



PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

SIMULAÇÃO NUMÉRICA E DE CAMPO PARA AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA POR RESFRIAMENTO EVAPORATIVO EM UMA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO

Por,
Paulo Augusto Strobel Freitas Silva

Brasília, 29 de Dezembro de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA E DE CAMPO PARA
AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA POR
RESFRIAMENTO EVAPORATIVO EM UMA
PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO**

POR,

Paulo Augusto Strobel Freitas Silva

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Mário Siqueira, UnB/ ENM

Prof. Armando Caldeira pires, UnB/ ENM

RESUMO

O presente trabalho apresenta resultados de um estudo de engenharia sobre a aplicação de resfriamento evaporativo com o objetivo de atingir o conforto térmico na praça de alimentação do Shopping Conjunto Nacional. O trabalho foi baseado em simulações de escoamento de fluido e transferência de calor, realizadas pelo software CFX, desenvolvido pela empresa Ansys Inc.

ABSTRACT

This paper presents results of an engineering study on the use of evaporative cooling in order to achieve thermal comfort in the food court of Conjunto Nacional mall. The work was based on simulations of fluid flow and heat transfer, accomplished with the software CFX, developed by Ansys Inc.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	12
1.1. TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA.....	12
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
1.3. OBJETIVO.....	17
1.4. METODOLOGIA	17
1.5. ESTRUTURA DO RELATÓRIO	18
2. REVISÃO TEÓRICA	19
2.1. MISTURA DE GASES PERFEITOS.....	19
2.2. CALOR SENSÍVEL.....	20
2.3. CALOR LATENTE	20
2.4. PSICROMETRIA.....	20
2.5. TEMPERATURA (<i>T</i>)	20
2.5.1. TEMPERATURAS DE BULBO SECO (<i>TBS</i>).....	20
2.5.2. TEMPERATURAS DE BULBO UMIDO (<i>TBU</i>).....	21
2.5.3. TEMPERATURA DO PONTO DE ORVALHO (<i>TO</i>)	21
2.6. UMIDADE RELATIVA (ϕ).....	21
2.7. UMIDADE ABSOLUTA (<i>w</i>).....	21
2.8. VOLUME ESPECÍFICO (<i>v</i>)	22
2.9. CALOR ESPECÍFICO À PRESSÃO CONSTANTE (<i>C_{pu}</i>).....	22
2.10. ENTALPIA (<i>h</i>)	22
2.11. TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA	23
2.12. CONFORTO TÉRMICO	25
2.12.1. TEMPERATURA FISIOLÓGICA.....	26
2.12.2. PRODUTIVIDADE E CALOR	27
2.12.3. TEMPERATURA EFETIVA	27
2.12.4. ZONA DE CONFORTO	29
2.12.5. TEMPERATURA DE PROJETO ASHRAE.....	30
2.12.6. ÍNDICE DE CONFORTO TÉRMICO	30
2.12.7. NORMAS PARA CONFORTO TÉRMICO	32
2.13. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	33
2.13.1. CONCEITOS TEÓRICOS	33
2.13.2. GANHO DE CALOR POR SUPERFÍCIES TRANSPARENTES	34
2.13.3. GANHO DE CALOR POR SUPERFÍCIES OPACAS E GANHO DE CALOR POR SUPERFÍCIES OPACAS.....	34
2.13.4. GANHO DE CALOR DEVIDO A GERAÇÃO INTERNA.....	36
2.13.5. GANHO DE CALOR DEVIDO A VENTILAÇÃO E INFILTAÇÃO	37
2.13.6. CARGA TÉRMICA TOTAL	38
3. RESFRIAMENTO EVAPORATIVO.....	39
3.1. EFETIVIDADE	41
3.2. TEMPERATURA E VAZÃO DE INSUFLAMENTO	42
3.3. RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	43
4. MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	44
4.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES	45
4.1.1. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE	45
4.1.2. EQUAÇÃO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO	45
4.1.3. EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA	46
4.1.4. CONDIÇÕES DE CONTORNO	47
4.2. MODELO COMPUTACIONAL CFX.....	47
4.2.1. ETAPAS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	48
4.2.2. PRÉ-PROCESSADOR (CFX PRE-PROCESSOR).....	48

4.2.3.	PROCESSADOR (CFX SOLVER MANAGER)	48
4.2.4.	PÓS-PROCESSADOR (CFX POST-PROCESSOR)	50
4.2.5.	MALHA NUMÉRICA.....	50
4.2.6.	CONDIÇÕES DE CONTORNO	51
5.	ESTUDO DE CASO	53
5.1.	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	53
5.2.	DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO INICIAL	54
5.2.1.	SIMULAÇÃO DA PRAÇA DAS GAIVOTAS	55
5.2.2.	SIMULAÇÃO DA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO	57
AS PREMISSAS TEÓRICAS CONSIDERADAS PARA A MODELAGEM DO FLUIDO DENTRO DO VOLUME DA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO FORAM:		61
5.2.3.	COMPARAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E REALIDADE.....	64
5.3.	CONFORTO TÉRMICO DA SITUAÇÃO INICIAL.....	65
5.4.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA E VAZÕES DE AR.....	66
5.5.	INTERVENÇÕES APLICÁVEIS	67
5.5.1.	TROCA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO	67
5.5.2.	ISOLAMENTO DAS ESCADAS.....	68
5.5.3.	APRIMORAMENTO DA EXAUSTÃO	68
5.5.4.	INSTALAÇÃO DE VENTILADORES PARA EXAUSTÃO	69
5.5.5.	DISTRIBUIÇÃO DO INSUFLAMENTO.....	70
5.5.6.	EXAUSTÃO POR VENTILADORES NA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO	71
5.5.7.	UTILIZAÇÃO DE SERPENTINAS	72
5.6.	ANÁLISE DAS SIMULAÇÕES E DEFINIÇÃO DA INTERVENÇÃO ÓTIMA.....	74
5.7.	SITUAÇÃO ATUAL	76
5.7.1.	MEDIÇÕES	78
5.7.2.	COMPARAÇÃO ENTRE A CONDIÇÃO REAL E A SIMULADA	79
5.8.	PREVISÃO DE CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO PARA SITUAÇÃO ÓTIMA	80
5.9.	RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DA SOLUÇÃO ÓTIMA.....	85
5.10.	RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	85
5.11.	IMPACTO AMBIENTAL.....	85
5.12.	CUSTO	86
6.	CONCLUSÕES	88
7.	BIBLIOGRAFIA	90
ANEXOS.....		93
ANEXO I – PLANTA BAIXA.....		94
ANEXO II – MEDIÇÕES DE CAMPO		95
ANEXO III – CONFORTO TÉRMICO INICIAL		105
ANEXO IV – CARGA TÉRMICA		107
	PREMISSAS DE CÁLCULO	107
	CONDIÇÕES EXTERNAS.....	107
	CONDIÇÕES INTERNAS	107
	FONTES INTERNAS DE CALOR	107
	CARGA TÉRMICA TOTAL.....	107
	RENOVAÇÃO DE AR	107
ANEXO V- PROGRAMA ELABORADO EM EES PARA OS CALCULOS DO PROJETO		108
ANEXO VI CONDIÇÕES DE CONTORNO E VISUALIZAÇÕES DAS SIMULAÇÕES REALIZADAS.....		110
	PRAÇA DAS GAIVOTAS:	110
	PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO INICIAL	111
	PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO E EXAUSTAO POR GRELHAS LINEARES.....	113
	PRAÇA DAS GAIVOTAS COM ELEFANT	115

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO DISTRIBUIDO	117
PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO DISTRIBUIDO E EXAUSTAO POR ELEFANT SOB A PRAÇA	119
PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO PARA DISTRIBUIÇÃO DE INSUFLAMENTO, EXAUSTAO POR ELEFANT SOB PRAÇA E OPERAÇÃO DE 50% DE EXAUSTAO DOS LOJISTAS.....	121
ANEXO VII – MATERIAL EXISTENTE.....	123

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Transferência de calor e massa entre o ar e uma superfície úmida	23
Figura 2 - Fatores que afetam conforto térmico (Fonte: Stoecker, 1985)	25
Figura 3 - Carta de conforto ASHRAE (Fonte: Camargo, 2009).....	28
Figura 4- Diagrama Bioclimático de Givoni (Gonçalves, 2000)	29
Figura 5- Gráfico PPV x PMD (Fonte: Águas, 2000).....	32
Figura 6- Taxa de ocupação de acordo com o Local (Fonte: NBR6401)	37
Figura 7-Resfriador evaporativo direto (Fonte: Camargo, 2009)	39
Figura 8- Representação do resfriador evaporativo direto na carta psicrométrica.....	40
Figura 9- Resfriador evaporativo indireto do tipo placa (Fonte: Camargo, 2009).....	40
Figura 10- (a) resfriador indireto-direto (b) Carta psicrométrica do sistema duplo-estagio) (Fonte: Castro, 2003).....	41
Figura 11 - Redução de temperatura no resfriador evaporativo	42
Figura 12 - Temperaturas na saída dos estágios.....	43
Figura 13- Diagrama de erro fornecido pelo software Solve-Manager	49
Figura 14- Malha estruturada (a) e não-estruturada (b)	50
Figura 15 – Tipos de elementos volumétricos de malha.....	51
Figura 16 - Praça de alimentação	53
Figura 17 - Escada de acesso ao pavimento superior.....	54
Figura 18 - Escadas de acesso ao pavimento inferior	54
Figura 19 - Praça das Gaivotas.....	55
Figura 20 - CAD gerado no Solidworks da "Praça das Gaivotas"	55
Figura 21 - Simulação do campo de escoamento da "Praça das Gaivotas"	56
Figura 22 - CAD gerado no Solidworks da praça de alimentação em vista isométrica.....	57
Figura 23- Vista em corte gerado no Ansys.....	57
Figura 24 - Skewness da malha da praça de alimentação	58
Figura 25 - Skewness da malha da praça das gaivotas.....	58
Figura 26 – Representação da ocupação na praça de alimentação.....	61
Figura 27 - Distribuição de temperatura a 1.5m do chão na configuração primitiva.....	62
Figura 28- Distribuição do escoamento na configuração primitiva	62
Figura 29 – Zona de conforto na praça de alimentação	63
Figura 30- Integração CAD com o software ProArCondicionado.....	66

Figura 31 - Exemplo de modulo de resfriamento evaporativo.....	68
Figura 32 - Escada fechada com porta de vidro automática	68
Figura 33 - Praça de alimentação com a intervenção de grelhas lineares para exaustão	69
Figura 34 - Clarabóia do hall da "Praça das Gaivotas"	70
Figura 35 - Ventilador de grande porte "Elefant"	70
Figura 36 - Praça de Alimentação com a intervenção de ventiladores axiais sob a praça de alimentação.....	72
Figura 37 – Efetividade x Umidade Relativa Externa (Camargo, 2003).	73
Figura 38 - Escoamento de ar na praça de alimentação na situação ideal.	74
Figura 39 - Distribuição de temperatura na praça de alimentação para a situação ideal.	75
Figura 40 - Zona de conforto na praça de alimentação ótima.....	75
Figura 41 - Distribuição de temperatura na praça de alimentação para a situação atual	76
Figura 42 - Distribuição do escoamento na configuração atual	77
Figura 43 - Zona de conforto na praça de alimentação atual	77
Figura 44 - Condição climática típica nas medições.....	78
Figura 45-Zona de conforto térmico da situação inicial	81
Figura 46 - Zona de conforto na praça de alimentação atual	81
Figura 47- Zona de conforto térmico da solução ótima	82
Figura 48- Carta de Conforto para a solução ótima	83
Figura 49- Parâmetros adotados e calculo de PPD e PMV	84
Figura 50- Processo de resfriamento evaporativo da solução ótima.....	85
Figura 51- Resultados de medição da praça de alimentação.....	97
Figura 52 - Vista superior esquemática da tomada de medições na clarabóia.....	98
Figura 53- Representação esquemática da tomada de pontos em cada parte da clarabóia	98
Figura 54- Analysis CST do dia 18/12/2010.....	105
Figura 55 - Gráfico PMV X PPD do dia 18/12/2010.....	106
Figura 56- "Praça das Gaivotas"	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição padrão do ar seco no nível do mar	19
Tabela 2- Temperatura Aparente baseada na temperatura do ar e Umidade Relativa	26
Tabela 3 - Sintomas de cansaço térmico associado à temperatura aparente	26
Tabela 4 - Influência da temperatura Aparente na produtividade do trabalho.....	27
Tabela 5 - Relação entre a velocidade do ar e a sensação de resfriamento.....	28
Tabela 6 - Temperaturas de Bulbo Seco e Bulbo úmido.....	30
Tabela 7- Constantes para determinar a infiltração (Fonte: Stoecker).....	38
Tabela 8 - Dados medidos nas lojas adjacentes	59
Tabela 9 - Comparação entre a temperatura medida e simulada.....	64
Tabela 10 - Comparação entre temperaturas medidas com a da simulação.....	79
Tabela 11 - Comparação das velocidades e temperatura medida com a da simulada (anemômetro)	79
Tabela 12- Estimativa de Custo de equipamentos	86

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
C_p	Calor específico a pressão constante	$[kJ/kg.K]$
COP	Coefficiente de performance efetividade	$[-]$ $[-]$
E_t	irradiação solar incidente	$[W/m^2]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
L	carga térmica atuante sobre o corpo	$[W/m^2]$
M	atividade desempenhada pelo individuo	$[W/m^2]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
P	Pressão	$[Pa]$
PMV	voto médio estimado, ou voto de sensação de conforto térmico	$[-]$
q_s	Calor sensível	$[W]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
TO	Temperatura de ponto de orvalho	$[^{\circ}C]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
u, v e w	velocidades	$[m/s]$
W	Umidade absoluta	$\left[\frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de ar seco}} \right]$
v	Volume específico	$\left[\frac{m^3}{kg \text{ de ar seco}} \right]$

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	$[m^3/kg]$
ϕ	Umidade Relativa	$[-]$

Subscritos

amb	ambiente
ext	externo
in	entrada
ex	saída
a	ar
v	vapor
B_s	bulbo seco
B_u	bulbo úmido
D	Radiação direta;
τ	Porção transmitida;

d Radiação difusa.

Sobrescritos

- Variação temporal
- Valor médio

Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

1. INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma breve introdução sobre a motivação, a definição e o escopo do projeto.

1.1. TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

O condicionamento do ar é responsável tanto pelo aumento da eficiência do homem no trabalho quanto pelo seu conforto, principalmente nos períodos mais quentes do ano. Atualmente o sistema de refrigeração mais utilizado para esse fim é o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. No entanto, o resfriamento evaporativo pode ser uma alternativa econômica em muitos casos, podendo substituir o sistema convencional sob algumas condições ou ser até mesmo utilizado como pré-resfriador no sistema convencional. Isso gera uma redução dos custos de operação com relação aos sistemas que utilizam somente a refrigeração mecânica (Schibuola, 1997).

O método de simulação numérica aplicada às áreas de Mecânica dos Fluidos e transferência de calor, conhecido como DFC (Dinâmica dos fluidos Computacional), é atualmente uma ferramenta poderosa para a solução de problemas nestas e em outras áreas do conhecimento científico ou tecnológico (Fortuna, 2000).

Em um sistema de resfriamento evaporativo a operação acontece somente com a presença de fluidos naturais, como a água. O princípio de resfriamento se dá pela utilização do calor de evaporação da água através de um fluxo de ar. Isso implicaria em uma transferência de calor entre ar e água, que resulta na redução da temperatura do ar e aumento da sua umidade. A redução de temperatura ocorre devido às trocas de calor sensível entre o ar e a água, auxiliada pela diferença de pressão de vapor entre o ar corrente e o ar junto à superfície úmida, que permite a transferência de calor e massa.

A transferência de massa nesse sistema é associada à mudança de fase da água (líquido para vapor), que implica em uma transferência de calor latente da água. Essa troca de calor faz com que a temperatura de bulbo seco do ar após o processo tenda a aproximar da temperatura de bulbo úmido. Basicamente é o mesmo efeito que acontece em nossa pele depois de um banho frio em dia quente.

Uma das principais características desse processo é a maior eficiência em locais em que há uma grande diferença entre a temperatura de bulbo úmido e seco. Em clima como o de Brasília em que grande parte do ano é quente e sua eficiência é grande, além de causar um aumento de umidade benéfico no local.

O sistema de refrigeração por compressão mecânica necessita sempre de uma demanda de energia muito maior do que os sistemas evaporativos, devido à complexidade de seus equipamentos e condições de trabalho dos fluidos refrigerantes. Graças à pequena quantidade de equipamentos (ventilador, bomba hidráulica e painel evaporativo) e simplicidade de funcionamento o sistema de

resfriamento evaporativo apresenta baixo consumo de energia elétrica, facilidade de manutenção, instalação e operação. Além de possibilitar uma flexibilidade com sistemas de condicionado já instalados, podendo ser usado de forma indireta para resfriar um trocador de calor ou até mesmo na renovação de ar no ambiente. Por ser um sistema que opera com renovação total do ar, elimina-se a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema constante nos sistemas de condicionamento de ar convencionais, aumentando a qualidade do ar interior (Camargo, 2009).

No Brasil, os sistemas de ar condicionado e refrigeração representam uma taxa de consumo de energia de, aproximadamente, 10% do total produzido no país. Os principais responsáveis por esse consumo são os compressores, que estão presentes em quase todos os sistemas de refrigeração empregados no mundo. O consumo de energia elétrica de um sistema evaporativo chega a ser de 40% a 80% menor do que o consumo de um sistema de refrigeração de compressão, dependendo das condições climáticas do ar externo (Fonseca, 2007). O ar condicionado chega a representar 7% do consumo de energia elétrica em lugares residenciais.

Nos anos oitenta, cerca de 80% das edificações comerciais nos Estados Unidos adquiriram equipamentos de climatização para conforto térmico. A estimativa de capacidade instalada era de aproximadamente 100 milhões de toneladas de refrigeração, sendo que 95% operavam com ciclo de compressão de vapor. Segundo Camargo (2009) há aproximadamente 30 milhões de aparelhos de ar condicionado evaporativo funcionando no mundo e a utilização desses equipamentos economiza cerca de 60 milhões de barris de petróleo, além de evitar a emissão de 27 bilhões de libra de CO_2 anualmente. Somente nos EUA o mercado de resfriadores evaporativos residenciais movimenta cerca de US\$ 180 milhões por ano, com mais de quatro milhões de unidades instaladas.

O aumento da frequência de desastres naturais e redução de recursos naturais têm alertado a sociedade para a influência do impacto do homem e máquinas no meio ambiente. Como consequência, a relação entre homem e meio ambiente tem sido repensada e mudanças no uso do meio ambiente tornam-se cada vez mais urgente. A conscientização gerou-se uma maior cobrança e necessidade por sistemas de refrigeração que poluam menos. Quando se trata desse assunto os sistemas de ar condicionado convencionais são considerados grandes vilões, devido ao uso de gases CFC's, e outros gases poluentes, que contribuem de maneira significativa para degradação da camada de ozônio. Por mais isolado que um circuito frigorífico a compressão seja, o vazamento de fluido refrigerante sempre acontecerá, com o passar dos anos sempre será necessário uma recarga desse fluido. Em consequência disso, os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto(2002) e a *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning* – ASHRAE, estabeleceram posições a serem tomadas e metas a serem atingidas para extinguir a produção de fluidos refrigerantes que prejudicam o meio ambiente. Em contrapartida ao método usual em um sistema de resfriamento evaporativo não há o uso desses gases. Além de poupar energia reduz a demanda de potência de pico e também a emissão de CO_2 de plantas termelétricas.

O processo de resfriamento evaporativo apresenta uma maior dependência da situação do ambiente externo, isso talvez seja uma das principais razões pelo qual é pouco aproveitado no Brasil. A utilização do método de resfriamento evaporativo no Brasil é mais comum em abrigo de animais e hortifrutigranjeiros, que necessitam de um controle rigoroso de umidade. O processo de resfriamento evaporativo é amplamente empregado em torres de resfriamento de água, lavadores de ar, condensadores evaporativos, resfriadores de líquido e também com a função de amenizar a temperatura em ambientes onde existe grande geração de calor. Contudo, é pouco explorado e difundido com a finalidade de conforto térmico humano. Embora seja aplicável em quase todo tipo de ambiente, de pequenos a grandes espaços, de áreas pouco povoadas a grandes adensamentos, de locais com baixa carga térmica a grandes geradores de calor. Em uma comparação ao mercado Americano nota-se que esse sistema tem um grande potencial de utilização no Brasil, devido ao baixo custo de investimento e clima quente presente no país.

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde o período pré-histórico o ser humano sente a necessidade em descobrir maneiras eficazes de condicionar ambientes, com a finalidade de torná-los confortáveis ou até mesmo propício para conservação de alimentos. As primeiras tentativas se deram pelo uso de Gelo natural, que era recolhido no inverno e armazenado em lugares isolados, com palha e esterco, assim conservando o gelo por grandes períodos e possibilitando sua utilização posteriormente.

Afrescos e pinturas datadas de aproximadamente 2500 A.C mostram escravos utilizando jarras de água para resfriar cômodos para a realeza, evidenciando o uso de resfriamento evaporativo no conforto térmico. Utilizavam-se também panos molhados pendurados na direção dos ventos dominantes e chafarizes em pátios fechados, com a finalidade de criar um ambiente agradável. Em antigas construções do Egito antigo apresentavam um sistema de distribuição de água para locais onde o clima é mais seco e quente, por meio de potes porosos com água, lagoas, piscinas e até mesmo rampas com filmes de água embutidas em locais de paredes densas. Dessa forma, possibilitando que o ambiente fique mais agradável graças à redução de temperatura ocasionada pelo processo de evaporação da água.

O resfriamento evaporativo também esteve presente em construções na antiga Pérsia. Essas construções apresentavam uma arquitetura peculiar, que possibilitavam uma ventilação natural entre os edifícios. Juntos a esses canais de passagem de ar eram construídos reservatórios de água, resfriando assim a corrente de ar e reduzindo a temperatura no interior da construção.

Embora a utilização do resfriamento evaporativo seja antiga, os mecanismos físicos e termodinâmicos não eram compreendidos e isso limitava o desempenho do sistema. O primeiro mecanismo de resfriamento evaporativo foi criado por Leonardo da Vinci (1452-1519), que consistia

em uma roda d'água oca, com uma passagem de ar projetada para guiar o ar até o local desejado. Assim, o ar era resfriado pela passagem da água no percurso e pela movimentação da roda. Leonardo da Vinci também contribuiu de maneira eficaz aos estudos sobre mecânica dos fluidos, sugerindo formas que reduziam o arrasto de barcos na água.

Inicialmente os estudos de mecânicas dos fluidos estavam focados no comportamento desses elementos de forma experimental. Posteriormente com o desenvolvimento da física e matemática Leonard Euler (1707 – 1783) deduziu as equações de movimento de fluidos, as equações de Euler. Ainda século 18, John Dalton (1766-1844) estabeleceu a natureza da evaporação e sua importância ao ciclo global.

No século 19 a ciência da mecânica dos fluidos teve um intenso progresso a partir dos trabalhos de Claude Navier (1785-1836), Simeon Poisson (1781-1840) e de George Stokes (1819-1903), que descreveram o comportamento dos fluidos na forma das equações de Navier-Stokes. A importância dessas equações foi essencial para o desenvolvimento do estudo sobre fluidos. As soluções analíticas para essas equações foram apresentadas posteriormente em 1945 por Lamb e mesmo assim para alguns poucos casos. Essa demora por uma solução analítica é justificada pela complexidade de equações diferenciais parciais não lineares, presentes nas equações de Navier-Stokes. Naquela época teoria matemática não era capaz de apresentar soluções as analíticas. Ainda no século 19, Darcy (1803-1858) desenvolveu uma caracterização quantitativa do que ocorre com escoamentos através de meios porosos, que permitiu o início de estudos sobre o comportamento do fluido nos painéis evaporativos.

Com o desenvolvimento das cartas psicrométricas por William Carrier (1876-1950) no século 20, aumentou a facilidade em determinar as condições de operação de um sistema de ar condicionado. O progresso da física e matemática também permitiu a formulação de equações que caracterizam a transformação de calor sensível em latente, durante a saturação adiabática do ar, que é o processo termodinâmico que ocorre no resfriamento evaporativo (Camargo, 2009).

A evolução do computador digital a partir dos anos 50 surgiu uma alternativa para análise do movimento dos fluidos através de simulação numérica das equações de Navier-Stokes, utilizando técnicas computacionais, o campo de velocidades que compõem o escoamento (Fortuna, A.R, 2000).

Maclaine e Banks (1981) propuserem uma teoria para correlacionar o coeficiente de transferência de calor entre superfícies seca e úmida, que permite definir o desempenho de um trocador de calor de superfície úmida e confrontá-los com resultados experimentais.

Wiersma e Short (1983) realizaram um estudo que assinala o aumento expressivo na evaporação de água quando o fluxo de ar está em um escoamento de regime turbulento, isso proporciona um aumento apreciável na transferência de calor e massa entre o ar e a superfície úmida.

Em decorrência Protocolo de Montreal em 1987 e a restrição a fluidos refrigerantes, que degradam o meio ambiente, houve um maior incentivo à pesquisa e desenvolvimento do estudo de resfriamento evaporativo. Dowdy e Karabash (1985) obtiveram através de experimentos, os coeficientes de transferência de calor e massa para um processo de resfriamento evaporativo direto, analisando vários tamanhos de painéis evaporativos de celulose, resultando em um maior detalhamento do dimensionamento de painéis evaporativos.

Nessa época a eficiência do resfriamento evaporativo ainda era limitada pela temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Entretanto, com o surgimento os sistemas evaporativos do tipo direto-indireto, já se têm alcançado temperatura de saída do ar a saída do trocador inferior a temperatura de bulbo úmido, até bem próximo do ponto de orvalho (Mathaudhu 2000). Brown (1991) estudou a aplicação do sistema de resfriamento evaporativo em um ambiente de elevada carga térmica visando a economia energia enquanto melhora a qualidade do ar no local, sem agredir o ambiente. Percebeu-se que para o ambiente estudado, houve uma redução no consumo energético anual do sistema VAAC (Ventilação, Aquecimento e ar condicionado) de 15,1% no sistema de resfriamento evaporativo direto (Castro, 2003).

Filho (1997) desenvolveu um trabalho sobre a aplicação de resfriamento evaporativo para o conforto ambiental na região Centro-Oeste. Nesse estudo foi feita uma análise comparativa entre os sistemas de resfriamento evaporativo direto e indireto/direto aplicados ao conforto térmico de ambientes de ensino. Concluindo que o sistema de resfriamento evaporativo indireto/direto tem um desempenho melhor que o sistema exclusivamente direto, quando maior é a exigência de temperatura do projeto.

Camargo e Cardoso (1997) abordaram em um estudo introdutório a utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo.

Dai e Sumathy (2002), fizeram uma análise teórica de um resfriador evaporativo direto, usando o papel úmido tipo colméia como material do painel úmido, concluindo que estruturas com essas características são mais compactas em tamanho e peso. Além de atender as necessidades de resfriamento e umidificação desejados. Liao e Chiu (2002) realizaram testes experimentais com painéis evaporativos de materiais alternativos, através de um túnel de vento compacto capaz de simular o resfriamento evaporativo. O desempenho de resfriamento evaporativo, em termos de efetividade e queda de pressão, foi determinado para painéis produzidos à base de esponja de PVC, áspera e fina, de espessuras de 50, 100 e 150 mm. Constatou-se que o painel arranjado em esponja de PVC áspera apresentou uma efetividade entre 81 e 85%, nas condições estabelecidas, já o painel em esponja de PVC fina apresentou uma efetividade entre 76 e 91%. Camargo e Ebinuma (2002) desenvolveram um modelo matemático do resfriamento evaporativo direto e indireto, baseando na transferência de calor e massa entre o ar e a água, com algumas hipóteses de simplificação. Permitindo

chegar às principais relações de grandeza envolvidas no resfriamento evaporativo, que podem ser usadas na simulação do processo de busca de uma otimização para o projeto (Castro, 2004).

Camargo (2003) realizou um estudo baseando-se nas temperaturas de bulbo seco e úmido de varias localidades do Brasil detalhando a aplicação de sistema de resfriamento evaporativo no país. Concluiu-se que esse sistema tem grande aplicabilidade em lugares que a temperatura de bulbo umido é abaixo de 25°C durante grande parte do ano, que ocorre em Brasília. Ainda em 2003, Wagner e Pimenta fizeram análises e cálculos para três casos distintos de aplicação: resfriamento do ar de entrada em um ciclo de microturbina a gás, climatização de um edifício comercial hipotético e um projeto de resfriamento evaporativo por microaspersão para o Centro Comunitário da UnB.

Castro e Pimenta (2004) abordaram a teoria dos princípios de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo por painéis de contato e construíram uma modelagem matemática da transferência de calor e massa entre a superfície úmida do painel e o ar.

Carossi (2006) desenvolveu um estudo sobre o potencial da aplicação do sistema de resfriamento evaporativo no Brasil com base na modelagem matemática criada por Castro e Pimenta. Resultando em um mapa climático onde o sistema evaporativo tem potencial de ser utilizado, mês a mês e por estado. Camargo e Lombardi (2006) idealizaram uma metodologia para determinação qualitativa da queda de pressão em painel evaporativo, utilizando a ferramenta de simulação computacional CFX. Esse estudo permitiu uma visualização da queda de pressão ao longe do fluxo de ar, através do painel evaporativo umedecido por um fluxo constante de água e uma temperatura pré-estabelecida.

1.3. OBJETIVO

O objetivo desse trabalho é desenvolver um estudo sobre a aplicação do sistema de resfriamento evaporativo na praça de alimentação do Conjunto Nacional com base na modelagem e simulação computacional de escoamento de ar utilizando o software *Ansys CFX*, desenvolvido pela AEA technology. E ainda uma avaliação de viabilidade das sugestões apresentadas, apontando possíveis melhorias no conforto térmico do ambiente, bem como medições no ambiente, visando uma comparação com o modelo computacional gerado.

1.4. METODOLOGIA

Com base na proposta de projeto, foi realizado um estudo e pesquisa sobre sistemas de resfriamento evaporativo, principalmente sobre a utilização de painéis de contato direto.

Antes de estudar o caso, procurou-se levantar dados meteorológicos da cidade de Brasília e estudar a aplicabilidade e condições de operação de um sistema de resfriamento evaporativo na região.

Após toda a parte de pesquisa, iniciou-se um estudo detalhado sobre o ambiente. Esse consistiu na definição dos parâmetros para cálculo de carga térmica, entender porque o conforto térmico não é atendido no local e quais intervenções eram aplicáveis no local.

Posteriormente iniciou-se a etapa de simulação. O primeiro passo foi construir uma estrutura em CAD fiel a praça de alimentação e a praça adjacente, “Praça das Gaivotas”. Logo no início, percebeu que a exaustão natural na “Praça das Gaivotas” influencia no escoamento de ar na praça de alimentação, já que elas são interligadas por dois corredores. Com a finalidade estabelecer uma condição de contorno na “Praça das Gaivotas” realizou-se uma medição da velocidade de saída do ar nas claraboias dessa praça. Por meio dessa medição foi possível realizar uma simulação, que forneceu os dados para a saída do ar nos corredores da praça de alimentação. Com esse dado foi possível realizar uma simulação da condição inicial da praça de alimentação e verificar similaridade dessa com a realidade, por meio de uma comparação entre os resultados obtidos da simulação com as medições feitas em um estudo anterior.

Após o sucesso com a simulação inicial, realizou novas simulações com as intervenções aplicáveis. Através da análise das simulações com as intervenções aplicáveis selecionou-se uma situação ótima e avaliar o conforto térmico para essa. Após a execução das intervenções fez-se novas medições e comparou os dados medidos com a simulação.

1.5. ESTRUTURA DO RELATÓRIO

O projeto aqui apresentado está organizado em cinco capítulos. O primeiro é a introdução, na qual é apresentada os objetivos, metodologia e importância do projeto de climatização e ambientes por resfriamento evaporativo.

O segundo capítulo trata de uma revisão dos conceitos fundamentais de psicrometria, transferência de calor e massa no resfriamento evaporativo, cálculo de carga térmica e conforto térmico.

O terceiro capítulo é dedicado ao processo de resfriamento evaporativo. Descrevendo o equipamento de resfriamento evaporativo, temperatura de operação, efetividade e taxa de eficiência energética para o esse sistema.

O quarto capítulo é voltado para a mecânica dos fluidos computacional, evidenciando as equações governantes, malha numérica e condições de contorno estipuladas.

O capítulo cinco é dedicado ao estudo de caso, Praça de alimentação do Shopping Conjunto Nacional. Nesse capítulo é apresentado os parâmetros adotados para caracterização do ambiente, propostas de melhoria, análise e comparação das simulações, estimativa de orçamento e impacto ambiental.

O capítulo 6 é dedicado a uma análise geral do projeto e conclusões sobre o estudo.

2. REVISÃO TEÓRICA

Serão apresentados, neste capítulo, conceitos importantes para a compreensão dos assuntos tratados e da terminologia utilizada durante a apresentação do projeto

2.1. MISTURA DE GASES PERFEITOS

O ar atmosférico é constituído de uma mistura de gases, de vapor d'água e contaminantes. Nas aplicações de engenharia térmica, a mistura de gases que constituem o ar atmosférico com exclusão do vapor d'água, i.e., quando todos os contaminantes e vapor d'água são removidos do ar atmosférico, é definida como ar seco. Extensivas medições têm demonstrado que a composição do ar seco é relativamente constante, tendo pequenas variações na quantidade dos componentes com o tempo, localização geográfica e altitude (Castro, 2003). A tabela a seguir expõe a composição percentual, em volume ou número de moles por 100 moles do ar seco.

Tabela 1 - Composição padrão do ar seco no nível do mar

Componente	Fórmula Química	Porcentagem em volume (%)	Massa molecular (kg/kg-mol)
Nitrogênio	N ₂	78,084	28,016
Oxigênio	O ₂	20,9476	32,000
Argônio	Ar	0,934	39,948
Dióxido de carbono	CO ₂	0,0314	44,010
Neônio	Ne	0,001818	20,183
Hélio	He	0,000524	4,0026
Metano	CH ₄	0,00015	16,03188
Dióxido de enxofre	SO ₂	0 a 0,0001	64,064
Hidrogênio	H ₂	0,00005	2,01594
Criptônio	Kr	0,0002	93,80
Ozônio	O ₃	0,0002	48,000
Xenônio	Xe	0,0002	131,3

Fonte: ASHRAE Fundamentals, 1997, pág. 6.1

Segundo a ASHRAE em 1997, a massa molecular do ar seco é $28,9645 \text{ kg/kgmol}$ e a do vapor d'água é de $18,01528 \text{ kg/kgmol}$, já a constante dos gases para ar seco é de $287,055 \text{ J/KgK}$. A mistura de ar seco e vapor d'água são definidos como ar úmido e a quantidade de vapor d'água presente na mistura pode variar de zero até o valor correspondente a saturação.

A lei de mistura dos gases perfeitos elaborada por Dalton relata que a pressão total dos gases de uma mistura é igual à soma das pressões parciais dessa. O enunciado da lei de Dalton diz que cada gás se comporta de maneira autônoma. Assim um gás que é membro da mistura ocupa um volume isolado

e uma pressão P_i a mesma temperatura T da mistura. Assim, a pressão total da mistura seria igual à soma das pressões de cada gás presente na mistura. Para uma mistura de ar seco e vapor d'água temos:

$$P = P_a + P_v \quad (1)$$

Onde os índices, a e v , representam o ar seco e vapor d'água, respectivamente.

2.2. CALOR SENSÍVEL

Calor sensível é definido pela energia térmica mensurada através de um termômetro. A transferência de calor sensível ocorre por condução, convecção e radiação. Isso acontece devido à diferença de temperatura entre dois meios.

2.3. CALOR LATENTE

Calor latente é definido como a energia necessária para alguma substância mudar de fase. As formas de troca de calor latente são por fusão, evaporação, condensação, solidificação e sublimação. Na evaporação a troca de calor latente se dá pelo gradiente de pressão de vapor. A pressão de vapor representa a quantidade de vapor d'água contida em um determinado volume de ar.

2.4. PSICROMETRIA

É o estudo das propriedades termodinâmicas da mistura de ar e vapor d'água. As características mais relevantes a esse estudo, no aspecto de conforto térmico são: as temperaturas de bulbo seco, de bulbo úmido e de ponto de orvalho além da umidade relativa, umidade absoluta, volume específico, calor específico a pressão constante e entalpia.

2.5. TEMPERATURA (T)

Segundo Stoecker (1985) Temperatura T de uma substância indica o seu estado térmico e a sua habilidade de trocar energia com outra substância que esteja em comunicação térmica.

2.5.1. TEMPERATURAS DE BULBO SECO (T_{BS})

Temperatura de bulbo seco é a temperatura da mistura de ar e vapor d'água medida por um termômetro comum, com o bulbo seco e sem exposição à radiação. Basicamente é a temperatura da mistura de ar e vapor d'água na atmosfera.

