 – Parede frontal sala S-17.

Fonte: Autor (2018)

As paredes laterais são compostas por gesso acartonado revestido em ambos os lados por chapas de Eucatex com material melamínico; internamente ao ambiente, são cobertas por painéis de isolamento acústico compostos por fibras de vidro aglomeradas com resinas sintéticas e tecido de vidro (Glass Fabric), com a diferença que no lado direito existem vidros selados de 1530 x 650 x 3 mm (L x A x P) a uma altura de 2,63 m, conforme Figura 32.

Figura 32 – Paredes da sala S-17, a) lateral esquerda e b) lateral direita.

Fonte: Autor 2018

A parede dos fundos, vista na Figura 33, contém material acrílico até a altura de 1 m (lado externo), seguida por aberturas de vidro composta por janelas basculantes com película reflexiva aplicada na parte externa com dimensões de vidro de

1450 x 1440 x 6 mm (L x A x P) e vidros selados de dimensões 1510 x 720 x 3 mm (L x A x P).

Figura 33 – Parede do fundo da sala S-17.

Fonte: Autor (2018)

A sala S-17 contém 48 estações de trabalho mais uma na mesa do professor. Cada estação de trabalho contém 1 computador desktop, com monitor de 23", sendo o mesmo tipo de equipamento também para o uso do professor.

Além disso, dispõe de um projetor de teto com potência nominal de 1945W, que projeta em uma tela de 245 x 180 mm (L x A), a qual está entre dois quadros brancos de 120 x 250 mm (L x A) cada, dotados de duas lâmpadas fluorescentes tubulares de 32W cada.

Existem dois quadros dedicados ao sistema de ar-condicionado, sendo um o quadro elétrico e o outro o de automação e controle; além desses, existe um rack para equipamentos da rede de microcomputadores.

O mobiliário presente na sala é composto por mesas de aglomerado revestido com laminado melamínico e cadeiras de material plástico com pés metálicos. Na mesa do professor, um armário de suporte e prateleiras plásticas para material dos alunos.

4.2 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE AR-CONDICIONADO – SALA S-17

A sala de referência conta com um sistema de climatização com distribuição de ar pelo piso, composto pela planta (parte hidráulica), pelo circuito de ar e um sistema de automação e controle, conforme descrição seguinte.

O sistema de climatização é composto por uma Central de Água Gelada (CAG), (Figura 34), que supre dois *Fan Coils*, sendo um de capacidade nominal de resfriamento de 4 TR destinado à sala S-23, outra sala também dedicada às mesmas atividades da S-17, mas não considerada nesta pesquisa, e outro de 7,5 TR e 5500 m³/h de capacidade de vazão de ar dedicado à insuflação de ar frio na sala S-17, sala de referência desta pesquisa. A Central de Água Gelada é constituída por um *Chiller* (resfriador de água) que possui dois compressores do tipo centrífugo e condensadores resfriados a ar, sendo sua capacidade real de resfriamento de 18 TR.

Figura 34 – a) Central de Água Gelada (CAG) e b) *Chiller* com condensação a ar.

Fonte: Autor (2018)

Existem ainda dois tipos de tanques, que podem ser vistos na Figura 34. O primeiro tipo (identificado como TQ na Figura 34) tem a função de diminuir a temperatura da água que entra no *Chiller* por meio da mistura da água retornada pelo *bypass* com a de retorno de um trocador de calor e retorno dos *Fan Coils*. Este tanque é conhecido como “tanque de inércia metálico” e possui capacidade de 1500 litros. O segundo tipo de tanque, com duas unidades, tem a função de compensar perdas de água na linha devido a vazamentos ou expurgo. Este tanque é denominado “tanque de expansão” (TE), e tem capacidade de 135 litros.

A sala S-17 teve o dimensionamento do sistema baseado nos valores de carga latente e sensível do ambiente. Seu Sistema de climatização do tipo Vazão de Ar Variável (VAV) permite, a partir da variação de frequência do ventilador do *Fan Coil* pelo

sistema supervisor, fornecer maior ou menor vazão de ar ao ambiente em função de valores pré-estabelecidos.

O suprimento de ar na sala S-17 é feito pelo *Fan Coil* através de um duto metálico, isolado com manta de lã de vidro aluminizada, que conduz o ar resfriado até o plenum. O *Fan Coil* também recebe ar externo proveniente de um duto cuja extremidade detém um damper para regular o volume de ar que entra (ar de renovação).

O ar insuflado no plenum passa para o ambiente através de setenta e sete difusores circulares, de 200 mm de diâmetro, situados no piso. A Figura 35 mostra o modelo do difusor utilizado na sala S-17.

Figura 35 – Difusor de ar da sala S-17.

Fonte: Autor (2018)

Dimensionados para a vazão máxima nominal de ar do sistema, os difusores que possuem jato de ar do tipo espiralado foram estrategicamente posicionados para proporcionar uma adequada condição de conforto térmico na região das estações de trabalho e nas áreas de maior circulação. Para amenizar o impacto da carga térmica devido à insolação nas janelas da sala, oito difusores foram colocados rente à parede, de modo a formar uma barreira de ar; na Figura 29, figura b), é possível observar tal configuração.

A exaustão do ar da sala é auxiliada por um ventilador, fazendo com que o ar de retorno passe por dezesseis grelhas metálicas fixadas no forro e distribuídas homogeneamente. O ar de retorno, proveniente das grelhas metálicas, se divide em

três partes, da seguinte forma: de uma caixa de ventilação (ventilador de retorno e sistema de filtragem) sai um duto, de chapa de aço galvanizado com isolamento de lã de vidro aluminizada, que destina parte do ar ao expurgo e outro duto com dois ramos, um que leva parte do ar de retorno para uma caixa de mistura e outro que leva o restante para o *Fan Coil*. Considerando que a temperatura do ar de insuflação neste tipo de sistema normalmente é mais alta que a do sistema de distribuição pelo teto, é feita a mistura de ar resfriado no *Fan Coil* (ar resfriado à temperatura do ponto de orvalho do ar de retorno) com um percentual de ar quente do retorno, para reaquecimento.

4.2.1 Automação do Sistema de ar-condicionado da sala S-17

Por se tratar de um sistema de condicionamento de ar com características diferenciadas dos convencionais, o sistema de controle e automação também o são. O sistema de controle e automação adotado foi criado com base em uma estratégia específica para este tipo de sistema de climatização, atendendo às exigências de conforto térmico e renovação de ar para uma sala de aula. Os componentes do sistema são:

- **Sensores** (transdutores), responsáveis pela medição das variáveis ambientais como: temperatura do ar externo, do ambiente, do ar de retorno e do ar no plenum; umidade relativa do ar externo, do ambiente, na saída do fancoil e no retorno; pressão estática do ar no plenum; vazão do ar de *bypass*, frio, de retorno e da mistura; e temperatura da água;
- **Controladores**, incumbidos pela coleta, armazenamento e tratamento de dados provenientes dos sensores, utilizados para o comando dos elementos atuadores (variadores de frequência dos ventiladores, válvulas e dampers) que regulam o sistema de climatização de acordo com os *setpoints* de operação definidos pelo operador;
- **Software supervisorio (ComfortView - Carrier)**, ferramenta com interface gráfica amigável que permite o monitoramento do sistema de climatização em tempo real, bem como as configurações de *setpoints*, taxas de aberturas de dampers, entre outros. Este sistema de supervisão ainda faz o arquivamento

dos dados das medições e disponibiliza relatórios em *software* Excel, tornando possível a criação de gráficos para a análise da operação do sistema.

Estrategicamente alocados, os sensores estão instalados no ambiente, nos dutos de ar e água, no *Chiller* e no *Fan Coil*. Dentro da sala de aula são posicionados três sensores, a 2,25 m de altura, nas paredes laterais e nas janelas, que monitoram a temperatura do ar, além de um sensor que mede a umidade relativa do ar. No plenum existem seis sensores, três medem pressão e três medem temperatura do ar. Sensores instalados na saída do duto de insuflação no plenum e no duto de retorno medem, respectivamente, a vazão, a temperatura e a umidade relativa do ar de insuflação e o de retorno. Sensores externos fazem a medição da temperatura e umidade relativa do ar externo. No *Chiller*, sensores medem a temperatura de entrada e saída da água. No *Fan Coil*, sensores medem a vazão de ar. Na saída do *Fan Coil*, sensores medem a temperatura e a umidade relativa do ar frio. Logo após a mistura do ar frio com o ar de retorno, sensores medem a temperatura e a umidade relativa do ar de insuflação. No duto de retorno do ar (antes do ventilador de retorno), sensores medem a temperatura e a umidade relativa do ar de retorno. No ventilador de retorno, sensores medem a vazão de ar de retorno. Na tubulação do ar de retorno para o *Fan Coil*, um sensor mede a temperatura do ar antes da caixa de mistura. As características dos sensores utilizados no sistema são apresentadas no Quadro 3.

Quadro 3 – Propriedades dos sensores do sistema de controle.

SENSOR	TIPO DO ELEMENTO SENSOR	FAIXA DE MEDIÇÃO	INCERTEZA
Temperatura do ar (externo)	Sonda capacitiva RTD-PT 1000	- 50 °C a 260 °C	± 0,5 °C
Temperatura do ar (ambiente, no duto e no plenum)	Sonda capacitiva RTD-PT 1000	- 50 °C a 65 °C	± 0,5 °C
Umidade relativa do ar (externo, ambiente e no duto)	Compensação de temperatura - Circuito integrado	- 20 °C a 80 °C	± 3%
Sensor de pressão (Plenum)	Células de capacitância diferencial	0 a 50 Pa - 18 °C a 65 °C	± 1% do fundo de escala
Medidor de vazão de ar (bypass)	Piezo resistivo	0 a 8340 m³/h	± 8% do fundo de escala
Medidor de vazão de ar (ar frio)	Piezo resistivo	0 a 7781 m³/h	± 8% do fundo de escala
Medidor de vazão de ar (retorno)	Piezo resistivo	0 a 11700 m³/h	± 8% do fundo de escala
Medidor de vazão de ar (mistura)	Células de capacitância diferencial	0 a 249 Pa	± 1% do fundo de escala

Fonte: Marè (2010)

O controle geral do sistema tem estratégia vinculada a cinco *loops*, conforme descritos por Marè (2010):

- **Loop 1**, a frequência de rotação do ventilador do *Fan Coil* varia para manter constante o diferencial de pressão entre o plenum e o ambiente (ΔP).
- **Loop 2**, a frequência de rotação do ventilador do retorno varia para manter constante o diferencial de temperatura (ΔT) entre o ar de retorno e o de insuflação (mistura).
- **Loop 3**, a válvula de água gelada da serpentina do *Fan Coil* modula para que a temperatura do ar frio seja mantida em torno de um determinado *setpoint*.
- **Loop 4**, o damper de bypass de retorno e o damper de retorno para o *Fan Coil* modulam inversamente para que se atinja o *setpoint* da temperatura de insuflação (mistura de ar frio e um percentual de ar de retorno).
- **Loop 5**, os dampers de expurgo e de ar externo modulam diretamente e de acordo com os valores de entalpia do ar de retorno e do ar externo.

4.3 MODELAGEM COMPUTACIONAL

A modelagem computacional é um momento importante e delicado para uma boa simulação; é nesta etapa que as condições do ambiente e dos sistemas são modeladas através de *softwares* computacionais para representar de maneira congruente a situação desejada.

Acontece que nem todas as situações reais podem ser modeladas através dos *softwares* disponíveis, sendo então consideradas as situações e características que mais se aproximam da situação natural.

Mesmo fazendo uso de considerações e aproximações na modelagem, os processos de simulação computacional podem ser vistos como uma excelente ferramenta de análise, sendo mais ágil e útil na avaliação de diversas condições de projeto.

Neste trabalho a modelagem computacional será descrita passo a passo, facilitando o entendimento das decisões tomadas em cada etapa.

4.3.1 Geometria e zonas térmicas

A sala S-17, conforme já descrito anteriormente, faz parte do prédio da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP, orientado geograficamente conforme Figura 36, sendo este composto por dois pavimentos, e uma grande quantidade de salas de aula, salas de escritórios e laboratórios. Na Figura 37 é possível ter uma visão geral do pavimento térreo do prédio. Ainda na mesma figura são destacados os Jardins e as áreas abertas, de grande influência para este estudo, além da entrada principal e da posição da sala S-17 no piso superior (projeção da sala).

Figura 36 – Mapa aéreo com o prédio da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP em destaque.

ESCOLA POLITÉCNICA
SEM ESCALA

Norte

Fonte: Acervo da Superintendência do Espaço Físico da USP (SEF) (2017)

Figura 37 – Planta do pavimento térreo prédio da Engenharia Civil – Poli-USP.

Fonte: Acervo da Superintendência do Espaço Físico da USP (SEF) (2017)

A Figura 38 apresenta as características do piso superior, onde se encontra a sala de referência deste trabalho.

Figura 38 – Planta do pavimento superior prédio da Engenharia Civil – Poli-USP.

Fonte: Acervo da Superintendência do Espaço Físico da USP (SEF) (2017)

Uma forma de desenvolvimento da geometria para tal estudo seria modelar o prédio completo, o que traria uma boa qualidade geométrica para o modelo; entretanto, dois fatores não contribuem para tal cenário: o primeiro, ao redor da sala existem grandes

corredores com ventilação natural, onde o ar externo exerce maior influência do que as características dos ambientes adjacentes aos corredores; o segundo, para a modelagem do prédio todo seria necessário conhecer as características de cada ambiente, suas cargas, atividades etc., gerando um enorme trabalho e um custo computacional elevado e desnecessário.

Para a análise térmica a edificação é vista como uma rede complexa de capacitâncias e resistências térmicas, ligando os ambientes e representando os processos de armazenagem e transferência de calor radioativo, convectivo e condutivo. Assim, o tratamento matemático desta rede, que pode ter parte desprezada, valores fixados atribuídos ou suposições e simplificações de condição de contorno, determina a flexibilidade técnica da modelagem.

Com isso, após investigar qual seria a melhor forma de modelar a sala S-17 concluiu-se que uma maneira adequada foi criar apenas a geometria da sala e dos ambientes adjacentes, conforme Figura 39 e Figura 40, considerando as paredes externas, que neste modelo seriam expostas ao sol, como adiabáticas.

Figura 39 – Geometria do pavimento térreo modelada.

Fonte: Autor (2018)

Figura 40 – Geometria modelada do pavimento superior que contém a sala 17.

Fonte: Autor (2018)

O levantamento de dados para o modelo geométrico foi feito por medições em campo. Com o uso de uma trena foram coletadas todas as medidas necessárias para o desenvolvimento do desenho (Figura 39 e Figura 40), com distância entre pisos de 3,40 m.

Com as medidas determinadas foi possível partir para a modelagem geométrica, esta realizada pelo software *SketchUp Make 2016*, gratuito e disponível no site <<http://www.sketchup.com/pt-BR>>, através do *OpenStudio SketchUp Plug-in*, também gratuito e disponível no site <<https://www.openstudio.net/>>.

Feita a modelagem geométrica, chegou-se ao resultado conforme mostra a Figura 41 e Figura 42.

Figura 41 – Geometria completa, visão a), b) e c) onde a linha laranja indica o Norte.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software *SketchUp*)

Figura 42 – a) Cortes realizados. Cortes verticais em b), c), d) e e). Cortes horizontais em f), g), e h).

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software SketchUp)

As áreas abertas e de grandes vãos foram modeladas como portas ou janelas, sendo consideradas totalmente abertas por 100% do tempo da simulação. Esta consideração foi utilizada, e inclusive é sugerida em documentos oficiais do *software*, pois é uma maneira aceitável de modelar vãos, visto que para o cálculo matemático realizados pelo *EnergyPlus* é importante que existam volumes fechados. Para os vãos internos e onde existe entrada de luz no ambiente, o vão foi modelado como janela (Figura 43), já o limite dos corredores que estão dentro do prédio, foi modelado como porta (Figura 44).

Figura 43 – Vãos modelados como janelas, 100% do tempo abertas.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do *software SketchUp*)

Figura 44 – Vãos modelados como portas, 100% do tempo abertas.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software SketchUp)

A geometria da sala S-17 é muito importante para a simulação, visto que é o ambiente de referência e que faz uso de plenum para insuflação do ar condicionado. Assim, como o restante da geometria, as medidas da sala S-17 foram coletadas em campo com uso de trena e o modelo geométrico final da sala S-17 é apresentado na Figura 45.

Figura 45 – Geometria final sala S-17, forma de visualização a) Convencional e b) Raio X.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software SketchUp)

Criada toda a geometria para a simulação foi determinada a divisão das zonas térmicas. A divisão das zonas térmicas é importante para a correta avaliação e análise de cada ambiente. Foi definida uma zona térmica para cada ambiente, sendo 20 zonas térmicas modeladas, conforme apresenta a Figura 46, onde cada bloco representa uma zona térmica diferente e sua identificação é apresentada no Quadro 4.

Figura 46 – Divisão das zonas térmicas.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software *SketchUp*)

Quadro 4 – Identificação das zonas térmicas.

IDENTIFICAÇÃO	ZONA TÉRMICA	IDENTIFICAÇÃO
1	Forro	Zona do forro.
2	S-17	Zona da sala S-17.
3	Plenum	Zona do plenum.
4	Circ2PS	Corredor do piso superior, acesso às portas da sala S-17.
5	Escr1	Zona sob a sala S-17 e Circ2PS.
6	Circulacao	Área de circulação com acesso para a secretaria de pós-graduação.
7	Jardim	Área de jardim.
8	Cob_S17	Cobertura sobre a Sala S-17
9	Cob_Circ	Cobertura sobre a área de circulação.
10	Cob_Jardim	Cobertura sobre a área de jardim.
11	Circ1PS	Corredor do piso superior mais próximo à entrada do prédio.
12	Circ1PI	Corredor do piso inferior mais próximo à entrada do prédio.
13	Escr2	Corredor do piso inferior mais distante da entrada do prédio.
14	Circ3PS	Corredor do piso superior mais distante da entrada do prédio.
15	CobSul_Circ1PS	Parte Sul da cobertura sobre o corredor Circ1PS.
16	CobCentral_Circ1PS	Parte central da cobertura sobre o corredor Circ1PS.
17	CobNorte_Circ1PS	Parte Norte da cobertura sobre o corredor Circ1PS.
18	CobSul_Circ3PS	Parte Sul da cobertura sobre o corredor Circ3PS.
19	CobCentral_Circ3PS	Parte central da cobertura sobre o corredor Circ3PS.
20	CobNorte_Circ3PS	Parte Norte da cobertura sobre o corredor Circ3PS.

Fonte: Autor (2018)

4.3.2 Arquivo climático (*Weather file*)

O *EnergyPlus*, conforme abordado anteriormente é capaz de realizar seus cálculos de simulação tomando como base arquivos climáticos que representam um ano típico. Em função da região que será estudada, bem como sua arquitetura, o arquivo climático impõe diferentes contribuições. Assim, é importante que se utilize o arquivo climático que melhor represente a região para a qual será realizada a simulação.

Neste trabalho, o estudo é feito para a região de São Paulo. Assim, o arquivo climático utilizado para esta simulação foi o “BRA_SP_Sao.Paulo.837810_INMET”, disponibilizado pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET 2015), através do LABEEE (Laboratório de eficiência energética em edificações), e pode ser encontrado no site: <<http://www.labeee.ufsc.br/>>.

O dia típico de verão utilizado para dimensionamento do sistema tem as características apresentadas na Figura 47.

Figura 47 – Dia típico de verão.

Field	Units	Obj1
Name		São Paulo Ann Clg 1% Condns DB=>MWB
Month		2
Day of Month		21
Day Type		SummerDesignDay
Maximum Dry-Bulb Temperature	C	31.1
Daily Dry-Bulb Temperature Range	deltaC	8.1
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Type		DefaultMultipliers
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Day Schedule Name		
Humidity Condition Type		Wetbulb
Wetbulb or DewPoint at Maximum Dry-Bulb	C	20.4
Humidity Condition Day Schedule Name		
Humidity Ratio at Maximum Dry-Bulb	kgWater/kgDryAir	
Enthalpy at Maximum Dry-Bulb	J/kg	
Daily Wet-Bulb Temperature Range	deltaC	
Barometric Pressure	Pa	92165
Wind Speed	m/s	3.4
Wind Direction	deg	330
Rain Indicator		No
Snow Indicator		No
Daylight Saving Time Indicator		No
Solar Model Indicator		ASHRAETau
Beam Solar Day Schedule Name		
Diffuse Solar Day Schedule Name		
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Beam Irradiance (tau _b)	dimensionless	0.383
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Diffuse Irradiance (tau _d)	dimensionless	2.589
Sky Clearness		

* O *EnergyPlus* utiliza ponto (.), e não virgula (,), para a separação de casas decimais.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do *software EnergyPlus*)

4.3.3 Materiais construtivos

Os materiais utilizados na construção do ambiente exercem forte influência no desempenho térmico da edificação. Com isso, é importante obter valores adequados das propriedades dos materiais utilizados na simulação dos ambientes.