2.5.2. TEMPERATURAS DE BULBO UMIDO (T_{BU})

É a temperatura indicada por um termômetro em que seu bulbo é envolvido por uma mecha de algodão (ou outro material higroscópico) úmida em equilíbrio térmico. Quando a corrente de ar úmido passa pelo termômetro, um processo simultâneo de transferência de calor e massa acontece entre a mecha e o ar e parte da água se evapora, causando uma redução da temperatura do termômetro. Para a condição de regime o termômetro indicará uma temperatura de equilíbrio denominada Temperatura de bulbo úmido. A temperatura de bulbo úmido termodinâmica sucede de uma condição de equilíbrio termodinâmico pelo processo de saturação adiabática, sendo assim uma propriedade termodinâmica do ar (Camargo, 2009).

2.5.3. TEMPERATURA DO PONTO DE ORVALHO (T_O)

É a temperatura em que dá início a condensação do vapor d'água contido no ar para um processo de resfriamento a pressão constante.

2.6. UMIDADE RELATIVA (ϕ)

Segundo Stoecker (1985), a umidade relativa, ϕ , é definida como sendo a razão entre a fração molar do vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado à mesma temperatura. Através das relações para gases perfeitos define-se uma expressão para umidade relativa,

$$\phi = \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right) \cdot 100\% \quad (2)$$

onde,

P_v , pressão parcial do vapor d'água [Pa]

P_{vs} , pressão de saturação de água a mesma temperatura [Pa]

2.7. UMIDADE ABSOLUTA (w)

É definida como a razão entre a massa de vapor d'água (m_v) e a massa de vapor seco (m_a), presentes na mistura. Resumidamente, a umidade absoluta (w) é a quantidade de água contida em 1 kg de ar seco.

$$w = \frac{m_v}{m_a} \left[\frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de ar seco}} \right] \quad (3)$$

Pelo fato da temperatura de ar seco ser elevada em relação à temperatura de saturação podemos tratá-lo como gás perfeito. O vapor de água também apresenta um comportamento de gás perfeito, pois sua pressão é baixa em relação à pressão de saturação. Admitindo o vapor d'água e o ar seco

como gás perfeitos, na aplicação usual de condicionamento de ar. Desse modo podemos determinar a umidade absoluta através da equação dos gases perfeitos. Assim temos:

$$m_a = \frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot T} \quad (4)$$

$$m_v = \frac{P_v \cdot V}{R_v \cdot T} \quad (5)$$

Substituindo as equações (4) e (5) em (3) temos:

$$w = \frac{R_a \cdot P_v}{R_v \cdot P_a} = \frac{M_v \cdot P_v}{M_a \cdot P_a} \quad (6)$$

Como, $M_v = 18,01534 \text{ kg/kg mol}$ e $M_a = 28,9645 \text{ kg/kg mol}$ tem-se:

$$w = 0,62198 \frac{P_v}{P_a} = 0,62198 \frac{P_v}{P - P_a} \quad (7)$$

2.8. VOLUME ESPECIFICO (v)

Tratando-se de massa de ar seco, o volume especifico (v) é definido pela razão entre o volume ocupado pela mistura e a massa de ar seco na mesma. Dessa forma tem-se:

$$v = \frac{V}{m_a} \left[\frac{m^3}{\text{kg de ar seco}} \right] \quad (8)$$

Substituindo a equação 2.4 tem-se (Moreira, 1999):

$$v = 0,2870 \frac{T}{P - P_v} = 0,2970 \frac{T}{P} (1 + 1,6978w) \quad (9)$$

2.9. CALOR ESPECIFICO À PRESSÃO CONSTANTE (C_{pu})

Tratando-se da massa de ar seco, o calor especifico da mistura é definido através de uma combinação entre o calor especifico do ar seco (C_{pa}) e o do vapor d'água (C_{pv}).

$$C_{pu} = C_{pa} + W C_{pv} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg de ar seco}} \right] \quad (10)$$

2.10. ENTALPIA (h)

A entalpia da mistura de ar seco-vapor d'água é a energia do ar úmido por unidade de massa do ar seco, acima de uma temperatura de referência. Assim, o ar é admitido com entalpia nula à temperatura de 0°C. Já para o vapor d'água o estado de referencia (valor nulo da entalpia) é o da água, liquido saturado, a 0°C (Stoecker, 1985). A entalpia da mistura é definida como as somas das entalpias dos elementos constituintes da mesma,

$$h = C_p \cdot T + w \cdot h_g \quad (11)$$

onde:

C_p , calor específico à pressão constante do ar seco [kJ/kg.K]

T , temperatura da mistura [°C]

h_g , entalpia do vapor saturado á temperatura da mistura [kJ/kg]

2.11. TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

O escoamento do ar por uma parede úmida, Figura 1, proporciona uma transferência simultânea de calor sensível e latente.

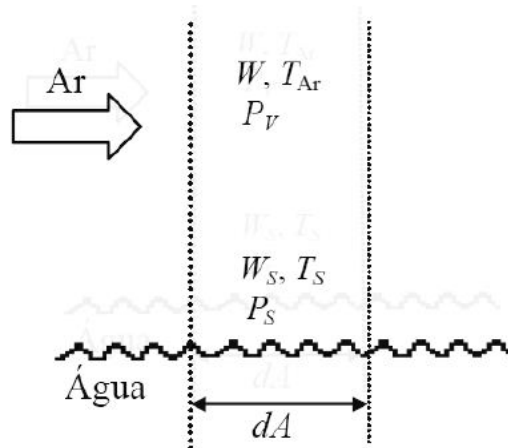


Figura 1 - Transferência de calor e massa entre o ar e uma superfície úmida

Se a temperatura da parede úmida for diferente da temperatura do ar haverá transferência de calor sensível entre o ar e a parede úmida. Caso a temperatura da superfície úmida (T_s), for menor que a temperatura do ar (T_{ar}), acontecerá uma transferência de calor do ar para a parede molhada, que resultará em a queda de temperatura do ar. Quando a pressão parcial do vapor da corrente de ar (p_v) for diferente da pressão parcial do vapor próximo à superfície úmida (p_s), existirá transferência de massa (vapor d'água). Essa transferência de massa ocorre graças à energia em forma de calor latente para a mudança de fase da água (líquida para vapor). Tratando-se de uma evaporação, o calor latente necessário é transferido do ar para a água (Fonseca, 2007).

A principal forma de transferência de calor entre uma superfície e o líquido é a convecção, que pode ser representada pela Lei de Resfriamento de Newton (Camargo, 2009),

$$dq_s = h_c \cdot dA(T_{ar} - T_s) \quad (12)$$

onde,

q_s , calor sensível [W]

h_c , coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m² °C]

A , área de contato entre o fluido e a superfície [m²]

T_s , temperatura da superfície úmida [°C]

T_{ar} , temperatura do fluido na região distante não perturbada pela presença do corpo [°C]

A transferência de massa da superfície da água para o ar é proporcional à diferença entre as pressões das superfícies ($p_v - p_s$). Através da equação (5), que relaciona umidade absoluta com pressão parcial de vapor, podemos chegar à relação para taxa de evaporação de água diferencial para o ar pode,

$$= h_m \cdot a \cdot dA \cdot (W_s - W) \quad (13)$$

onde:

h_m , coeficiente de transferência de massa por convecção [m/s]

W_s , umidade absoluta do ar saturado à temperatura da superfície úmida [kg/kg]

W , umidade absoluta da corrente de ar [kg/kg]

a , densidade da água [kg/m³]

A transferência de massa gera uma transferência de calor, devido a condensação ou evaporação. Multiplicando a taxa de evaporação (eq. 13) de água pelo calor latente da água (h_{lv}), teremos a taxa de transferência de calor latente.

$$dq_L = h_m \cdot a \cdot dA \cdot (W_s - W) \cdot h_{lv} \quad (14)$$

O calor total trocado entre o ar e a água, é a soma do calor sensível e latente resultante do escoamento do ar em contato direto com a água.

$$dq_t = h_c \cdot dA(T_{ar} - T_s) + h_m \cdot a \cdot dA \cdot (W_s - W) \cdot h_{lv} \quad (15)$$

Segundo Stoecker (1985), os coeficientes de transferência de calor podem ser relacionados da seguinte forma:

$$h_m = \frac{h_c}{c_{pu \cdot a}} \quad (16)$$

Substituindo as Eqs. (10) e (16) na Eq. (15), podemos expressar a taxa de calor diferencial por:

$$dq_t = \frac{h_c \cdot dA}{c_{pu}} [(C_{pa}T_s - W_s h_{lv}) - (C_{pa}T_a + WC_{pv}T_s - WC_{pv}T_{ar} + Wh_{lv})] \quad (17)$$

A expressão ($W_s \cdot h_{lv} - W \cdot h_l$) é muito pequena em relação aos outros termos da equação, de modo que sua adição nessa equação não danifica significativamente os resultados (Stoecker, 1985). Dessa forma podemos transformar a Eq. 2.16 em:

$$dq_t = \frac{h_c \cdot dA}{c_{pu}} \{ [C_{pa}T_s - W_s(h_{lv} + h_l)] - [C_{pa}T_{ar} + W(C_{ps}T_{ar} - C_{ps}T_s + h_{lv} + h_l)] \} \quad (18)$$

Comparando as Eqs. (17) e (11), percebe-se que a expressão no interior do primeiro colchete é a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada (h_s). Enquanto a expressão contida no

segundo colchete representa a entalpia do ar (h_a) na corrente livre. Então podemos reduzir a taxa de transferência de calor total para:

$$dq_t = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} (h_s - h_a) \quad (19)$$

2.12. CONFORTO TÉRMICO

Segundo a ANSI/ASHRAE Standard 55 (2004), conforto térmico é a condição mental que expressa satisfação em relação ao ambiente térmico. Já Fangers (1970) caracteriza o conforto térmico como neutralidade térmica, ou seja, a situação em que a pessoa não prefira nem mais calor nem mais frio, em relação ao ambiente térmico em que se situa

O ser humano é um animal homeotérmico. Para que seus órgãos funcionem perfeitamente a temperatura corporal central deve se conservar constante a $37,0 \pm 0,5^\circ\text{C}$. Caso as condições externas de temperatura e umidade variem entre limites que ultrapassam a capacidade de adaptação do corpo, o cérebro logo aciona mecanismos fisiológicos com a finalidade de manter a temperatura corporal constante e restabelecer o equilíbrio térmico no corpo (Oliveira, 2006).

O metabolismo é afetado por fatores, como a idade, saúde e nível de atividade. Além disso, a forma de vestir da pessoa influencia no isolamento térmico. Há três principais fatores que determinam a sensação de conforto térmico: temperatura, movimentação do ar e umidade. A Figura 2 ilustra os parâmetros que influenciam no conforto térmico no corpo humano.

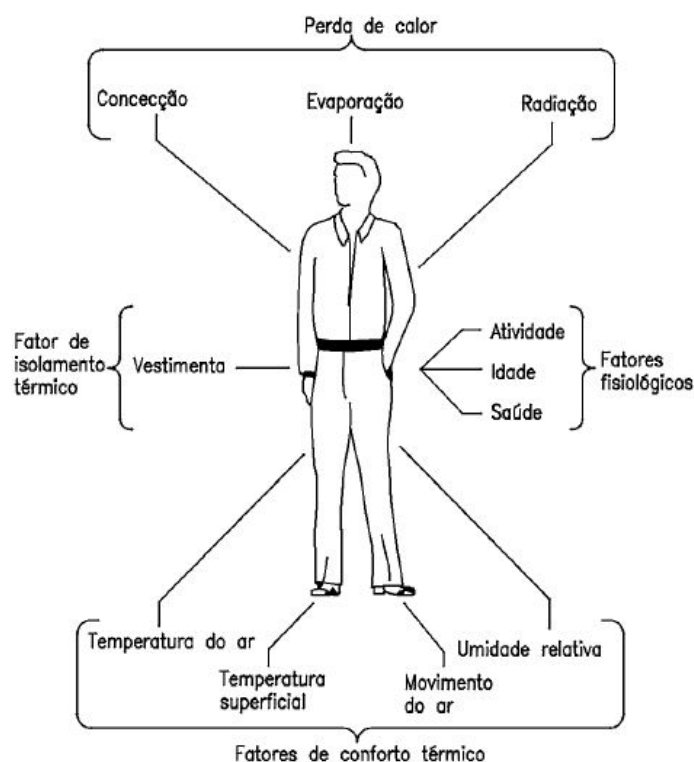


Figura 2 - Fatores que afetam conforto térmico (Fonte: Stoecker, 1985)

Quando a temperatura do ar é inferior à da pele, a remoção de calor por convecção será tão maior quanto menor for à temperatura do ar. A redução da temperatura corporal conduz a reações a fim de aumentar a produção interna de calor, pela elevação do metabolismo. Caso o ar esteja a uma temperatura superior à da pele ele cederá calor para o corpo por convecção, o organismo irá se utilizar da transpiração para controlar a temperatura interna do corpo. O corpo libera água pela superfície da pele para resfriá-lo, aumentando a taxa de evaporação. Essa taxa também é aumentada, quando o ambiente é mais seco.

A umidade relativa tem grande influência na remoção de calor por evaporação, pois a baixa umidade relativa do ambiente permite ao ar quase seco absorver a umidade da pele quase instantaneamente, promovendo uma maneira rápida a remoção de calor do corpo. Já quando a umidade relativa está alta o efeito produzido é o contrario (Ruas, 1999).

2.12.1. TEMPERATURA APARENTE

A temperatura sentida por um organismo vivo depende da temperatura do ar e também da taxa de perda de calor desse ser vivo. Essa temperatura é caracterizada como temperatura fisiológica e varia de indivíduo para indivíduo de acordo com suas particularidades. Os indicadores de temperatura fisiológica são habitualmente baseados na temperatura do ar e na umidade relativa do ambiente (Camargo, 2009).

Em condições térmicas extremas, o estudo sobre o conforto torna-se uma excelente ferramenta para manter a integridade e saúde física do individuo. A combinação de temperatura e umidade relativa elevadas no ambiente gera fragilidade na saúde das pessoas. Exposições prolongadas nesses recintos podem causar desde câimbras até danos ao cérebro. A Tabela 2 mostra a influência da temperatura do ar e da umidade relativa na temperatura aparente pela pessoa.

Tabela 2- Temperatura Aparente baseada na temperatura do ar e Umidade Relativa

U.R (%)	Temperatura do ar (°C)							
	26	28	30	32	34	36	38	40
30	24,8	27,2	29,7	32,0	34,4	37,2	40,5	44,2
40	25,9	28,1	30,9	33,6	36,7	40,0	44,1	49,3
50	26,4	29,0	32,0	35,2	39,5	44,3	49,7	55,9
60	27,5	30,1	33,3	37,4	42,6	49,3	56,5	63,3
70	28,4	31,3	35,2	40,6	47,5	55,0	63,1	-
Temperatura Aparente (°C)								

(Fonte: CIOCCI)

A Tabela 3 relaciona sintomas de stress térmico relacionado com níveis de Temperatura Aparente.

Tabela 3 - Sintomas de cansaço térmico associado à temperatura aparente

Temperatura Aparente (°C)	Nível de Perigo	Sintomas
27 a 32	Atenção	Possível fadiga em casos de exposição prolongada e atividade física
32 a 41	Muito Cuidado	Possibilidade de câimbras, esgotamento, e insolação para exposições prolongadas e atividades físicas
41 a 54	Perigo	Câimbras, insolação e esgotamentos. Possibilidade de AVC para exposições prolongadas com atividade física
> 54	Extremo Perigo	Insolação e AVC eminente

(Fonte: CIOCCI)

2.12.2. PRODUTIVIDADE E CALOR

O aumento do stress térmico influencia diretamente na redução da produtividade das pessoas e contribui para que haja uma maior frequência de erros nas suas atividades. Isso foi comprovado em uma análise realizada pela NASA (report CR-1205-1), conforme mostrado na Tabela 4.

Tabela 4 - Influência da temperatura Aparente na produtividade do trabalho

Temperatura (°C)	26	28	30	32	34	36	38	40
Produtividade (%)	- 6,5	- 12,5	- 20,0	- 28,5	- 39,0	- 51,0	- 64,5	- 76,5
Freq. De Erros (%)	+ 3,5	+ 12	+ 75	+ 270	+ 550	> + 700	-	-

(FONTE: CIOCCI)

2.12.3. TEMPERATURA EFETIVA

Como a temperatura, umidade e a movimentação do ar interatuam de maneira independente, é indispensável considerá-las interagindo juntas. Já que são extremamente fundamentais para determinar a sensação de frio ou calor do corpo humano. Pensando nisso Yaglou (1923) definiu a Temperatura efetiva como um parâmetro que expressa à sensação térmica considerando à combinação dessas variáveis. Esse teste utilizou-se como parâmetro de pesquisa, trabalhadores utilizando roupas para residência ou escritório. O resultado dos experimentos realizados por Yaglou foram adotados pela ASHRAE, que resultou na construção de uma carta de conforto, Figura 3.

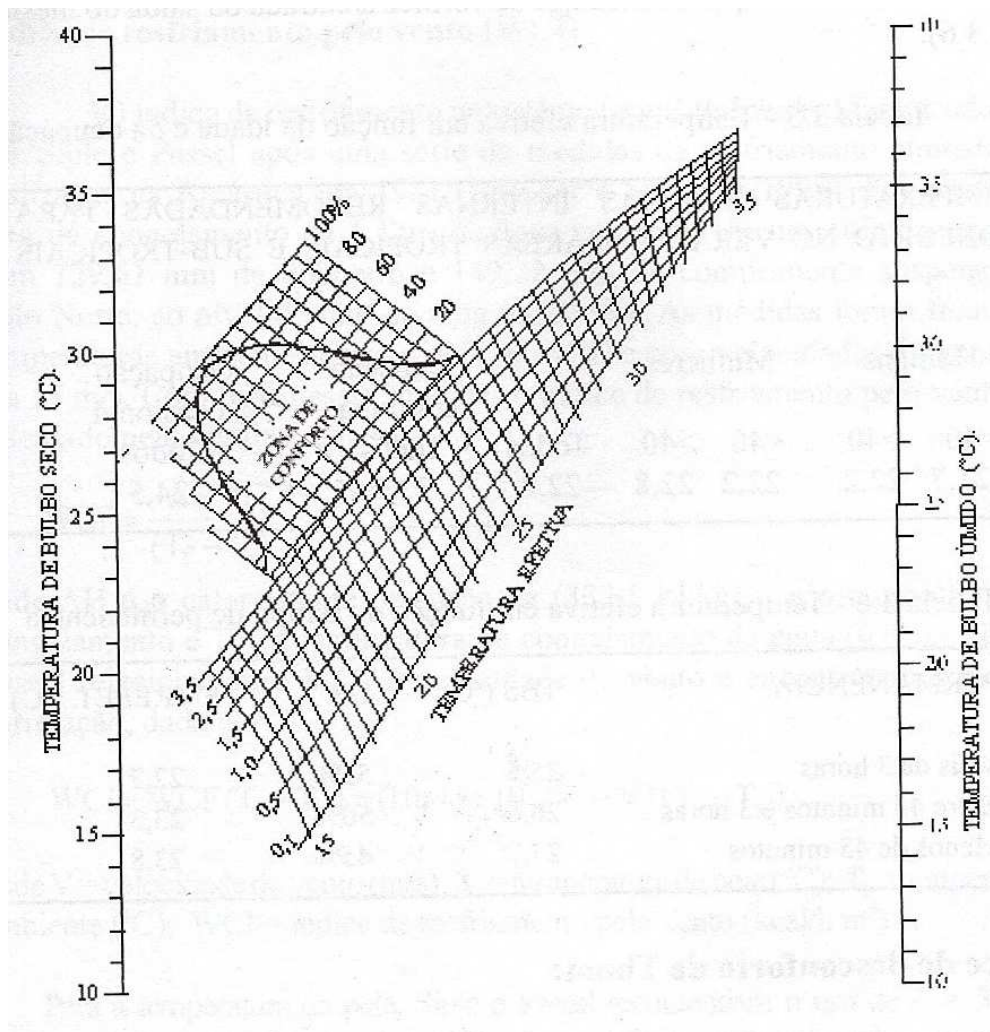


Figura 3 - Carta de conforto ASHRAE (Fonte: Camargo, 2009)

Para determinar a temperatura aparente liga-se a temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido através de uma reta. O ponto em que essa reta cruza a linha de velocidade do ar tem-se, na escala inferior, a temperatura efetiva. A zona de conforto mostrada atribui uma escala a direita representando o percentual de pessoas que se sentem confortáveis a essa temperatura efetiva. Percebe-se que a temperatura efetiva é sempre menor que a temperatura lida no termômetro de bulbo seco, seriam iguais somente se a umidade relativa for de 100%.

A carta de temperatura efetiva da ASHRAE não leva em conta a quantidade de radiação solar de incidente, deve-se aumentar aproximadamente 0,5°C na temperatura efetiva para cada 5 graus de redução na latitude norte a partir da latitude de 41° (Watt e Brown, 1997).

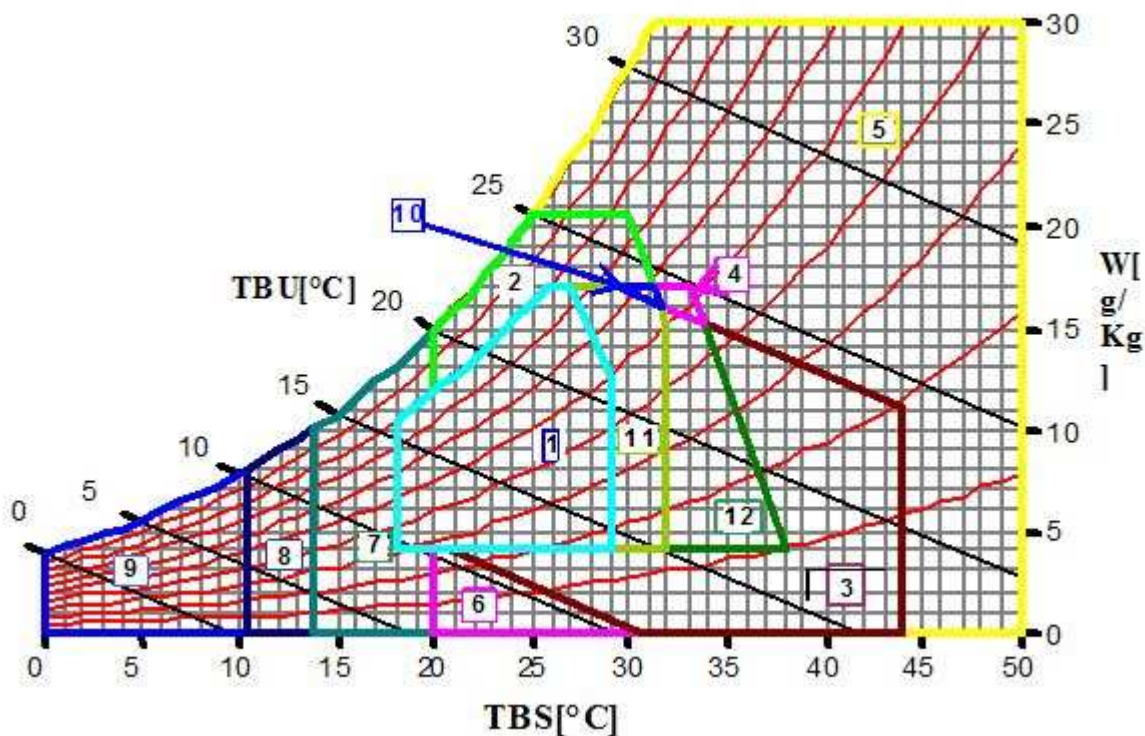
Macintyre (1990) apresentou um trabalho relacionando o efeito da velocidade do ar com a sensação de resfriamento equivalente para velocidades, Tabela 5.

Tabela 5 - Relação entre a velocidade do ar e a sensação de resfriamento

V(m/s)	0,1	0,3	0,7	1,0	1,6	2,2	3,0	4,5	6,5
T(°C)	0	1	2	3	4	5	6	7	8

2.12.4. ZONA DE CONFORTO

O tipo de climatização a ser adotado para determinado ambiente varia de acordo com as épocas do ano. Para realizar uma análise dos dados climáticos, uma importante ferramenta é o Diagrama Bioclimático de Givoni, plotado sobre a Carta Psicrométrica, Figura 4. Nesse diagrama são definidas algumas zonas de conforto térmico na carta psicrométrica, que facilita muito no desenvolvimento de estratégias a serem adotadas para construir um ambiente termicamente confortável.



Fonte Programa Analysis 20 Bio - UFSC - ECV - LabEEE - NPC

Figura 4- Diagrama Bioclimático de Givoni (Gonçalves, 2000)

Legenda:

Zona	Estratégias mais eficientes
1	Conforto higrotérmico
2	Ventilação
3	Resfriamento evaporativo
4	Massa térmica para resfriamento
5	Ar condicionado
6	Umidificação
7	Massa térmica e aquecimento solar

8	Aquecimento solar passivo
9	Aquecimento artificial
10	Ventilação + massa térmica para resfriamento
11	Ventilação + massa térmica para resfriamento. + Resfriamento evaporativo
12	Massa térmica para resfriamento. + Resfriamento evaporativo

Fonte: Givoni in LAMBERTS, DUTRA e PEREIRA Eficiência Energética em Arquitetura

2.12.5. TEMPERATURA DE PROJETO ASHRAE

Antigamente, os sistemas de ar condicionado eram projetados com base em temperaturas externas, fundamentadas na experiência do projetista. Assim as temperaturas de bulbo seco e úmido que eram empregadas eram as mais altas registradas no local. Isso gerava uma seleção de equipamentos superdimensionados. A ASHRAE fez uma correção nesse desvio apresentando tabelas que permitem uma escolha ao usuário de temperaturas de projeto (ASHRAE Handbook Fundamentals, 1993). O método da ASHRAE baseia-se na hipótese de que o nível de uma temperatura específica para um determinado período se repetirá no futuro. Apresentando assim frequências de 1%, 2,5% e 5%, que fornecem alternativas para o engenheiro escolher o nível de risco do seu projeto. Esses níveis representam que o valor de temperatura escolhido é igualado somente em 1%, 2,5% e 5% do total de dias. Assim, a frequência mais conservadora para projeto seria a de 1%

No Brasil, a norma NBR 6401 estabelece as temperaturas de bulbo úmido e seco a serem utilizadas para projeto em diversas localidades. A Tabela 6 mostra uma comparação entre as temperaturas de projeto adotadas pela ASHRAE e a norma NBR 6401, para Brasília.

Tabela 6 - Temperaturas de Bulbo Seco e Bulbo úmido

Cidade	NBR - 6401/ABNT	ASHRAE FUNDAMENTALS 1993		
		1%	2,5%	5%
Brasilia	32/23,5	20/22	29/21	29/21

2.12.6. ÍNDICE DE CONFORTO TÉRMICO

As normas ISSO 7730/1994 e ASHRAE 55/1992 apresentam referências do conforto térmico de ambientes internos ocupados com base em dois métodos o PMV (Predicted Mean Vote) e o PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied), formulados por Fanger (1972) e Gagge (1972).

O PMV (*Predicted Mean Vote*) consiste em um valor numérico que traduz a sensibilidade humana ao e frio e ao calor. Esse método foi elaborado por Fanger (1972) para calcular a combinação de variáveis ambientais que influenciam no conforto térmico como:

- Temperatura média radiante;
- Velocidade do ar;
- Umidade relativa;
- Temperatura do ar;
- Atividade física;
- Vestimenta.

Por meio de um extenso trabalho experimental, Fanger avaliou pessoas de diferentes nacionalidades, idades e sexo onde as pessoas registravam seus votos sobre uma escala sétima da ASHRAE, que marca desde muito frio até muito quente. Por meio de uma análise estatística dos resultados Fanger definiu um valor para a sensação real sentida pela pessoa, que é representada pela seguinte “equação de PMV”, ou equação de voto médio estimado,

$$PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028).L \quad (20)$$

onde,

PMV , voto médio estimado, ou voto de sensação de conforto térmico [-]

M , atividade desempenhada pelo individuo [W/m²]

L , carga térmica atuante sobre o corpo [W/m²]

A escala da ASHRAE, utilizada nos estudos de Fanger, é usada até hoje para definição da sensação térmica real das pessoas. Sendo atribuídos os seguintes valores e sensações térmicas:

+3 – Muito Quente

+2 – Quente

+1 – levemente Quente

0 – Neutro

-1 – Levemente Frio

-2 – Frio

-3 – Muito frio

O método PPD avalia os votos percentuais relativos ao estado de insatisfação dos ocupantes relativo ao conforto térmico que o ambiente oferece. Para espaços termicamente moderados, o PPD deve ser menor que 10%. A figura seguinte mostra uma relação entre o PPD e o PMV.

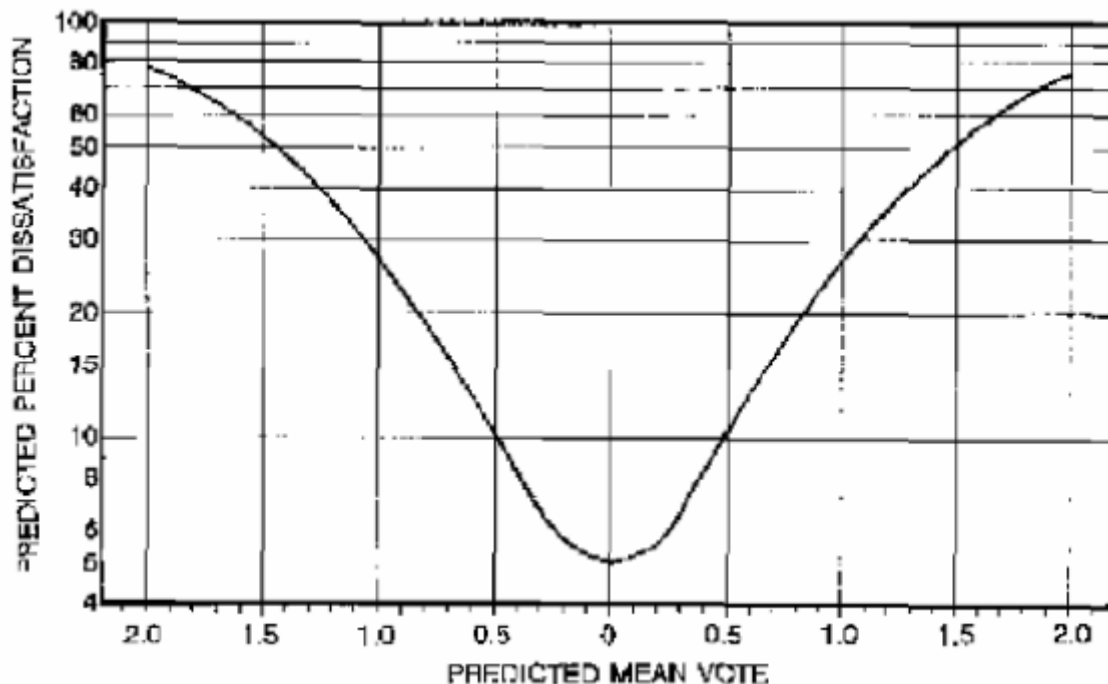


Figura 5- Gráfico PPV x PMD (Fonte: Águas, 2000)

2.12.7. NORMAS PARA CONFORTO TÉRMICO

No Brasil há diversas normas técnicas referentes ao conforto térmico em ambientes. Essas normas têm a intenção de atribuir limites de índices de stress por calor, bem como procedimentos para evitar que o ambiente seja danoso a saúde. A normatização existente engloba tanto ambientes frios quanto ambientes quentes. As normas mais utilizadas são as seguintes:

- ISO 7730/1994 – Ambientes térmicos moderados - Determina os índices PMV e PPD e especificações das condições de conforto térmico
- ISO 7243/1989 – Ambientes quentes - Estimativa do stress por calor em trabalhadores, baseado no índice IBUTG Índice de bulbo úmido e temperatura de Globo
- NR – 15 – ANEXO 3 – MT/1978 – Limites de tolerância para exposição ao calor
- ISO 7933/1989 – Ambientes quentes – Determinação analítica e interpretação do stress térmico, utilizando o cálculo da taxa requerida de suor
- ISO 9886/1992 – Avaliação de tensão térmica, através de medições fisiológicas.
- ISSO/TR 11079/1993 – Avaliação de ambientes frios – Determinação do isolamento requerido das vestimentas (IREQ)

2.13. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Uma das principais características a ser observada no projeto de um sistema de ar condicionado é a capacidade de refrigeração necessária. Os fatores fundamentais para obter essa capacidade de refrigeração são as condições climáticas em conjunto com a radiação solar. A combinação desses parâmetros e das cargas internas (ar de ventilação e infiltrações) determina uma carga térmica de resfriamento que deve ser transferida ao ambiente. A grandeza desta depende das características térmicas de paredes, teto, infiltração, etc., além da diferença entre as condições interna e externa.

A importância do cálculo da carga térmica está no fato de se obter informações básicas para a seleção de um sistema de ar condicionado e seus componentes. Uma boa análise da carga térmica do projeto de uma edificação pode facilitar a obtenção de uma solução construtiva que minimize o consumo de energia.

Durante um projeto de um sistema de ar condicionado, deve-se observar três taxas distintas de transferência de calor:

- Ganho/perda de calor;
- Carga térmica de resfriamento/aquecimento;
- Extração/adição de calor.

O ganho de calor (sensível e/ou latente) é a taxa instantânea de calor que entra ou é gerado no espaço. As fontes de entrada de calor são as superfícies expostas ao meio externo, os ocupantes, a iluminação, os equipamentos e a infiltração. A carga térmica é a taxa de calor que deve ser removido do espaço para manter a temperatura do ar constante. Já a taxa de extração de calor é a taxa de calor que é removido do espaço condicionado, ou seja, igual à carga térmica se a temperatura do ar é mantida constante.

2.13.1. CONCEITOS TEÓRICOS

Buscando uma estimativa de carga térmica é necessário determinar algumas informações sobre a edificação. Quanto mais detalhadas forem estas, melhor será a estimativa de carga térmica. As principais informações são:

- Características do edifício: Localização, orientação, ventos predominantes, sombreamento de elementos adjacentes, materiais, dimensões, cores e formas de superfícies externas, construção de paredes, cortinas, tipos de vidros e vedações;
- Condições externas de projeto: Temperaturas, umidade, velocidade e direção dos ventos;
- Condições internas de projeto: Variáveis de conforto a manter nos ambientes, taxas de ventilação, variações permissíveis e limites;

- Agendamento: Programação de uso da iluminação, ocupantes, equipamentos internos e períodos de funcionamento;
- Data e Hora: Selecionar a hora, dia e mês do ano para o cálculo de carga térmica.

Com essas informações, a estimativa de carga térmica fornece a carga térmica total de resfriamento ou aquecimento. As cargas térmicas devem ser separadas em seus componentes sensível e latente para cada sala ou espaço de tal forma que espaços com resultados similares sejam agrupados numa mesma zona.

2.13.2. GANHO DE CALOR POR SUPERFÍCIES TRANSPARENTES

A radiação solar que incide sobre uma superfície transparente é parcialmente transmitida (τ), absorvida (α) e refletida (ρ), como mostra a eq. (20). A magnitude de cada porção depende do comprimento de onda e da direção da radiação incidente. Os valores de transmissividade, de absorvidade e refletividade podem ser obtidos por tabelas e/ou gráficos que os relacionam com o comprimento de onda e com a direção da radiação.

$$\tau + \alpha + \rho = 1 \quad (21)$$

Fazendo um balanço de energia por unidade de área,

$$E_t + U(t_0 - t_i) = q_R + q_S + q_T + q_{RCO} + q_{RCi} \quad (22)$$

onde,

E_t , irradiação solar incidente [W/m²]

U , coeficiente global de transferência de calor entre ar exterior e interior; [W/m²K]

t_0 , temperaturas do ar externo [°C]

t_i , temperatura do ar interno [°C]

q_R, q_S, q_T , Calor refletido, armazenado (desprezível) e transmitido, respectivamente [W/m²]

q_{RCO}, q_{RCi} , Fluxos de calor externo e interno devido à radiação e convecção, respectivamente [W/m²]

Para uma janela com uma placa de vidro temos a equação:

$$q_A = E_t \tau + N_1(\alpha \cdot E_t) + U(t_0 - t_i) \quad (24)$$

Em que, N_1 é a fração da radiação absorvida que é transmitida ao ambiente e τ é a porção transmitida ao ambiente.

2.13.3. GANHO DE CALOR POR SUPERFÍCIES OPACAS

Em um processo de transferência da energia solar para o recinto através de uma parede, parte da energia solar é refletida e a restante absorvida. Da energia absorvida uma parte é transmitida por

convecção e outra por radiação para o meio exterior. A energia restante é transmitida para o interior ou absorvida temporariamente, aumentando a energia interna da parede (Stoecker, 1985).

Em superfícies opacas a transmissividade é nula, então temos a seguinte equação:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (25)$$

Desprezando a parcela refletida e definindo a temperatura ar-sol (t_e), o ganho de calor de superfícies opacas (parede e teto) se resume a seguinte equação.

$$q_w = U_w \cdot A (t_e - t_i) \quad (26)$$

A temperatura ar-sol pode ser definida como a temperatura do ar exterior que, na ausência de qualquer carga radiante, fornece a mesma taxa de transferência de calor para o ambiente que seria resultante da combinação da radiação solar incidente, trocas radiantes com céu/superfícies e trocas convectivas.

O efeito do armazenamento térmico em uma parede pode ser significativo, o que gera numa estimativa exagerada da carga térmica se for considerada somente a diferença de temperatura externa e interna. Assim, para levar em conta a inércia térmica da parede, utiliza-se a diferença de temperatura de carga térmica (CLTD), que leva em conta tanto o calor recebido quanto por insolação quanto a capacidade térmica da superfície. Dessa forma temos:

$$q_w = U_w \cdot A \cdot CLTD \quad (27)$$

Os valores de CLTD podem ser facilmente encontrados na literatura da ASHRAE nas condições gerais, ou seja:

$$t_i = 25^\circ C, t_{0,max} = 35^\circ C, \bar{t}_0 = 29^\circ C, \Delta t_{o,dia} = 12^\circ C;$$

Se os valores de t_0 e t_i diferirem desses valores, a CLTD deve ser corrigida pela seguinte equação:

$$CLTD_{corr} = CLTD + (25 - t_i) + (\bar{t}_0 - 29) \quad (28)$$

O problema físico da transferência de calor através de uma parede ou teto envolve parcelas condutivas, radiantes e convectivas. Assim, é necessário conhecer o valor do coeficiente global de transferência de calor para a parede, definido pelo somatório do inverso das resistências de cada parcela (R_i):

$$U_w = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{\sum R_i} \quad (29)$$

Outro fator importante é o sombreamento externo. Se algo é posicionado entre os raios solares e uma superfície coletora, uma sombra será projetada sobre esta. Esse sombreamento deve ser considerado, pois causa uma redução da carga térmica. Se o objeto for completamente opaco, nenhuma radiação direta será recebida pela superfície, e se o objeto for parcialmente opaco uma parcela da radiação direta incidirá sobre a superfície.

2.13.4. GANHO DE CALOR DEVIDO A GERAÇÃO INTERNA

Para calcular a geração interna de calor três parcelas devem ser consideradas: a iluminação, os equipamentos e a ocupação. Algumas fontes importantes de informações necessárias para o cálculo são a ABNT, norma NBR 6401(1980), e a ASHRAE, handbooks.

A carga térmica devido à iluminação e equipamentos pode ser calculada pela seguinte equação,

$$q_{iluminação} = P \cdot F_{\mu} \cdot F_r \cdot F_{CR} \quad (29)$$

em que,

P , Potência nominal da lâmpada [W]

F_{μ} , Fator de utilização; [-]

F_r , Fator do reator, 1,2 para lâmpadas fluorescentes; [-]

F_{CR} , Fator de carga térmica, tabelado. Para equipamentos, $F_{CR} = 1$. [-]

O fator F_{CR} leva em conta efeito transiente da radiação emitida pela iluminação que é armazenada na estrutura.

Outra parcela importante do ganho de calor pela geração interna é a presença de ocupantes no edifício. Uma parcela do componente sensível da carga térmica transmitido por radiação, assim a utilização de um fator de correção $F_{CR,ocup}$, obtidos em tabelas. A estimativa simplificada das cargas sensível (q_S) e latente (q_L) devidas à ocupação é dada por:

$$q_{S,ocup} = q_{S,ocup} \cdot N_{ocup} \cdot F_{CR,ocup} \quad (30)$$

$$q_{L,ocup} = q_{L,ocup} \cdot N_{ocup} \quad (31)$$

em que,

$q_{S,ocup}$, Calor sensível total dos ocupantes do ambiente [W]

$q_{S,ocup}$, Calor de um ocupante [W]

N_{ocup} , Número de ocupantes [-]

$F_{CR,ocup}$, Fator de Ocupação [-]

Caso o número de ocupantes de um local não seja conhecido, pode-se usar a tabela da NBR6401 que apresenta taxas de ocupação usuais, como observada pela figura a seguir.

Local	m ² /pessoa
Dormitórios	10
Salas residenciais	8
Salões de hotel	6
Escritórios privados	8
Escritórios em geral	6
Bancos - recintos privados	7
Bancos - recintos públicos	4
Lojas de pouco público	5
Lojas de muito público	3
Restaurantes	2
Boates	1
Auditórios - Conferências	1,5
Teatros - Cinemas	0,75

Figura 6- Taxa de ocupação de acordo com o Local (Fonte: NBR6401)

2.13.5. GANHO DE CALOR DEVIDO A VENTILAÇÃO E INFILTAÇÃO

A penetração de ar externo no ambiente climatizado representa uma carga térmica adicional a ser removida. Tal componente de ar externo pode ser devido à ventilação de renovação (voluntário) ou às infiltrações (involuntária). Em ambos os casos, a carga sensível devido ao ar externo pode ser obtida pela seguinte equação,

$$q_{si} = \dot{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (32)$$

Considerando-se as condições típicas no nível do mar, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ e $C_p = 1,006 + 1,84 [w]$, com $w=0,01 \text{ kg/kg}$. Então a Eq. (32) é reescrita da seguinte forma:

$$q_{si} = 1,23 \cdot \dot{V} \cdot \Delta T \quad (33)$$

A carga latente de infiltração é definida de maneira similar:

$$q_{Li} = 3010 \cdot \dot{V}_{ex} \cdot (W_0 - W_i) \quad (34)$$

Onde \dot{V}_{ex} , W_0 e W_i representam a vazão em volume do ar externo [L/s], umidade absoluta externa e interna [kg/kg], respectivamente. A constante de 3010 é o resultado da combinação entre a densidade do ar e a entalpia de vapor d'água nas condições internas de projeto.

A vazão de ar devido à infiltração é de difícil determinação, sua variação se dá por diversos fatores como a qualidade da construção, direção do vento, diferença entre as temperaturas interna e externa, além da pressão interna dominante no recinto. Um método adotado na prática para estimar a infiltração

é através das renovações de ar por hora, sendo que uma renovação de ar por hora é numericamente igual ao volume do espaço.

Segundo Stoecker a equação (35) representa uma aproximação para o cálculo do número de renovações de ar no recinto.

$$NR_{ar} = a + bV_v + c(T_e - T_i) \quad (35)$$

Onde a , b e c são constantes definidas pela tabela a seguir e V_v é a velocidade do vento em m/s .

Tabela 7- Constantes para determinar a infiltração (Fonte: Stoecker)

Qualidade da construção	a	b	c
Boa vedação	0,150	0,010	0,007
Média	0,200	0,015	0,014
Má vedação	0,250	0,020	0,022

As equações de carga térmica latente e sensível descritas acima não distinguem a divisão do valor de V em parcelas devido ao ar externo de renovação e devido ao ar infiltrado.

$$\dot{V} = \dot{V}_{renovação} + \dot{V}_{infiltração} \quad (36)$$

A vazão de ar de renovação é determinada pelas exigências relativas à diluição de poluentes para manutenção da qualidade do ar. Já a vazão de ar infiltrado está sujeita a certa incerteza e requer uma abordagem diferenciada.

2.13.6. CARGA TÉRMICA TOTAL

Após todos os cálculos baseados nos conceitos abordados anteriormente, pode-se obter um valor de carga térmica total que permite selecionar a capacidade do sistema. Note que esse valor de carga térmica total representa os ganhos de calor para o ar ambiente acrescidos ao ganho de calor devido ao ar externo de renovação.

$$q_{total} = q_{tt} + q_s + q_{iluminação} + q_{si} + q_{Li} + q_{pessoas} \quad (37)$$

3. RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Neste capítulo, serão apresentados conceitos e considerações relevantes a respeito do processo de resfriamento evaporativo.

O resfriamento evaporativo é um processo natural em que a queda de temperatura do ar se dá graças ao aumento de umidade e transferência de calor e massa entre uma corrente de ar e a água. A utilidade e rendimento desse sistema é bastante aplicado em regiões quentes e de baixa umidade. Por utilizar somente a água e o ar como fluidos de trabalho é praticamente inexistente o impacto ambiental gerado na utilização de um resfriador evaporativo.

Os equipamentos de sistema evaporativo podem ser de dois tipos: direto e indireto. Em equipamentos de refrigeração direta o ar é resfriado por contato direto ou com uma superfície líquida ou com uma superfície sólida molhada, conforme é ilustrado na Figura 7. Dessa forma, a água é vaporizada dentro da corrente de ar, a transferência de calor entre o ar e a água reduz a temperatura de bulbo seco do ar aumentando sua umidade e mantendo constante a entalpia (resfriamento adiabático). Assim não há resfriamento real (redução da entalpia) e a temperatura mínima é limitada, podendo atingir somente a temperatura de bulbo úmido do ar que entra no sistema (Camargo, 2004). No entanto é possível obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída do processo, mas para isso a água recirculada que nutre o equipamento deve antes ser resfriada (Cardoso, 1999). Na carta psicrométrica o processo direto pode ser representado como uma linha de entalpia constante Figura 8. Como a diferença entre uma linha de temperatura de bulbo úmido constante e uma linha de entalpia constante é muito pequena, assume-se que a temperatura de bulbo úmido não se altera ao longo do resfriador evaporativo direto (Castro, 2003)

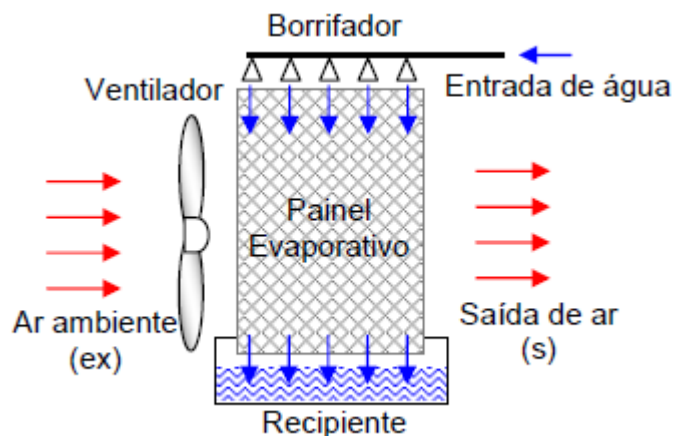


Figura 7-Resfriador evaporativo direto (Fonte: Camargo, 2009)

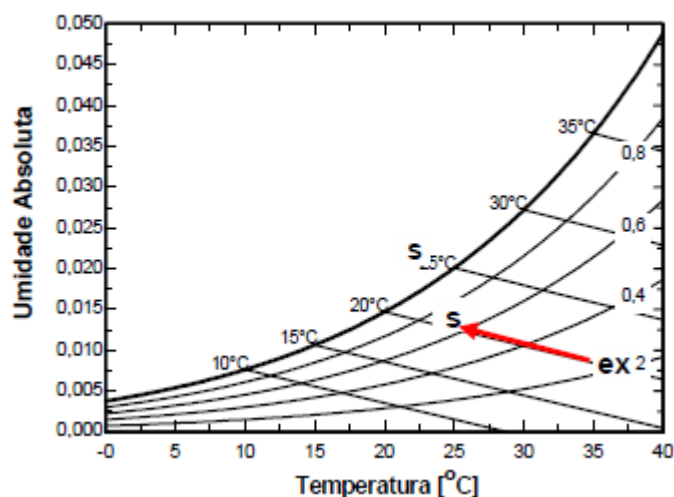


Figura 8- Representação do resfriador evaporativo direto na carta psicrométrica

Em equipamentos de refrigeração evaporativo indireto, Figura 9, o ar seco (ar primário) é mantido separado do ar do lado molhado (ar secundário), onde o líquido está evaporando devido ao trocador de calor. Assim, o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, que foi resfriado evaporativamente. Nesse caso a entalpia do lado seco é reduzida em contraste a redução adiabática de temperatura do resfriador evaporativo direto (Camargo, 2003).

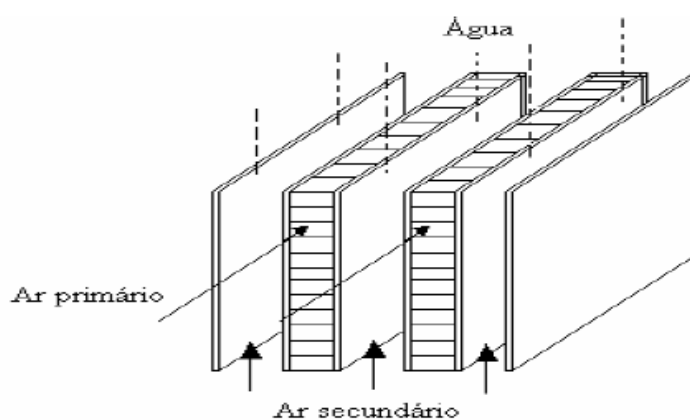


Figura 9- Resfriador evaporativo indireto do tipo placa (Fonte: Camargo, 2009)

O aumento da capacidade de refrigeração em um processo indireto é causado pela presença de ar com baixa temperatura de ponto de orvalho, pelo aumento de coeficiente de transferência de calor no lado molhado e pela grande relação de superfície de troca de calor por unidade de volume.

Segundo Camargo (2009) o processo de resfriamento evaporativo indireto apresenta as seguintes vantagens sobre o indireto:

- Não são requeridos grandes volumes de ar para se obter conforto;

- O ar seco deixando o Resfriador Evaporativo indireto pode ter, posteriormente, sua temperatura reduzida com a adição de um processo direto em um estagio subsequente.

Embora o processo indireto seja mais vantajoso o seu custo de instalação é maior. Já que há um maior numero de materiais utilizados nesse processo, que apresentam um custo maior aos que são utilizados no processo de resfriamento direto.

Há sistemas evaporativos que utilizam combinações entre o processo direto e indireto aumentando a quantidade de estágios. Para um sistema duplo estagio há uma combinação do resfriador direto e indireto, trabalhando para climatizar o ambiente, como mostra a figura a seguir.

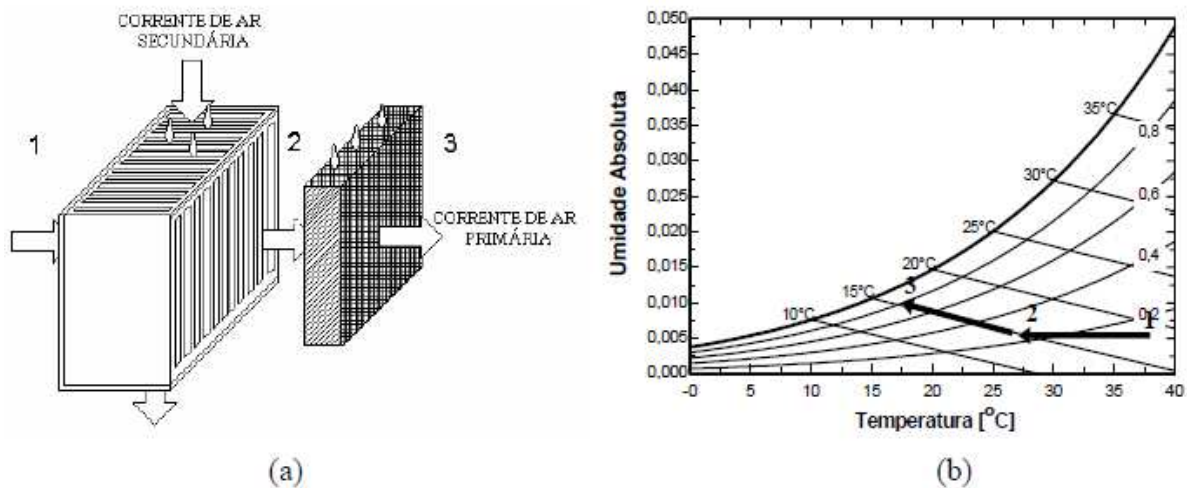


Figura 10- (a) resfriador indireto-direto (b) Carta psicrometrica do sistema duplo-estagio

(Fonte: Castro, 2003).

3.1. EFETIVIDADE

A efetividade de um resfriador evaporativo é definida como a taxa entre a queda real de temperatura de bulbo seco e a máxima queda teórica que a temperatura de bulbo seco teria se o resfriador fosse 100% eficiente e o ar de saída fosse completamente saturado. Em um caso de efetividade de 100% a temperatura de bulbo seco na saída seria igual a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada (TRANE, 1978).

Através de balanço de energia no painel evaporativo Castro (2003) chegou à seguinte formulação para a efetividade em um processo de resfriamento evaporativo direto:

$$= \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{bu}} = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot A}{\dot{m}_{ar} \cdot C_{pu}}\right) \quad (38)$$

onde,

efetividade;

t_1 ,	temperatura do ar de entrada no resfriador evaporativo;	[°C]
t_2 ,	temperatura do ar de saída no resfriador evaporativo;	[°C]
t_{bu} ,	temperatura do bulbo úmido de entrada.	[°C]

Através de uma análise na Eq. (38), nota-se que a efetividade de 100% representa o ar deixando o equipamento à sua temperatura de bulbo úmido de entrada. Um ponto importante mostrado nessa equação é que a efetividade permanece constante se a vazão de massa de ar permanecer constante. Um estudo realizado por Camargo (2009) mostra que a efetividade do equipamento de resfriamento evaporativo é diretamente proporcional a temperatura de bulbo seco externa, mas indiretamente proporcional a umidade relativa externa.

3.2. TEMPERATURA E VAZÃO DE INSUFLAMENTO

A Figura 11 ilustra muito bem o que ocorre com as temperaturas de bulbo seco (t_{bs}), de bulbo úmido (t_{bu}) e de ponto de orvalho t_{po} quando o ar passa através de um resfriador evaporativo.

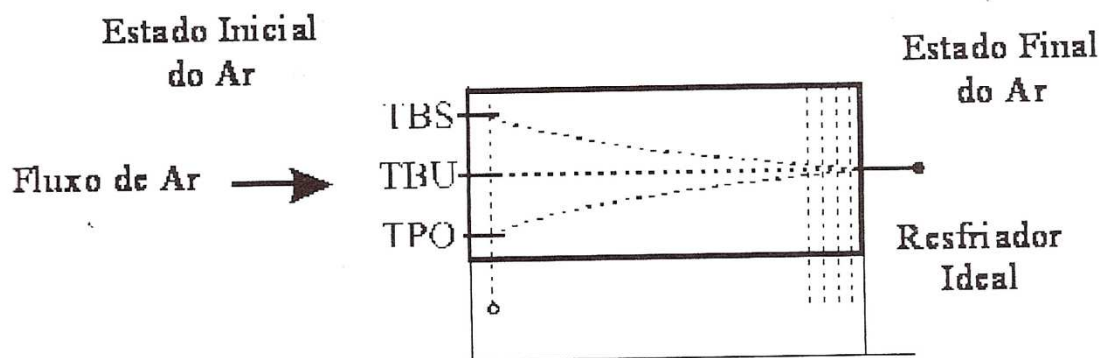


Figura 11 - Redução de temperatura no resfriador evaporativo

Através da Eq. (38) pode-se obter uma expressão para determinar a temperatura do ar na saída do painel evaporativo. Isolando essa variável temos:

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_{bu}) \quad (39)$$

Baseando-se na Eq. (39), Camargo (2004) realizou um estudo determinando a temperatura de saída do resfriador evaporativo em diversas localidades do país, Figura 12. Esse estudo foi fundamentado para condições externas com temperatura de bulbo seco de projeto e temperatura de bulbo úmido coincidente de 1% para diversas cidades brasileiras. A efetividade do sistema direto foi assumida como sendo de 90% e a do indireto de 70% (Munters, 1999).

	TBU coincidente (1%)	Estágio indireto (°C)	estágio direto (°C)
(1) Belém	32,3/27	28,6	26,4
(2) Belo Horizonte	30/24,4	26,1	23,7
(3) Brasília	30/22	24,4	22,7
(4) Curitiba	30/23	25,1	22,1
(5) Florianópolis	32/27,1	28,6	26,6
(6) Fortaleza	31,4/26	27,6	25,4
(7) Maceió	32/25,7	27,6	24,6
(8) Natal	31,5/25,7	27,5	25,0
(9) Porto Alegre	35/26,3	28,9	25,4
(10) Recife	31,6/25,8	27,6	25,1
(11) Rio de Janeiro	35,3/27,3	29,7	26,5
(12) Salvador	31,2/26,1	27,6	25,5
(13) São Luis	32,5/26,5	28,3	25,8
(14) São Paulo	30,6/23	25,3	22,0
(15) Vitória	33,5/27,4	29,3	26,7

Figura 12 - Temperaturas na saída dos estágios

Para encontrar a vazão mássica de ar de insuflamento no ambiente a ser condicionado, deve-se levar em consideração a carga térmica e a temperatura de bulbo seco desejável (t_{bss}) para o local.

$$\dot{m}_a = \frac{Q_{sensivel} + Q_{latente}}{c_{pu} \cdot (t_2 - t_{bss})} \quad (40)$$

3.3. RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

O coeficiente de performance de um equipamento de resfriamento evaporativo direto é definido pela razão do resfriamento efetivo do ar pela potencia total consumida pelo sistema (Joudi, 2000). A potência global depende da potencia de acionamento da bomba do reservatório de água (P_b) e da potencia do ventilador (P_{vent}) que força ao ar externo a passar pelo painel.

$$EER = \frac{\dot{q}_s}{P_t} \quad (41)$$

Em que:

$$\dot{q}_s = \dot{m}_{ar} \cdot C_{pu} (t_1 - t_2) \quad (42)$$

$$P_t = P_b + P_{vent} \quad (43)$$

4. MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Nesse capítulo, serão apresentados os aspectos gerais em relação a mecânica dos fluidos e métodos computacionais para solução de suas equações governantes

O estudo do movimento dos fluidos é uma atividade que vem sendo desenvolvida há séculos. Historicamente, a mecânica dos fluidos importou-se mais no estudo do comportamento do fluido de forma experimental muito antes do que de forma matemática.

As descrições matemáticas do comportamento dos fluidos só foram ganhar maior importância no século XIX, com as equações de Navier-Stokes, Eq. (46), desenvolvidas a partir dos trabalhos precursores de Claude Navier (1822), Simeon Poisson (1839) e de George Stokes (1845). Nesse trabalho relacionavam as propriedades do fluido e do escoamento sendo muito avançado para matemática da época.

$$\frac{D\vec{U}}{Dt} = -\nabla p + \nabla \cdot \tau - \rho \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{k} \quad (44)$$

A dificuldade de solução de Equações Diferenciais Parciais fez com que a essa equação tivesse solução analítica somente para alguns casos. Existem vários métodos para a simulação do escoamento de fluidos baseados em modelos experimentais, analíticos e matemáticos. Os modelos experimentais são mais antigos, a base desse procedimento está fundada principalmente em modelos reduzidos do objeto de estudo, a vantagem desse modelo está na visualização física do escoamento, mas apresentam um alto custo operacional e construtivo. Os modelos analíticos são bastante específicos, sendo restritos aos escoamentos ideais e casos em que as simplificações teóricas são aceitáveis. Com a chegada do computador digital a partir dos anos de 1950, surgiu a possibilidade de uma solução numérica para a equação de Navier-Stokes utilizando técnicas computacionais. Problemas reais de engenharia geralmente necessitam de um tratamento computacional, pois, muitas vezes essa é a forma mais prática ou única, de se obter dados sobre o escoamento (Fortuna, 2000).

O estudo das simulações de fenômenos que envolvem o escoamento com ou sem troca de calor é conhecido como dinâmica dos fluidos computacional (*Computational Fluid dynamics – CFD*) vem crescendo bastante devido a sua praticidade e baixo custo, quando comparado aos outros métodos. Até poucas décadas atrás a complexidade das equações de conservação de quantidade de movimento, energia e massa tornava inviável a solução de uma série de problemas de engenharia, devido à baixa capacidade computacional. Hoje com o intenso desenvolvimento de softwares e do aparato tecnológico dos computadores as simulações apresentam grande similaridade com a realidade, o que possibilita identificar de forma segura e precisa o escoamento em um ambiente. Assim possibilitando modificações antes que o projeto seja executado.

4.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES

A dinâmica dos fluidos computacional se baseia em equações fundamentais da dinâmica dos fluidos: equação da continuidade, energia e momento. Essas equações representam três princípios fundamentais da física em que os fluidos são baseados:

- Conservação da massa;
- Conservação da quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton)
- Conservação da energia (Primeira Lei Termodinâmica).

Este subtópico é todo fundamentado em CFX (2004) e Anderson (1995).

4.1.1. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Aplicando a conservação da massa a um escoamento passando em um volume de controle infinitesimal, consegue-se a equação da continuidade. Seu princípio físico descreve que a quantidade de massa é constante, ou seja, a variação temporal da quantidade de massa no elemento é igual à resultante do fluxo de massa saindo através das fronteiras do mesmo. O primeiro termo da equação representa a variação do volume de controle, enquanto o segundo termo é o fluxo de massa saindo do volume de controle.

$$\frac{d}{dt} + \nabla \cdot (\vec{U}) = 0 \quad (44)$$

Para fluidos incompressíveis, em que a massa específica é constante, a Eq. (47) se reduz a:

$$\frac{dU}{dx} + \frac{dV}{dy} + \frac{dW}{dz} = 0 \quad (45)$$

Em que U, V e W representam a componente da velocidade nos eixos x, y e z , respectivamente.

4.1.2. EQUAÇÃO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Aplicando a Segunda Lei de Newton em um volume de controle infinitesimal tem-se a equação de momento, considerando somente a direção x ,

$$F_x = m \cdot a_x \quad (46)$$

onde:

F_i Soma das forças atuantes (gravitacionais e de superfície) no elemento no eixo x ; [N]

m Massa do elemento [kg];

a_i Aceleração do elemento no eixo x . [m/s²]

As forças gravitacionais que atuam no elemento são representadas pelo produto da massa específica (ρ), forças gravitacionais por unidade de massa (f) e o volume do elemento (dx, dy, dz). As forças tangenciais e normais são representadas pelo produto da tensão (tangencial ou normal) e a área a qual atua.

$$FG_x = .f_x(dx dy dz) \quad (46)$$

$$FS_x = \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx dy dz \quad (47)$$

onde:

FG_x Somatório das forças gravitacionais na direção x atuantes no elemento [N];

FS_x Somatório de forças superficiais na direção x atuantes no elemento [N];

A massa do elemento é definida pelo produto da densidade pelo volume infinitesimal do elemento. A aceleração do elemento pode ser representada em função da variação temporal da velocidade do mesmo. Assim, temos:

$$m = . dx . dy . dz \quad (48)$$

$$a_x = \frac{DU}{Dt} \quad (49)$$

Combinando essas equações e aplicando o conceito de derivada substantiva tem-se a equação da quantidade de movimento na direção x. De maneira similar podemos obter as equações nas direções y e z.

$$\frac{\partial(.U)}{\partial t} + \nabla \cdot (.U . \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + .f_x \quad (50)$$

$$\frac{\partial(.V)}{\partial t} + \nabla \cdot (.V . \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + .f_y \quad (51)$$

$$\frac{\partial(.W)}{\partial t} + \nabla \cdot (.W . \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + .f_z \quad (52)$$

Dessa forma é definida a equação de Navier-Stokes, em coordenadas cartesianas, citada anteriormente.

4.1.3. EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

Através da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle infinitesimal tem-se a equação da conservação de energia. Fisicamente essa lei descreve que a variação de energia no elemento é igual à soma da quantidade de calor inserida ao elemento mais o trabalho realizado por ele, devido a forças gravitacionais e tangenciais.

A parte do trabalho realizado devido às forças gravitacionais e tensões superficiais são encontradas através do produto da força pelo vetor velocidade, que esteja na mesma direção da força.

$$\text{Trabalho } FG = .f . \vec{U}(dx dy dz) \quad (53)$$

$$\text{Trabalho } FS_x = \left[-\frac{\partial(.U.p)}{\partial x} + \frac{\partial(.U.\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(.U.\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(.U.\tau_{zx})}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (54)$$

$$\text{Trabalho } FS_y = \left[-\frac{\partial(.V.p)}{\partial y} + \frac{\partial(.V.\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(.V.\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(.V.\tau_{zy})}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (55)$$

$$Trabalho FS_z = \left[-\frac{\partial(W.p)}{\partial z} + \frac{\partial(W.\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(W.\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(W.\tau_{zz})}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (56)$$

A parte que abrange a quantidade de calor introduzida ao elemento é composta por uma parcela de absorção ou emissão de radiação e outra por condução térmica,

$$Q_{inserido} = \left[.q - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (57)$$

$$\dot{q}_i = \lambda \frac{\partial T}{\partial i} \quad (58)$$

onde:

$i = (x, y, z)$;

λ , Condutividade térmica [W/(m.K)]

q , Quantidade de energia por unidade de massa [W/m]

A variação de energia no elemento pode ser definida pelo produto da variação temporal da energia total do sistema (E_t) por unidade de massa, do elemento.

$$\Delta E = \frac{D(E_t)}{Dt} . dx . dy . dz \quad (59)$$

Dessa forma, igualando a variação de energia interna com a somatória do trabalho e calor inserido no elemento, conforme enunciado no princípio físico da conservação de energia, obtemos a seguinte equação de energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} E_t + \nabla \cdot (E_t \cdot \vec{U}) = .q - \nabla \cdot \dot{q} + \vec{U} \cdot [\nabla(-p.\delta + \tau_{ij})] + .f \cdot \vec{U} \quad (60)$$

4.1.4. CONDIÇÕES DE CONTORNO

As equações governantes para uma simulação de escoamento de fluidos são praticamente as mesmas, contudo podem fornecer resultados diferentes de acordo com as condições de contorno e as condições iniciais, que são diferentes para cada simulação. Dois exemplos comuns de condição de contorno bastante utilizada é a velocidade nula do fluido em contato com uma parede fixa e a temperatura do fluido igual à superfície sólida que está em contato com o fluido.

4.2. MODELO COMPUTACIONAL CFX

O software empregado nesse projeto é o software **CFX 12.0**, parte integrante do pacote **ANSYS Workbench** (ANSYS; 2009), que foi desenvolvido pela AEA Technology – Engineering Software. O CFX é um dos programas mais poderosos e eficazes de dinâmica dos fluidos computacional para solução de problemas que abrange escoamento de fluidos. Ele inclui uma interconexão com uma série de programas de CAD, como o **SolidWorks 2010**, fabricado pela **Dasoult inc.**

4.2.1. ETAPAS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluidos computacional é embasada em algoritmos numéricos que lidam com o escoamento de fluidos. Desse modo, todos os programas que a utilizam possuem uma sofisticada interface com o usuário, dependendo desse para a inserção dos parâmetros de entrada como para análise de dados.

O CFX é composto por três componentes: pré-processador, processador e pós-processador.

4.2.2. PRÉ-PROCESSADOR (CFX PRE-PROCESSOR)

Para desenvolver qualquer projeto que em CFD é necessário identificar o domínio do problema, que é a região onde se deseja definir as variáveis de interesse (pressão, velocidade, temperatura, vazão, etc) e analisar o escoamento. A geometria e a malha do domínio são geradas por um programa CAD, como o SOLIDWORKS, que são importadas para o pré-processador. Nessa etapa é que serão determinadas as condições de contorno, indicando o fenômeno a ser simulado (físico ou químico), o fluido de trabalho e suas propriedades físicas, características do escoamento (rugosidade, temperatura, pressão), características da simulação (transiente ou não-transiente, subsônico ou supersônico, monofásico ou multifásico, etc) e as condições de contorno do domínio.

A solução do problema é obtida para cada centroide das células do domínio, fazendo com que a precisão dos resultados dependa do grau de refinamento da malha. Assim, quanto mais refinada é a malha, mais precisos serão os resultados. No entanto uma malha muito refinada acarreta em um maior empenho computacional, que por consequência exige um grande esforço do processador e um processamento mais longo.

4.2.3. PROCESSADOR (CFX SOLVER MANAGER)

Após a etapa de pré-processamento todos os dados são transferidos para o processador que irá solucionar o problema, baseando-se nas condições de contorno estipulada. Essa etapa consiste na resolução numérica do problema a partir do método de volumes finitos.

O método utilizado pelo CFX de volume finitos consiste em uma divisão do domínio em volumes de controles e fazendo com que as equações de conservação sejam aplicadas para cada volume, definido pela malha. O centróide do volume é o nó computacional de onde a variável é calculada. Como resultado, tem-se uma equação algébrica para cada volume de controle, em função da interação com os nós vizinhos. Esse método é flexível para qualquer tipo de malha evitando restrições às geometrias complexas (Inoue, 2005).

As equações de conservação e demais equações provenientes da engenharia originam sistema de equações de difícil previsão. A confiança de que os parâmetros adotados no projeto dependem do conhecimento e do problema em estudo. Deste modo, consistência, estabilidade e convergência são fatores importantes a serem considerados na simulação fluidodinâmica. A Consistência no cálculo

baseia-se no princípio de que se o tamanho da malha e a discretização temporal tendessem a zero, reproduziriam fielmente a equação diferencial. A estabilidade é quando os resultados obtidos pela simulação numérica se aproximam cada vez mais da solução exata. Como grande parte das equações e sistemas de equações diferenciais não possui uma forma analítica conhecida é difícil determinar quais aproximações matemáticas geram soluções confiáveis. A Convergência é a capacidade de um sistema numérico resolver equações que foram discretizadas, estendendo a solução por meio de um processo iterativo. Assim se os valores das variáveis no domínio tenderem a valores fixos que representem soluções do sistema, diz-se que a convergência foi alcançada. Como a solução analítica não é conhecida, o programa adota um critério para que as interações cheguem ao fim. O principal critério utilizado é de que os balanços de quantidade de movimento e energia são obedecidos ou permanecem abaixo de um critério de tolerância, ao final da simulação (Porciúncula, 2007).

A Figura 13 mostra um modelo típico de erros fornecidos pelo programa após as interações. Nesse caso foi a convergência após 100 interações, como foi adotado nesse estudo.

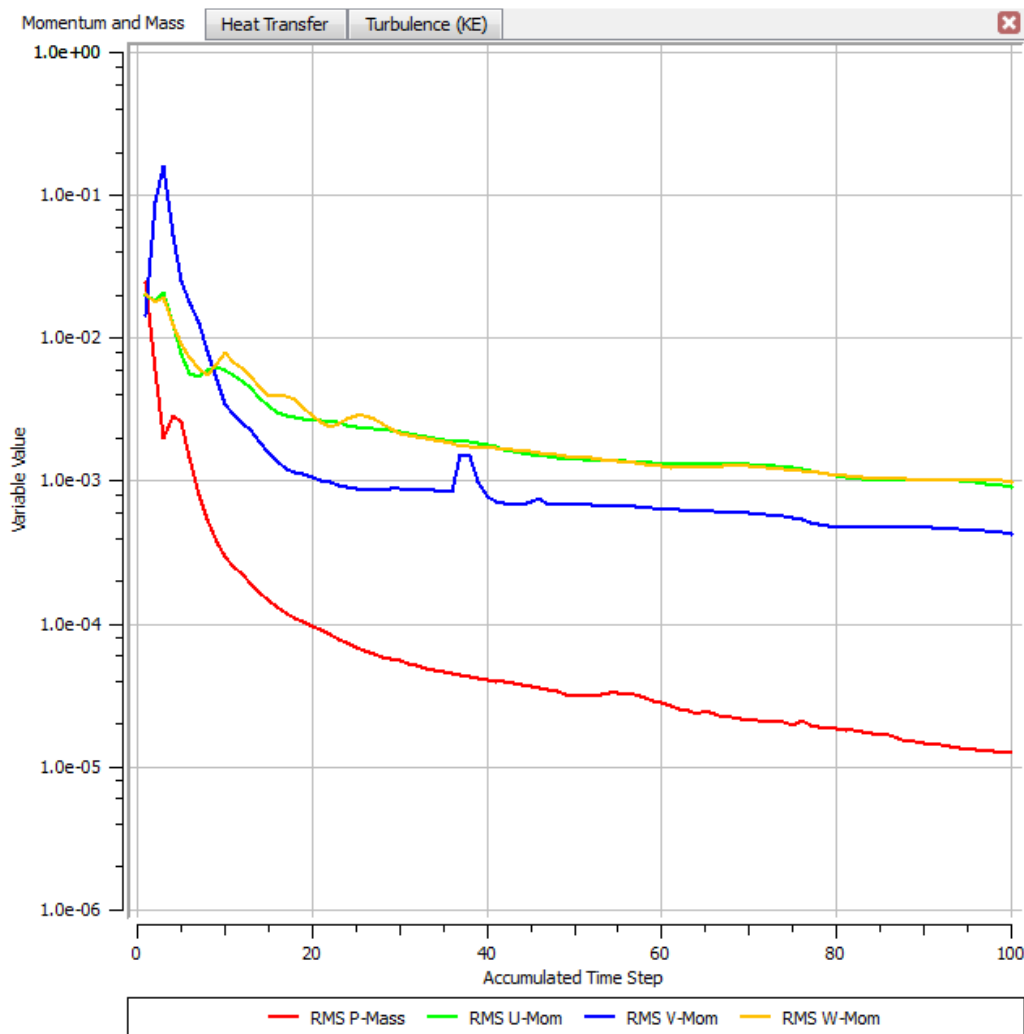


Figura 13- Diagrama de erro fornecido pelo software Solve-Manager

4.2.4. PÓS-PROCESSADOR (CFX POST-PROCESSOR)

Os dados computados pelo processador são enviados ao pós-processador que é basicamente uma ferramenta de visualização gráfica. Com esse recurso tem-se a visualização do escoamento e de variáveis desejáveis (pressão, vazão, temperatura, etc.) em cada região do domínio, facilitando o entendimento e a compreensão do fenômeno físico simulado. A obtenção desses dados é essencial para uma análise. As visualizações fornecem gráficos, linhas e pontos com as variações das variáveis fundamentais do projeto. Além de uma visualização tridimensional da geometria e da malha, vetores das variáveis importantes e animações.