A ABNT NBR 15220-2 (2005) apresenta em seu documento uma lista de diversos materiais e suas propriedades termo físicas, contribuindo para uma melhor padronização nos valores utilizados para a simulação. No mesmo sentido, Frota e Schiffer (2001), descrevem materiais e suas propriedades.

Assim, baseado nestas referências foi possível determinar as propriedades termo físicas dos materiais utilizados na construção do modelo conforme apresentado no Quadro 5. Pelo fato do *software* realizar os cálculos através da inserção das

construções em camadas, foram criados primeiro os materiais (que representam as camadas) e em seguida as construções, que seria a união das camadas de materiais.

Quadro 5 – Propriedades termo físicas dos materiais modelados.

MATERIAL	ESPESSURA (m)	CONDUTIVIDADE TÉRMICA (W/m.K)	DENSIDADE DE MASSA APARENTE (kg/m ³)	CALOR ESPECÍFICO (J/kg.K)	EMISSIVIDADE (ε)	ABSORTÂNCIA SOLAR (α)
Laje de concreto	0,100	1,750	2300	1000	0,85	0,70
Gesso acartonado	0,010	0,350	800	840	0,90	0,20
Lã de vidro	0,050	0,045	50	700	0,90	0,30
Gesso liso	0,005	0,700	1200	840	0,90	0,20
Painel Acrílico	0,003	0,200	1200	840	0,84	0,20
Madeira	0,025	0,150	500	1340	0,85	0,90
Alumínio	0,025	230	2700	880	0,05	0,05
Piso elevado	0,020	0,600	2000	1000	0,85	0,20
Piso Plenum	0,025	0,036	93	754	0,05	0,05
Chapa Eucatex	0,035	0,200	800	2300	0,84	0,20
Glass Fabric	0,050	0,033	40	700	0,90	0,97
Forro mineral	0,013	0,055	277	700	0,90	0,20

Fonte: Adaptado de ABNT NBR 15220-2 (2005)

Para a inserção das propriedades dos vidros o *software* requer diferentes propriedades, e por isso foi criada uma nova tabela. Assim, o Quadro 6 apresenta as características dos vidros que foram modelados.

Quadro 6 – Propriedades de vidros.

MATERIAL	ESPESSURA (m)	TRANSMITÂNCIA TÉRMICA (W/m ² .K)	FATOR SOLAR (%)	TRANSMISSÃO VISÍVEL (%)
Vidro claro 3mm (clear_30.grd) ¹	0,003	8,36	0,91	0,90
Vidro claro 6mm (clear_60.grd) ¹	0,006	8,35	0,86	0,89
Vidro reflexivo 6mm (sgsr_32g6.grd) ¹	0,006	4,90	0,34	0,27
Vidro porta (SGG SATINOVO) ²	0,010	5,60	0,75	0,83

Fonte: Marinowski, Milbratz e Lamberts (2008) ¹ e SAINT-GOBAIN (2017) ²

Após a definição de todos os materiais utilizados, são caracterizadas as construções, método utilizado pelo programa *EnergyPlus*.

Assim, as construções foram modeladas conforme apresenta o Quadro 7:

Quadro 7 – Construções modeladas no *software EnergyPlus*.

NOME DA CONSTRUÇÃO	CAMADA MAIS EXTERNA	...	...	...	CAMADA MAIS INTERNA
Parede Externa	Painel Acrílico	Gesso acartonado	Lã de vidro	Gesso acartonado	Painel Acrílico
Parede Interna	Painel Acrílico	Gesso acartonado	Lã de vidro	Gesso acartonado	Painel Acrílico
Piso Térreo	Laje de concreto				
Piso Superior	Laje de concreto				
Cobertura	Laje de concreto				
Partição de Concreto	Laje de concreto				
Batente alumínio	Alumínio				
Forro S17	Forro mineral				
Piso S17	Piso elevado				
Piso Plenum S17	Piso Plenum				
Parede Frontal S17	Painel Acrílico	Gesso acartonado	Lã de vidro	Chapa Eucatex	Glass Fabric
Parede Lateral Direita S17	Painel Acrílico	Gesso acartonado	Lã de vidro	Chapa Eucatex	Glass Fabric
Parede Lateral Esquerda S17	Gesso liso	Gesso acartonado	Lã de vidro	Chapa Eucatex	Glass Fabric
Parede Fundo S17	Painel Acrílico	Camada de ar 5cm	Painel Acrílico		
Janela fixa	Vidro claro 3mm				
Janela S17 fixa	Vidro reflexivo 6mm*				
Janela operável	Vidro claro 6mm				
Janela S17 operável	Vidro reflexivo 6mm*				
Porta externa	Madeira				
Porta interna	Madeira				
Vão de vidro	Vidro claro 3mm				
Vão de madeira	Madeira				
Porta vidro entrada S17	Vidro porta				

* Todos os vidros da sala S-17 com película reflexiva foram simulados com vidro reflexivo 6mm (sgsr_32g6.grd).

Fonte: Autor (2018)

As construções nomeadas como “parede externa” e “parede interna” foram utilizadas para todas as paredes, externas e internas, do modelo, exceto pelas paredes da sala S-17. Os pisos e coberturas foram modelados como laje de concreto. As paredes que contém as janelas têm sua parte inferior compostas com acrílico e a parte superior com batentes de alumínio e janelas. Todas as janelas fixas, exceto pelas janelas da sala S-17, posicionadas acima das janelas operáveis, foram caracterizadas como

“Janela fixa”, enquanto as janelas operáveis de maior dimensão, exceto pelas janelas da sala S-17, são colocadas como “Janela operável”. As janelas da sala S-17 possuem película reflexiva e por isso apresentam características diferentes dos vidros comuns. Desta maneira, os vidros da sala S-17 foram modelados com as seguintes construções “Janela S17 fixa” e “Janela S17 operável”.

4.3.4 Cargas térmicas internas

Além da influência externa, os ambientes ainda contam com calor dissipado internamente pelos equipamentos, lâmpadas e pessoas encontrados no mesmo.

4.3.4.1 Cargas metabólicas

As cargas devido às pessoas são determinadas pela atividade que é realizada em cada ambiente (taxa metabólica) e podem variar de acordo com a ocupação.

Cada ambiente tem uma atividade principal sendo realizada, e para esta atividade é definida uma taxa metabólica. Acontece que a ocupação pode variar durante o dia, e, portanto, a energia dissipada no ambiente também varia, assim, é possível estabelecer horários de ocupação das pessoas.

A ocupação e tipo de atividade da sala S-17 foi definida em função da disciplina com maior número de aulas e com a presença de todos os alunos matriculados, ocupando todos os computadores, além de em alguns casos, alguns alunos trabalharem dentro da sala com notebooks pessoais.

Com atividade dinâmica, ocorrendo uma elevada movimentação dos alunos dentro da sala de aula, seja para tirar dúvidas, auxiliar os colegas, trabalhar em equipe e etc., a atividade metabólica foi definida como sendo “atividade moderada em trabalhos de escritório”, referência apresentada na ABNT NBR 16401-1 (2008), a qual tem taxa metabólica de 130 W por pessoa.

Já a taxa metabólica para os demais ambientes foi definida da seguinte forma: ambientes de escritório, atividade “Sentado, trabalho leve” (115 W por pessoa); e áreas de circulação, atividade “caminhando, parado em pé” (145 W por pessoa).

O horário de ocupação e funcionamento dos equipamentos da sala S-17 considerados para a simulação foram baseados na ocupação da sala somente para a disciplina

PCC3100 – Representação Gráfica para Projeto. Essa disciplina é ministrada no 1º semestre (período considerado em 2017, de 06 de março a 08 de julho) e no 2º semestre (período considerado em 2017, de 01 de agosto a 15 de dezembro). Devido às aulas do período da manhã, monitorias e as aulas da tarde, optou-se por considerar a ocupação da sala somente durante os dias da semana, sendo das 08:15h as 18:15 (10 horas). Foram consideradas 50 pessoas utilizando a sala simultaneamente e em todo o período, devido ao fato de existirem alunos monitores e mais de 1 professor na sala de aula. A ocupação é então definida com operação de 100% de alunos, professores e cargas durante os períodos letivos do ano (1º e 2º semestre) e dentro do horário considerado.

Enquanto isso, a ocupação dos outros ambientes foi definida de maneira mais geral, sendo adotada a ASHRAE 62.1 (2010). Assim, os ambientes de escritório foram modelados com a densidade de ocupação de 5 pessoas a cada 100 m² e para os ambientes de circulação a densidade de ocupação foi de zero. A ocupação das áreas gerais foi definida com os mesmos horários da sala S-17.

Esta tarefa foi realizada no programa *OpenStudio*, onde a modelagem da ocupação é mais ágil e conta com uma interface amigável. A Figura 48, apresenta a ocupação definida para este estudo.

Figura 48 – Programação da ocupação da sala S-17 e demais ambientes.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software *OpenStudio*)

4.3.4.2 Equipamentos elétricos

Os equipamentos utilizados no ambiente estudado contribuem para o aumento da carga térmica do mesmo. Equipamentos eletroeletrônicos dissipam calor durante sua utilização, por esta razão é importante que sejam levados em consideração para o dimensionamento da carga térmica para determinação do sistema de ar-condicionado, bem como, para a simulação computacional.

Assim, foram avaliados os equipamentos elétricos da sala S-17, conforme Quadro 8.

Quadro 8 – Potência dissipada pelos equipamentos elétricos da sala S-17.

EQUIP. ELÉTRICO	NÚMERO DE EQUIP.	POTÊNCIA UNITÁRIA DISSIPADA (W)
Computadores + Monitores	50	155
Projektor	1	97,25*

* A potência dissipada foi considerada como 5% da potência nominal que é de 1945W.

Fonte: ABNT NBR 16401-1 (2008)

Já os ambientes de escritório foram modelados conforme ABNT NBR 16401-1 (2008), para o tipo de carga média/alta a densidade típica de carga de equipamentos para diversos tipos de escritórios é de 16,2 W/m².

Com já dito anteriormente, o calor é dissipado em sua maior parte quando os equipamentos estão em funcionamento. Com isso, para a simulação é possível indicar um perfil de operação destes equipamentos, e assim, caracterizar da melhor maneira as cargas térmicas devido aos equipamentos elétricos.

A programação para estes equipamentos será a mesma definida na ocupação, pois entende-se que sempre que houver ocupação os aparelhos estarão em uso (Figura 48).