4.2.5. MALHA NUMÉRICA

A construção da malha é uma etapa muito importante na simulação, já que é essa que define a qualidade dos resultados obtidos, assim como o tempo necessário para gerá-los. Pensando nisso que deve-se ponderar o refinamento da malha, de modo que a simulação não fique muito pesada e que os resultados fiquem bem confiáveis. Dependendo da forma como a malha é gerada na geometria do domínio, ela pode ser estruturada ou não estruturada, Figura 14.

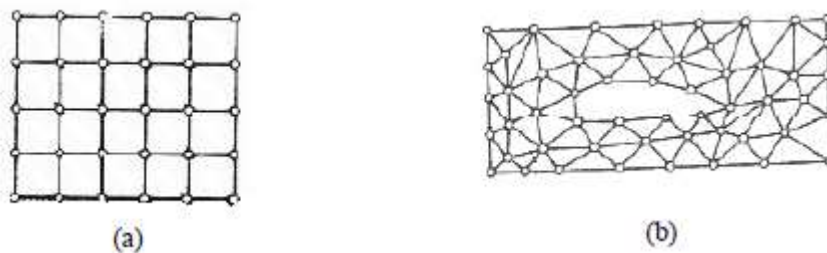


Figura 14- Malha estruturada (a) e não-estruturada (b)

As malhas estruturadas apresentam uma distribuição regular no domínio, assim a alteração da geometria pode influenciar na conectividade dos nós da malha. Já na malha não estruturada os pontos não são ligados entre si de maneira regular, de maneira que alterações na geometria do domínio levarão a alterações na conectividade dos pontos.

Há seis tipos de elementos tridimensionais de malha no *Ansys* : por tetraedros, pirâmides, prismas e hexaedros.

Na malha criada com tetraedros, pirâmides e prismas primeiro o volume é gerado para depois projetado sobre as faces e arestas para criar a malha. Os cantos e vértices não são necessariamente respeitados, eles caem sob uma tolerância específica, ao que uma condição sobre ele seja imposta. Esse tipo de malha é ideal para geométricas brutas. Na malha determinada por Hexaedros, a concentração dos elementos deve ser baseada em uma direção, normalmente a do fluxo de fluido. A desvantagem desse tipo de malha é que os ângulos dos elementos não mudam, permanecem retos, que dificulta a aplicação em superfície com curvatura. Pois essas necessitariam de um grau de um grau de refinamento maior. Geralmente esse tipo de malha é aplicada para geométricas não muito complexas.

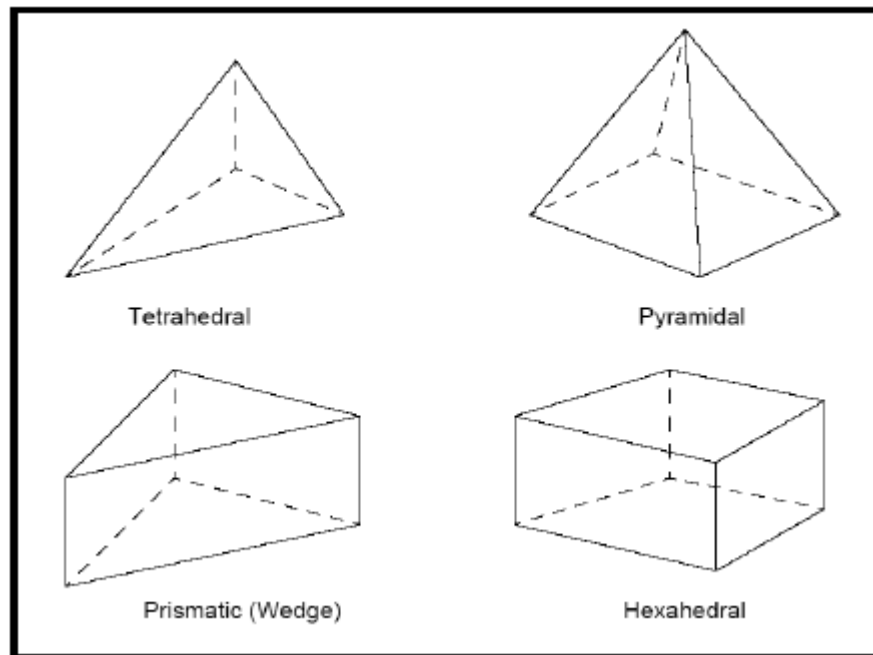


Figura 15 – Tipos de elementos volumétricos de malha

4.2.6. CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno são as características conhecidas do escoamento como velocidade, pressão e temperatura. Essas variáveis são impostas aos limites do domínio estudado, tornando-se um parâmetro essencial para o fechamento do sistema de equações e por consequência adquirir resultados corretos.

Os tipos de condições de contorno definidas dependem da finalidade dessas na simulação. Os tipos de condições de contorno estipuladas nesse projeto foram:

Condições de contorno para fluidos:

- Entrada (inlet): fluido escoar somente para dentro do domínio
- Saída (outlet): fluido escoar somente para fora do domínio
- Aberto (opening): fluido pode escoar tanto para fora quando para dentro do domínio, simultaneamente.
- Parede (wall): contorno impenetrável pelo escoamento.
- Condições de contorno para sólidos:
- Parede (wall): contorno impenetrável por fluido e não deslizamento.

Para as condições de contorno de entrada, saída e aberta, é imprescindível especificar o fluxo de massa, turbulência e a temperatura do fluido. Já na condição de contorno aberta, o fluxo é livre para entrar e sair do domínio exigindo somente o parâmetro de temperatura com que sai desse. As

especificações das condições de contorno de turbulência variam conforme o modelo de turbulência selecionado. Para o estudo em questão foi utilizado a opção de “*Shear and stress transport*”, que é razoável para o projeto considerando o ambiente estudado já que devido a baixa velocidade a turbulência gerada teria origem somente no atrito com a parede e transporte do fluido. Os valores atribuídos em todas as condições de contorno são especificados mais adiante.

A condição de contorno de parede é determinada de acordo com a resistência da parede ao escoamento: parede lisa (sem resistência), parede rugosa lisa (rough smooth wall) ou parede rugosa com rugosidade definida. Com base nas paredes presentes no local foi atribuída a condição de parede rugosa lisa.

5. ESTUDO DE CASO

Neste capítulo, serão apresentados simulações e parâmetros adotados para o projeto de climatização de uma praça de alimentação

5.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O presente estudo de caso está relacionado a uma proposta de aperfeiçoamento no sistema de ar condicionado da praça de uma alimentação através de um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis, com o objetivo de melhorar o conforto térmico no local. Essa sugestão será baseada em softwares de simulação, como o *Pro-ar condicionado, Solidworks e CFX*. A simulação de cálculo de carga térmica, escoamento e transferência de calor foram fundamentados em condições de contorno especificadas no Anexo VI.

A praça de alimentação em questão situa-se no segundo pavimento do Shopping Conjunto Nacional, localizado em Brasília. Possui formato retangular com entrada por diferentes modos: elevadores, corredores e escadas, que pode ser visto no Anexo I.



Figura 16 - Praça de alimentação



Figura 17 - Escada de acesso ao pavimento superior



Figura 18 - Escadas de acesso ao pavimento inferior

5.2. DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO INICIAL

O primeiro passo do projeto foi realizar uma simulação que definiu a configuração do escoamento na praça. Através dos resultados obtidos nessa foi possível adotar estratégias e elaborar intervenções mais eficazes para manter o conforto técnico do projeto.

Em visita ao local constatou-se que parte da exaustão da praça da alimentação é feita por dois corredores, que é ligado com um vão chamado de “Praça das Gaiivotas”. Com o objetivo de obter de condições de contorno mais próximas da realidade fez-se uma simulação inicial visando obter dados da exaustão natural da área de alimentação.

5.2.1. SIMULAÇÃO DA PRAÇA DAS GAIVOTAS

Baseando-se na planta baixa, Anexo I, e cortes foi feito um modelo tridimensional no *Solidworks 2010* representando o espaço ocupado pelo fluido nesse local. Como pode perceber na Figura 20 “Praça das Gaivotas” é um espaço aberto que conecta todos os pavimentos do Shopping. A conexão entre a “Praça das gaivotas” e a praça de alimentação se dá por um corredor grande que se divide em dois corredores posteriormente, representados nas figuras a seguir.



Figura 19 - Praça das Gaivotas

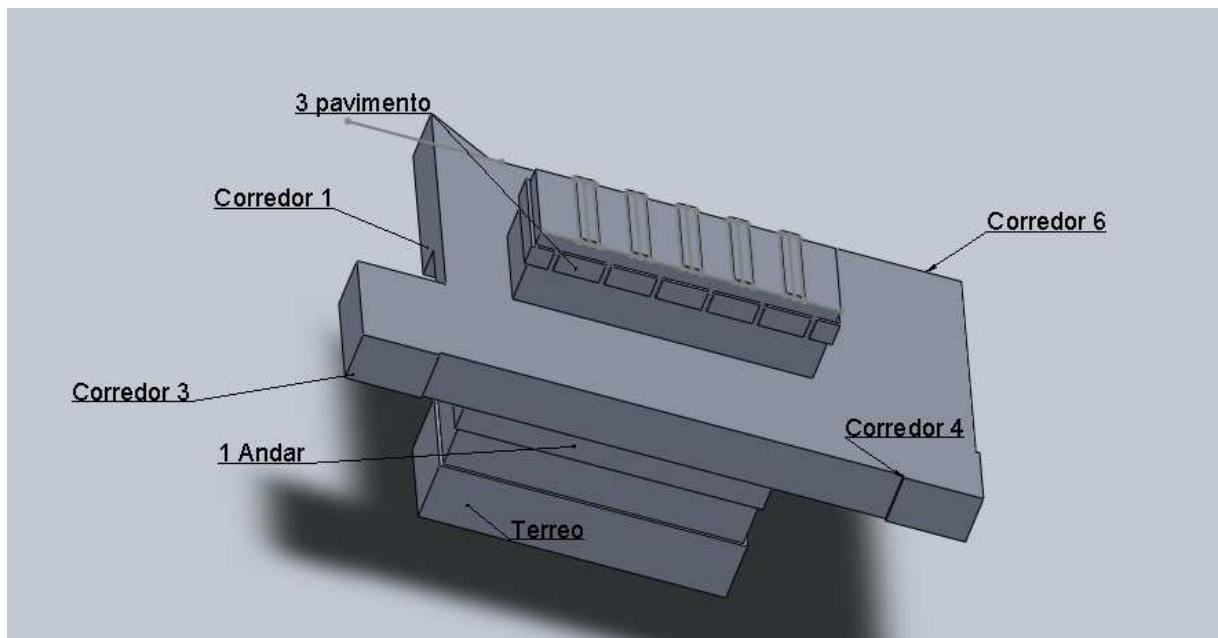


Figura 20 - CAD gerado no Solidworks da "Praça das Gaivotas"

A partir do arquivo CAD gerado pelo *Solidworks* criou-se uma malha não estruturada no *Ansys* com 3144720 elementos. No *software CFX Pre-Solver* foram impostas as condições de contorno do domínio com os valores de velocidade e temperatura de exaustão medidos nas claraboias presentes. As condições e dados coletados dessa medição encontram-se no Anexo II. Para o corredor e regiões em que há a conexão dos outros andares e o vão da “Praça das Gaivotas” foram atribuídas a condição de abertura livre com 0 bar de pressão relativa em relação a praça.

A finalidade dessa simulação é somente encontrar a condição de contorno no corredor, que comunica com a praça de alimentação, então foi desconsiderado a transferência de calor já que não influenciaria nos dados desejados. As premissas teóricas consideradas para a modelagem do fluido dentro do volume da “Praça das Gaivotas” foram:

- Fluido Isotérmico;
- Modelo turbulento *Shear and stress transport $k - \epsilon$* ;
- Fluido: Ar a 25 graus.
- Regime permanente, subsônico e monofásico

Com as condições de contorno impostas foi possível fazer a simulação do campo de escoamento, Figura 21, que forneceu a vazão mássica média de saída de $8,033 [kg s^{-1}]$.

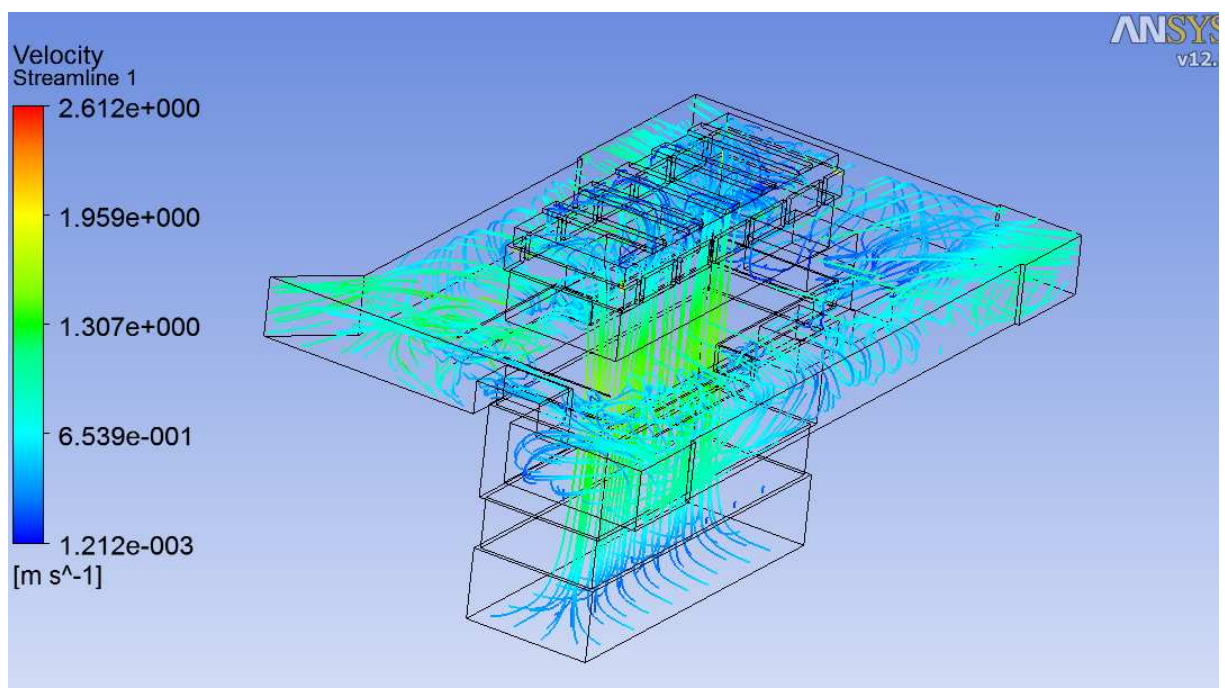


Figura 21 - Simulação do campo de escoamento da "Praça das Gaivotas"

5.2.2. SIMULAÇÃO DA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO

Com base na planta baixa, anexo I, e cortes da praça de alimentação gerou-se no Solidworks 2010 um modelo tridimensional da praça de alimentação, Figura 22.

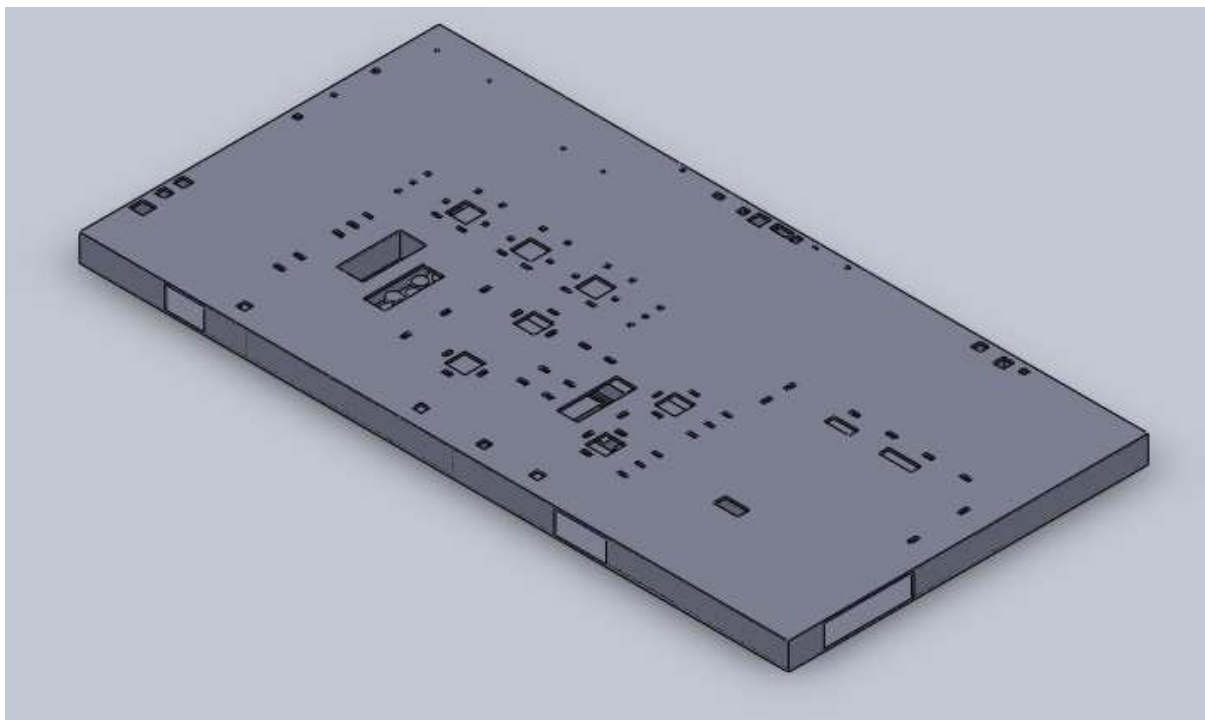


Figura 22 - CAD gerado no Solidworks da praça de alimentação em vista isométrica

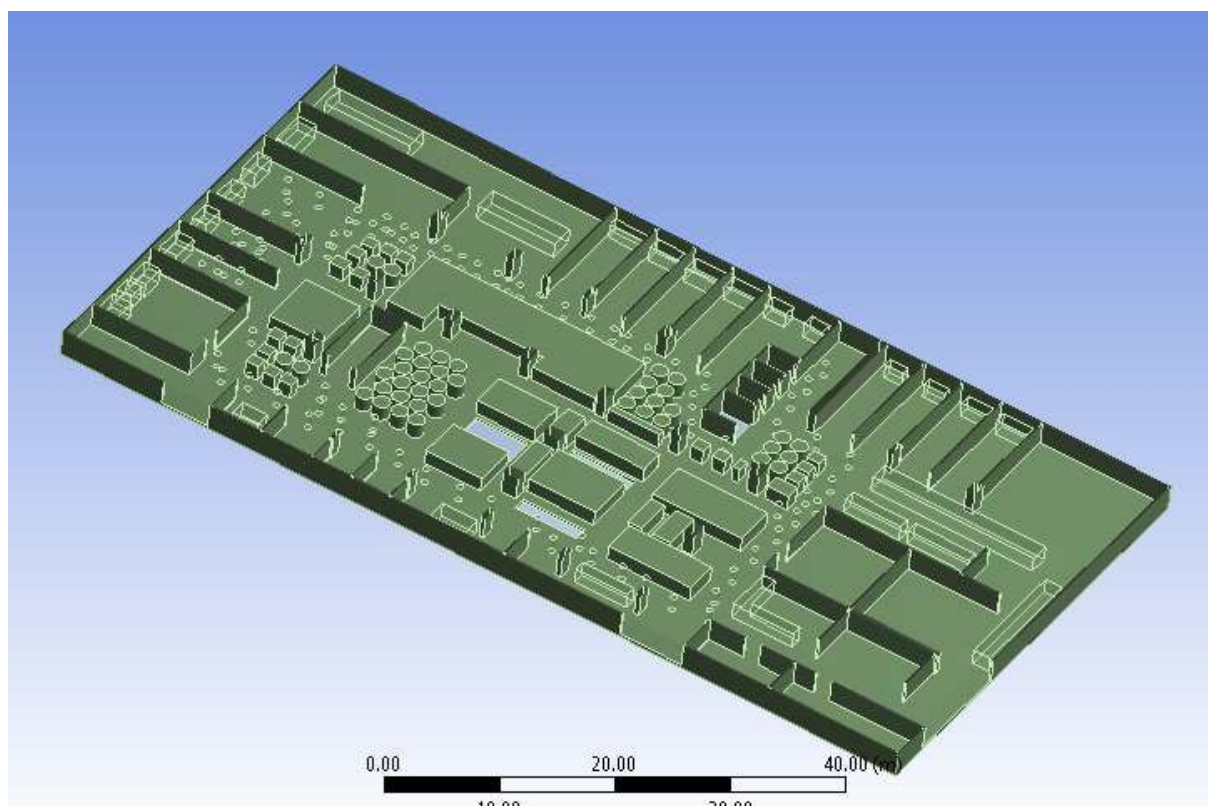


Figura 23- Vista em corte gerado no Ansys

Para caracterizar o campo de escoamento presente na praça alimentação e elaboração da simulação foi necessário tomar nota dos equipamentos que já fazem parte do sistema de climatização. De acordo com informações fornecidas pela engenharia do edifício, a praça de alimentação conta com uma aparelhagem de dois resfriadores evaporativos com capacidade de 39.000 m³/h cada e quatro exaustores com vazão de 15.560 m³/h de ar cada um, conforme está especificado no anexo VII.

Em todas as simulações foram utilizadas malhas não estruturadas já que a geometria da praça de alimentação e “Praça das Gaivotas” apresentam detalhes que são ligeiramente complexos. Esse fator foi fundamental na escolha desse tipo de malha, pois essa apresenta uma maior liberdade no arranjo e posicionamento dos pontos. A vantagem dessa flexibilidade é rebatida na irregularidade da estrutura de dados, que é minimizado com um refinamento maior da malha.

A qualidade da malha foi baseada no método “Skewness”, que basea-se na simetria da malha. O calculo desse método é feito de duas formas, que é determinado pela forma do elemento da malha. Como na malha gerada nesse trabalho foi baseado principalmente em elementos tetraedros, o procedimento de cálculo do método “Skewness” é baseado no desvio do volume equilateral, ou seja, o quão desiguais os elementos estão de um elemento de tamanho ótimo. O resultado varia numa escala de zero a um, sendo que o quão mais próximo de zero melhor será a malha. Dessa forma a malha será avaliada pela quantidade de elementos para cada faixa de “Skewness”.

$$Skewness = \frac{Tamanho\ otimo\ da\ celula - Tamanho\ da\ célula}{Tamanho\ ótimo\ da\ celula} \quad (61)$$

Com esse grau de refinamento gerou-se 3144720 elementos para a “Praça das Gaivotas” e 7624422 elementos para a praça de alimentação. De acordo com a análise de malhas do *Ansys* a maioria dos elementos da malha apresenta um “skewness” médio de 0.23, que torna essa malha excelente.

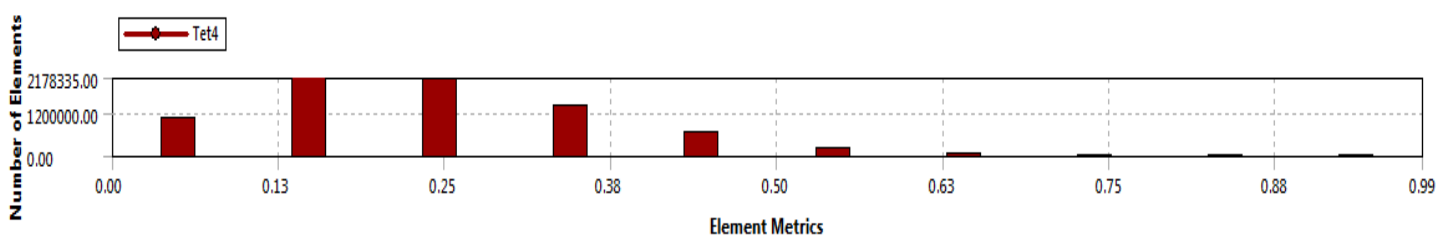


Figura 24 - Skewness da malha da praça de alimentação

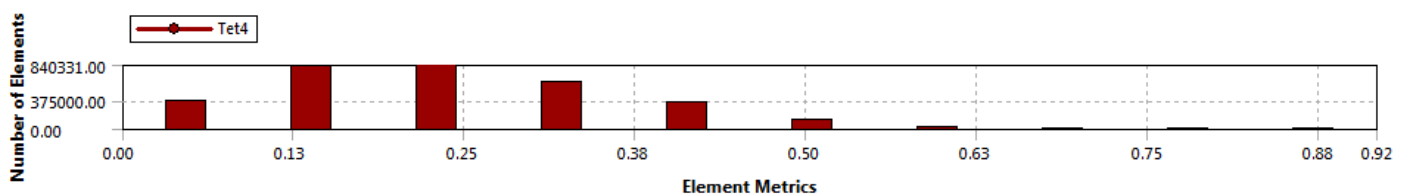


Figura 25 - Skewness da malha da praça das gaivotas

No software CFX Pre-Solver foram impostas as condições de contorno do domínio. Para a entrada de ar insuflado dos resfriadores evaporativos foi atribuída a vazão de 39.000 m³/h para cada ventilador e temperatura de 23°C, que corresponde a temperatura de saída do mesmo, conforme foi mostrado anteriormente Figura 12. De acordo com os dados fornecidos pela simulação da “Praça das Gaivotas”, as condições de contorno para os corredores 1 será a soma das vazões mássicas dos corredores 1 e 2 encontrada na simulação da “Praça das Gaivotas”. Já para os outros corredores e escadas foram modelados como abertura livre para o ar com temperatura de 25°C e 0 bar de pressão relativa em relação a praça.

As exaustões das lojas situadas à margem da praça de alimentação foram aferidas em medições em campo realizadas pelo LAAR (Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração), porém nem todas as lojas foram capazes de fornecer os valores dos exaustores instalados. Nessas medições obteve-se a temperatura e vazão de saída nas coifas de cada loja. A finalidade dessas medições é de inserir uma condição de contorno de vazão e de temperatura nas lojas. Como na condição de “outlet” não é possível definir a temperatura do fluido, somente a vazão exaurida, representou-se o lugar onde os alimentos são preparados por um bloco com a temperatura indicada nas medições. Assim, com o resultado das medições pode-se comparar a temperatura nessas coifas com a temperatura medida tendo mais um parâmetro para comparação de quão próximo da realidade está a simulação.

Tabela 8 - Dados medidos nas lojas adjacentes

Loja	Velocidade média [m/s]	Temperatura média [°C]	vazão [m ³ /h]
Bob's	0.775	36.2	603
Giraffas	3.25	33	2741
	3.38	33.2	6023
Yan ping	4.4	33	2527
Minikalzone	0.07	34.7	277
Burger King	0.32	32.4	1313
	0.55	34	2447
Montana	1.9	43.9	2681
Mac Donalds	0.85	33.6	244
	0.73	32.5	210
	0.63	33.9	181
	1	33.5	288
Grill	0.6	30.2	3456
	0.9	30.2	4957
	0.5	31.6	5400
Torre de Pisa	0.2	33.5	1163
Viva Brasilia	4.4	33.2	1330

	3.4	33.5	2056
Sushi Way	0.2	33.8	907
Verde	0.45	31.8	2851
	0.1	32.4	177
Bongrille	2	35.8	5508
	0.1375	35.9	1077
Vivenda	1.98	29	1140
Bio	0.22	33	2717
	0.06	33	1063
Camarao e cia	0.37	36	2664
	0.46	34	1374
spoieto	0.5	34	1710
Stalinho	0.025	36	396

A representação da ocupação da praça de alimentação foi feita com base nas mesas, cadeiras e espaço destinado para alimentação. Na tentativa de simplificar ao máximo a geometria a ocupação foi definida por cilindros e blocos com altura de 1.5 metros. Por se tratar de uma taxa com alta taxa de ocupação foram distribuídos cilindros de maneira aleatória pela área de movimentação visando representar os clientes em transito, esse cilindro foi representado com 1.75m de altura e 0.25m de raio. A condição de contorno para as pessoas foi a de impenetrabilidade de fluido além de uma temperatura fixa de 37.5°C (temperatura corporal). A representação da iluminação foi baseada nos pontos indicados pela planta fornecida pela administração do shopping, adotando uma taxa de transferência de calor de 15 W/m^2 .

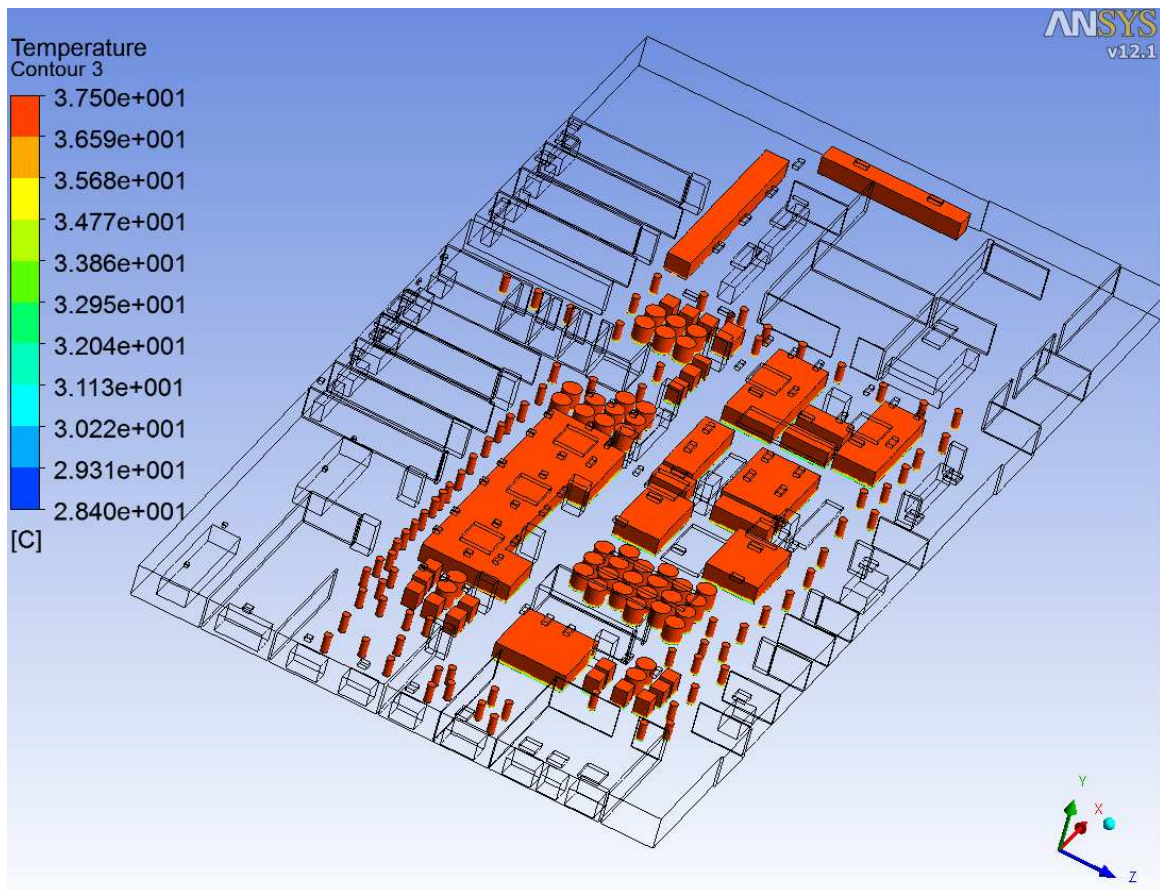


Figura 26 – Representação da ocupação na praça de alimentação

As premissas teóricas consideradas para a modelagem do fluido dentro do volume da praça de alimentação foram:

- Fluido com transferência de energia;
- Modelo turbulento “*Shear and stress transport*”;
- Regime permanente, subsônico e monofásico.

Por meio das condições de contorno estabelecidas foi possível chegar a uma simulação da distribuição de temperatura e de escoamento da praça de alimentação na situação inicial, Figura 27 e Figura 28 respectivamente.

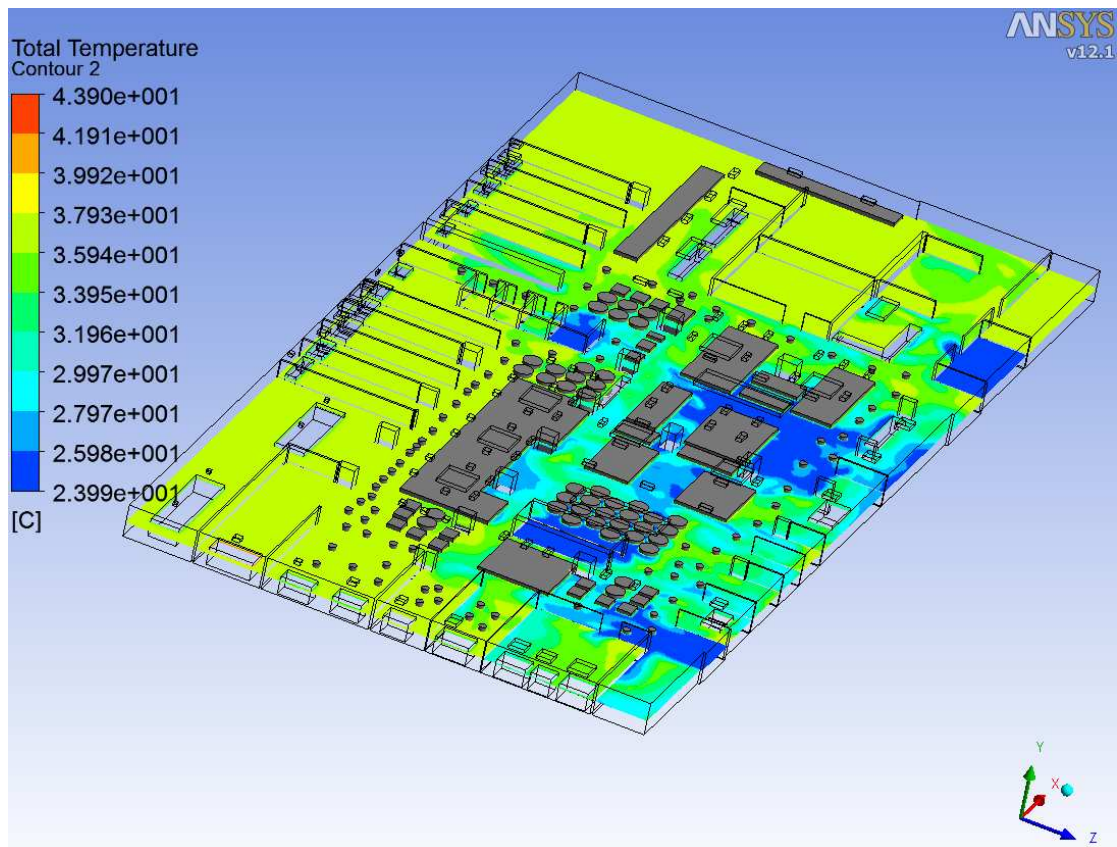


Figura 27 - Distribuição de temperatura a 1.5m do chão na configuração primitiva

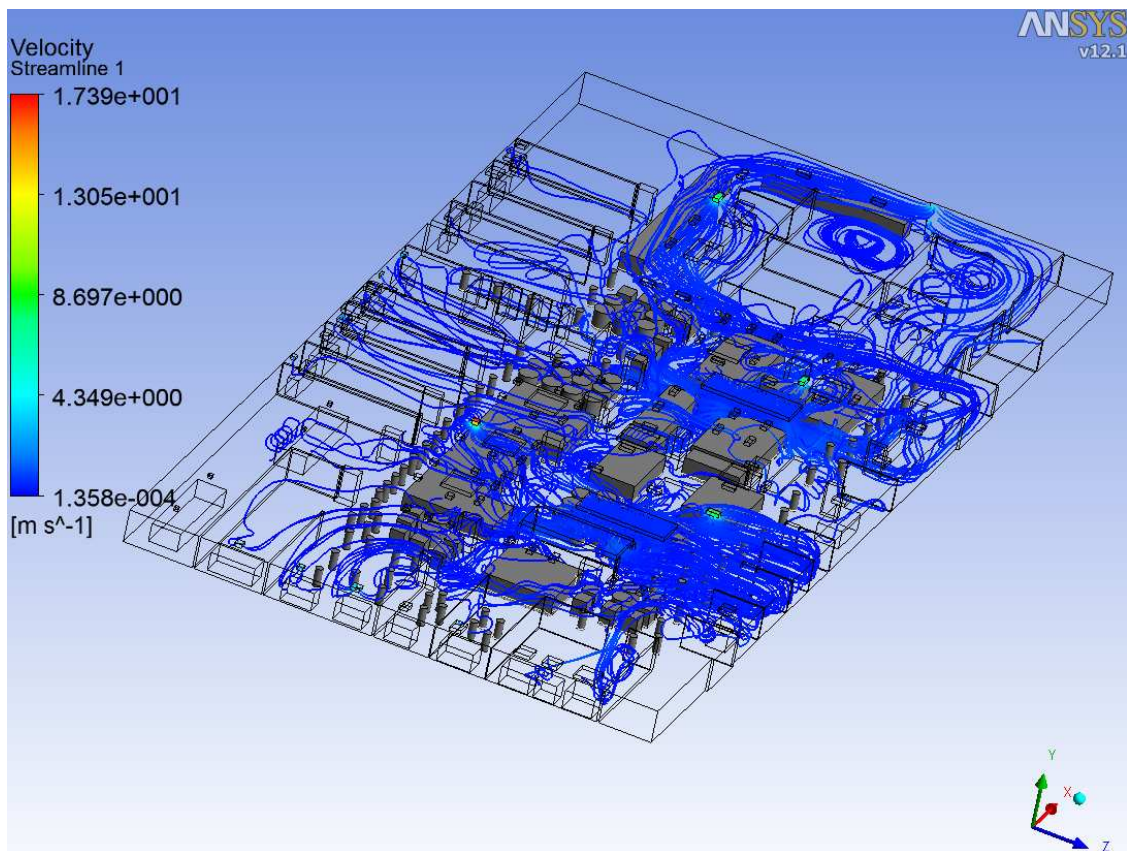


Figura 28- Distribuição do escoamento na configuração primitiva

Adotou-se como referência para aquisição de dados uma altura de 1.5 metros com a intenção de indicar uma região próxima das vias nasais, tendo maior influência na sensação térmica dos ocupantes que estarão sentados na área de alimentação. Os resultados fornecidos pela simulação indicam que a faixa de temperatura na praça de alimentação é predominante numa faixa de 29°C a 36°C, com exceção das áreas localizadas perto ao ventilador que chegam a atingir 26°C. Já a velocidade média na área de ocupação foi de 0,33m/s. Com a finalidade de mapear a região em que há um conforto térmico, destacou-se o espaço volumétrico em que a temperatura esteja entre 23 e 27°. A Figura 29 mostra a variação da velocidade nessa zona de conforto frente a taxa de ocupação no ambiente, em cinza.

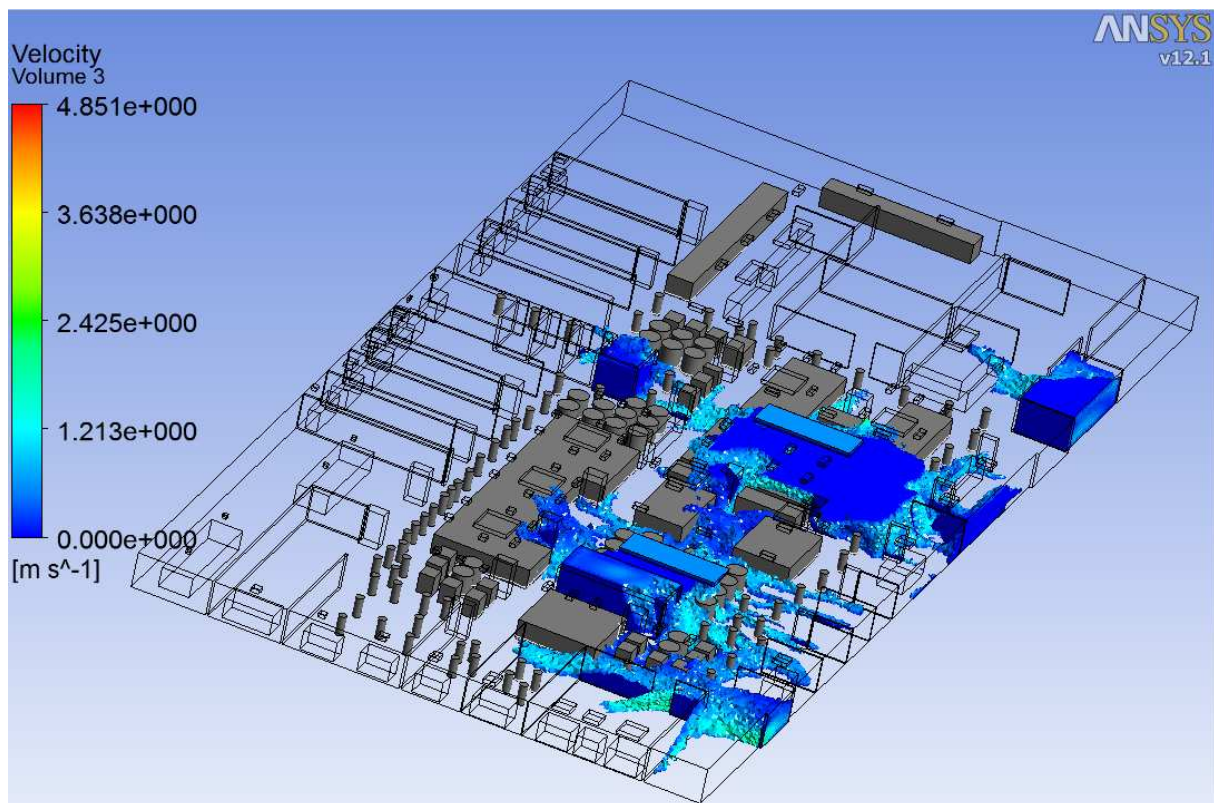


Figura 29 – Zona de conforto na praça de alimentação

Percebe-se que a região de conforto é limitada somente aos locais próximos aos vãos de insuflamento com uma velocidade de ar considerável, evidenciando a intensa troca de calor nesse espaço. Dentro desse volume de ar tem-se que a velocidade média é igual a 0.6 m/s, comprovando que o fluxo de ar gerado pelo sistema é ineficiente, já que o ar resfriado fica concentrado somente nas regiões próximas ao insuflamento, enquanto em outros pontos da praça o ar fica estagnado contribuindo para que o calor não seja dissipado.

5.2.3. COMPARAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E REALIDADE

Em uma análise anterior ao início do projeto foram realizadas medições experimentais em alguns pontos da praça, Anexo II. Assim pode-se traçar uma comparação entre a simulação e a realidade no ambiente para a situação inicial.

Tabela 9 - Comparação entre a temperatura medida e simulada

Local	Posição da medida	Temperatura na Realidade [°C]	Temperatura na Simulação [°C]	Diferença de Temperatura[°C]
Pilar em frente ao Montana	piso	30	29.7	-0.3
	mesa	32	35.0	3.0
	teto	32.2	34.0	1.8
	pilar	31	34.0	3.0
Pilar em frente ao bongrillê	piso	30	29.7	-0.3
	mesa	31.2	31.3	0.1
	teto	31.4	31.6	0.2
	pilar	30.3	29.7	-0.6
Pilar em frente ao Spoleto	piso	32.6	29.7	-2.9
	mesa	31.6	31.3	-0.3
	teto	32	36.0	4.0
	pilar	31	29.7	-1.3
Bob's	coifa	36.2	36.4	0.2
Giraffas	coifa 1	33	36.4	3.4
	coifa 2	33.2	36.4	3.2
Yan Pin	coifa	33	36.4	3.4
MiniKalzone	coifa	34.7	36.4	1.7
Burger King	coifa 1	32.4	31.1	-1.3
	coifa 2	34	34.1	0.1
montana	coifa	43.9	36.5	-7.4
Macdonalds	coifa 1	33.6	36.5	2.9
	coifa 2	32.5	36.4	3.9
	coifa 3	33.9	36.4	2.5
	coifa 4	33.5	36.4	2.9
Grill	coifa 1	30.2	35.9	5.7
	coifa 2	30.2	35.5	5.3
	coifa 3	31.6	34.0	2.4
Torre pisa	coifa	33.5	35.4	1.9
viva brasilia	coifa 1	33.2	36.4	3.2
	coifa 2	33.5	36.4	2.9
sushi	coifa	33.8	36.4	2.6
Verde Grill	coifa1	31.8	36.4	4.6
	coifa 2	32.4	36.4	4.0
bongrille	coifa 1	35.8	36.4	0.6

	coifa 2	35.9	36.4	0.5
Vivenda	coifa 1	29	36.4	7.4
Bio-Energia	coifa 1	33	36.4	3.4
	coifa 2	33	36.4	3.4
camarao	coifa 1	36	36.4	0.4
	coifa 2	34	36.4	2.4
spoieto	coifa 1	34	36.4	2.4
stalinho	coifa	36	36.4	0.4

Com base na Tabela 9 - Comparação entre a temperatura medida e simulada nota-se que a simulação apresentou um valor próximo à realidade, com uma diferença máxima de 7.4°C, mínima de 0.1°C e uma média de 2.4°C. Devido à ausência de detalhes quanto ao posicionamento de coifas e exaustores das lojas, essas foram inseridas devido ao bom senso, isso ocasiona uma discrepância grande com a realidade. Podemos notar essa discrepância na comparação entre os resultados, já que a diferença de temperatura nas lojas é superior a medida na praça, já que os locais na praça estão bem definidos. Se isolarmos os dados obtidos entre a área de consumidores da praça de alimentação e a área das lojas, temos que a diferença entre as temperaturas simulada e medida apresenta valores baixos de média (1.5°C) e desvio padrão médio (1,2°C) na praça de alimentação, para as lojas adjacentes a média de diferença de temperatura (2.9 °C) e desvio padrão médio (1,4°C). Crê-se que os valores obtidos para lojas adjacentes estejam discrepantes da praça de alimentação devido ao desconhecimento real da localização das coifas e exaustores. Contudo, os valores obtidos foram satisfatórios, permitindo a malha e condições atribuídas tornarem base para as simulações seguintes.

5.3. CONFORTO TÉRMICO DA SITUAÇÃO INICIAL

Segundo um trabalho realizado anteriormente, Anexo III, e visitas ao local é perceptível o desconforto térmico presente na praça de alimentação. Visando uma melhoria de conforto térmico foram propostas modificações no projeto de condicionamento de ar presente no ambiente. Nessas intervenções foram adotadas condições de contorno e malha numéricas similares a simulação da condição inicial, Figura 22, tendo em vista que essa apresenta valores similares ao da realidade.

Após a verificação do desconforto térmico através de um trabalho anterior, anexo III, a estratégia de melhoria de projeto baseou-se na em identificar as variáveis que geram o desconforto térmico e em quais locais da praça elas são mais críticas.

5.4. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA E VAZÕES DE AR.

A carga térmica da praça de alimentação foi realizada com o auxílio do programa *ProArCondicionado*, que é um software especializado em instalações de ar condicionado. Esse programa é integrado com o software *Autocad* e utiliza a planta baixa em CAD, Figura 30, para atribuir as variáveis necessárias para o projeto do sistema de ar condicionado.

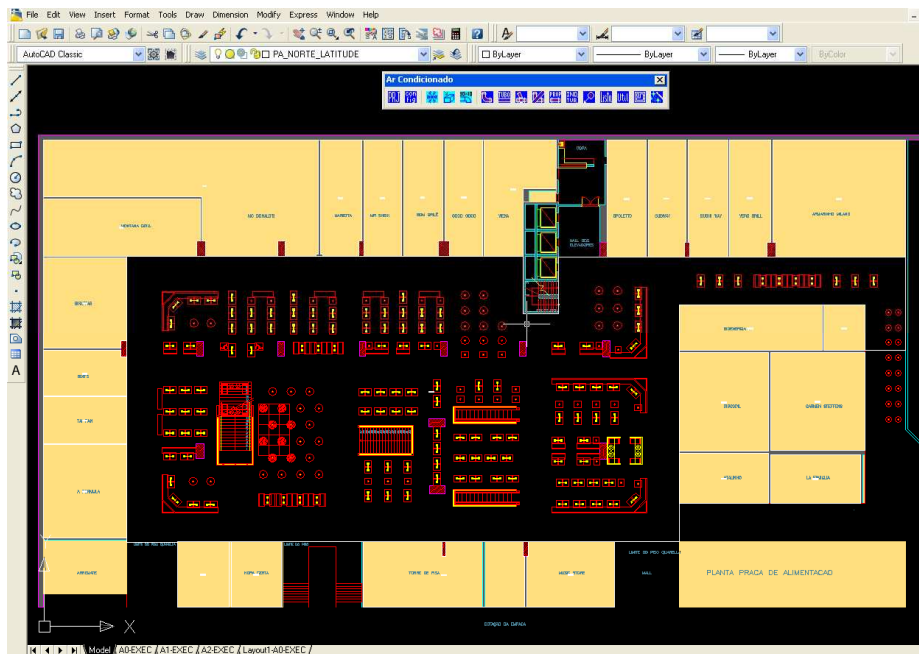


Figura 30- Integração CAD com o software ProArCondicionado.

No software *ProARCondicionado* pode ser feita a inserção de paredes, vãos e janelas com suas propriedades térmicas e características de aberturas em função da quantidade de pessoas e do tipo de ambiente desejado. No cálculo de carga térmica considerou-se que as lojas presentes na periferia da praça de alimentação estivessem condicionadas e abertas, permitindo o fluxo de ar entre a praça e as lojas.

Foram considerados todos os materiais que compõem o ambiente como os vãos, vidros, portas, paredes e outros. Para a definição de insolação da laje superior do ambiente, foi considerada que em toda extensão da praça de alimentação a laje é ensolarada. Essa atribuição não é verdadeira, visto que há construções em determinadas partes na cobertura, que resultaria numa carga térmica menor a que foi obtida. Assim a carga térmica utilizada no projeto atende a demanda do ambiente.

O cálculo de carga térmica é uma variável fundamental para climatização da praça. Esse parâmetro está relacionado com a estratégia para intervenção no sistema de ar condicionado da praça. A partir do conhecimento de carga térmica a ser “combatido”, há um direcionamento de soluções nas simulações de campos de escoamento e previsão de conforto térmico permitindo a escolha da solução ótima. O valor de carga térmica calculada pelo programa *ProArCondicionado* para o espaço dos usuários na praça de alimentação é da ordem de 283133.8 Kcal/h.

A vazão de insuflamento de ar no ambiente foi estimada de acordo com a Eq.(40) e a carga térmica gerada pelo software **ProArCondicionado**, atribuindo 23°C como temperatura de saída do resfriador, segundo a Figura 12, 27°C como temperatura interna, já que é a temperatura limite de conforto térmico. A escolha de uma temperatura limite para conforto térmico se deve ao fato de obter um diferencial de temperatura máximo possível. Pois quanto maior o diferencial de temperatura menor será a vazão de ar no ambiente. Quando se trata de resfriamento evaporativo essa diferença de temperatura não é tão grande, isso acarreta grandes vazões de insuflamento.

Todo cálculo para vazão de ar e água necessária para operação do resfriador evaporativo foi feito no programa EES (Engineering Equation solver), presente no Anexo V. Os resultados obtidos para vazão de ar e água insuflados no resfriador evaporativo foram de 105litros/h e 104000m³/h, respectivamente.

5.5. INTERVENÇÕES APLICÁVEIS

Com a finalidade de aperfeiçoar a condição de conforto térmico na praça de alimentação foram adotadas varias intervenções de engenharia nas simulações de escoamento e distribuição de temperatura. Essas modificações foram sugeridas com base no resultado do cálculo de carga térmica do software ProArCondicionado, que permitiu obter a vazão de insuflamento necessária para propiciar o conforto térmico necessário para a praça.

A seguir serão avaliadas quatro intervenções e suas combinações para obter uma solução ótima de intervenção.

5.5.1. TROCA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Com base no calculo da vazão de insuflamento percebe-se que o sistema primitivo de resfriamento evaporativo não é suficiente para uma condição de conforto térmico, devido ao método de calculo do projeto anterior, que foi feito com base na quantidade de renovações de ar no ambiente e não na carga térmica a ser combatida no local. A partir da vazão necessária e o catálogo da Munters, presente em seu website (<http://www.munters.com.br>), selecionou-se módulos de resfriadores evaporativo capazes de atender a vazão necessária. Existem inúmeras combinações de módulos capazes de atender a vazão necessária, nesse projeto optou-se por sete módulos, que no total fornecem uma vazão de 147256 m³/h, já que dessa forma o ar poderia ser melhor distribuído através de dutos independentes.

Como o pavimento da praça de alimentação apresenta um "pé direito" baixo é essencial a aplicação de difusores nos locais de insuflamento, o que não existia no sistema primitivo. A presença de difusores é eficaz no conforto térmico, pois distribui o ar em varias direções evitando que o jato de ar frio atinja diretamente a cabeça dos ocupantes, que geraria um desconforto térmico. Além que os difusores têm grande eficácia na distribuição de ar, pois projeta o ar em todas as direções.



Figura 31- Exemplo de modulo de resfriamento evaporativo

5.5.2. ISOLAMENTO DAS ESCADAS

Através da análise da simulação de escoamento inicial na praça percebe-se que cerca de 1,46 kg/s de ar é exaurido da praça pela escada, que vai para o pavimento superior. Devido à proximidade entre a escada e local onde o ar é insuflado, a abertura da escada dificulta a distribuição do ar pela praça de alimentação. Em visitas a praça percebe-se que a movimentação na escada não é constante e que essa fica aberta continuamente. Uma intervenção a ser aplicada é o controle de abertura da porta de acesso a escada (Figura 32) por meio de um sensor de presença. Assim a perda de ar insuflado seria reduzida.



Figura 32 - Escada fechada com porta de vidro automática

5.5.3. APRIMORAMENTO DA EXAUSTÃO

A deficiência em uma distribuição do escoamento na praça também se deve ao sistema de exaustão existente. Uma intervenção a ser realizada seria a modificação da exaustão existente. Com o objetivo

de forçar o ar a percorrer toda a praça de alimentação seria necessário a instalação de grelhas lineares as margens da praça de alimentação. Para isso o sistema primitivo de exaustão deveria passar por um *retrofiting* para aumentar sua potencia e possibilitar que as grelhas lineares sejam conectadas, distribuindo melhor o poder de exaustão.

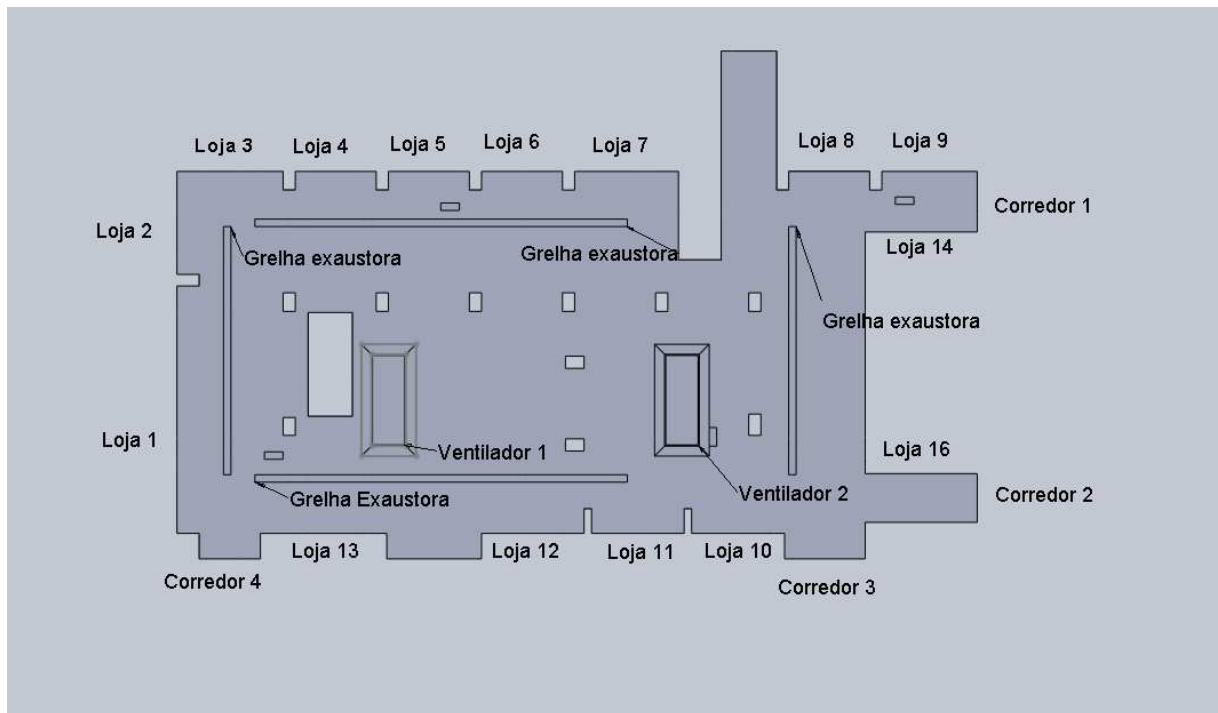


Figura 33 - Praça de alimentação com a intervenção de grelhas lineares para exaustão

5.5.4. INSTALAÇÃO DE VENTILADORES PARA EXAUSTÃO

Devido à necessidade de uma melhor distribuição do escoamento na praça. Uma das estratégias adotadas foi de forçar o escoamento através dos corredores 1 e 2, já que esses situam-se no extremo da praça. Isso seria viabilizado devido à presença do vão na “Praça das Gaivotas”. Essa intervenção é baseada na instalação de dois ventiladores de grande porte na clarabóia do hall da “Praça das gaivotas”, Figura 34, que é conectada com a praça de alimentação pelos corredores 1 e 2. Dessa forma os ventiladores colaborariam para a exaustão do ar na praça de alimentação e esse ar seria despejado no ambiente pelas aberturas no andar superior.



Figura 34 - Clarabóia do hall da "Praça das Gaiivotas"

Através de diversas simulações com vazões diferentes na malha da “Praça das Gaiivotas” notou-se que os efeitos da vazão no corredor, que comunica com a praça corresponde em média a 10% da vazão nominal do conjunto de ventiladores na claraboia.

Os ventiladores considerados para essa aplicação são máquinas de baixa frequência de rotação e grande diâmetro, apresentando grande capacidade de exaustão. Abaixo, tem-se o exemplo de um desses ventiladores.



Figura 35 - Ventilador de grande porte "Elefant"

5.5.5. DISTRIBUIÇÃO DO INSUFLAMENTO

Um fator importante na melhoria do conforto térmico na praça de alimentação, quanto à distribuição do insuflamento. O sistema primitivo consistia em dois locais de insuflamento, que

dificulta a distribuição de ar na praça de alimentação. O aumento do número de pontos de insuflamentos distribuídos pela praça de alimentação é uma grande ferramenta para estabelecer um escoamento uniforme no interior da praça de alimentação. A interligação entre os pontos de insuflamento e os resfriadores evaporativos seria feita através de dutos, já que um insuflamento plenum comprometeria instalações elétricas no forro devido à alta unidade do ar insuflado. A desvantagem dessa modificação são os limites físicos estabelecidos pelo pavimento, como a distancia entre o forro e a laje, distancia entre as vigas e o forro e localização de tubulações hidráulicas e elétricas que podem comprometer o caminho dos dutos.

Com base na localização das vigas e rede elétrica foi feita a distribuição pontos de insuflamento foi feita de acordo com a proximidade do resfriador evaporativo, assim foram selecionadas configurações de difusores e grelhas diferentes para cada resfriador.

- Resfriador evaporativo 1 (27157 m³/h): 3 difusores lineares e 9 grelhas;
- Resfriador evaporativo 2 (24807m²/h): 12 grelhas;
- Resfriador evaporativo 3 (24692m³/h: 7 grelhas;
- Resfriador evaporativo 4 (22560 m³/h): 8 difusores e 4 grelas;
- Resfriador evaporativo 5 (21856 m³/h): 8 grelhas;
- Resfriador evaporativo 6 (15510 m³/h): 7 difusores e 2 grelhas;
- Resfriador evaporativo 7 (10674m³/h): 6 grelhas.

5.5.6. EXAUSTÃO POR VENTILADORES NA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO

Essa intervenção consiste na instalação de dois ventiladores axiais nas aberturas situadas na praça de alimentação. Dessa forma os ventiladores irão atuar diretamente na exaustão de ar da praça de alimentação. Para essa modificação, foram selecionados ventiladores axiais que apresentem dimensão compatível com a da abertura. Através do catalogo do fabricante ELEPHAN, presente em seu website (<http://www.elefant.com.br>) foi selecionado quatro ventiladores axiais cada um com o diâmetro de 2142mm, essa escolha teve como parâmetro o diâmetro, rotação e volume de ar deslocado 6200m³/h, por ventilador.

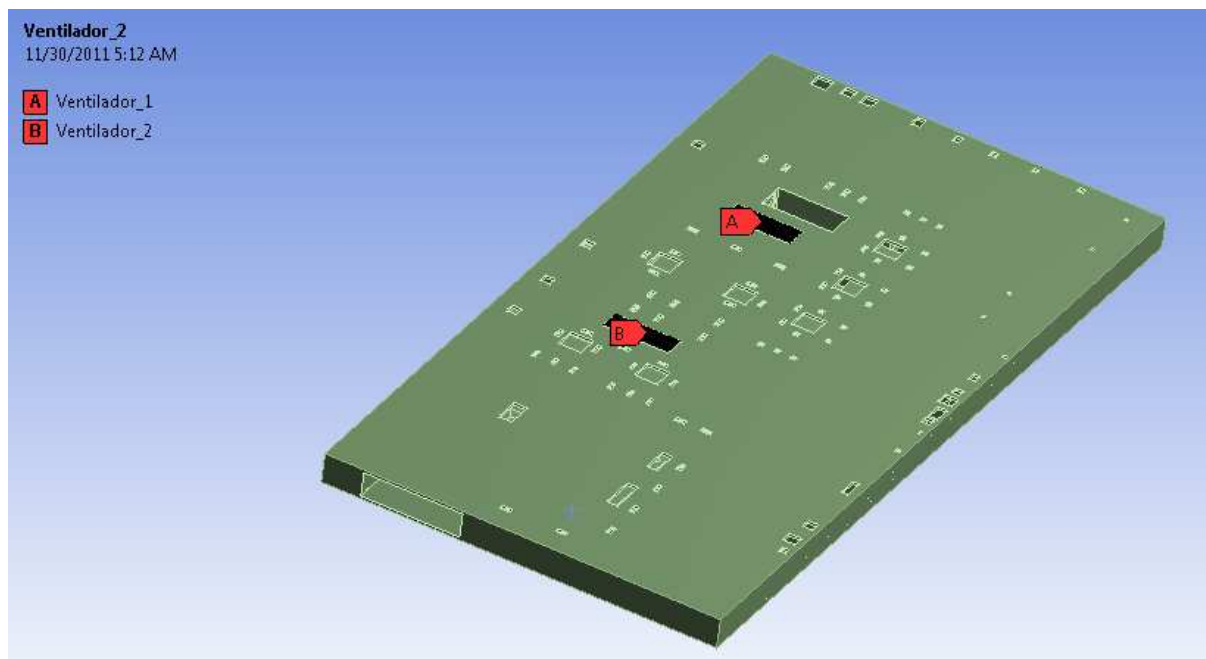


Figura 36 - Praça de Alimentação com a intervenção de ventiladores axiais sob a praça de alimentação.

5.5.7. UTILIZAÇÃO DE SERPENTINAS

Devido ao sistema de resfriamento evaporativo ter uma grande dependência da condição climática externa considerou-se a hipótese de incorporar serpentinas aos módulos evaporativos com a finalidade de pré-resfriar o ar garantindo que a temperatura de insuflamento seja baixa independente da condição externa.

Com base nessa hipótese fez-se um estudo sobre o funcionamento do resfriador evaporativo com base nos ano climático de referencia (TRY) de Brasília fornecido pelo INMET (Instituto Nacional de Meteorologia). Primeiramente tentou-se encontrar alguma condição em que haja a situação de temperatura do ar quente e úmida, ou seja, acima de 30°C e umidade relativa acima de 60%. Essa circunstância não ocorreu em nenhuma das 8640 horas fornecidas pela TRY. Segundo Camargo (2009) a efetividade do painel evaporativo varia de acordo com a umidade relativa, Figura 37. Nota-se que a efetividade reduz com o aumento da umidade relativa. Percebe-se que enquanto a umidade relativa aumenta de 45% para 75% a efetividade do painel caem somente 15%. Com base na equação dessa reta é possível obter a efetividade para cada situação da TRY e assim a temperatura de saída do modulo para cada hora do ano. A temperatura de saída (insuflamento) média foi de 18°C e apresenta um valor máximo de 25.7°C. No ano informado pela TRY ocorre somente em quatro ocasiões a situação de uma temperatura de saída maior que 25°C. Com base nessas informações, temos que o resfriado evaporativo pode atender perfeitamente sem o uso de serpentinas.

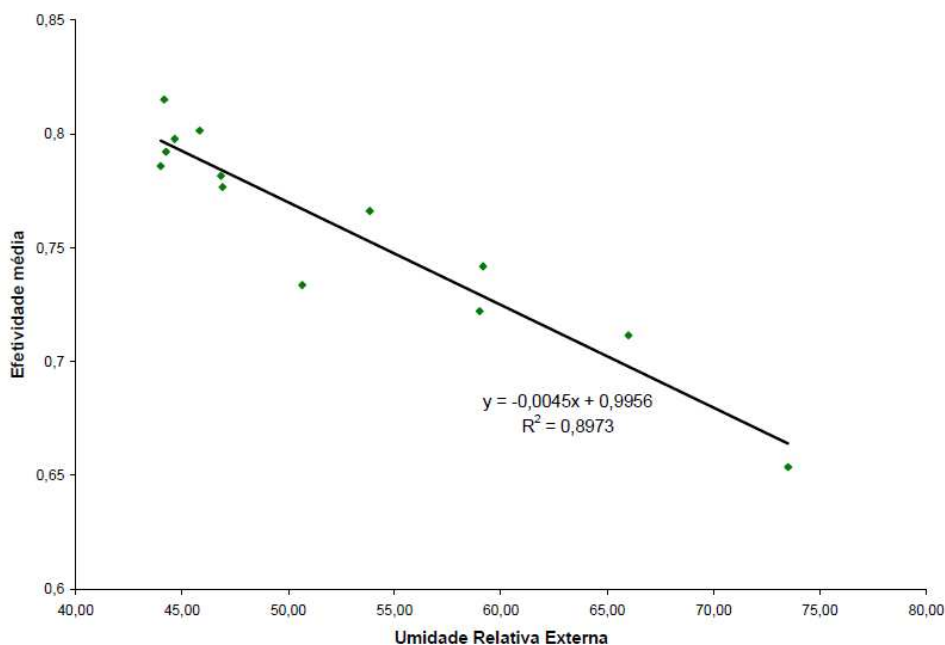


Figura 37 – Efetividade x Umidade Relativa Externa (Camargo, 2003).

Contudo, caso aconteça uma situação adversa, que realmente faça com que o módulo evaporativo não seja capaz de atender, supõe-se que ela seria capaz de pré-resfriar o ar em torno de 4°C e propiciar que o módulo opere em uma condição ideal. No entanto essa configuração não seria muito diferente da situação em que o resfriador evaporativo está isolado. Isso ocorre porque o resfriador evaporativo é eficaz em reduzir a temperatura para que essa seja mais próxima da temperatura de bulbo úmido. Para comprovar isso foi feito o cálculo da temperatura de insuflamento para uma situação hipotética (32 °C e efetividade de 70%) para as duas configurações, com e sem serpentina, considerando que o ambiente esteja quente e úmido, assim a variação de umidade ao passar pela serpentina será pequena.

Sem serpentina ($\epsilon = 0,7$, $T_{BS} = 32^{\circ}\text{C}$);

$$T_{saída} = T_{BS} - (T_{BS} - T_{BU}) \quad (61)$$

$$T_{saída} = 32 - 0,7(32 - 25) = 27,1^{\circ}\text{C}$$

Com serpentina pré resfriando o ar em 4°C ($\epsilon = 0,7$, $T_{BS} = 28^{\circ}\text{C}$);

$$T_{saída} = T_{BS} - (T_{BS} - T_{BU})$$

$$T_{saída} = 28 - 0,7(28 - 25) = 25,9^{\circ}\text{C}$$

Por meio desse exemplo e críticas chegou-se a conclusão que o uso de serpentinas para pré resfriar o fluido seria pouco eficaz na redução de temperatura. O uso de serpentinas iria realmente fazer a diferença se fosse para reduzir a temperatura até uma temperatura em que o módulo evaporativo não contribuí para o resfriamento, abaixo da temperatura de bulbo seco. Para essa situação seria necessário serpentinas muito grandes, já que a vazão de ar insuflado também é grande. Considerando que o clima em Brasília se assemelha a um clima desértico e praticamente inexiste a situação de ar quente e úmido a incorporação de serpentinas pode ser descartado num sistema de resfriamento evaporativo.

5.6. ANÁLISE DAS SIMULAÇÕES E DEFINIÇÃO DA INTERVENÇÃO ÓTIMA.

De maneira similar a relatada anteriormente, foram realizadas varias simulações considerando as intervenções isoladas e combinadas que determinaram na escolha de uma solução ótima para o conforto térmico na praça. A especificação das intervenções adotadas para cada simulação, assim como os resultados do campo de escoamento e distribuição de temperatura das simulações realizadas estão no Anexo VI. A situação ótima de conforto térmico foi obtida na combinação de quatro intervenções:

- Instalação de sete módulos resfriativos da fabricante Munters com vazão total de 147256 m³/h.
- Distribuição uniforme dos pontos de insuflamento.
- Exaustão por meio de quatro ventiladores axiais de 62000m³/h cada, dois em cada abertura da praça de alimentação.

Com a implantação dessas intervenções, os quatro exaustores existentes poderão ser retirados, já que a exaustão será feita por quatro ventiladores axiais sob a praça de alimentação e pela exaustão das lojas comerciais existentes na praça.

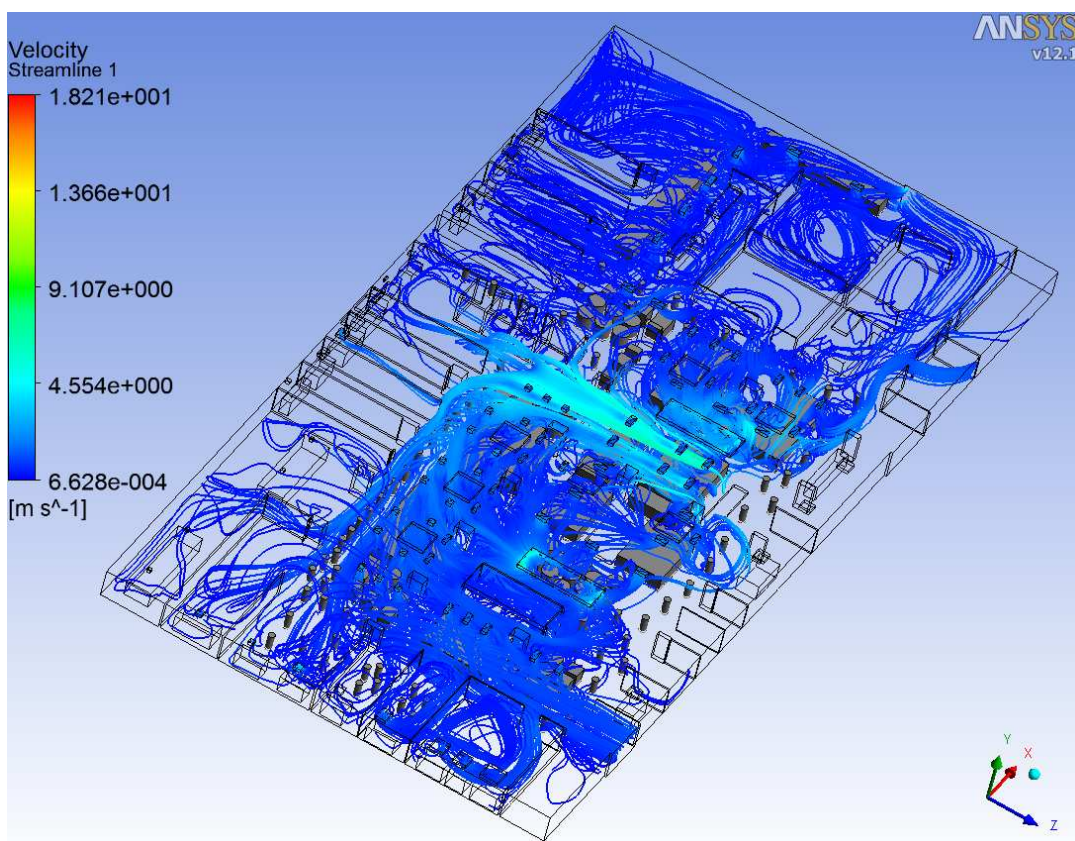


Figura 38 - Escoamento de ar na praça de alimentação na situação ideal.