4.3.4.3 Iluminação

Assim como os equipamentos elétricos as lâmpadas também dissipam calor para o ambiente. Com isso, faz-se necessário a determinação do número de lâmpadas, suas potências dissipadas, bem como o perfil de funcionamento.

Conforme já descrito anteriormente, a sala S-17 contém 36 luminárias embutidas, com uma lâmpada fluorescente tubular de 55W em cada, além de duas lousas com duas lâmpadas fluorescentes tubulares de 32 W cada. Estes itens perfazem os equipamentos de iluminação e caracterizam sua potência nominal, porém, para o

estudo térmico do ambiente é preciso conhecer as potências dissipadas, estas que variam conforme cada fabricante e produto. Assim, neste caso optou-se por utilizar um parâmetro mais genérico sugerido pela ASHRAE 90.1 (2010), que define a taxa típica de dissipação de calor pela iluminação para diversos ambientes. Assim, a taxa de dissipação de calor devido à iluminação para a sala S-17 e para os demais ambientes foi definida conforme apresenta o Quadro 9.

Quadro 9 – Taxa de dissipação de calor pela iluminação.

ILUMINAÇÃO	TAXA DE DISSIPAÇÃO DE CALOR PELA ILUMINAÇÃO (W/m ²)
Iluminação total da sala S-17	13,3
Escritórios	11,9
Corredores	7,1

Fonte: ASHRAE 90.1 (2010)

A operação da iluminação, assim como os equipamentos elétricos, é considerada ligada sempre que existir ocupação de pessoas. Assim, a programação de funcionamento da iluminação seguirá o perfil conforme apresenta a Figura 48. Exceto pelos corredores que têm sua iluminação com funcionamento de 100% das 6 horas até as 24 horas, durante os dias da semana.

4.3.5 Sistema de ar-condicionado

Os sistemas de condicionamento de ar, assim como os demais aspectos discutidos anteriormente, foram modelados de forma a se aproximar da situação real, mas sem assumir o compromisso de serem idênticos, sendo valores estimados utilizados em certas ocasiões.

Conforme já apresentado, o sistema com distribuição de ar pelo piso pode ser caracterizado de duas maneiras, como um sistema *UFAD* (*Under-Floor Air Distribution*) ou *DV* (*Displacement Ventilation*). Sendo a modelagem muito semelhante, apenas com diferença nos objetos que definem a distribuição do ar na sala, e pelo interesse em conhecer o perfil do consumo elétrico para ambos os casos, decidiu-se por estudar as duas formas de distribuição de ar pelo piso, *UFAD* e *DV*. Assim, estes sistemas apresentam a mesma descrição até que seja apresentada a forma de distribuição do ar no ambiente.

A modelagem dos sistemas de refrigeração, além da inserção dos equipamentos, conta com uma complexa configuração de nós, ramos, conectores e divisores, tubos, dutos, *loops* e outros. Assim, para uma apresentação compreensível dos modelos desenvolvidos para os sistemas de climatização, a Figura 49 apresenta os dois principais *loops* existentes em cada sistema, o de ar e de água.

Figura 49 – *Loops* de ar e de água do sistema de climatização da sala S-17 a) Sistema UFAD e DV b) Sistema CBAD.

Fonte: Autor (2018)

Para a caracterização dos sistemas utilizou-se o *template* do *EnergyPlus*. Este programa possui um grupo de objetos chamado “*HVAC Templates*”; neste grupo é possível inserir as informações dos principais componentes de um sistema de ar-condicionado, sem que seja necessário fazer o dimensionamento completo do sistema como nós, ramos e etc.

Diferente dos outros objetos do *EnergyPlus* os objetos do *HVAC template* são processados por um programa chamado *ExpandObjects*. Este processador lê o IDF e converte todos os objetos do grupo *HVAC template* em objetos do *EnergyPlus*.

O programa *ExpandObjects* copia o arquivo IDF original com os objetos *HVACTemplate* comentados, soma todos os novos objetos criados na Etapa 1 e grava um novo arquivo que é salvo com a extensão "expidf". Este arquivo "expidf" pode ser usado como um arquivo IDF padrão do *EnergyPlus* se a extensão for alterada para idf.

Este grupo de objetos permite a especificação simples de termostatos e sistemas HVAC para que gere automaticamente as configurações das interligações das máquinas. Assim, foram modelados os seguintes objetos: *HVACTemplate:Thermostat*; *HVACTemplate:Zone:VAV*; *HVACTemplate:System:VAV*; *HVACTemplate:Plant:ChilledWaterLoop*; e *HVACTemplate:Plant:chiller*, conforme os valores apresentados no Quadro 10.

Quadro 10 – Dados de entrada dos sistemas UFAD/DV e CBAD para a situação de projeto

	UFAD/DV	CBAD
Termostato (°C)	24	23
Fluxo máximo de ar de suprimento (m³/s)	Autosize	Autosize
Fração mínima do fluxo de ar de suprimento	0,3	0,3
Vazão mínima de ar externo	0,00258 m³/s por pessoa + 0,00033 m³/s por m²	0,0031 m³/s por pessoa + 0,0004 m³/s por m²
Temperatura do ar de suprimento (°C)	17,2	12,8
Eficiência Total do Ventilador de suprimento	0,7	0,7
Delta de pressão do ventilador (Pa)	250	600
Eficiência do motor do Ventilador de suprimento	0,9	0,9
Plenum	Sim	Não
Ventilador de retorno	Sim	Sim
Eficiência Total do Ventilador de retorno	0,7	0,7
Delta de pressão do ventilador (Pa)	125	300
Eficiência do motor do Ventilador de retorno	0,9	0,9
Ciclo economizador	Não	Não
Tipo de controle da bomba	Intermitente	Intermitente
Setpoint de água gelada (°C)	11	7,2
Configuração das bombas	Primária constante, sem secundária	Primária constante, sem secundária
Bomba Primária (Pa)	179352	179352
Setpoint de condensação (°C)	29,4	29,4
Bomba de condensação (Pa)	179352	179352
Tipo de fluido	Água	Água
Tipo de Chiller	Parafuso	Parafuso
Capacidade (W)	24600 (7 TR)	24600 (7 TR)
COP	4,45	4,45
Tipo de condensação	Ar	Ar

Consideração UFAD/DV

Fonte: Autor (2018)

A operação do sistema de condicionamento de ar funciona durante 24 horas todos os dias da semana, de acordo com os *loops* apresentados anteriormente. Considerado como boas práticas e dentro dos limites estabelecidos pela ABNT NBR 16401-2 (2008) foi definido o *setpoint* para resfriamento com a temperatura de 23 °C, ou seja, o sistema age para que a temperatura do ambiente não ultrapasse 23 °C. Para temperaturas inferiores não foi definido uma temperatura de *setpoint* (Para simular esta condição foi definido o *setpoint* para aquecimento igual a 0 °C, ou seja, para as condições climáticas do estado de São Paulo - Brasil o sistema de aquecimento nunca irá operar), pois o sistema proposto não realiza aquecimento.

A renovação de ar mínima foi calculada para o ambiente em acordo com a NBR 16401-3 (Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários - Parte 3: Qualidade do ar interior), conforme valores apresentados no Quadro 10.

Não foi considerado qualquer ciclo economizador para a situação considerada como de projeto.

A determinação do *Chiller* foi baseada nas características do equipamento utilizado na sala S-17 em conjunto com uma análise prévia, através da simulação, onde verificou-se que uma máquina de 7 TR (24,6 kW), com COP igual a 4,45, seria suficiente para condicionar o ambiente em estudo, valores estes, adotados para as simulações.

Exceto pela diferença na distribuição, onde os sistemas *UFAD/DV* utilizam um plenum, e o *CBAD* não, e também por algumas características peculiares dos sistemas *UFAD/DV* os modelos são exatamente iguais. Os sistemas *UFAD/DV* têm algumas características que os distinguem do *CBAD*, portanto, alguns valores são diferentes, como: o *setpoint* de temperatura pôde ser elevado em pelo menos 1 °C para refletir a mudança de temperatura com a altura; o ventilador de exaustão pôde ter sua pressão reduzida para 250 Pa; a temperatura de insuflação pôde ser elevada para 17,2 °C; e a temperatura de suprimento de água provinda do *Chiller* pôde ter sua temperatura elevada para 11 °C.

Para que o *EnergyPlus* calcule a estratificação térmica nos sistemas *UFAD* e *DV* foram utilizados os objetos *RoomAirModelType* e *RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior*.

O objeto *RoomAirModelType* para o sistema *UFAD* foi modelado conforme apresenta a Figura 50. Este objeto é utilizado para definir a zona que utilizará o método de distribuição do ambiente interno, o tipo de modelo utilizado e a estratégia de como a temperatura do ar prevista será usada para o cálculo do balanço de calor da superfície.

Figura 50 – Objeto *RoomAirModelType* - *UFAD*.

Field	Units	Obj1
Name		UFAD
Zone Name		S-17
Room-Air Modeling Type		UnderFloorAirDistributionInterior
Air Temperature Coupling Strategy		Direct

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software *EnergyPlus*)

Da mesma maneira, o objeto *RoomAirModelType* foi modelado para o sistema *DV*, conforme Figura 51.

Figura 51 - Objeto *RoomAirModelType* - *DV*.

Field	Units	Obj1
Name		DV
Zone Name		S-17
Room-Air Modeling Type		UnderFloorAirDistributionInterior
Air Temperature Coupling Strategy		Direct

Fonte: Autor (2018) (Imagem do software *EnergyPlus*)

Para estabelecer as condições de distribuição do ar no ambiente através de um sistema *UFAD*, o objeto *RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior* foi modelado conforme apresentado na Figura 52. Este objeto requer o nome da zona que terá a distribuição do ar do ambiente simulada, o número de difusores e suas características de abertura e inclinação das aberturas, altura do termostato, altura de conforto, diferença de temperatura mínima entre as subzonas para o cálculo da estratificação da temperatura, tipo de difusor de ar, altura de transição e os coeficientes para o cálculo da fração do ganho convectivo interno total que é atribuído à subzona inferior (ocupada).

Figura 52 – Objeto *RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior* - UFAD.

Field	Units	Obj1
Zone Name		S-17
Number of Diffusers		77
Power per Plume	W	285
Design Effective Area of Diffuser	m ²	0.075
Diffuser Slot Angle from Vertical	deg	28
Thermostat Height	m	1.2
Comfort Height	m	1.1
Temperature Difference Threshold for Reporting	deltaC	0.4
Floor Diffuser Type		Swirl
Transition Height	m	1.8
Coefficient A		autocalculate
Coefficient B		autocalculate
Coefficient C		autocalculate
Coefficient D		autocalculate
Coefficient E		autocalculate

* O *EnergyPlus* utiliza ponto (.), e não vírgula (,), para a separação de casas decimais.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do *software EnergyPlus*)

O número de difusores considerado foi igual ao existente na sala S-17. A pluma térmica foi considerada como a soma da potência dissipada por uma pessoa (130 W) somada a potência do computador e monitor (155 W). O tipo de difusor que representa o sistema *UFAD* é o *Swirl* e conforme descreve o *DOE* (2016b), a área que representa a abertura do difusor é igual a 0,075 m² com um ângulo 28°. As demais condições foram mantidas conforme padrão do *EnergyPlus*, mas que são usuais em sistemas com distribuição pelo piso.

Enquanto isso, a modelagem do sistema *DV*, também faz uso do objeto *RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior*, porém com características distintas, como mostra a Figura 53.

Figura 53 – Objeto *RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior* - DV.

Field	Units	Obj1
Zone Name		S-17
Number of Diffusers		77
Power per Plume	W	285
Design Effective Area of Diffuser	m ²	0.006
Diffuser Slot Angle from Vertical	deg	73
Thermostat Height	m	1.2
Comfort Height	m	1.1
Temperature Difference Threshold for Reporting	deltaC	0.4
Floor Diffuser Type		HorizontalSwirl
Transition Height	m	1.8
Coefficient A		autocalculate
Coefficient B		autocalculate
Coefficient C		autocalculate
Coefficient D		autocalculate
Coefficient E		autocalculate

* O *EnergyPlus* utiliza ponto (.), e não virgula (,), para a separação de casas decimais.

Fonte: Autor (2018) (Imagem do *software EnergyPlus*)

Para a caracterização do sistema DV, a mudança está relacionada ao tipo de difusor, este definido como *HorizontalSwirl*, que possui área de abertura igual a 0,006 m² e inclinação de 73°. O restante permanece como o sistema UFAD.

4.4 SIMULAÇÕES

Tomando como base as informações e características definidas nos itens anteriores foram desenvolvidas simulações para a condição de projeto para três tipos de sistema:

1. Sistema com distribuição de ar pelo teto (CBAD); 2. Sistema com distribuição de ar pelo piso (UFAD); e 3. Sistema com distribuição de ar pelo piso (DV).

Para a verificação dos resultados obtidos foi feita uma comparação entre as temperaturas internas da sala S-17, para o dia típico de verão (21 de fevereiro), para os três casos, com a intenção de constatar que os sistemas modelados proporcionam condições térmicas semelhantes para o ambiente em estudo. Em se constatando, os resultados de consumo de energia das simulações foram então comparados.

Buscando verificar o potencial de redução do consumo de energia dos sistemas com insuflação pelo piso em comparação com o sistema com insuflação pelo teto optou-se por analisar não somente a condição de projeto, mas também, algumas variações de configuração do ambiente e do sistema de climatização. Desta maneira, tentando identificar o desempenho dos sistemas com distribuição de ar pelo piso propôs-se variações de pé-direito, da temperatura de insuflação de ar e utilização de ciclos

economizadores. Foram avaliadas as seguintes condições: três condições para a altura do pé-direito - 2,75 m, 3,50 m e 4,50 m; três variações para a temperatura de insuflação de ar - 17,2 °C, 19 °C e 21 °C; e duas situações para o uso de economizadores - sem economizadores e com economizador com controle entálpico. Para o CBAD, foram feitas três variações de pé-direito, sendo 3,05m, 3,80m e 4,80m as medidas analisadas, sendo estas medidas 0,30 m maiores devido à retirada do plenum do modelo, porque no CBAD ele não existe.

Os sistemas com insuflação de ar pelo piso proporcionam o condicionamento somente do ar da zona ocupada (descrita pelo *EnergyPlus* como subzona ocupada), permitindo maiores temperaturas do ar na subzona superior, o que diminui o volume de ar a ser resfriado, diminuindo o consumo de energia para o resfriamento do ar. Por outro lado, o sistema com distribuição de ar pelo teto promove a mistura total do ar no ambiente, sendo necessário o condicionamento total do volume de ar. Sendo o volume da zona ocupada constante, o aumento do volume total do ambiente promove um aumento no volume de ar resfriado para o sistema com insuflação pelo teto, mas não altera o volume resfriado para o sistema com insuflação pelo piso. Logo, o aumento do pé-direito aumenta o volume do ambiente, o que implicaria em um maior impacto no consumo do sistema de climatização para o sistema com distribuição de ar pelo teto do que para o sistema com insuflação de ar pelo piso. Assim, o interesse em avaliar a influência do pé-direito no consumo de energia pelo sistema de climatização se mostrou relevante pois ambientes com pé-direito maiores tendem a apresentar melhor desempenho para sistema com distribuição de ar pelo piso. As variações utilizadas para o pé-direito foram realizadas diretamente nos objetos que descrevem as zonas modeladas no *software EnergyPlus*.

Por ter o fornecimento de ar diretamente na zona ocupada a temperatura do ar de suprimento pode ter temperaturas mais elevadas, o que reduz o consumo de energia para o resfriamento do ar. Para identificar até que ponto o aumento da temperatura de insuflação proporciona benefícios ao ambiente, foram avaliados os casos para a variação da temperatura do ar de insuflação. A alteração da temperatura de insuflação foi feita nos objetos do *software EnergyPlus* que caracterizam o sistema de climatização com distribuição pelo piso.

Outra vantagem de se utilizar elevadas temperaturas de insuflação é a possibilidade de ganhos de rendimento com a utilização de ciclos economizadores. Por este motivo

optou-se também por verificar o impacto no consumo de energia devido à utilização do ciclo economizador com controle entálpico. O controle entálpico atua no controle da vazão de ar externo a fim de diminuir a carga térmica sobre o sistema de climatização, a qual está diretamente relacionada com a diferença de entalpia entre o ar de retorno e o ar exterior. Neste tipo de controle a entalpia do ar de retorno é comparada com a entalpia do ar exterior, sendo mais utilizado o ar que tiver menor entalpia, ou seja, quando a entalpia do ar exterior é maior do que a entalpia do ar de retorno, a taxa de fluxo de ar exterior é ajustada para o mínimo; por outro lado, quando a entalpia do ar exterior é menor que a entalpia do ar de retorno, a taxa do fluxo de ar externo é aumentada, podendo atingir a taxa de 100% de ar externo. Por ter a temperatura de retorno elevada os sistemas com insuflação pelo piso costumam utilizar este tipo de controle para proporcionar melhor desempenho do sistema de climatização.

Fazendo todas as combinações chegou-se a 17 casos, mais a situação de projeto, conforme é apresentado no Quadro 11. Enquanto isso, para o sistema com distribuição de ar pelo teto foram simulados apenas os casos que implicam em alteração física do ambiente; portanto, foram realizadas três simulações com variação apenas da altura do pé-direito, conforme Quadro 11.

Além da investigação do potencial de economia de energia proporcionado pelo sistema com distribuição de ar pelo piso, tendo disponíveis os resultados de todos os casos relacionados, optou-se por avaliar a influência dos parâmetros simulados, sendo esta avaliação relevante para caracterizar a melhora, ou não, do desempenho do sistema devido à variação dos parâmetros estudados.

Quadro 11 – Casos de estudo.

Casos de estudo	UFAD/DV			CBAD		
	Pé-direito (m)	Temperatura de insuflação (°C)	Economizador	Pé-direito (m)	Temperatura de insuflação (°C)	Economizador
Projeto	2.75	17.2	Não	3.05	12.8	Não
Caso 1		19				
Caso 2		21				
Caso 3		17.2	Controle entálpico			
Caso 4		19				
Caso 5		21				
Caso 6	3.50	17.2	Não	3.80	12.8	Não
Caso 7		19				
Caso 8		21				
Caso 9		17.2	Controle entálpico			
Caso 10		19				
Caso 11		21				
Caso 12	4.50	17.2	Não	4.80	12.8	Não
Caso 13		19				
Caso 14		21				
Caso 15		17.2	Controle entálpico			
Caso 16		19				
Caso 17		21				

Fonte: Autor (2018)

Com o intuito de identificar a influência do aumento da altura do pé-direito no desempenho do sistema com distribuição de ar pelo piso em relação ao sistema com distribuição de ar pelo teto, foram feitas as seguintes comparações: Cpd 1 (Projeto, Caso 6 e Caso 12); Cpd 2 (Caso 1, Caso 7 e Caso 13); Cpd 3 (Caso 2, Caso 8 e Caso 14); Cpd 4 (Caso 3, Caso 9 e Caso 15); Cpd 5 (Caso 4, Caso 10 e Caso 16); Cpd 6 (Caso 5, Caso 11 e Caso 17). Onde Cpd significa “Comparação do pé-direito”. Observe que para estas comparações todas as características são iguais, conforme mostra o Quadro 12, exceto pela altura do pé-direito do ambiente com o sistema *CBAD* por não ter o plenum e pela variação da altura do pé-direito pretendida para a análise.

Quadro 12 – Comparações – Pé-direito.

Comparação do pé-direito	Casos de estudo	UFAD/DV		
		Pé-direito (m)	Temperatura de insuflação (°C)	Economizador
Cpd 1	Projeto	2.75	17.2	Não
	Caso 6	3.50		
	Caso 12	4.50		
Cpd 2	Caso 1	2.75	19	Não
	Caso 7	3.50		
	Caso 13	4.50		
Cpd 3	Caso 2	2.75	21	Não
	Caso 8	3.50		
	Caso 14	4.50		
Cpd 4	Caso 3	2.75	17.2	Controle entálpico
	Caso 9	3.50		
	Caso 15	4.50		
Cpd 5	Caso 4	2.75	19	Controle entálpico
	Caso 10	3.50		
	Caso 16	4.50		
Cpd 6	Caso 5	2.75	21	Controle entálpico
	Caso 11	3.50		
	Caso 17	4.50		

Fonte: Autor (2018)

Para verificar de que forma a temperatura de insuflação de ar atua no desempenho do sistema de distribuição de ar pelo piso (UFAD/DV) foram feitas as seguintes comparações: Ct 1 (Projeto, Caso 1 e Caso 2); Ct 2 (Caso 3, Caso 4 e Caso 5); Ct3 (Caso 6, Caso 7 e Caso 8); Ct 4 (Caso 9, Caso 10 e Caso 11); Ct 5 (Caso 12, Caso 13 e Caso 14); Ct 6 (Caso 15, Caso 16 e Caso 17). Para Ct sendo “Comparação temperatura de insuflação de ar”. Assim, estes casos comparados se distinguem apenas pela variação da temperatura de insuflação de ar, Quadro 13, possibilitando a percepção de seu impacto no sistema.