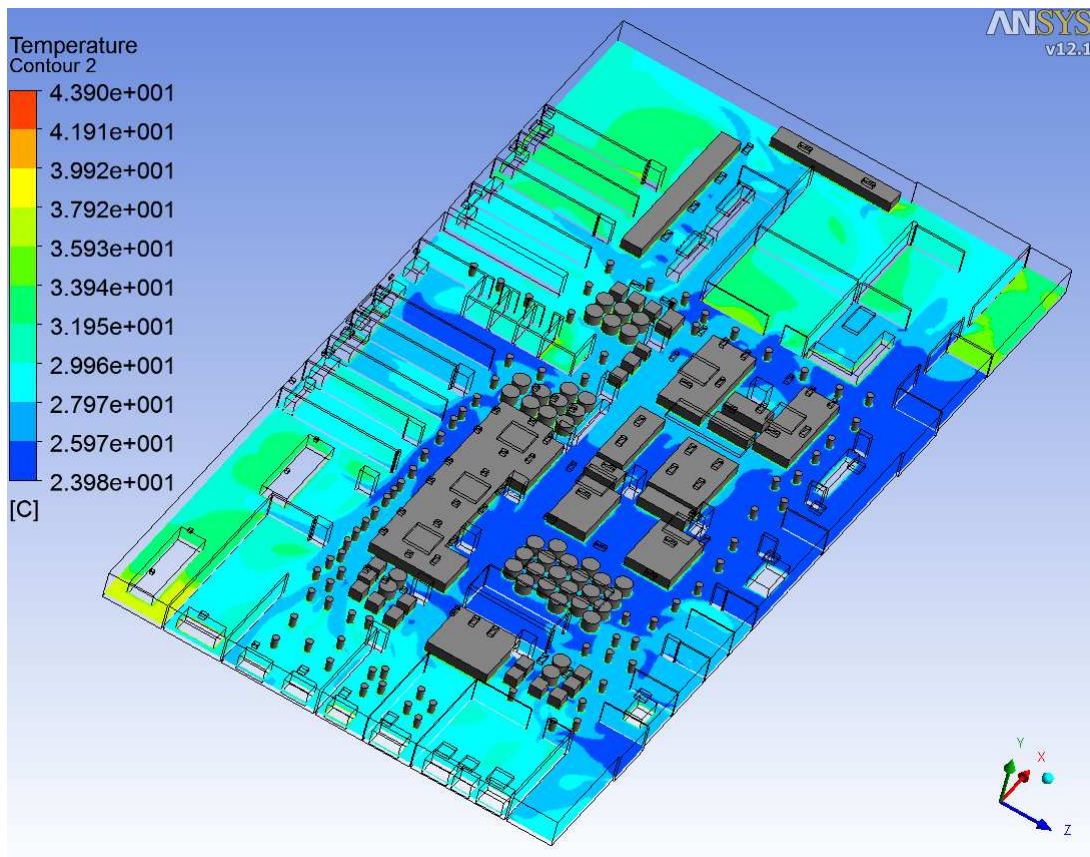


Figura 39 - Distribuição de temperatura na praça de alimentação para a situação ideal.

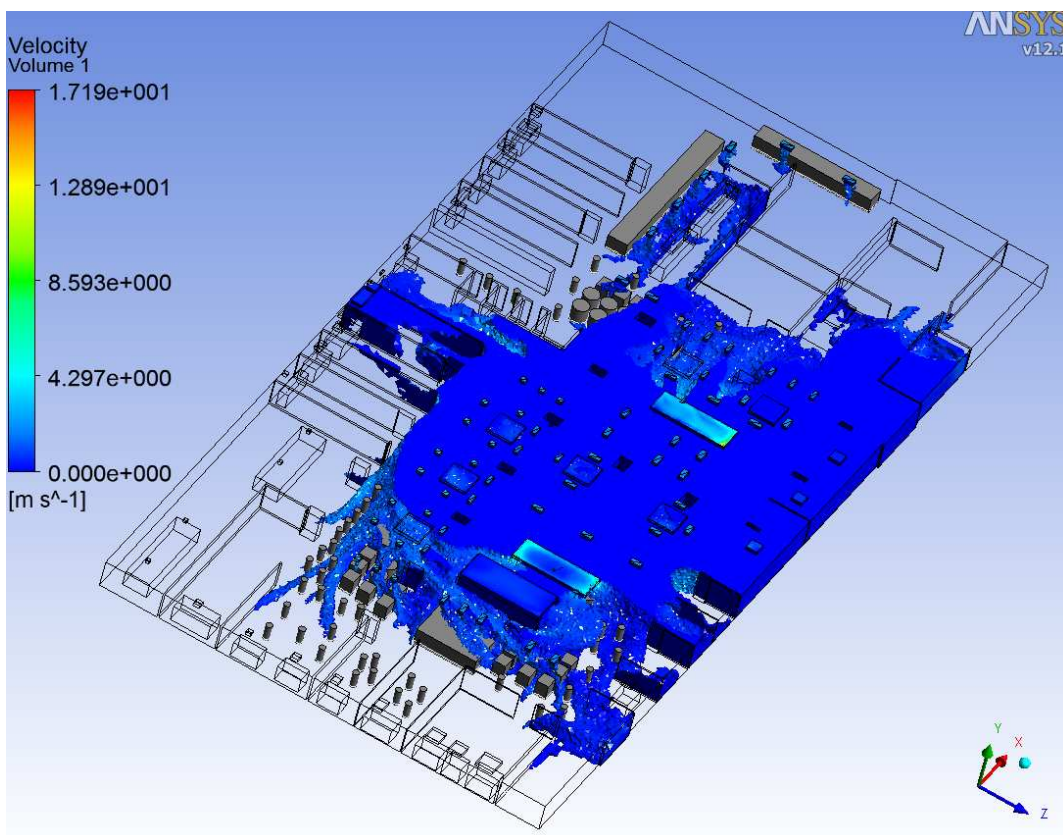


Figura 40 - Zona de conforto na praça de alimentação ótima

Baseando-se na altura de referência dita anteriormente é evidente a melhoria na distribuição da temperatura dentro da praça os resultados apontaram uma variação de temperatura entre 24°C e 27°C em grande parte da área de alimentação, enquanto a velocidade média do ar em torno do espaço de ocupação é de 0.77m/s. Para a zona de conforto definida de 23°C a 27°C a velocidade média foi de 1.2 m/s.

5.7. SITUAÇÃO ATUAL

Devido a atrasos a execução do projeto ainda não foi finalizada. Restando apenas a implementação dos ventiladores axiais nos vãos, que deve acontecer em breve. Seria de grande valia para esse trabalho uma comparação entre a simulação ótima e as medições feitas em campo. Uma nova simulação foi feita buscando representar a condição atual da praça para que possa ser comparada com a realidade e discutir suas disparidades, além da influência dos ventiladores no conforto térmico da praça.

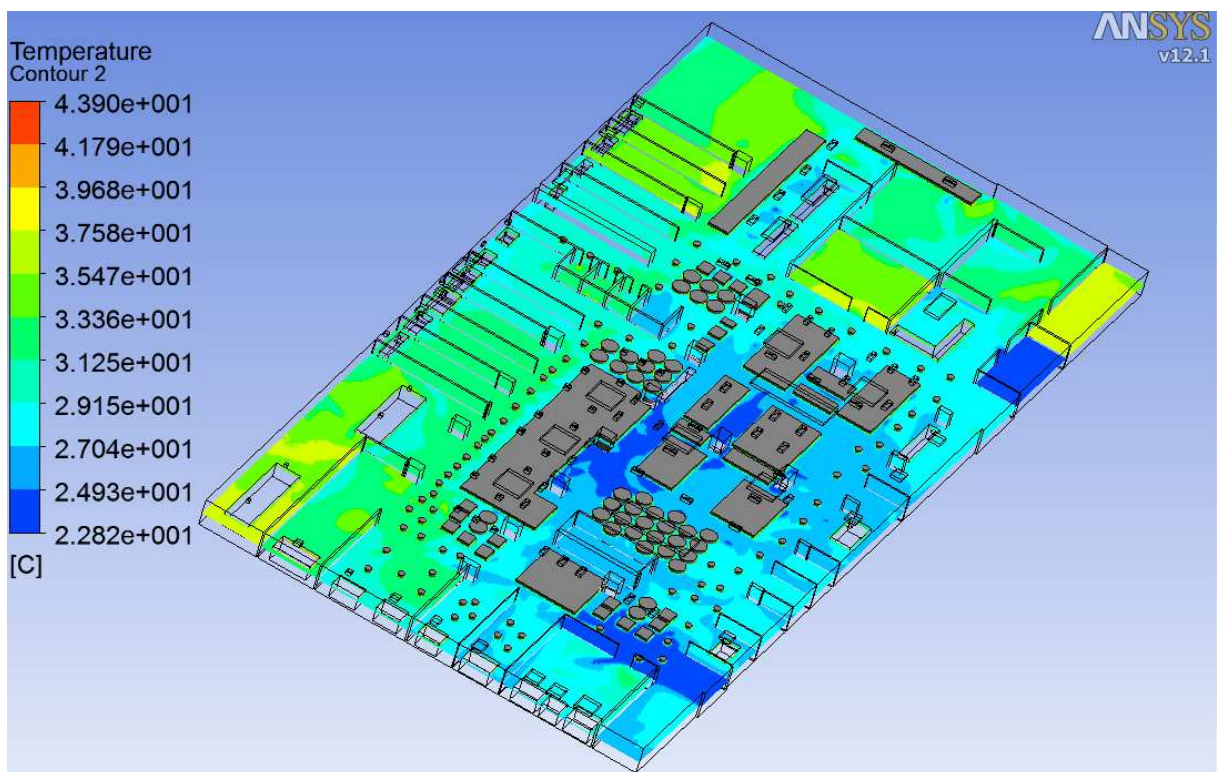


Figura 41 - Distribuição de temperatura na praça de alimentação para a situação atual

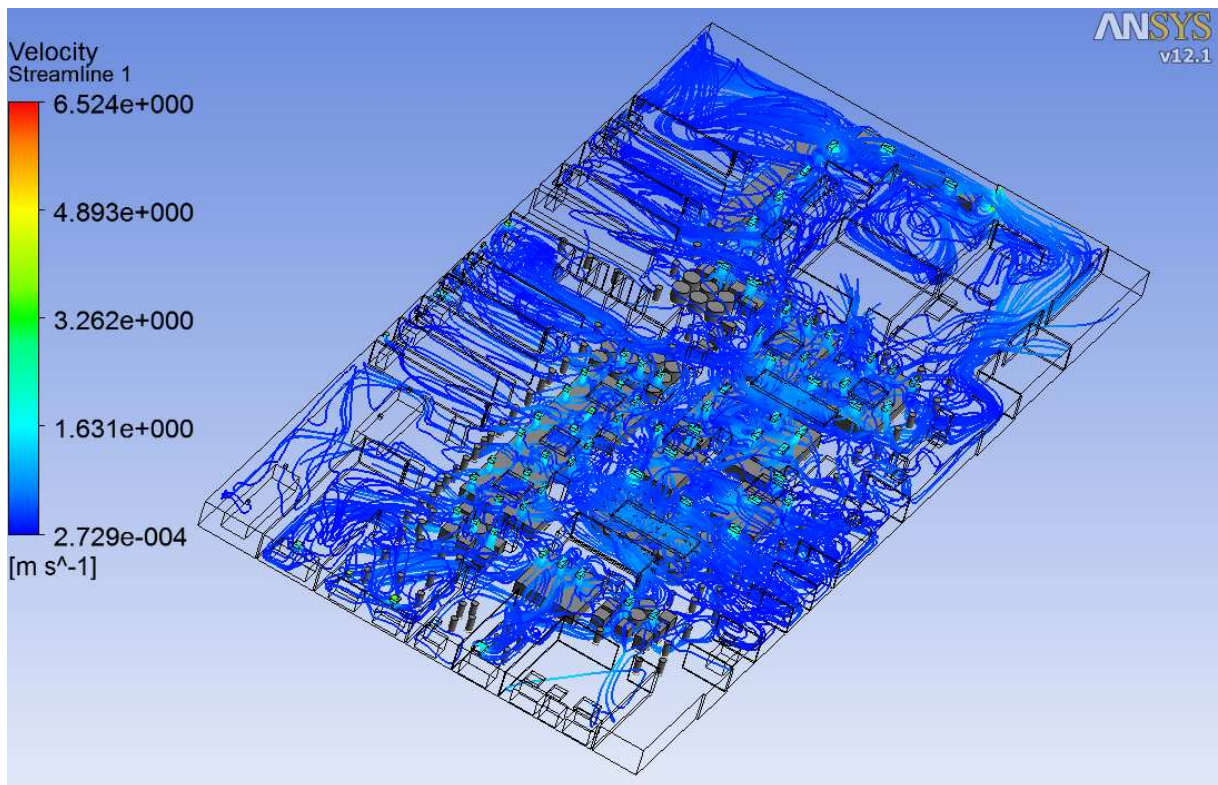


Figura 42 - Distribuição do escoamento na configuração atual

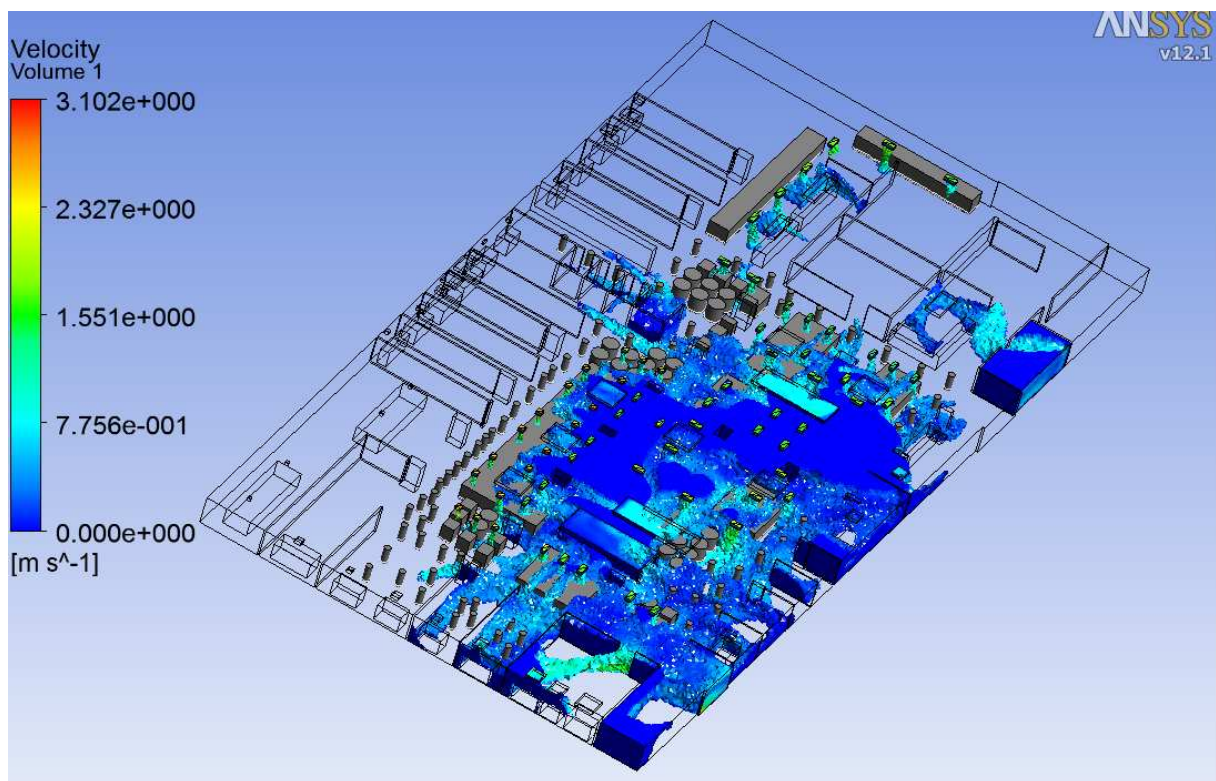


Figura 43 - Zona de conforto na praça de alimentação atual

A área ocupada teve uma média de velocidade de 0.37m/s, que confirma a necessidade de uma exaustão, já que para a situação inicial a média foi de 0.33m/s. Essa simulação ratifica a importância da exaustão na praça de alimentação, pois um aumento de 200% na vazão de insuflamento gerou um

aumento de pouco mais de 12% na velocidade do ar no espaço ocupado. Mesmo com um aumento de 222% da zona de conforto térmico ainda não é satisfatório, pois o calor gerado não é exaurido contribuindo para o aumento de temperatura no local. Esse fato é novamente comprovado quando comparamos a velocidade média do ar na zona de conforto inicial e atual, temos que há uma redução de 0.6m/s para 0.39m/s. Graças à presença de um sistema de exaustão na configuração inicial.

5.7.1. MEDIÇÕES

Entre os dias 19 e 25 de novembro foram realizadas quatro medições de temperatura e velocidade no local e velocidade do ar utilizando um termômetro globo e anemômetro de fio quente, devidamente calibrados. As medições priorizaram os mesmos locais medidos anteriormente para que uma comparação mais eficaz. Em algumas ocasiões não foi possível medir no local pretendido, por estar ocupado, então se procurou medir no lugar mais próximo. Os dados medidos estão presentes no anexo II.



Figura 44 - Condição climática típica nas medições

Os dias escolhidos para medição foram dias atípicos, que não são favoráveis ao funcionamento do resfriamento evaporativo, por se tratar de dias nublados e com umidade alta umidade relativa. Preferiu-se coletar os dados em um horário que a praça de alimentação estivesse com a ocupação

máxima (12 às 15h). Assim o conjunto de dados obtidos é um bom parâmetro para determinar a e eficácia do sistema de resfriamento evaporativo no local.

5.7.2. COMPARAÇÃO ENTRE A CONDIÇÃO REAL E A SIMULADA

Com base nos dados coletados temos que há redução média de 4.45°C e um aumento de 15% na umidade relativa, causada principalmente pelo aumento da vazão de insuflamento e uma distribuição mais uniforme. De acordo com o relatado na medição anterior a esse trabalho, acredita-se que as condições climáticas externas não sejam muito diferentes, embora não haja medições somente considerações sobre a abobada celeste.

Uma etapa importante desse projeto é a comparação entre os dados reais e os simulados. Pois essa informação é que demonstra a qualidade da simulação, em quais pontos ela deve ser melhorada ou se os parâmetros arbitrados estão próximos a realidade. Para essa análise fez-se uma média dos dados coletados para cada local e comparou com os respectivos pontos na simulação computacional.

Tabela 10 - Comparação entre temperaturas medidas com a da simulação

Local	Posição da medida	Temperatura média na Realidade [°C]	Temperatura na Simulação [°C]	Diferença de Temperatura [°C]
Embaixo do vão	Mesa	24.5	25.1	0.6
Pilar em frente ao Montana	Piso	25.6	26.1	0.5
	Mesa	26.2	27.4	1.1
	Teto	26.6	31.1	4.5
	Pilar	26.4	27.5	1.1
Pilar em frente ao bongrillê	Piso	27.2	25.0	-2.2
	Mesa	27.8	25.4	-2.3
	Teto	28.3	27.5	-0.7
	Pilar	27.8	27.0	-0.8
Pilar em frente ao Spoleto	Piso	24.7	28.0	3.3
	Mesa	25.6	27.4	1.8
	Teto	26.2	31.3	5.1
	Pilar	25.7	29.0	3.3

Tabela 11 - Comparação das velocidades e temperatura medida com a da simulada (anemômetro)

Local	Velocidade Real [m/s]	Temperatura Real [°C]	Temperatura na Simulação [°C]	Temperatura na Simulação [°C]	Diferença de velocidade [m/s]	Diferença de Temperatura [°C]
Embaixo do vão	0.4	24.7	0.4	25.0	0	0.3

Próximo ao pilar em frente ao Montana	0.2	26	0.2	27.4	0	1.4
Próximo ao pilar em frente ao bongrillê	0.2	27.5	0.2	24.5	0	-3
Próximo ao Pilar em frente ao Spoleto	0.2	25.2	0.2	27.7	0	2.5

Ao cruzar os dados medidos em campo com a simulação, essa se mostrou muito confiável dada a dimensão da praça e a complexidade do problema. As medidas obtidas com o termômetro globo apresentou uma média de erro de 2.1°C, grande parte atribuída às medições no teto, devido à dificuldade de medi-lo com o termômetro. Outro fator interessante é que o erro é foi maior em frente ao pilar do Spoleto, acredita-se que esteja relacionado às medições no local, somente duas medições foram feitas em locais próximos ao do pretendido, já que esses estavam ocupados. As medições realizadas com o Anemômetro apresentaram grande compatibilidade com a simulada, apresentando um erro 0.6°C e nulo para a medida de velocidade. Acredita-se que esse acontecimento se deve ao fato do anemômetro ter uma base como se fosse uma haste, podendo medir a velocidade na própria linha de corrente ao contrario do Termômetro globo que apresenta uma base robusta.

5.8. PREVISÃO DE CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO PARA SITUAÇÃO ÓTIMA

Como foi dito anteriormente, a solução ótima de conforto na praça foi definida como a que apresentava uma melhor distribuição de temperatura dentre as possibilidades de intervenções aplicáveis. Conseguiu-se através dessa um aumento considerável de conforto térmico, como pode ser visto através de uma comparação entre conforto atribuído para configuração inicial (Figura 45) e da proposta (Figura 47).

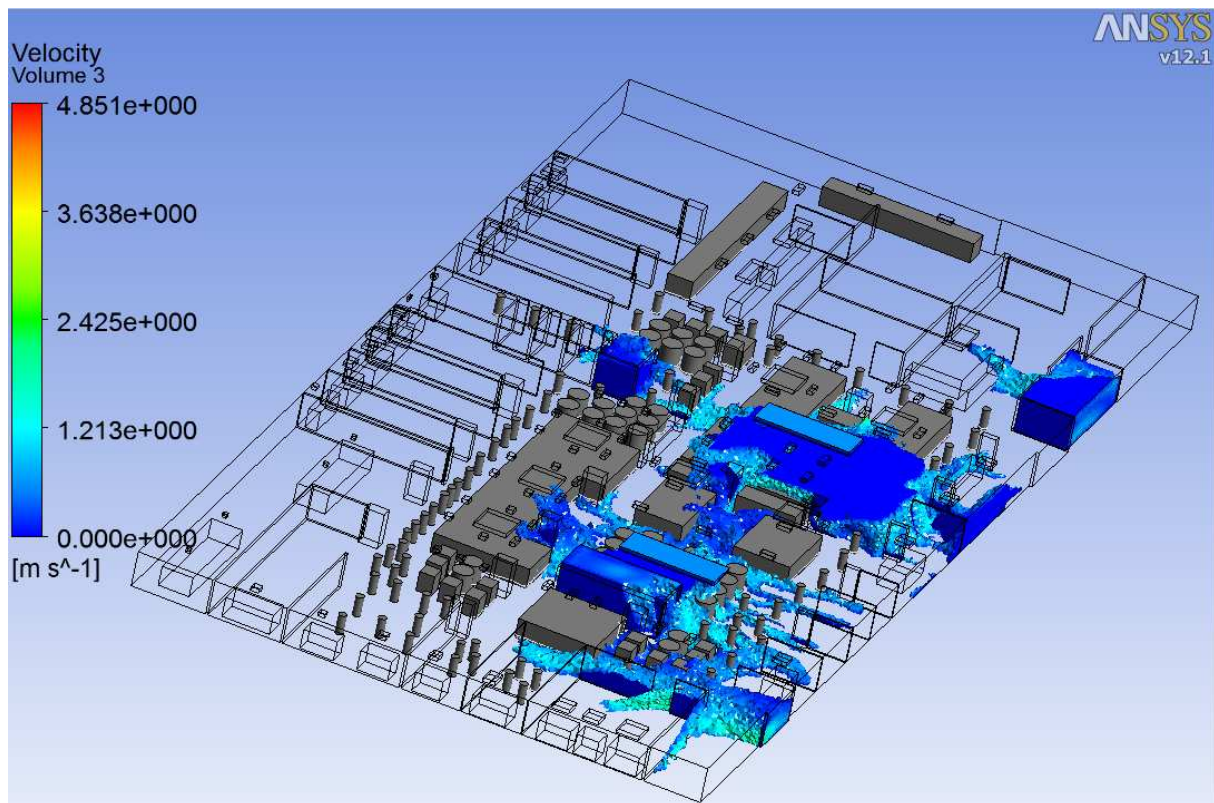


Figura 45-Zona de conforto térmico da situação inicial

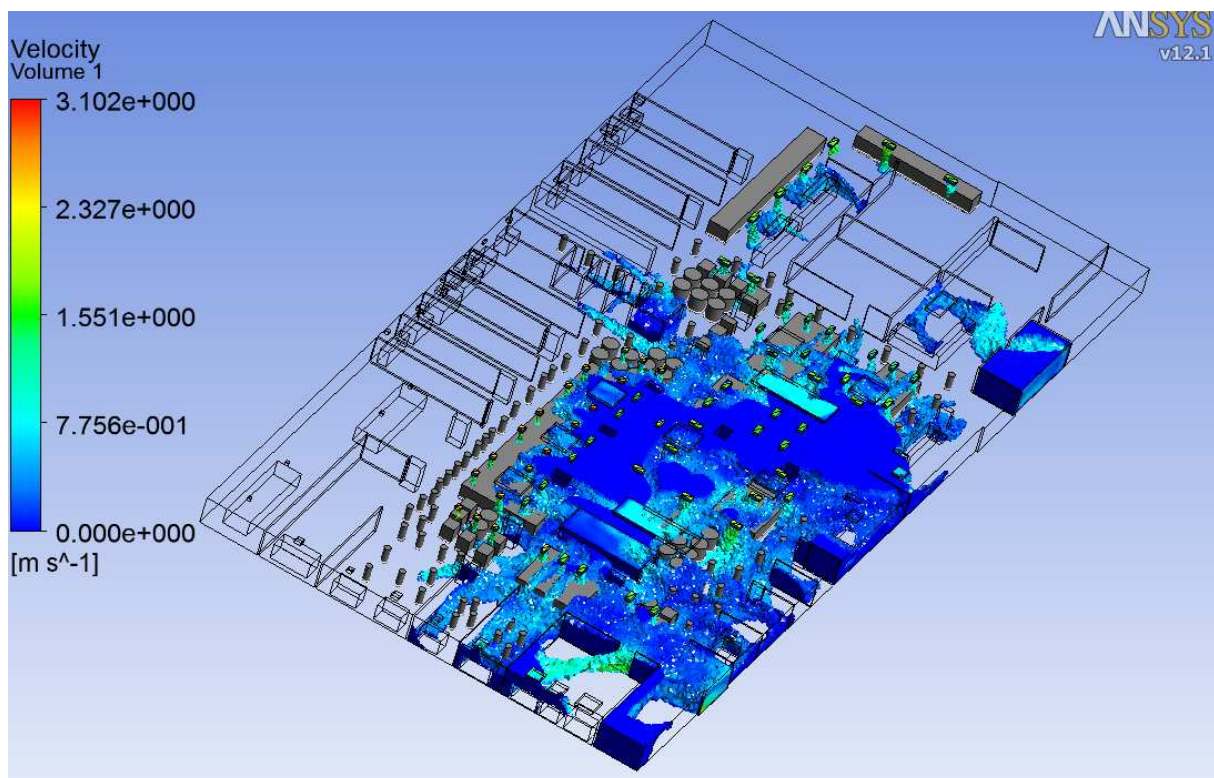


Figura 46 - Zona de conforto na praça de alimentação atual

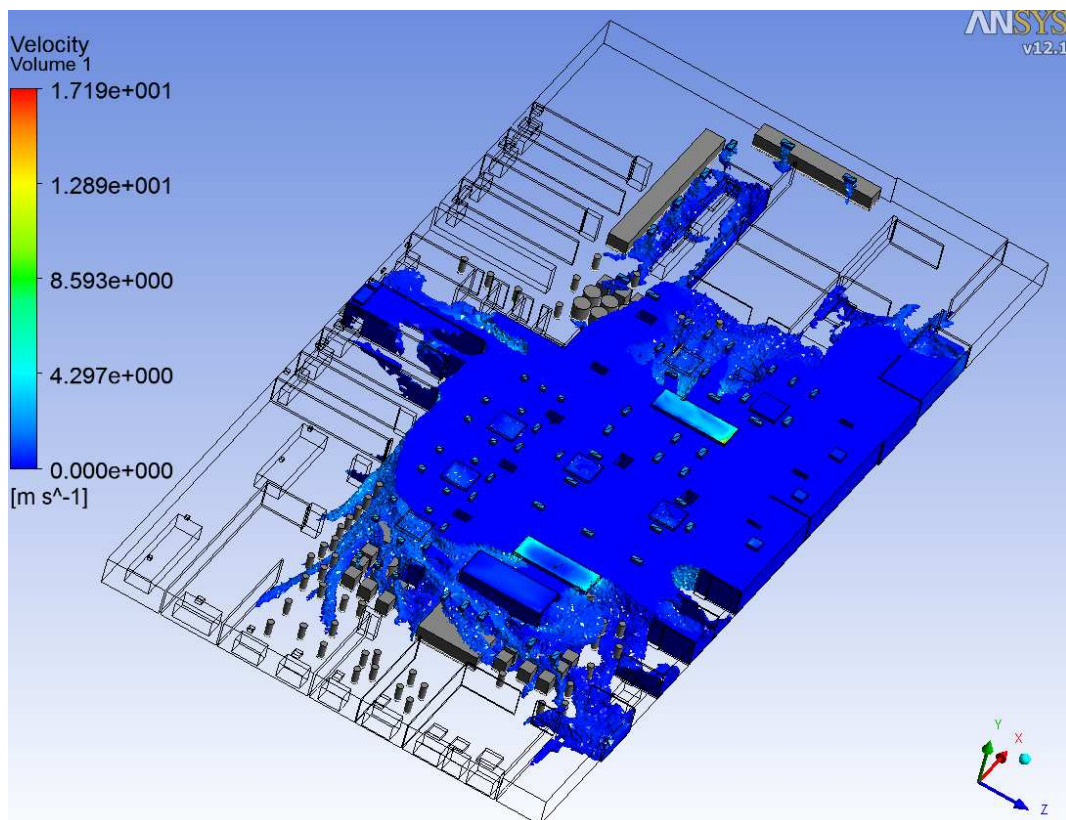


Figura 47- Zona de conforto térmico da solução ótima

As simulações foram fundamentais para determinar uma distribuição de temperatura ótima no local baseando-se nas intervenções aplicáveis. A melhoria na condição de conforto foi gritante, houve um aumento de 354% de volume e 210% da velocidade na região, que foi de 0.6 para 1.27m/s. Além de uma redução média de 5°C na temperatura da área central da praça de alimentação. É importante deixar claro que o posicionamento da exaustão das lojas adjacentes foram arbitrados além de não ser considerado qualquer sistema de ar condicionado nelas, devido a ausência de informações.

A melhoria na praça está completamente relacionada a combinação entre as intervenções de distribuição dos pontos de insuflamento e exaustão por ventiladores axiais. Isso é evidente se compararmos a situação atual da praça com situação prevista no projeto executivo, já que até o termino desse trabalho os ventiladores axiais ainda não estavam em operação. Conforme foi dito anteriormente contribuição de um sistema eficaz de exaustão é grandiosa, porque evita com que o ar quente fique estagnado no ambiente. Se compararmos a situação tida como ótima e a atual, vemos que há um aumento de quase 60% no volume da zona de conforto além de uma ampla melhoria distribuição de temperatura e velocidade do ar na praça. A troca de calor entre as pessoas e o ar foi encontrado um valor de 66W/m², que corresponde próximo a expectativa de atividade física adotado no projeto, que é de atividade sedentária (70W/m²).

Admitindo uma temperatura de bulbo úmido seja em torno de 22°C, com base na temperatura de projeto da ASHRAE para Brasília apresentada na Figura 12, podemos plotar os dados de temperatura

de bulbo seco (25°C) e velocidade do ar (0,76m/s) obtidos da simulação na carta de conforto térmico da Figura 3 e obter as condições do ambiente.

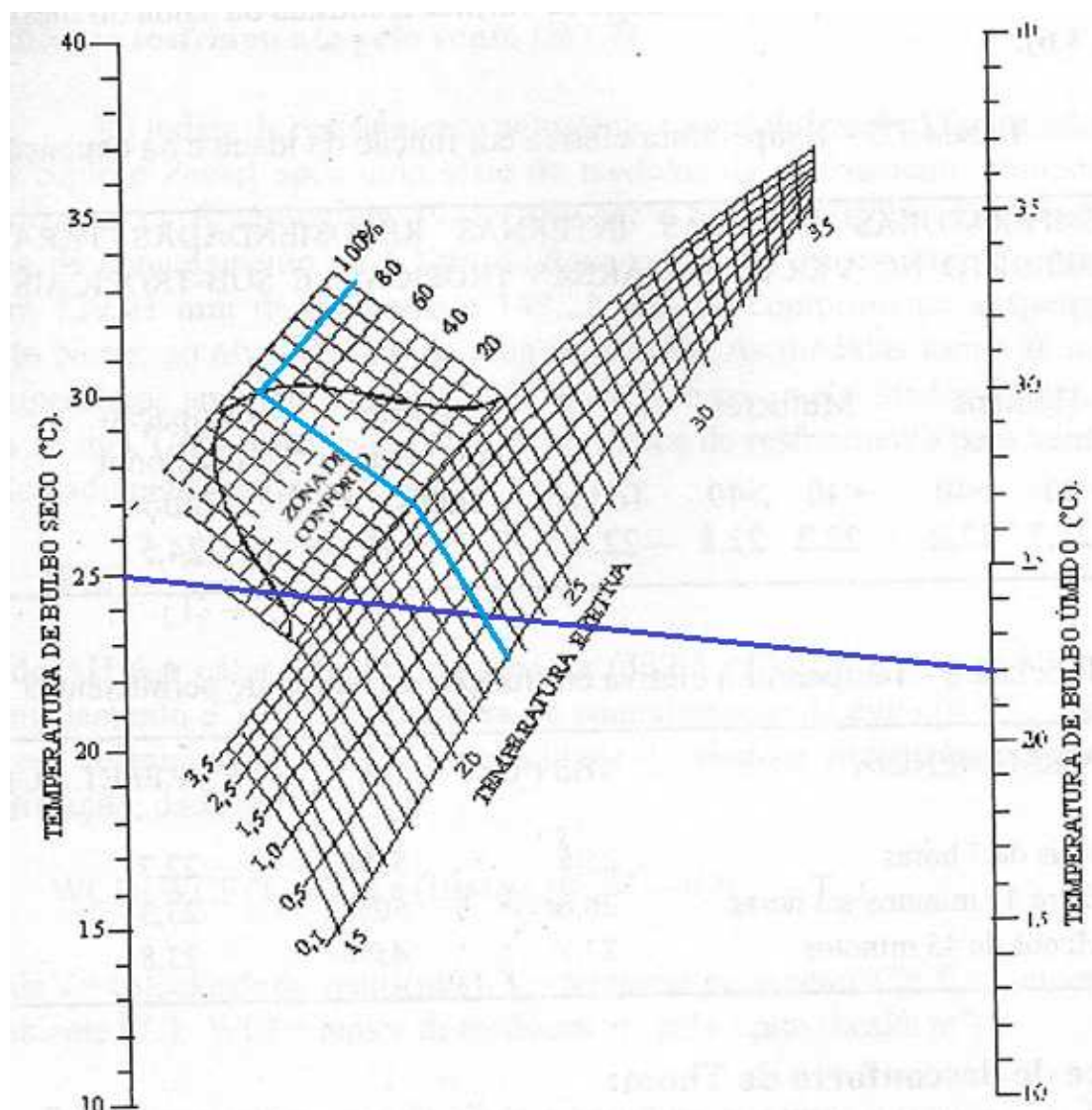


Figura 48- Carta de Conforto para a solução ótima

De acordo com a Figura 48 a temperatura efetiva na praça de alimentação para a solução ótima será de 22,5°C e o conforto fornecido pelo ambiente terá uma aceitação de 90% do público. Fica evidente nessa carta de conforto que a solução que apresentaria um grau de aceitação máxima para o ambiente seria pela redução da temperatura de bulbo seco no ambiente ou o aumento de velocidade do escoamento. A redução de temperatura está diretamente ligada com o aumento da vazão e velocidade de insuflamento, mas como se trata de uma praça de alimentação a velocidade dentro do local não pode ser alta, pois isso resultaria no movimento de copos descartáveis e outros utensílios leves usados para alimentação.

O software *Analysis CST*, desenvolvido pelo LabEEE (laboratório de Eficiência Energética em Edificações) da UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina), é especializado na simulação das

condições de conforto e estresse térmico, baseado em normas internacionais e estudos de campo efetuados em varias localidades do mundo. Por meio desse programa pode-se realizar uma análise da condição de conforto térmico por PPD e PMV baseado na vestimenta, atividade e características do ambiente selecionados. Com o intuito de simular o PMV e PPD para solução ótima, foram atribuídos uma temperatura de globo de 26°C para pessoas com uma vestimenta leve de 0,703 clo e atividade sedentária (70W/m²) o programa nos fornece um calculo para PMV de 0,15 PPD de 5,37%, ou seja, somente 5,37% dos ocupantes estariam descontentes termicamente.