Quadro 13 – Comparações – Temperatura de insuflação de ar.

Comparação Temperatura de insuflação de ar	Casos de estudo	UFAD/DV		
		Pé-direito (m)	Temperatura de insuflação (°C)	Economizador
Ct 1	Projeto	2.75	17.2	Não
	Caso 1		19	
	Caso 2		21	
Ct 2	Caso 3	2.75	17.2	Controle entálpico
	Caso 4		19	
	Caso 5		21	
Ct 3	Caso 6	3.50	17.2	Não
	Caso 7		19	
	Caso 8		21	
Ct 4	Caso 9	3.50	17.2	Controle entálpico
	Caso 10		19	
	Caso 11		21	
Ct 5	Caso 12	4.50	17.2	Não
	Caso 13		19	
	Caso 14		21	
Ct 6	Caso 15	4.50	17.2	Controle entálpico
	Caso 16		19	
	Caso 17		21	

Fonte: Autor (2018)

Por fim, foi estudada a influência do ciclo economizador no desempenho dos sistemas UFAD/DV. Para tal análise foram realizadas as seguintes comparações: Ce 1 (Projeto e Caso 3); Ce 2 (Caso 1 e Caso 4); Ce 3 (Caso 2 e Caso 5); Ce 4 (Caso 6 e Caso 9); Ce 5 (Caso 7 e Caso 10); Ce 6 (Caso 8 e Caso 11); Ce 7 (Caso 12 e Caso 15); Ce 8 (Caso 13 e Caso 16); Ce 9 (Caso 14 e Caso 17), relacionados no Quadro 14. Onde Ce denota a comparação entre sistema com e sem economizador. Seguindo o mesmo raciocínio das situações anteriores, neste caso tem-se a identificação da alteração no desempenho dos sistemas provocada pelo uso de ciclo economizador.

Quadro 14 – Comparações – Ciclo economizador.

Comparação ciclo economizador	Casos de estudo	UFAD/DV		
		Pé-direito (m)	Temperatura de insuflação (°C)	Economizador
Ce 1	Projeto	2.75	17.2	Não
	Caso 3			Controle entálpico
Ce 2	Caso 1	2.75	19	Não
	Caso 4			Controle entálpico
Ce 3	Caso 2	2.75	21	Não
	Caso 5			Controle entálpico
Ce 4	Caso 6	3.50	17.2	Não
	Caso 9			Controle entálpico
Ce 5	Caso 7	3.50	19	Não
	Caso 10			Controle entálpico
Ce 6	Caso 8	3.50	21	Não
	Caso 11			Controle entálpico
Ce 7	Caso 12	4.50	17.2	Não
	Caso 15			Controle entálpico
Ce 8	Caso 13	4.50	19	Não
	Caso 16			Controle entálpico
Ce 9	Caso 14	4.50	21	Não
	Caso 17			Controle entálpico

Fonte: Autor (2018)

O capítulo 5 apresenta os resultados e as discussões sobre os valores obtidos.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Devido às suas características intrínsecas, os sistemas de condicionamento de ar com insuflação pelo piso indicam ser mais eficientes que os convencionais com distribuição de ar pelo teto. Entretanto, uma comparação quantitativa entre os sistemas, em termos de consumo de energia, ainda não foi explorada com profundidade. Como resultado deste trabalho espera-se confirmar a afirmação que é consenso entre os pesquisadores da área, bem como, determinar quantitativamente o potencial de economia de energia que um sistema com condicionamento de ar pelo piso pode proporcionar em relação a um sistema convencional, além de apresentar a variabilidade do desempenho do sistema em função da altura do pé-direito, temperatura de insuflação de ar e utilização de ciclo economizador.

Com o interesse em atestar que os sistemas comparados proporcionam condições térmicas semelhantes a Figura 54 apresenta a distribuição das temperaturas obtidas através das simulações realizadas. Para esta análise utilizou-se o dia típico de verão, 21/02, conforme dados climáticos utilizados para a simulação. Considerou-se também que o sistema de climatização esteve disponível para operação durante 24 horas, todos os dias do ano.

Figura 54 – Distribuição de temperatura para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Projeto.

Fonte: Autor (2018)

Assim, pode-se dizer que apesar das diferenças modeladas para os sistemas (*setpoint*, vazão mínima de ar externo, temperatura do ar de suprimento, delta de pressão do ventilador, utilização de plenum e *setpoint* de água gelada), as condições de temperatura se mantêm dentro dos limites desejados e com uma aproximação satisfatória entre os sistemas.

A elevação do *setpoint* foi possível para o sistema com insuflação de ar pelo piso devido à estratificação que ocorre no ambiente e a forma como o *setpoint* é utilizado nos cálculos da simulação. O *setpoint* inserido no modelo computacional é avaliado no ponto central da zona térmica, mesmo que nesta zona ocorra estratificação térmica. Desta forma, o ambiente com estratificação térmica pode manter uma temperatura na zona ocupada menor que o *setpoint* estabelecido (variável reportada pelo resultado da simulação) e uma temperatura na zona superior maior que o *setpoint* (variável reportada pelo resultado da simulação), enquanto a temperatura no centro da zona permanece igual ao *setpoint* definido. Assim é importante salientar que embora o *setpoint* tenha sido definido como 24 °C, para os sistemas *UFAD* e *DV*, as temperaturas na zona ocupada não ultrapassam os 23°C, conforme estabelecido para o sistema *CBAD*, legitimando assim a alteração do *setpoint*.

Sendo as condições internas semelhantes, tem-se viabilidade para a comparação dos resultados energéticos. Desta maneira, a Figura 55 apresenta o consumo de eletricidade devido ao sistema de climatização para o período de um ano, conforme condições ambientais estabelecidas.

Figura 55 – Projeto - Consumo anual de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Observando o gráfico apresentado é possível notar que todos os componentes do sistema de climatização representam um consumo de energia elétrica maior para o sistema *CBAD*, em comparação com o *UFAD* e *DV*. Sendo os resultados obtidos por meio da simulação indicando uma redução no consumo de energia consumida pelos equipamentos de ar condicionado de 6,89% para o Sistema *UFAD* e 6,95% para o Sistema *DV*.

Com intuito de apresentar os resultados e constatar a condição com maior potencial de redução de consumo de energia, são apresentados os resultados dos 17 casos simulados: Figura 56; Figura 57; Figura 58; Figura 59; Figura 60; Figura 61; Figura 62; Figura 63; Figura 64; Figura 65; Figura 66; Figura 67; Figura 68; Figura 69; Figura 70; Figura 71; Figura 72.

Figura 56 – Caso 1 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 57 – Caso 2 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 58 – Caso 3 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 59 – Caso 4 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 60 – Caso 5 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 61 – Caso 6 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 62 – Caso 7 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 63 – Caso 8 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 64 – Caso 9 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 65 – Caso 10 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 66 – Caso 11 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 67 – Caso 12 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 68 – Caso 13 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 69 – Caso 14 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 70 – Caso 15 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 71 – Caso 16 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Figura 72 – Caso 17 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Assim, buscando facilitar a visualização e o reconhecimento da condição com maior potencial de redução de consumo de energia elétrica, criou-se o Quadro 15.

Quadro 15 – Potencial de redução de consumo de energia elétrica do sistema de climatização.

Casos de estudo	Redução do consumo (%)	
	<i>UFAD</i>	<i>DV</i>
Projeto	6,89%	6,95%
Caso 1	3,95%	3,97%
Caso 2	-6,65%	-6,71%
Caso 3	26,53%	26,59%
Caso 4	33,13%	33,17%
Caso 5	32,25%	32,20%
Caso 6	6,99%	7,05%
Caso 7	4,08%	4,10%
Caso 8	-6,41%	-6,46%
Caso 9	26,56%	26,61%
Caso 10	33,18%	33,20%
Caso 11	32,34%	32,28%
Caso 12	7,06%	7,11%
Caso 13	4,17%	4,20%
Caso 14	-6,23%	-6,29%
Caso 15	26,52%	26,59%
Caso 16	33,17%	33,20%
Caso 17	32,32%	32,25%

Fonte: Autor (2018)

Observando os resultados obtidos conclui-se que o Caso 10 foi a situação simulada que apresentou o maior potencial de redução, atingindo uma redução no consumo de energia elétrica devido ao sistema de climatização de 33,18% para o *UFAD* e 33,20% para o *DV*. Estes valores são coerentes com os resultados apresentados por Inatomi (2008), que concluiu que o ciclo economizador (com controle por temperatura do ar) para a cidade de São Paulo é capaz de reduzir o consumo de energia elétrica do sistema com distribuição de ar pelo piso em até 34,5%. Apesar de o trabalho atual não tratar especificamente do controle por temperatura do ar e sim pelo controle entálpico, pode-se dizer que os resultados encontrados nesta pesquisa são adequados.

É identificado também que o caso 16 tem desempenho próximo ao Caso 10, sendo as reduções de 33,17% para o *UFAD* e 33,20% para o *DV*. Enquanto o Caso 4 tem desempenho um pouco inferior aos casos 10 e 16, resultando em 33,13% para o

UFAD e 33,17% para o DV. Os gráficos apresentados na Figura 73, Figura 74 e Figura 75, indicam que a condição térmica para estes casos permanece equivalente.

Figura 73 – Distribuição de temperatura para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 10.

Fonte: Autor (2018)

Figura 74 – Distribuição de temperaturas para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 16.

Fonte: Autor (2018)

Figura 75 – Distribuição de temperaturas para o dia típico de verão, 21 de fevereiro – Caso 4.

Fonte: Autor (2018)

Continuando a observação dos resultados, fica clara a melhoria no desempenho quando da utilização do ciclo economizador (Casos 3, 4, 5, 9, 10, 11, 15, 16 e 17). O fato de o sistema com controle entálpico proporcionar os melhores desempenhos era esperado para as situações avaliadas, pois em certas ocasiões a utilização do ar externo contribui para a redução da necessidade de resfriamento diminuindo assim o consumo de energia.

Tratando da análise de variabilidade decidiu-se por apresentar os resultados distribuídos em três itens: Comparação – Pé-direito (Cpd); Comparação – Temperatura de insuflação de ar (Ct); e Comparação – Ciclo economizador (Ce).

Comparação – Pé-direito (Cpd)

Nesta análise o objetivo é avaliar o impacto da variação da altura do pé-direito no desempenho energético do sistema de climatização. As simulações foram realizadas conforme características indicadas no Quadro 12 e os resultados para as seis situações descritas são apresentados na Figura 76 e no Quadro 16. O APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES apresenta os gráficos e valores de consumo para cada um dos casos apresentados a seguir.

Figura 76 – Comparações do pé-direito.

Fonte: Autor (2018)

Quadro 16 – Resultados comparação do pé-direito.

Comparação do pé-direito	Casos de estudo	Redução do consumo (%)	
		<i>UFAD</i>	<i>DV</i>
Cpd 1	Projeto	6,89%	6,95%
	Caso 6	6,99%	7,05%
	Caso 12	7,06%	7,11%
Cpd 2	Caso 1	3,95%	3,97%
	Caso 7	4,08%	4,10%
	Caso 13	4,17%	4,20%
Cpd 3	Caso 2	-6,65%	-6,71%
	Caso 8	-6,41%	-6,46%
	Caso 14	-6,23%	-6,29%
Cpd 4	Caso 3	26,53%	26,59%
	Caso 9	26,56%	26,61%
	Caso 15	26,52%	26,59%
Cpd 5	Caso 4	33,13%	33,17%
	Caso 10	33,18%	33,20%
	Caso 16	33,17%	33,20%
Cpd 6	Caso 5	32,25%	32,20%
	Caso 11	32,34%	32,28%
	Caso 17	32,32%	32,25%

Fonte: Autor (2018)

Os resultados das comparações Cpd 1, Cpd 2 e Cpd 3, indicam que o aumento do pé-direito acarreta em um aumento na melhora do desempenho do sistema com insuflação de ar pelo piso em relação ao sistema com insuflação de ar pelo teto. Como de fato esperado e de acordo com a conclusão de Alajmi e El-Amer (2010), o aumento na altura do pé-direito proporciona um melhor rendimento do sistema *UFAD* e *DV* em relação ao *CBAD*.

Por outro lado, o aumento da altura do pé-direito quando o sistema utiliza controle entálpico (Comparações Cpd 4, Cpd 5 e Cpd 6) não segue o mesmo padrão indicado anteriormente. O ciclo economizador compara a entalpia do ar de retorno com o ar externo e insufla no ambiente o ar com menor entalpia; com o aumento da altura do pé-direito as condições do ar de retorno são alteradas e com isso a configuração da quantidade de ar externo que entra é alterada. Assim, o sistema atinge um pico de

melhor rendimento para uma determinada temperatura, reduzindo o desempenho após a mesma, característica essa observada na Figura 76 d), e) e f).

Com a forma com que o sistema foi modelado a sensibilidade do sistema em relação às alturas de pé-direito estudadas não foram significativas, atingindo uma melhora máxima na comparação Cpd 3 de 0,24%, para o *UFAD*, e 0,25%, para o *DV*.

Comparação – Temperatura de insuflação de ar (Ct)

A análise de sensibilidade desenvolvida na comparação do consumo de energia dos sistemas devido à variação da temperatura de insuflação de ar tem o intuito de indicar de que forma o rendimento do sistema é alterado conforme a temperatura de ar de insuflação varia; os resultados obtidos são apresentados na Figura 77 e no Quadro 17. O APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES apresenta os gráficos e valores de consumo para cada um dos casos apresentados a seguir.

Figura 77 – Comparação de temperaturas de ar insuflado.

Fonte: Autor (2018)

Quadro 17 – Resultados comparação de temperatura de insuflação de ar.

Comparação Temperatura de insuflação de ar	Casos de estudo	Redução do consumo (%)	
		UFAD	DV
Ct 1	Projeto	6,89%	6,95%
	Caso 1	3,95%	3,97%
	Caso 2	-6,65%	-6,71%
Ct 2	Caso 3	26,53%	26,59%
	Caso 4	33,13%	33,17%
	Caso 5	32,25%	32,20%
Ct 3	Caso 6	6,99%	7,05%
	Caso 7	4,08%	4,10%
	Caso 8	-6,41%	-6,46%
Ct 4	Caso 9	26,56%	26,61%
	Caso 10	33,18%	33,20%
	Caso 11	32,34%	32,28%
Ct 5	Caso 12	7,06%	7,11%
	Caso 13	4,17%	4,20%
	Caso 14	-6,23%	-6,29%
Ct 6	Caso 15	26,52%	26,59%
	Caso 16	33,17%	33,20%
	Caso 17	32,32%	32,25%

Fonte: Autor (2018)

Observando os resultados das comparações do Quadro 17 é possível notar que os casos Ct 1, Ct 3 e Ct 5, apresentam uma redução na economia de energia com o aumento da temperatura de insuflação. Característica essa já descrita por Alajmi e El-Amer (2010), o qual afirma que o maior consumo do sistema de climatização é devido à energia requerida pela operação do ventilador para suprir o alto fluxo que é superior à economia gerada pela insuflação do ar à temperatura mais alta. Sendo todos os casos seguindo as mesmas características, neste momento, com caráter de exemplo, decidiu-se por apresentar o Ct 1 para o sistema UFAD, Figura 78, sendo todos os demais resultados disponíveis no APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES.

Figura 78 – Comparação Ct 1 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Assim, analisando a Figura 78 é possível verificar que a redução no consumo elétrico total do sistema de climatização devido ao aumento de temperatura é inferior ao aumento do consumo elétrico dos ventiladores devido ao aumento da temperatura; logo, o sistema apresenta um maior consumo de energia para maiores temperaturas.

Enquanto isso, nas comparações Ct 2, Ct 4 e Ct 6, por utilizarem ciclo economizador por controle entálpico, o desempenho do sistema tem resposta diferente dos casos Ct 1, Ct 3 e Ct 5. O aumento da temperatura de insuflação aumenta o consumo elétrico dos ventiladores, porém, diferente dos casos Ct 1, Ct 3 e Ct 5, o aumento da temperatura promove um melhor aproveitamento do ar externo, reduzindo a necessidade de resfriamento, sendo possível alcançar uma redução no consumo de energia para a temperatura de insuflação igual a 19°C. Entretanto, o aumento da temperatura até 21°C proporciona uma menor redução do consumo elétrico, pois para esta situação o consumo dos ventiladores foi superior à redução do resfriamento, conforme pode ser visto na Figura 79 (todos os demais resultados podem ser vistos no APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES).

Figura 79 – Comparação Ct 2 - Consumo anual total de eletricidade do sistema de climatização.

Fonte: Autor (2018)

Os resultados apresentados no Quadro 17 indicam que o consumo de energia elétrica apresenta variações negativas maiores que 10% para os casos Ct 1, Ct 3 e Ct 5, enquanto que os casos Ct 2, Ct 4 e Ct 6 apresentam variações positivas superiores a 6%.

Comparação – Ciclo economizador (Ce)

De maneira geral, a influência da utilização do ciclo economizador já pôde ser notada, mas optou-se por apresentar as comparações para aclarar ainda mais o impacto do uso do ciclo economizador.

Por permitir a insuflação de ar a temperaturas mais elevadas os sistemas com distribuição de ar pelo piso apresentam maior aproveitamento quando da utilização de ciclos economizadores. Quanto mais alta for a temperatura de suprimento de ar maior é a chance de existirem situações em que a entalpia do ar externo tenha condições melhores que a entalpia do ar de retorno, e, portanto, menor será a necessidade de resfriamento do ar. Assim, observando os resultados da Figura 80 e do Quadro 18, é possível concluir que a utilização do ciclo economizador melhora o desempenho do sistema em todas as situações.

Figura 80 – Comparações com e sem ciclo economizador.

Figura 80– Comparações com e sem ciclo economizador.

Continuação

Fonte: Autor (2018)

Quadro 18 – Resultados comparação com e sem ciclo economizador.

Comparação do pé-direito	Casos de estudo	Redução do consumo (%)	
		UFAD	DV
Ce 1	Projeto	6,89%	6,95%
	Caso 3	26,53%	26,59%
Ce 2	Caso 1	3,95%	3,97%
	Caso 4	33,13%	33,17%
Ce 3	Caso 2	-6,65%	-6,71%
	Caso 5	32,25%	32,20%
Ce 4	Caso 6	6,99%	7,05%
	Caso 9	26,56%	26,61%
Ce 5	Caso 7	4,08%	4,10%
	Caso 10	33,18%	33,20%
Ce 6	Caso 8	-6,41%	-6,46%
	Caso 11	32,34%	32,28%
Ce 7	Caso 12	7,06%	7,11%
	Caso 15	26,52%	26,59%
Ce 8	Caso 13	4,17%	4,20%
	Caso 16	33,17%	33,20%
Ce 9	Caso 14	-6,23%	-6,29%
	Caso 17	32,32%	32,25%

Fonte: Autor (2018)

Os consumos de energia elétrica dos sistemas de climatização têm grande sensibilidade ao uso do ciclo economizador. No caso estudado, os resultados obtidos por meio das simulações indicam percentuais elevados na redução do consumo de energia elétrica, sendo a máxima redução alcançada na comparação Ce 3, de 38,90% e 38,91%, para o UFAD e DV, respectivamente.

6 CONCLUSÃO

As situações críticas experimentadas no fornecimento e distribuição de energia elétrica no Brasil e o crescente interesse pela redução de gases de efeito estufa, associados ao elevado consumo dos sistemas de climatização no país justificam a busca por sistemas mais eficientes e com menor impacto ambiental.

O objetivo deste trabalho foi avaliar o potencial de redução no consumo de energia elétrica que um sistema com distribuição de ar pelo piso é capaz de proporcionar em relação a um sistema com distribuição de ar pelo teto. Buscou-se também conhecer a sensibilidade do sistema para variações de pé-direito, temperatura de insuflação de ar e utilização ou não de ciclo economizador.

Os sistemas com distribuição de ar pelo piso possuem características intrínsecas que indicam um melhor desempenho em relação ao sistema com distribuição pelo teto; são elas: condicionamento do volume de ar apenas da zona ocupada, aproveitamento da convecção natural que auxilia na retirada do calor do ambiente, temperaturas de insuflação superiores às utilizadas em sistemas convencionais, possibilidade de utilização de ciclos economizadores majorada quando da ocorrência de condições climáticas favoráveis e flexibilidade para mudanças de leiaute.

Para as características ambientais e físicas consideradas para a sala S-17, os resultados obtidos mostram que os sistemas com distribuição de ar pelo piso são capazes de manter condições equivalentes de temperatura interna e podem reduzir o consumo de energia elétrica do condicionamento de ar em até 33,18% e 33,20%, para o sistema *UFAD* e *DV*, respectivamente, se comparados com um sistema convencional com distribuição de ar pelo teto (CBAD). Este melhor desempenho, ou seja, cerca de 33% foi observado para o caso 10: pé-direito de 3,50 m; temperatura de insuflação de 19 °C; e controle entálpico. Devido ao elevado consumo elétrico de sistemas de climatização em ambientes públicos e de escritórios tal redução no consumo de energia é significativo.