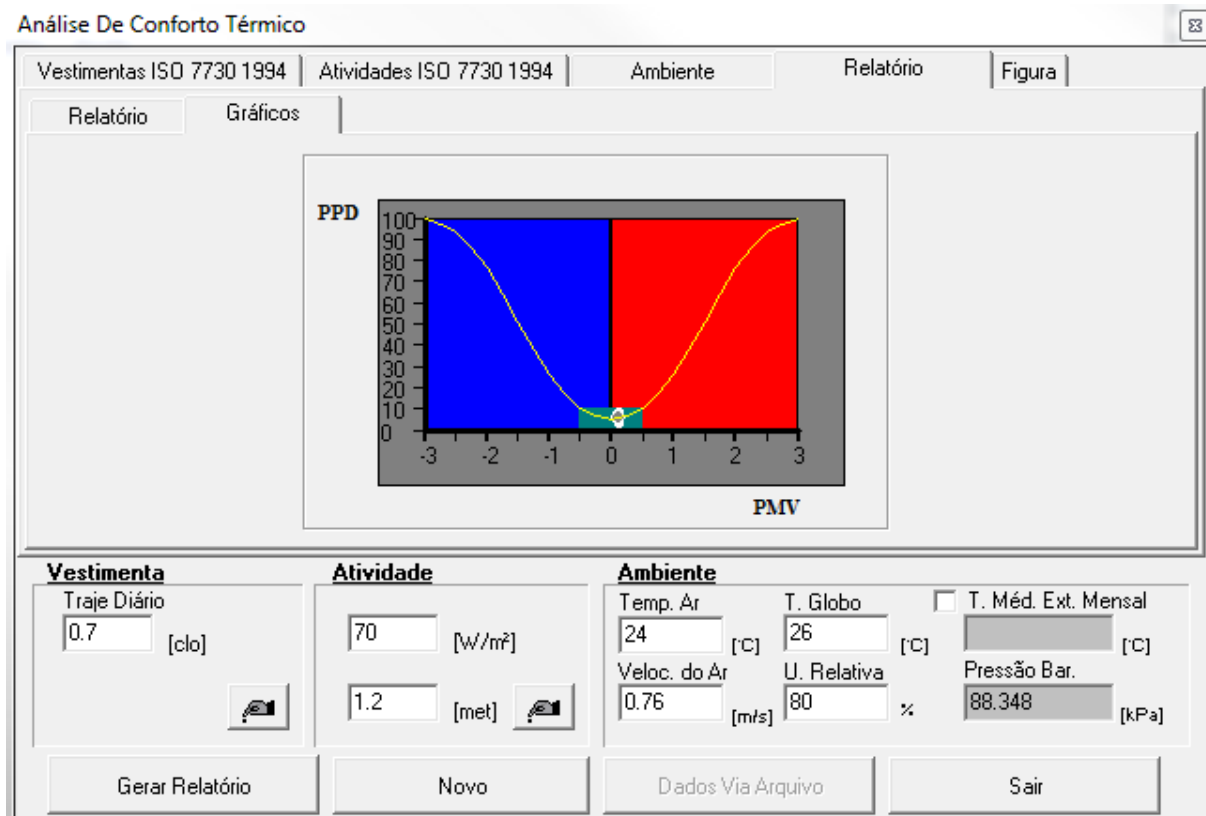


Figura 49- Parâmetros adotados e calculo de PPD e PMV

A **NBR6401 Parte II** “estipula os parâmetros ambientais suscetíveis de produzir sensação aceitável de conforto térmico em 80% ou mais das pessoas”. Assim, como podemos perceber na Figura 49 a situação ótima atende perfeitamente a norma com 94% de pessoas satisfeitas termicamente.

Quanto à renovação de ar o volume de ar insuflado geraria cerca de 30 renovações de ar por hora, maior que a exigida pela NBR 6401. A solução ótima fornece uma vazão de cerca de 180 m³/h por pessoa cerca de nove vezes mais a estipulada pela norma em restaurantes. A renovação de ar no restaurante contribui para o combate a problemas respiratórios e o conforto no ambiente, graças ao insuflamento de ar fresco continuamente.

5.9. RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DA SOLUÇÃO ÓTIMA

Por meio de uma planilha de carta psicrométrica elaborada pelo Grupo de Refrigeração da Universidade Federal de Minas Gerais, foi possível plotar o processo de resfriamento evaporativo do projeto.

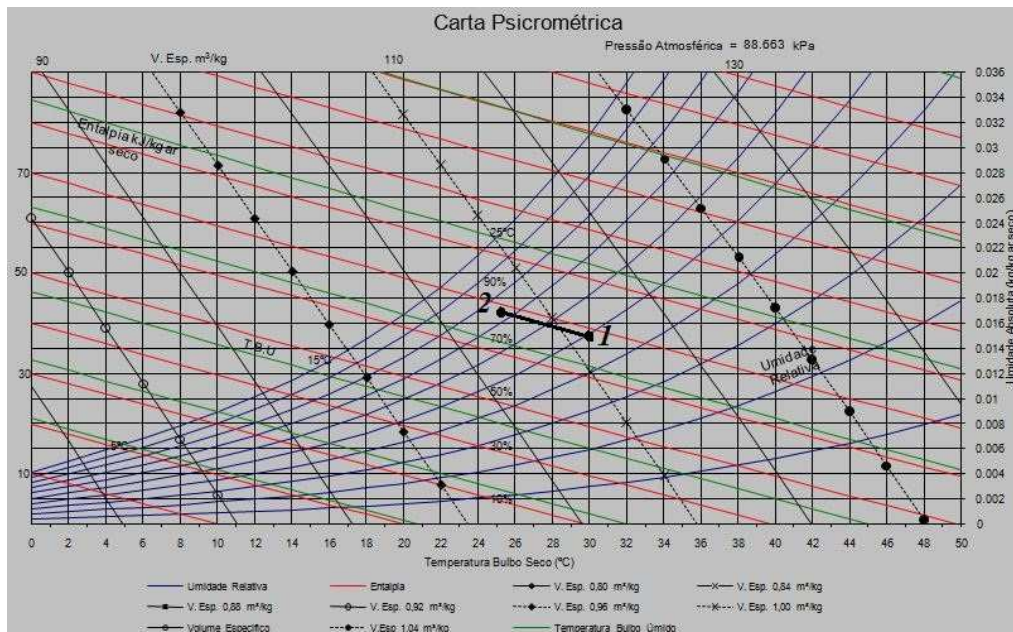


Figura 50- Processo de resfriamento evaporativo da solução ótima

5.10. RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A taxa de eficiência energética é um índice muito utilizado em sistemas de refrigeração por compressão. Com o intuito de ter um parâmetro para comparação com um sistema convencional de condicionamento de ar, foi calculado a taxa de eficiência energética, que consiste em uma relação entre o consumo de energia elétrica e a carga térmica condicionada.. Somando o consumo de energia dos sete módulos evaporativos tivemos uma razão de eficiência de $106.8 \frac{Btu/h}{W}$. Em média um sistema de refrigeração como o de central de água gelada tem valores de 10 a $14 \frac{Btu/h}{W}$.

5.11. IMPACTO AMBIENTAL

A última década apresentou uma grande evolução quanto a preocupação mundial com o meio ambiente. Devido ao aumento do efeito estufa e desastres naturais a tendência é que o desenvolvimento de energias limpas tem um papel fundamental na formação do engenheiro. A atenção da mídia para esse assunto gerou uma espécie de marketing “Verde” que procuram vender uma idéia de amiga do meio ambiente. O papel do engenheiro nesse cenário é de apresentar soluções de engenharia menos impactante ambientalmente e se atentar aos danos causados pelos projetos.

Devido ao grande uso de sistemas de ar condicionado por compressão, projetos nessa área não são bem vistos quando o assunto de impacto ambiental entra em discussão. Aparelhos de ar condicionado por compressão além de consumir muita energia, também produzem grandes fontes de impacto ambiental. A rara manutenção dos aparelhos provoca vazamento de fluidos poluentes a atmosfera. O aumento das concentrações desses gases na atmosfera provoca uma grande contribuição para o aumento da temperatura média na superfície do globo. Esses fatores exigem que projetos de ar condicionado apresentem soluções que poluam menos o ambiente.

A presença de resfriador evaporativo em sistemas de ar condicionado reduz consideravelmente o impacto ambiental por não apresentarem gases poluentes em seu funcionamento.

Esse tópico tem por finalidade calcular o impacto ambiental gerado pelo sistema de resfriamento evaporativo do projeto e compará-lo com o impacto ambiental de um sistema de resfriamento a compressão.

Segundo Funchal (2008) a emissão de CO_2 por uma hidrelétrica é em média 0,3 kg por kWh. Para o cálculo do impacto ambiental anual do sistema de resfriamento evaporativo em questão é computado somente seu consumo de energia (10,6 kW/h) nas 12 horas de funcionamento do shopping, resultando em aproximadamente 38 ton de CO_2 e 300m³ de água. Para evidenciar a discrepância de impacto ambiental entre o sistema de resfriamento evaporativo e o de compressão, pegou-se como referencial um Chiller de água gelada com capacidade de 100tr, que corresponde à carga térmica da praça de alimentação. O Chiller utilizado na comparação está presente em um catálogo da *Trocalor* (<http://www.trocalor.com.br>) com um consumo de energia de 111 Kwh e uma carga de 58kg de fluido refrigerante R22 (GWP = 1700). Considerando uma perda anual de 10% de fluido refrigerante, resultando em um impacto ambiental de 350 ton de CO_2 , cerca de 920% mais que o resfriador evaporativo. Se computarmos o impacto total causado somente pela carga 58kg de R22 teríamos 98 ton de ton de CO_2 , que equivale a operação do resfriador durante 2 anos.

5.12. CUSTO

Com base na solução ótima apresentada da foi realizado uma estimativa de custo de equipamentos para o sistema de resfriamento evaporativo proposto, com base nos fabricantes citados, excluindo os custos de instalação, frete e impostos.

Tabela 12- Estimativa de Custo de equipamentos

Material	Quantidade	Preço unitário (R\$)	Preço total
Dutos (m ²)	300	36,40	10.920,00
Isolamento dos dutos (m ²)	300	11,00	3.300,00
Ventilador Axial, Elefant, modelo EL-2500	4	8,829,00	35.316,00
Conjunto de resfriadores Evaporativo MUNTERS	1	217.300,00	217.300,00

Difusores	65	110,00	7.150,00
TOTAL (R\$)			277.522,00

Com base nas tarifas de água (6,05R\$/m³) e luz (0,161 R\$/m³) declarada pela CAESB e CEB, respectivamente, fez-se um custo operacional mensal do sistema instalado, resultando em cerca de R\$812,00.

6. CONCLUSÕES

Apresenta-se aqui um panorama geral sobre o trabalho e o que pode ser de fato entendido ou retirado dos resultados obtidos

Nesse trabalho foi elaborado um estudo sobre a viabilização de um projeto de climatização por meio de resfriamento evaporativo uma praça de alimentação de um Shopping Center situado em Brasília. A importância desse projeto se dá em propor uma análise baseada na simulação computacional buscando prever a condição do ambiente e estabelecer uma estratégia para combater o problema visando otimizar a solução de acordo com os recursos necessários.

A primeira parte desse trabalho consiste em uma extensa revisão bibliográfica e teórica, que está além de simples embasamento teórico para a aplicação de um sistema de resfriamento evaporativo nessa região, definindo desde conceitos básicos da termodinâmica a uma visão geral do funcionamento de um resfriador evaporativo. Posteriormente há uma introdução básica a mecânica dos fluidos computacionais, relatando métodos e processos utilizados pelo software para obter o resultado final da simulação.

Como ponto de partida foi realizado uma avaliação da condição de conforto do local com base em dados de temperatura, umidade e velocidade do vento no ambiente, que resultou em um alto índice de stress térmico, além de um desconforto térmico de cerca de 35%. Após essa constatação, fez-se um levantamento de equipamentos e condições de contorno atuantes na praça de alimentação e gerou-se uma simulação afim de representar a condição inicial do ambiente. Os resultados dessa mostraram-se coerentes quando comparados com os dados obtidos, apresentando um desvio médio de 2,4°C. Dessa forma, utilizou-se dessa malha numérica para as simulações seguintes.

Posteriormente foi feito um estudo minucioso sobre as causas do stress térmico e como ele poderia ser combatido. Primeiramente calculou-se a carga térmica e a vazão de ar necessária dada as condições de atuação de um resfriador evaporativo, percebeu-se que o volume de ar insuflado estava cerca de 50% abaixo do necessário, além de apresentar uma exaustão insuficiente e não eficaz como foi visto na simulação.

Ficou claro e evidente que a principal medida a ser tomada era uma otimização do insuflamento e exaustão no local. Dada as condições e preferencias definidas pela administração do Shopping foi arquitetado um conjunto de intervenções que eram aplicáveis. Então fez-se a simulação da combinação entre as que demonstravam mais importantes e chegou a um resultado final, que consistiu em uma distribuição do insuflamento por meio de difusores espalhados pela praça e na incorporação de ventiladores axiais em um vão, por onde era feito o insuflamento.

Os resultados apontaram uma grande aumento na zona de conforto térmico assim como num aumento de velocidade e redução de temperatura no ambiente. Em uma colaboração indireta com o LaAr (Laboratório de Ar Condicionado e refrigeração) foi realizado um projeto executivo, definindo a rede de dutos e posicionamento de máquinas.

Finalizado a etapa de simulações esperava-se comparar os resultados obtidos com os simulados, mas devido ao atraso nas obras não foi possível uma comparação com a configuração proposta no projeto. Dessa forma, fez-se uma simulação para a situação presente, que consiste somente na melhoria do insuflamento e ausência dos ventiladores axiais. Então foram realizadas medições experimentais nos mesmos pontos de anteriormente. Novamente os resultados obtidos na simulação apresentaram grande coesão com os medidos, obteve-se um erro médio de 2.1°C para as medições com o termômetro globo. Quando comparado com as medições feitas pelo o anemômetro de fio quente os resultados foram surpreendentes, apresentando um erro de 0.6°C e nulo para a medida de velocidade.

As simulações apresentadas mostraram uma evolução na zona de conforto na praça, como é visto nas Figura 45, Figura 46 e Figura 47, evidenciando a importância de um sistema eficaz de exaustão, que muitas vezes é subestimado em projetos.

7. BIBLIOGRAFIA

- Águas, Miguel P. N., “Análise Energética de Sistemas”, AEIST.
- Anderson, J.D. 1995. Computational Fluid Dynamics – The Basics with Applications, Mcgraw Hill. Estados Unidos da América.
- ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume,” American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Ga., 1981.
- Brown, W.K. and Watt, J.R., “Evaporative air conditioning handbook”,1991.
- Castro, W. and Pimenta, J. Modelagem da Transferência de Calor e Massa para Simulação de Painéis Evaporativos Comerciais. COBEM - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2004.
- Camargo, J.R., “Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente”, 2004
- Camargo, J. and Ebinuma, C. A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems. IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT, Caxambu - MG, Brasil, 2002.
- Camargo, J. R., “Resfriamento Evaporativo – Climatização Ecológica”. Ed. Ciência Moderna, 2009.
- Cardoso, S., Camargo, J. R., Travelho, J. S., 1999. “Introdução à utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM 99, Águas de Lindóia, SP.
- Castro, W. Projeto de Sistemas de Climatização por Resfriamento Evaporativo. Projeto de Graduação, Universidade de Brasília - UnB, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 2003.
- Castro, W. and Pimenta, J. Simulação Computacional do Desempenho de Painéis Evaporativos Acoplados a Microturbinas a Gás. CONBRAVA - VIII Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de AR, 2003.
- Dowdy, J. A. and Karabash, N.S., 1986, “Experimental Determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media”, ASHRAE Transactions, part 2, Vol. 93, pp 382-395.
- CFX. 2004. CFX – 5.7 User Manual. Ansys Canada Ltd. Waterloo, Ontario, Canada. 2004
- Filho, U. Resfriamento Evaporativo Direto e Indireto para Conforto Ambiental na Região Centro-Oeste. Projeto de Graduação, UnB, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 1997.
- CIOCCI, M. V. Reflexos do excesso de calor na saúde, e na redução de produtividade. São Paulo: ADD ELECTRONICS, 2003.

Fonseca, E. “Construção de uma bancada otimizada para estudo de painéis evaporativos e ensaios de painéis de fibras Vegetais”. Projeto de Graduação, UnB, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 2007.

Fortuna, A.O. 200, Técnicas Computacionais em dinâmicas dos Fluidos – Conceitos básicos e aplicações. Ed EDUSP. São Paulo

Funchal, P.H.Z., “Contabilização das Externalidades como Instrumento para a Avaliação de Subsídios: O caso das PCHs no contexto do Proinfa. USP, 2008.

Incropera, F.P e Dewitt, D.P. “Fundamentos de transferência de calor e massa”4ª edição brasileira, Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, 1998.

Inoue, F. K., Modelagem Matemática em Obras Hidraulicas, UFPR, 2000.

Oliveira, A.M., Climatização por resfriamento evaporativo estudo teórico e experimental de protótipos, UFMG, 2007.

Liao, C. and Chiu, K. Wind Tunnel Modeling the System Performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan Region. Building and environment, Elsevier Science LTD, 2002.

Maclaine-cross, I.L. and Banks, P.J., 1981, “ A General theory of wet surface heat exchanges and its application to regenerative evaporative cooling”, Journal of Heat Transfer.

Mathaudhu P E, Evaporative cooling in California, 2000.

Moreira, J.R.S., Fundamentos e aplicações da psicrometria. São Paulo: RPA Editorial, 1999

Munters, “Sistema de ventilação com resfriamento do ar do processo natural de evaporação de água, apostila, Curitiba, mimeo,1999

Ruas, Á. César,”Conforto térmico nos Ambientes de Trabalho”- FUNDACENTRO, 1999.

Schibuola, L., “High-efficiency recovery for airconditioning applications in a mild climate: a case study”, Applied Thermal Engineering, vol. 17, n. 5, p.447- 454, 1997.

Stoecker, W. and Jones, J. Refrigeração e Ar Condicionado, 1985.

Sumathy, K. e Dai, Y.J., “Theoretical study on cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material”, Applied thermal Engineering, 2002

Watt, J. R.;Brown, W.K. Evaporative air conditioning handbook. 3ª ed., The Farmont Press, Inc., Lilburn, GA, 507 p, 1997.

Wiersma, F.; Short, T.H. Evaporative cooling. In: Hellickson, M.A.; Walker, J.N. Ventilation of agricultural structures. St. Joseph: ASAE, 1983.

Sites:

<http://www.munters.com.br>, acessado 15/01/2011

<http://www.elefant.com.br>, acessado 15/01/2011

<http://www.trocalor.com.br>, acessado 15/01/2011

ANEXOS

ANEXO I – PLANTA BAIXA

ANEXO II – MEDIÇÕES DE CAMPO

As medições de campo foram realizadas no dia 18 de Dezembro de 2009 e 20 de Dezembro de 2010 utilizando dos seguintes equipamentos: equipamentos utilizados no recolhimento destes dados foram:

- Termômetro de globo – TGD 300;
- Anemômetro - TAFR 180;
- Termômetro a laser – 1326;
- Termo Higrômetro – H300.

Desta forma, procurou-se abordar a medição destas variáveis na maior quantidade de pontos do ambiente em estudo, para que o diagnóstico abrangesse todos os comportamentos térmicos possíveis. Na medição de 18 Dezembro de 2009 avaliados seis pontos da praça:

- Ponto 1: Cobertura – montante;
- Ponto 2: Cobertura – área de circulação em frente à escada;
- Ponto 3: - Praça de alimentação- embaixo da jusante perto da escada
- Ponto 4: Praça de alimentação – pilar em frente ao restaurante Montana Grill
- Ponto 5: Praça de alimentação – pilar em frente ao restaurante Bongillê
- Ponto 6: Praça de alimentação – pilar em frente ao restaurante Spoleto

As medições consistiam na tomada de variáveis em cada um dos seis pontos mencionados acima. A única exceção era o equipamento Termo Higrômetro, que ficou instalado em cada um dos pontos durante os cinco dias de medição.

As variáveis medidas com o anemômetro, velocidade do ar e temperatura, foram aferidas em todos os seis pontos, sendo que na montante do módulo de resfriamento, ponto 1, eram feitas quatro medições na entrada de ar. O aparelho utilizado era do modelo *TAFR 180/Hot Wire Anemometer*, da marca *Instrutherm*.

A temperatura radiante das superfícies, em vários planos, foi à variável medida termômetro a laser. Aplicado apenas nos pontos que ficavam dentro da praça de alimentação, os planos escolhidos para a aferição foram o piso, a superfície da mesa, teto e pilar. A única exceção a essas quatro medidas ocorreu no ponto 2, pois não possuía nenhum pilar próximo. O modelo utilizado foi o **termômetro a laser – 1326**, da marca **Homis**.

Com a finalidade de registrar a umidade relativa (UR) e temperatura do ambiente, esse aparelho foi instalado em cada um dos seis pontos determinados com o objetivo de obter uma amplitude maior

de dados, para que a análise de variáveis não ficasse restrita aos períodos de revezamento da equipe nos turnos de medições. O modelo do aparelho era o *Termo Higrômetro – H300*, da marca *Anaheim Scientific*.

Contudo, os aparelhos que foram instalados dentro de tubos de PVC e pendurados nos pilares próximos aos pontos de medição no interior da praça de alimentação, e devidamente alocados nos pontos 1 e 2 da cobertura, apresentaram problemas no armazenamento de dados. Dessa forma, não foi possível utilizar estes dados para a composição do diagnóstico.

As medições com o Termômetro de Globo também ocorreram somente nos pontos 3, 4, 5 e 6, dentro da praça de alimentação. O tempo de permanência estipulado do aparelho em cada ponto foi de 20min. Durante esse período, a cada 5 minutos foram anotados manualmente em uma tabela todos os valores fornecidos pelo instrumento.

Paralelo a esse procedimento, foi verificada, com o auxílio do termômetro a laser, a temperatura radiante nas superfícies escolhidas (piso, mesa, teto e pilar) e, com auxílio do anemômetro, a velocidade do ar e temperatura do ambiente. Deve-se ressaltar que o anemômetro também foi utilizado para os pontos 1 e 2, ao contrário do termômetro de globo e termômetro a laser. O Termômetro de Globo era o modelo *TGD300/Thermal Enviroment Heat Stress*, da marca *Instrutherm*.

Dessa forma obteve os seguintes resultados:

CONSULTORIA DIAGNÓSTICO E TIMIZAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO
E LUMINOSO DA PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO DO CONJUNTO NACIONAL

Data: 18.12
Pessoa Responsável: Milena Sampaio



Início

Hora de chegada no local: 12h45
Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens): Nublado com sol
Número de Pessoas aproximado da praça: Totalmente lotado

Fim

Hora de saída do local: 14h20
Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens): Nublado/chuviscando
Número de Pessoas aproximado: Lotado

Anemômetro			
Local	Hora	V(m/s)	Temp.
Ponto 1	12h45	5,3	28,2
		4,0	29,8
		5,2	28,3
		4,5	29,1
Ponto 2	12h52	0,9	30,5
Ponto 3	12h57	1,1	29,7
Ponto 4	13h18	0,0	30,0
Ponto 5	13h38	0,0	30,2
Ponto 6	13h59	0,1	29,4

OBSERVAÇÕES EXTRAS:
*1. Temperatura do pilar onde tem lâmpadas: 30,6°C
*2. Ao chegar no ponto 6 havia algo, tipo ventilador, melhorando a condição de conforto, mas não foi identificado o que era. Ocorreu apenas entre as duas primeiras medições desse ponto.

Termômetro de Globo (Medição durante 20min, a cada 5min (4 medições) próximo aos 4 pontos)											Temp. de superfície	
Local	Hora	°C Wet	°C Dry	°C Globo	°C Dew	WBGTi	WBGTo	%RH	Humidx	HI		
Ponto 3	13h	22,9	29,7	29,8	20,2	25,0	24,9	56,5	37,6	32,0	°C Piso	29,2
	13h05	23,1	29,9	29,9	20,5	25,2	25,1	58,7	37,5	31,7	°C Mesa	30,4
	13h10	23,1	28,8	29,6	20,8	25,1	25,1	58,3	37,7	32,0	°C Teto	30,1
	13h15	22,9	28,3	27,9	20,4	24,3	24,3	62,2	35,8	29,1	°CPilar	-
Ponto 4	13h20	24,1	29,0	29,2	22,5	25,8	25,9	67,3	39,6	33,5	°C Piso	30,0
	13h25	24,3	29,3	29,5	22,6	26,0	25,9	68,8	39,3	32,8	°C Mesa	32,0
	13h30	25,0	29,3	29,7	23,5	26,4	26,3	71,5	40,0	33,4	°C Teto	32,2
	13h35	25,0	29,6	29,7	23,4	26,4	26,4	69,6	40,3	34,0	°CPilar	31,0
Ponto 5	13h40	24,9	29,8	30,0	23,2	26,4	26,4	68,5	40,2	34,1	°C Piso	30,0
	13h45	24,8	29,5	30,0	23,3	26,5	26,5	69,7	40,6	34,5	°C Mesa	31,2
	13h50	25,2	29,7	30,1	23,7	26,7	26,7	70,6	41,0	34,9	°C Teto	31,4
	13h55	25,0	29,4	29,9	23,4	26,4	26,4	71,2	39,8	33,4	°CPilar	30,3*1
Ponto 6	14h	23,5	28,0	29,9	21,8	25,1	24,9	70,2	36,8	30,0	°C Piso	32,6
	14h05	23,4	28,6	29,0	21,5	24,1	25,2	65,3	37,9	31,6	°C Mesa	31,6
	14h10	24,5	29,8	29,8	22,8	26,2	26,2	66,0	40,0	33,9	°C Teto	32,0
	14h15	25,0	30,4	30,6	23,1	26,7	26,6	65,2	40,6	34,6	°CPilar	31,0

Ponto 1: Entrada do ventilador (cobertura) - medir a velocidade nos 4 pontos centrais dos módulos da grade
Ponto 2: Gaiola no fim da escada (cobertura)
Ponto 3: Saída do ventilador (pça de alim. Perto da escada)
Ponto 4: Pilar em frente do Montana Grill
Ponto 5: Pilar em frente ao Bongrillê
Ponto 6: Pilar em frente ao Spoletto

Figura 51- Resultados de medição da praça de alimentação

Com a finalidade de estudar a influência da praça das gaiotas na exaustão da praça de alimentação, foi realizada uma medição no dia 20/12/2010 na clarabóia com um Anemômetro **TAFR**

180/Hot Wire Anemometer, da marca **Instrutherm**. Para essa medição, a clarabóia foi dividida em 24 partes, esquematizado na Figura 52. Para cada parte foram medidos 5 pontos: inicial, meio baixo, médio, médio alto e o final, conforme mostrado na Fig 45.

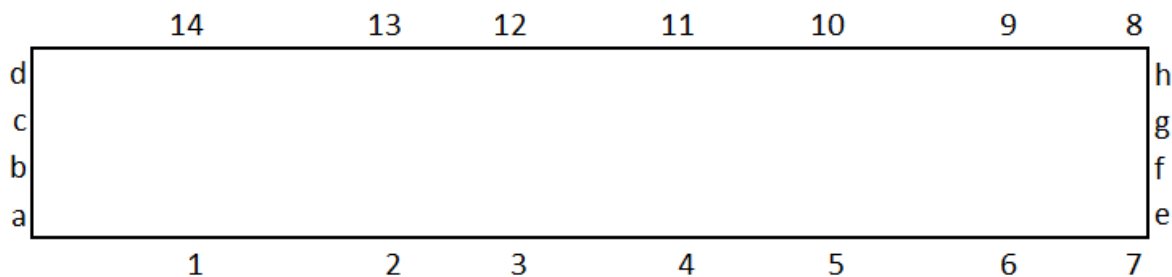


Figura 52 - Vista superior esquemática da tomada de medições na clarabóia

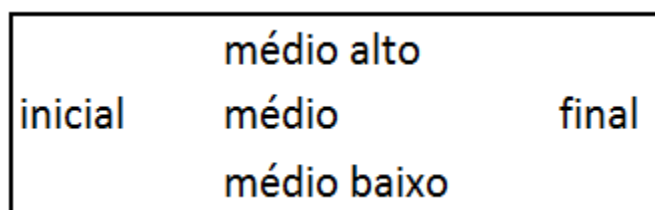


Figura 53- Representação esquemática da tomada de pontos em cada parte da clarabóia

Dessa forma as medições resultaram nos seguintes dados:

Data: **20.12/2011**

Pessoa Responsável:

Paulo Strobel

Hora de chegada no local:

11:20

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens):

Poucas

Núvens

Número de Pessoas aproximado da praça: **Lotada**

Fim

Hora de saída do local:

13:45

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens):

nublado

Número de Pessoas aproximado:

lotada

Local	Velocidade [m/s]	temperatura [°C]
1a-inicio	0,6	30
1a-medio	1	30
1a-medio baixo	0,9	30.4
1a-medio alto	1,1	30.8
1a-fim	1	30.5
2a-inicio	0,6	30.2
2a-medio	1,2	30.4
2a-medio baixo	1,5	30
2a-medio alto	1	30
2a-fim	0,6	30
3a-inicio	0,4	30.7
3a-medio	1,1	30.2
3a-medio baixo	0,6	30.2
3a-medio alto	0,5	30
3a-fim	0,7	30
4a-inicio	0,6	30.3
4a-medio	1	30.2
4a-medio baixo	0,5	30.1
4a-medio alto	0,6	30
4a-fim	0,4	30.4
5a-inicio	0,7	30.2
5a-medio	1	30
5a-medio baixo	0,7	30.2
5a-medio alto	0,8	30.3
5a-fim	1,1	30.1

Local	Velocidade [m/s]	temperatura [°C]
8a-inicio	1,4	29
8a-medio	1,4	28.8
8a-medio baixo	1,3	28.6
8a-medio alto	1	28.5
8a-fim	0,8	28.5
9a-inicio	0,8	28.5
9a-medio	1,1	29
9a-medio baixo	0,6	29.8
9a-medio alto	1,1	30
9a-fim	1,1	30.1
10a-inicio	1	30.5
10a-medio	1	30.4
10a-medio baixo	0,7	30.5
10a-medio alto	0,9	30.6
10a-fim	1,2	30.7
11a-inicio	0,7	30.3
11a-medio	0,9	30.1
11a-medio baixo	0,6	30.2
11a-medio alto	0,9	30.3
11a-fim	1,1	30.2
12a-inicio	0,7	30.5
12a-medio	0,8	30.4
12a-medio baixo	1	30.3
12a-medio alto	1	30.2
12a-fim	1,2	30.1

6a-inicio	0,7	30.2
6a-medio	0,7	30
6a-medio baixo	0,9	30.7
6a-medio alto	0,8	30
6a-fim	0,9	30
7a-inicio	0,5	30
7a-medio	0,6	29.8
7a-medio baixo	0,3	29.7
7a-medio alto	0,4	29.5
7a-fim	0,4	29.4

13a-inicio	1	30
13a-medio	0,9	30.2
13a-medio baixo	0,8	30.1
13a-medio alto	1,4	30
13a-fim	1	30.2
14a-inicio	0,5	30.3
14a-medio	0,8	30.4
14a-medio baixo	0,6	30.5
14a-medio alto	0,6	30.4
14a-fim	0,6	30.2

Local	Velocidade [m/s]	temperatura [°C]
1a-inicio	0.6	30
1a-medio	0,5	30.1
1a-medio baixo	0,6	29.8
1a-medio alto	0,5	29.9
1a-fim	1,1	30
2a-inicio	1,1	30.1
2a-medio	0,9	30.2
2a-medio baixo	0,9	30
2a-medio alto	0,9	30.3
2a-fim	1,1	30
3a-inicio	0,9	30.2
3a-medio	1	30.1
3a-medio baixo	1,1	30
3a-medio alto	1	29.8
3a-fim	1,1	30
4a-inicio	1,2	29.7
4a-medio	1,3	30
4a-medio baixo	1,2	29.8
4a-medio alto	1	30
4a-fim	1,2	30

Início

Hora de chegada no local: 12:15

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núv Nublado)

Número de Pessoas aproximado da praça: Lotada

Fim

Hora de saída do local:

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núv nublado)

Número de Pessoas aproximada lotada

Anemômetro

Local	Hora	V(m/s)	Temp.
Bb13	12:30	1.5	26
Bb13	12:35	1.6	26
Bb17	12:40	1.8	26
Bb 24	12:45	2.0	26
Bb27	12:50	2.8	26
Bb27	12:55	2.9	26
Bb27	13:00	2.9	26
Ponto 2	14:07	0.3	23
Ponto 3	14:37	0.2	24
Ponto 4	12:15	0.2	26
Ponto 5	13:37	0.2	22

OBSERVAÇÕES EXTRAS:

*1. Medição Teto foi feita onde gesso e não na grelha

Ponto 1: Entrada do ventilador (cobertura) - 4 pontos centrais dos módulos da grade

Ponto 2: Saída do ventilador (pça de alim. Perto da escada)

Ponto 3: Pilar em frente do Montana Grill

Ponto 4: Pilar em frente ao Bongrillê

Ponto 5: Pilar em frente ao Spoleto

Termômetro de Globo (Medição durante 20min, a cada 5min (4 medições) próximo aos 4 pontos que estão

Local	Hora	°C Wet	°C Dry	°C Globo	°C Dew	WBGTI	WBGTo	%RH	Humidx	HI	Temp. de superfície	
Ponto 2	14:00	22.0	23.2	24	20.3	22.5	22.5	84	32.5	24.5		
	14:05	22.5	23.5	24.2	20.4	22.4	22.4	84.5	32.4	24.6		
	14:10	22.3	23.3	24.1	20.5	22.3	22.3	86	32.6	24.8		
	14:15	22.4	23.5	24.1	20.2	22.2	22.2	87	32.5	24.7		
Ponto3	14:30	22	24.3	25.4	21.1	23.0	22.9	82.6	32.8	24.6	°C Piso	24.0
	14:35	22.2	24.5	24.7	21.3	22.9	22.8	83	33	24.6	°C Mesa	25.5
	14:40	22.1	23.9	24.9	21.3	22.8	22.7	86.1	32.6	23.5	°C Teto	26
	14:45	22	23.9	24.5	21.2	22.7	22.7	85.6	32.6	23.8	°CPilar	25.8
Ponto 4	12:07	23.8	26.8	26.7	23	24.7	24.6	81.5	36.6	28.5	°C Piso	26
	12:13	23.6	25.9	26.4	22.7	24.4	24.4	82.2	96	27.8	°C Mesa	26.5
	12:16	23.9	26	26.4	23.2	24.6	24.6	84	36.5	28	°C Teto	27.0
	12:23	23.8	25.9	26.3	22.9	24.5	24.5	83.6	36.3	27.8	°CPilar	26.5
Ponto 5	13:30	20.4	22.1	22.8	19.5	21	20.9	85	29.5	21.7	°C Piso	23
	13:35	20.2	22.5	22.6	19.1	20.9	20.8	82	29.3	21.7	°C Mesa	23.5
	13:40	20.1	22.2	22.5	19.2	20.8	20.8	84.1	29.1	21.7	°C Teto	24
	13:45	20.3	22.5	22.5	19.2	20.9	20.9	82.1	29.4	22.4	°CPilar	24
Externa	13:05	23.0	26.8	27.5	21.8	24.6	24.6	76	35.7	27.9		
	13:10	23.6	27.6	27.9	22.2	24.9	24.8	63.2	37	30.3		
	13:15	23	26	27.6	21.8	24.1	24.0	75	35.8	29.2		
	13:20	22.9	26.6	27.1	21.5	24	23.9	76	35	28		

Início 22/11/2011

Hora de chegada no local: 12:00

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens): Nublado

Número de Pessoas aproximado da praça: Lotada

Fim

Hora de saída do local:

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens): nublado

Número de Pessoas aproximado: media

Anemômetro			
Local	Hora	V(m/s)	Temp.
Bb13	12:30	1.6	27
Bb13	12:35	1.5	26
Bb17	12:40	1.6	27
Bb 24	12:45	1.9	27
Bb27	12:50	3.0	26
Bb27	12:55	2.9	27
Bb27	12:20	2.9	27
Ponto 2	13:42	0.4	26
Ponto 3	14:12	0.1	28
Ponto 4	15:11	0.1	28
Ponto 5	14:37	0.3	26

OBSERVAÇÕES EXTRAS:	
*1. Medição Teto foi feita onde gesso e não na grelha	
Ponto 1: Entrada do ventilador (cobertura) - 4 pontos centrais dos módulos da grade	
Ponto 2: Saída do ventilador (pça de alim. Perto da escada)	
Ponto 3: Pilar em frente do Montana Grill	
Ponto 4: Pilar em frente ao Bongrillê	
Ponto 5: Pilar em frente ao Spoleto	

Termômetro de Globo (Medição durante 20min. a cada 5min (4 medições) próximo aos 4 pontos que estão sendo monitorados)