A análise do impacto das variações no pé-direito, temperatura de insuflação de ar e uso ou não do controle entálpico indicou que o controle entálpico tem impacto mais significativo no consumo elétrico do sistema de climatização, enquanto o aumento da temperatura de insuflação e o aumento do pé-direito têm variações menos significativas, mas ainda importantes.

A análise de sensibilidade realizada para o aumento do pé-direito (2,75 m, 3,50 m e 4,50 m) indica resultados com mesmo padrão que os resultados encontrados por Alajmi e El-Amer (2010). Para os casos em que não é utilizado o ciclo economizador, o aumento do pé-direito proporciona melhora no rendimento do consumo elétrico. Já com o uso do ciclo economizador o rendimento máximo é alcançado para a condição de 3,50 m e temperatura de insuflação de 19 °C, sendo a diferença na redução do consumo de energia para as outras alturas menor que 0,05%. Assim, considera-se que 3,5 m foi a altura ótima para o uso deste tipo de sistema no caso estudado.

O aumento da temperatura de insuflação de ar (17,2 °C, 19 °C e 21 °C) aumenta o consumo de energia elétrica para o condicionamento de ar para o sistema com distribuição de ar pelo piso sem o ciclo economizador. Isto indica que, pela simulação, este aumento ocorre devido à maior solicitação do ventilador pela maior demanda de vazão de ar, situação também discutida por Alajmi e El-Amer (2010). Por outro lado, a redução no consumo de energia elétrica teve melhor valor para a temperatura de insuflação igual a 19 °C quando da utilização do controle entálpico (ciclo economizador). A sensibilidade do sistema em relação às variações de temperatura estudadas promoveu uma variação negativa maior que 10% e positiva maior que 6%, para os casos sem e com ciclo economizador.

O ciclo economizador proporciona redução no consumo de energia do sistema em todos os casos estudados, sendo sua contribuição expressiva, chegando a atingir uma melhora de até 38,90% e 38,91%, para o UFAD e DV, respectivamente.

Pelas análises dos casos estudados, pode-se concluir que os sistemas de distribuição de ar pelo piso, tanto UFAD quanto DV, oferecem um excelente potencial para economia de energia na climatização dos ambientes, sendo que a combinação da temperatura de insuflação a 19°C, com a adoção do controle entálpico e a aplicação a ambientes com pé-direito em torno de 3,5m, apresentou o melhor resultado de desempenho energético, com uma economia de mais de 30% se comparados ao sistema convencional CBAD.

Além dos resultados obtidos nesta pesquisa, é importante salientar as vantagens do uso da simulação computacional. A ferramenta computacional proporciona uma análise da condição de projeto de maneira rápida, eficiente e de baixo custo, possibilitando ainda a investigação de alternativas para a melhoria do desempenho da edificação. Não somente determinar quais parâmetros melhoram a performance

da edificação, como também, proporcionar uma estimativa de redução de consumo e demanda de energia que cada medida de conservação de energia proporcionaria. Desta forma, quando aplicada na fase inicial de projeto, onde mudanças são implementadas com maior facilidade e menor custo, a simulação computacional termoenergética tem capacidade de proporcionar diretrizes para o desenvolvimento do projeto com melhor desempenho. Para o proprietário da edificação a orientação obtida através da simulação dará subsídios para uma operação mais econômica e eficiente, reduzindo os custos com manutenções.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para um entendimento mais abrangente sobre a viabilidade da utilização de sistemas com distribuição de ar pelo piso, os seguintes estudos são sugeridos:

- Realizar comparação entre o custo de investimento de um sistema com distribuição de ar pelo piso e pelo teto.
- Avaliar o potencial de consumo de energia elétrica do sistema com distribuição de ar pelo piso para as diferentes condições climáticas do Brasil.

7 REFERÊNCIAS

ALAJMI, A.; EL-AMER, W. Saving energy by using underfloor-air distribution (UFAD) system in commercial buildings. In: **Energy Conversion and Management**. V. 51, ed. 51, p. 1637-1642, 2010.

ALLOUHI, A. et al. Solar driven cooling systems an updated review. In: **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. V. 44, p. 159-181, 2015.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. **ANSI/ASHRAE Standard 55**: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. New York - USA: 2013.

_____. **ANSI/ASHRAE Standard 62.1**: Ventilation for Acceptable Air Quality. Atlanta, GA. ISSN 1041-2336: 2010.

_____. **ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1**. Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings (SI Edition). Atlanta, GA. ISSN 1041-2336. 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-2**: desempenho térmico de edificações parte 2: métodos de cálculo de transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro, 2005.

_____. **NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro, 2008.

_____. **NBR 16401-2**: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 2: Parâmetros de Conforto Térmico. Rio de Janeiro, 2008.

_____. **NBR 16401-3**: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008.

BAUMAN, F. S. **Underfloor Air Distribution (UFAD) Design Guide**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1791 Tullie Circle, N.E. Atlanta, GA 30329. (2003).

CENSO COWORKING BRASIL. **CENSO COWORKING BRASIL 2017**. Disponível em: <<https://coworkingbrasil.org/censo/2017/>>. Acessado em: 30 de outubro de 2017.

CHEN, Q.; GLICKSMAN, L. **System Performance Evaluation and Design Guidelines for Displacement Ventilation**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2003).

COP21. **The 2015 Paris Climate Conference**. United Nations Climate Change Conference 2015, Paris. Disponível em: <<http://www.cop21paris.org/about/cop21>>. Acessado em: 20 de novembro de 2016.

CRAWLEY, D. B. et al. Beyond DOE-2 and BLAST: EnergyPlus, the New Generation Energy Simulation Program. **In Commercial Buildings: Technologies, Design, and Performance Analysis**: Proceedings of the 1998 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings (Vol. 3, pp. 3.89-3.104). Washington, DC, 1998.

DELBIN, S. **Inserção de simulação computacional de conforto ambiental de edifícios em ensino de projeto arquitetônico: proposta de metodologia**. 2006. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2006.

ELETROBRÁS. **Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil: sumário executivo – ano base 2005**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2007.

Empresa de Pesquisa Energética (EPE). **Balanço Energético Nacional 2015: Ano base 2014**. Rio de Janeiro, 2015.

FANGER, P. O. **Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering**. New York: McGraw-Hill Book Company, 244, 1972.

FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico**. 5ª ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

GRIFFITH, B.; CHEN, Q. Framework for coupling room air models to heat balance load and energy calculations (RP-1222). In: **ASHRAE**. Atlanta, v 10, n 2, 2004.

HONEYWELL. **Engineering Manual of Automatic Control for Commercial Buildings**. (Heating Ventilating, Air Conditioning), Minnesota, 505p., 1997.

INATOMI, T. A. H. **Análise da eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso em ambiente de escritório, na cidade de São Paulo, utilizando o modelo computacional EnergyPlus**. 2008. 87 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). **ISO 7730**. Ergonomics of the Thermal Environment – “Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Criteria. Geneva, 2005.

KALLAKURI, C. et al. The 2016 International Energy Efficiency Scorecard. In: **The American Council for an Energy Efficient Economy (ACEEE)**. Report E1602. Washington, DC. 2016.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência Energética na Arquitetura**. 2. ed. São Paulo: PW editores, 2004. v. 1. 188 p.

LEITE, B. C. C. **Sistema de Ar Condicionado com Insuflação pelo Piso em Ambientes de Escritórios: Avaliação do Conforto Térmico e Condições de Operação**. 2003. 152 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

MARÈ, R. M. **Estudo de eficiência da ventilação em sistema de climatização com distribuição de ar pelo piso** / R.M. Marè. – ed.rev. -- São Paulo, 2010. 205 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Construção Civil.

MARINOSKI, D. L.; MILBRATZ, J. H.; LAMBERTS, R. Verificação de propriedades térmicas e ópticas de janelas através de simulação computacional. In: XII Encontro Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído – **ENTAC 2008**, Fortaleza, 2008.

MENDES, N. et al. Uso de instrumentos computacionais para análise do desempenho térmico e energético de edificações no Brasil. **Ambiente Construído**, Porto Alegre, v. 5, n. 4, p. 47-68, 2005.

MOCHIZUKI, D. O. **Análise das técnicas da ventilação sob demanda e do economizador de ar externo em sistemas de condicionamento de ar**. 2014. 229 p. Dissertação (Mestrado) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014.

PRICE INDUSTRIES. **Engineering Guide - Underfloor Products**. Price Industries Limited. Suwanee, Georgia, 2011. Disponível em: <<https://www.priceindustries.com/>>. Acessado em: 05 de março de 2017.

SAINT-GOBAIN. Vidro SGG SATINOVO. Disponível em: <<http://pt.saint-gobain-glass.com/product/1888/sgg-satinovo>>. Acessado em: 10 de janeiro de 2017.

SEEM, J, E.; HOUSE, J. M. Development and evaluation of optimization-based air economizer strategies. In: **Applied Energy**. v. 87, n. 3, p. 910–924. 2010.

SKISTAD, H. et al. **Displacement ventilation in non-industrial premises**. Guidebook nº1 (2002). REHVA – Federation of European Heating and Air-conditioning Associations.

TRIBESS, A. **Análise de conforto térmico em ambientes climatizados**. Tese de Livre Docência, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2008. 130p.

TRIBESS, A. **Capítulo 10: Sistemas de Ar Condicionado e de Distribuição de Ar**. Disciplina - Conforto Térmico. Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade de São Paulo, 2015. 24 p.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (DOE). Documentation. **Engineering Reference**. EnergyPlus™ Version 8.6 Documentation. U.S. Department of Energy. 2016a. Disponível em: <<https://energyplus.net/>>. Acessado em: 23 de janeiro de 2016.

_____. Documentation. **Input Output Reference**. EnergyPlus™ Version 8.6 Documentation. U.S. Department of Energy. 2016b. Disponível em: <<https://energyplus.net/>>. Acessado em: 23 de janeiro de 2016

YU, K. et al. Influence of lighting loads upon thermal comfort under CBAD and UFAD systems. In: **Energies**. V. 8, p. 6079-6097, 2015.

APÊNDICE A – GRÁFICOS DOS CASOS DE 1 A 17 E COMPARAÇÕES

Este apêndice apresenta, através de gráficos os resultados obtidos das simulações para as comparações estudadas.

Comparação – pé-direito (Cpd)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Comparação – Temperatura de insuflação de ar (Ct)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Comparação – Comparação – Ciclo economizador (Ce)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)

Fonte: Autor (2018)