Local	Hora	°C Wet	°C Dry	°C Globo	°C Dew	WBGTi	WBGT0	%RH	Humidx	HI	Temp. de superfície			
Ponto 2	13:30	21.0	23.5	24	20.4	22.0	22.0	77.6	32.1	25				
	13:35	20.9	23.4	24.1	20.3	22.1	22.1	77.7	31.9	24.8				
	13:40	20.8	23.2	24.2	20	22.3	22.2	77.6	32	24.9				
	13:45	20.8	23.2	24.1	20.2	22.2	22.2	78	32.1	25				
Ponto3	14:05	20.9	24.1	24.1	20.3	21.8	21.8	76.1	31.5	25	°C Piso	26.0	°C Piso	24.0
	14:10	21.5	24.1	24.4	20.5	22.4	22.4	79.4	32.1	24.5	°C Mesa	26.3	°C Mesa	25.5
	14:15	21.3	24.2	24.4	20	22.2	22.2	77.8	31.9	24.8	°C Teto	27	°C Teto	26
	14:20	21.3	24.3	24.4	20.1	22.3	22.3	77.8	32.2	25	°CPilar	26.5	°CPilar	25.8
Ponto 4	15:00	21.1	23.5	24.2	20.2	22.0	22.0	76.1	32.1	24.8	°C Piso	28	°C Piso	26
	15:05	21.1	23.6	24.4	20.3	22.1	22.1	78	31.8	25	°C Mesa	28.8	°C Mesa	26.5
	15:10	21.2	23.7	24.4	20.2	22.2	22.2	77.6	31.7	25.1	°C Teto	29.0	°C Teto	27.0
	15:15	21	23.3	24.2	20	22.1	22.1	77.8	31.8	25	°CPilar	28.5	°CPilar	26.5
Ponto 5	14:30	21.0	23.6	24.3	20.3	21.7	23.5	77.5	32.1	25	°C Piso	25	°C Piso	23
	14:35	21.2	23.8	24.2	20.5	22	23.2	77.5	31.9	24.7	°C Mesa	26	°C Mesa	23.5
	14:40	21.3	23.9	24.1	20	22.1	22.9	77.3	31.8	24.8	°C Teto	27	°C Teto	24
	14:45	21.3	23.7	24.2	20.1	22	22.9	77.4	32	24.9	°CPilar	26.5	°CPilar	24
Externa	13:00	20.5	25.8	26.6	21.8	24.2	24.2	70.2	36	29				
	13:05	20.7	26	26.9	21.8	24	24	67.4	35.7	28.5				
	13:10	20.6	25.9	26.7	21.5	24.1	24.1	69.7	35.5	28				
	13:15	20.5	26	27.1	22.2	24.2	24.2	67.3	37	28.3				

Data: 24/11/2011

Pessoa Responsável: Paulo Strobel

Início

Hora de chegada no local: 12:00

Condições da abobada celestre (chuva. nublado. poucas nuvens. sem núv Nublado

Número de Pessoas aproximado da praça: Lotada

Fim

Hora de saída do loc 15:45

Condições da abobada celestre (chuva. nublado. poucas nuvens. sem núv nublado

Número de Pessoas aproximac media

Anemômetro			
Local	Hora	V(m/s)	Temp.
Bb13	12:30	1.5	27
Bb13	12:35	1.4	26
Bb17	12:40	1.8	27
Bb 24	12:45	2.1	27
Bb27	12:50	2.8	26
Bb27	12:55	2.7	27
Bb27	13:00	2.8	27
Ponto 2	14:30	0.5	25
Ponto 3	15:27	0.1	26
Ponto 4	13:47	0.2	28
Ponto 5	15:02	0.1	27

OBSERVAÇÕES EXTRAS:	
*1. Medição Teto foi feita onde gesso e não na grelha	
Ponto 1: Entrada do ventilador (cobertura) - 4 pontos centrais dos módulos da grade	
Ponto 2: Saída do ventilador (pça de alim. Perto da escada)	
Ponto 3: Pilar em frente do Montana Grill	
Ponto 4: Pilar em frente ao Bongrillê	
Ponto 5: Pilar em frente ao Spoletto	

Termômetro de Globo (Medição durante 20min. a cada 5min (4 medições) próximo aos 4 pontos que estão											Temp. de superfície	
Local	Hora	°C Wet	°C Dry	°C Globo	°C Dew	WBGTi	WBGT0	%RH	Humidx	HI		
Ponto 2	14:23	24	26	26.8	23.3	24.8	24.8	85.5	36.3	27.6		
	14:28	23.5	25.4	26.1	22.7	24.1	24	86.5	34.9	26.5		
	14:33	23.4	25.2	25.7	22.9	24.2	24.1	87.8	35.4	26.1		
	14:38	23.7	25.5	25.7	23.1	24.3	24.3	86.6	36	27		
Ponto3	15:15	23.2	25.8	26.1	22.1	24.0	24.0	81.8	35.1	27	°C Piso	27.0
	15:20	23.1	26.5	26.4	21.9	24.2	24.2	75	36	29.2	°C Mesa	27.3
	15:25	23	26.3	26.7	21.9	24.1	24.1	76.7	35.7	28.5	°C Teto	27.2
	15:30	23.1	26.2	26.9	21.8	24.1	24.1	77.5	35.1	27.7	°CPilar	27.1
Ponto 4	13:45	24	26.7	27.6	22.9	25.0	24.9	80	36.9	29.2	°C Piso	28
	13:50	23.9	27.1	27.4	22.6	24.9	24.9	76.8	36.9	29.5	°C Mesa	28.1
	13:55	23.9	26.7	27.3	22.7	24.8	24.8	81.2	36.7	28.4	°C Teto	29.0
	14:00	23.7	25.2	26.3	23.1	24.5	24.4	86.5	36	26.9	°CPilar	28.5
Ponto 5	14:50	23.4	25.3	25.9	22.6	24.1	24.0	85.7	35.2	26.1	°C Piso	26
	14:55	23.4	25.6	25.7	22.6	24.1	24	85.6	35.2	26.5	°C Mesa	27.2
	15:00	23.4	25.2	25.6	22.7	23.9	23.8	85.1	34.8	26	°C Teto	27
	15:05	23	25	25.5	22.1	23.6	23.6	84.1	34.2	25.6	°CPilar	26
Externa	13:13	22.4	27.1	27.7	20.5	24.0	23.9	68.4	34.8	28.5		
	13:18	21.9	27.2	27.5	20.0	23.6	23.6	66.5	34.9	35		
	13:22	22.4	27.4	27.8	20.3	23.9	23.9	66.5	35.1	29		
	13:27	22.3	26.7	27.4	20.9	24.1	24.1	73	35.7	28.9		

Data: 25/12/2011

Pessoa Responsável: Paulo Strobel

Início

Hora de chegada no local: 11:30

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núv Nublado

Número de Pessoas aproximado da praça: Lotada

Fim

Hora de saída do loc 15:10

Condições da abobada celestre (chuva, nublado, poucas nuvens, sem núvens):

Número de Pessoas aproximac lotada

Anemômetro			
Local	Hora	V(m/s)	Temp.
Bb13	11:50	1.4	27
Bb13	12:00	1.5	26
Bb17	12:05	1.7	27
Bb 24	12:10	2.0	27
Bb27	12:15	2.9	26
Bb27	12:20	2.8	27
Bb27	12:25	2.7	27
Ponto 2	14:48	0.4	25.0
Ponto 3	12:34	0.2	26
Ponto 4	14:27	0.3	28
Ponto 5	13:25	0.2	26

OBSERVAÇÕES EXTRAS:
*1. Medição Teto foi feita onde gesso e não na grelha
Ponto 1: Entrada do ventilador (cobertura) - 4 pontos centrais dos módulos da grade
Ponto 2: Saída do ventilador (pça de alim. Perto da escada)
Ponto 3: Pilar em frente do Montana Grill
Ponto 4: Pilar em frente ao Bongrillê
Ponto 5: Pilar em frente ao Spoleto

Termômetro de Globo (Medição durante 20min. a cada 5min (4 medições) próximo aos 4 pontos que estão											Temp. de superfície	
Local	Hora	°C Wet	°C Dry	°C Globo	°C Dew	WBGTi	WBGTo	%RH	Humidx	HI		
Ponto 2	14:43	23.3	25.8	26.9	22.5	24.4	24.3	81.2	35.5	27.4		
	14:46	23.1	25.8	26.4	22.1	24.2	24.2	79.6	35.7	28		
	14:51	23.2	25.9	26.8	22.4	24.3	24.3	80	35.6	27.8		
	14:56	23.2	25.8	26.7	22.3	24.4	24.4	80.2	35.7	27.9		
Ponto3	12:30	23.3	26.7	27	22.3	24.0	24.0	81.8	35.1	27	°C Piso	25.5
	12:35	23.2	26.6	27	22.4	24.2	24.2	80	36	29.2	°C Mesa	26
	12:40	23	26.4	26.9	22.3	24.1	24.1	81.5	35.7	28.5	°C Teto	26.5
	12:45	23.1	26.3	26.9	22.4	24.1	24.1	80.5	35.1	27.7	°CPilar	26.3
Ponto 4	14:20	23.1	25	25.6	22.4	23.9	23.8	84.9	35	26.3	°C Piso	27
	14:25	23.1	25.1	25.4	22.4	23.8	23.7	85.7	34.9	26.3	°C Mesa	27.6
	14:30	23	25	25.4	22.3	23.7	23.7	86	35.1	26.5	°C Teto	28.0
	14:35	23.2	25.3	25.5	22.4	23.7	23.6	85.8	35	26.4	°CPilar	27.5
Ponto 5	13:17	23.4	25.7	26	22.5	24.2	24.1	82.6	35.5	27.2	°C Piso	25
	13:22	22.9	25.5	26	22.1	23.9	23.9	81.5	35.1	27.2	°C Mesa	26
	13:27	23.3	26	26.1	22.3	24.1	24.1	79.7	35.5	27.5	°C Teto	26.8
	13:32	23.4	25.8	26.4	22.6	24.3	24.3	82.5	35.7	27.5	°CPilar	26.5
Externa	13:56	23.0	26	27.6	21.8	24.1	24.0	75	35.8	29.2		
	14:01	23	26.8	27.5	21.8	24.6	24.6	76	35.7	27.9		
	14:06	22.9	26.6	27.1	21.5	24	23.9	76	35	28		
	14:11	23.6	27.6	27.9	22.2	24.9	24.8	63.2	37	30.3		

ANEXO III – CONFORTO TÉRMICO INICIAL

Com base nas medições do Anexo II, os dados foram inseridos no programa Analysis CST, a fim de obter o índice de conforto térmico na praça. O software nos forneceu os seguintes dados:

VESTIMENTA	Vestimenta	0.70 clo
ATIVIDADE	Atividade	93.00 W/m ²
AMBIENTE	Temperatura do Ar	27.00°C
	Velocidade do Ar	0.25m/s
	Temperatura de Bulbo Úmido	22.67 °C
	Pressão de Vapor	2.50 kPa
	Umidade Relativa	70.00%
	Temperatura de Orvalho	20.79 °C
	Temperatura Radiante Media	27.00°C
	Temperatura de Globo	27.00 °C
	Pressão Barométrica:	89.87 KPa
	Altitude	1000.00m
ÍNDICES DE CONFORTO TÉRMICO	PMV	1.19
	PPD	34.94
	SET	27.83
Carga Térmica sobre o corpo:	L	30.88 W/m ²
Troca de Calor Sensível pela Respiração:	Cres	0.91 W/m ²
Troca de Calor Latente pela Respiração:	Eres	5.33 W/m ²
Troca de Calor Sensível por Convecção pela Pele:	C	21.60 W/m ²
Troca de Calor Sensível por Radiação pela Pele:	R	11.75 W/m ²
Troca de Calor Latente pela Pele:	Esk	22.53 W/m ²
Temperatura Operativa de Conforto:	Toc	23.59 °C
Índice de Desconforto Térmico:	DISC	0.77
Índice de Sensação Térmica:	TS (Kansas University)	24.74

Figura 54- Analysis CST do dia 18/12/2010

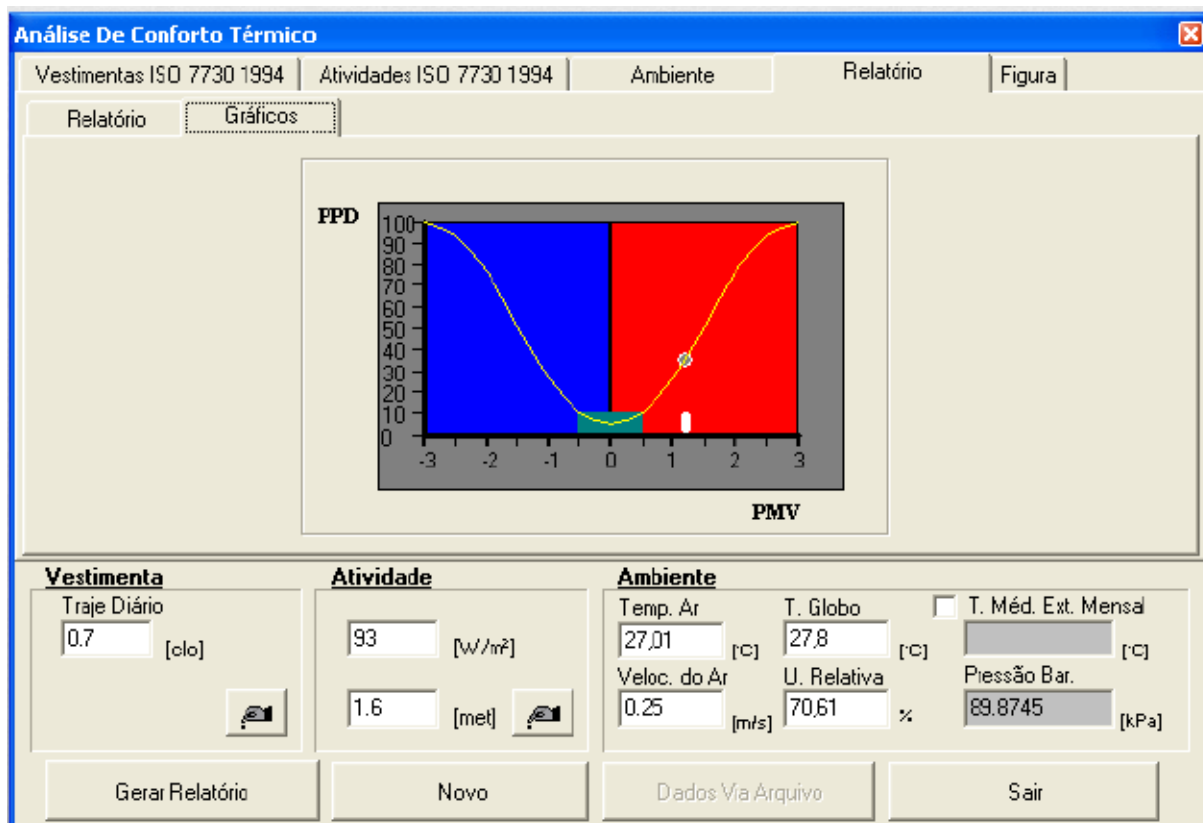


Figura 55 - Gráfico PMV X PPD do dia 18/12/2010

ANEXO IV – CARGA TÉRMICA

PREMISSAS DE CÁLCULO

O cálculo de carga térmica foi realizado pelo software PRÓ-ArCondicionado, desenvolvido pela Multiplus, com base nos parâmetros utilizados a seguir.

CONDIÇÕES EXTERNAS

Temperatura de bulbo seco:	32,1°C
Temperatura de bulbo úmido:	21,9°C
Altitude:	1050 m
Latitude Sul	15,9°
Longitude	47,9°

CONDIÇÕES INTERNAS

Temperatura de bulbo seco:	27,0°C (Conforto)
Umidade relativa:	50%

FONTES INTERNAS DE CALOR

Iluminação	41 W / m ²
Pessoas	862 pessoas

CARGA TÉRMICA TOTAL

Carga Térmica Total Efectiva: 94,4 TR

RENOVAÇÃO DE AR

Taxa de renovação adotada: 27 m³ / hora por pessoa

ANEXO V- PROGRAMA ELABORADO EM EES PARA OS CALCULOS DO PROJETO

$P_{bsb} = 89$ {kPa, pressão atmosférica em Brasília}

$T_1 = 30$ {temperatura de bulbo seco externa}

$T_{wb_1} = 22$ {temperatura de bulbo umido externa}

$w_1 = 0.015$ {umidade absoluta externa segundo a carta psicrometrica}

$q_{dot_s} = m_{dot_a} * CP(AirH2O, T=T_1, P=P_{bsb}, R=rh_1) * (t_1 - t_2)$ { troca de calor sensível no resfriador evaporativo}

$q_{dot_s} = 4.184 * 187309.3$ {kj/h} { carga termica sensível necessaria no ambiente}

$T_2 = T_1 - \epsilon * (T_1 - T_{wb_1})$ { temperatura do ar na saida do resfriador evaporativo}

$\epsilon = 0.9$ {efetividade do painel evaporativo}

$v_{dot_2} = v_{dot_a} * 1.4$ { vazam em m³/h com 1.4 de seguranca necessaria pro resfriador evaporativo}

$rh_1 = 0.70$ {umidade relativa externa}

$rh_2 = RelHum(AirH2O, T=T_2, B=T_{wb_2}, P=P_{bsb})$ { umidade relativa na saida do resfriador evaporativo}

$T_{wb_2} = T_{wb_1}$ {temperatura de bulbo seco na saida}

$m_{dot_a1} = m_{dot_a} / (60 * 60)$ { vazao massica em kg/s}

$w_2 = 0.016$ { umidade absoluta interna}

$v_{dot_a1} = v_{dot_a} / 4$

$m_{dot_a} = (V_{dot_a} / DENSITY(AirH2O, T=T_1, P=P_{bsb}, w=w_1))$ {vazao massica de ar de insuflamento}

$m_{dot_{\acute{a}gua}} = m_{dot_a} * (w_2 - w_1)$ { vazao massica de agua no resfriador evaporativo}

$q_{dot_L} = 3010 * v_{dot_a} * (w_2 - w_1)$ {Taxa de calor latente}

$COP = q_{dot_s} / (4 * P_t)$ {Coeficiente de Performace}

$P_t = 1.7553586 * 60 * 60 * 4.184$ {potencia total do resfriador evaporativo em kj/h}

$E_{total} = 10.6$ { Kwh consumido por todo o sistema}

$E_{dia} = E_{total} * 12$ {kwh consumido em um dia}

$E_{ano} = E_{dia} * 365$ { kwh consumido em um ano}

$Impacto_{resfriador} = E_{ano} * 0.3$ {impacto ambiental causado pelo sistema medido em kg de Co2}

$GWP_{R22} = 1700$ { impacto causado por um kg do fluido R22}

$Impacto_{chiller100tr} = 5.8 * GWP_{R22} + 0.7 * 111 * 12 * 365$ {impacto ambiental causado em um ano por um chiller e 100Tr}

$Impacto_{R22} = 58 * 1700$ { impacto ambiental causado somente pelo R22 no chiller de 100tr}

$v_{dot_{\acute{a}gua}} * 1000 = m_{dot_{\acute{a}gua}} * DENSITY(H2O, T=T_{wb_1}, P=P_{bsb})$ {vazao de agua em m^3}

$Custo_{operacional_mensal} = E_{dia} * 31 * 0.15745 + V_{dot_{\acute{a}gua_mes}} * 6.04$ {custo operacional do sistema}

$V_{dot_{\acute{a}gua_mes}} = v_{dot_{\acute{a}gua}} * 31 * 12$ { vazao de agua consumida em um mes}

$V_{dot_{\acute{a}gua_ano}} = V_{dot_{\acute{a}gua}} * 365 * 12$ { vazao de agua consumida em um ano}

ANEXO VI CONDIÇÕES DE CONTORNO E VISUALIZAÇÕES DAS SIMULAÇÕES REALIZADAS

PRAÇA DAS GAIVOTAS:

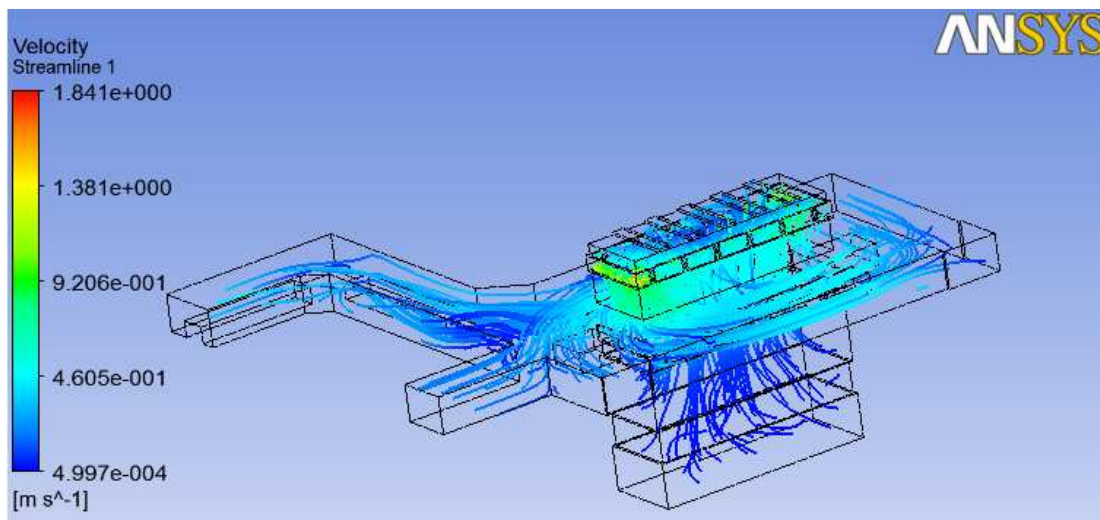
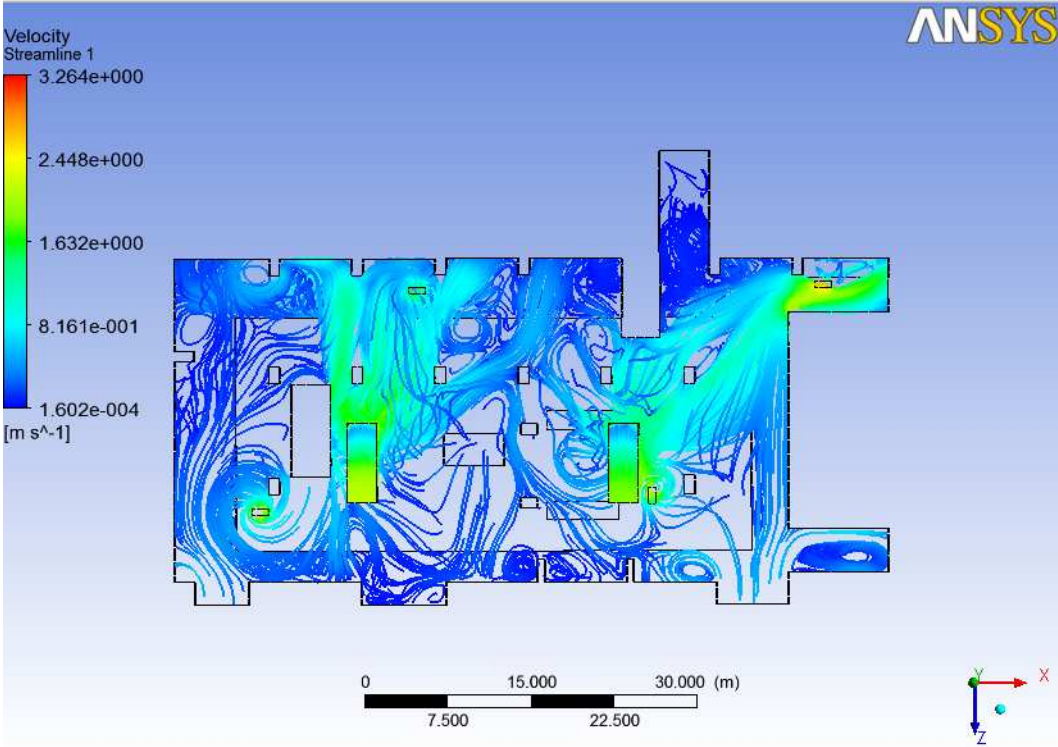
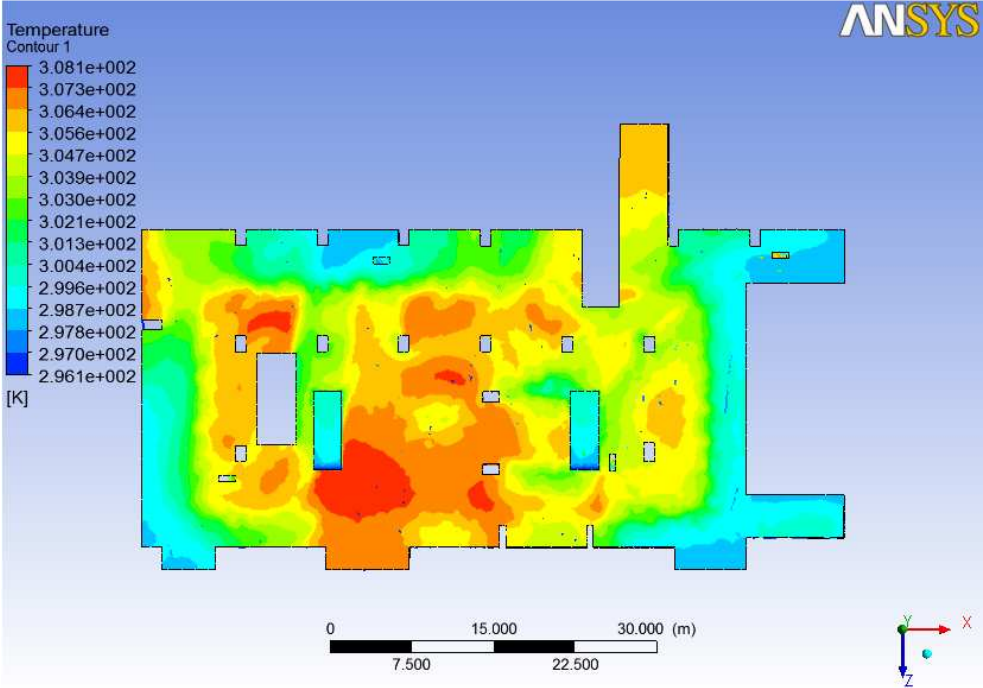


Figura 56- "Praça das Gaivotas"

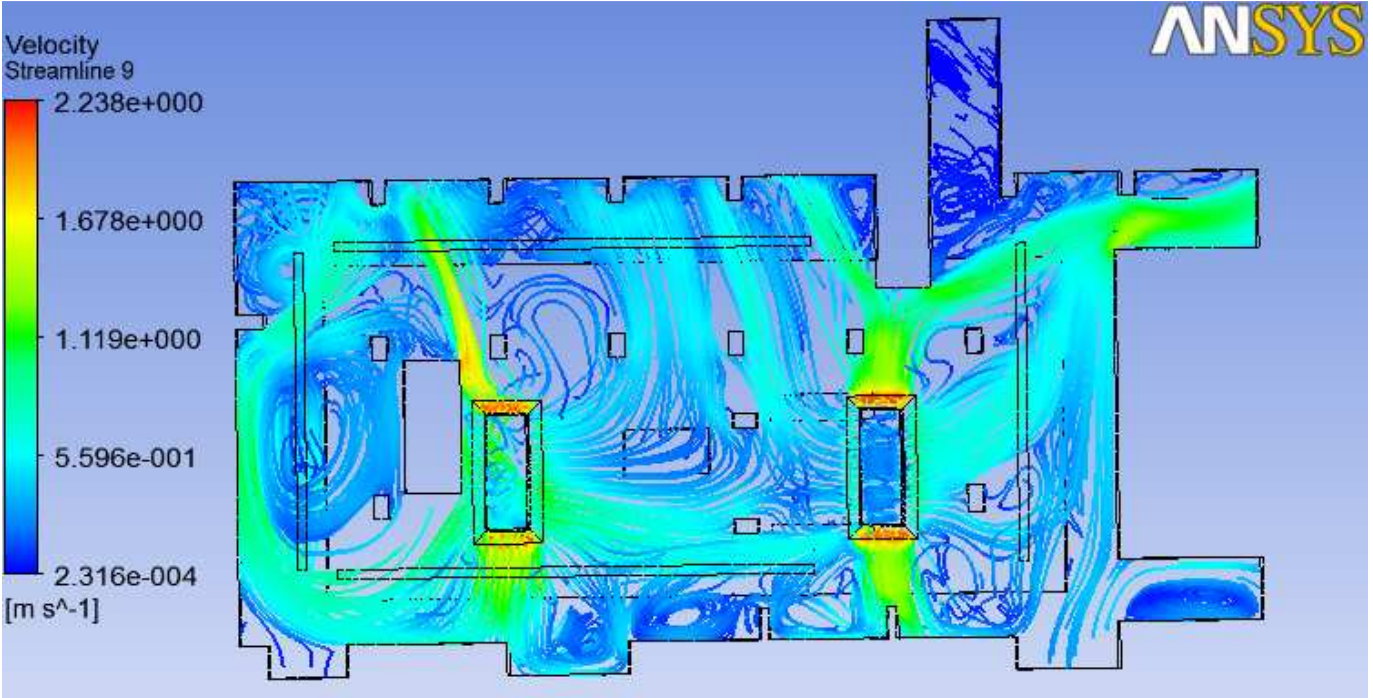
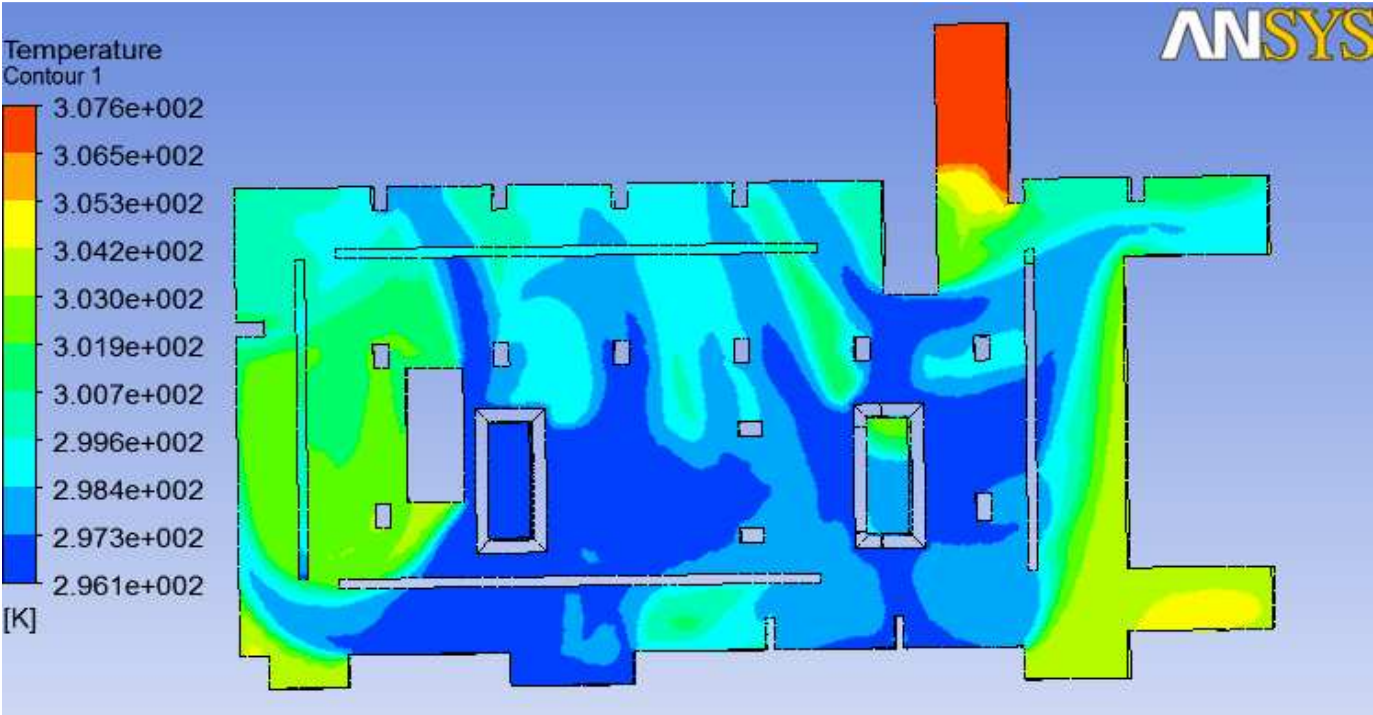
Superfície	Condição de contorno	Área (m ²)	Vazão (kg/s)
Corredor 1	Abertura livre dP = 0 atm	10,78	5,73
Corredor 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,6	2,30
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,8	2,81
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	11,26	1,91
Corredor 5	Abertura livre dP = 0 atm	10,93	0,91
Corredor 6	Abertura livre dP = 0 atm	23,41	8,04
Térreo	Abertura livre dP = 0 atm	140,8	1,86
1 pavimento	Abertura livre dP = 0 atm	184,8	27,82
Claraboia	Velocidade vento de acordo c/ anexo II	45,815	53,17

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO INICIAL



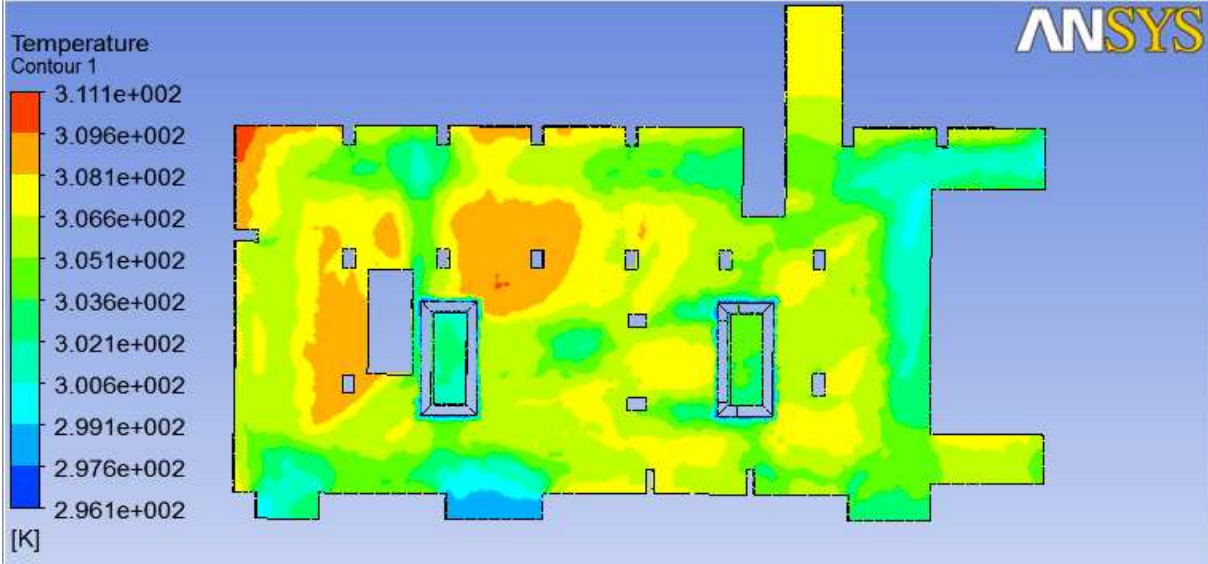
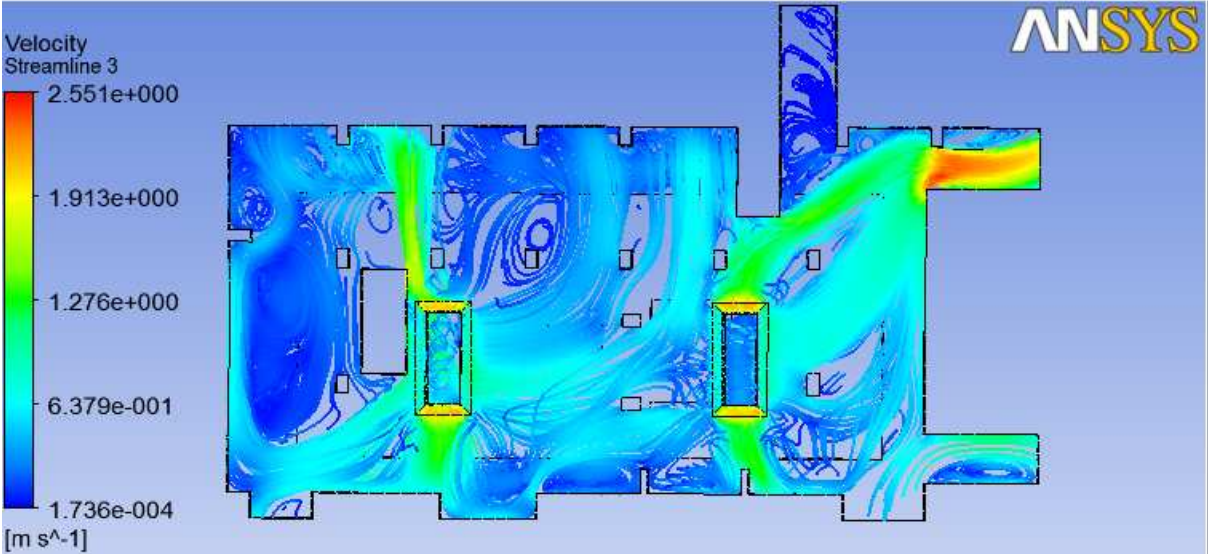
Superfície	Condição de contorno	Área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	3,2
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	3,11
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-1,33
Escada 4	Abertura livre dP = 0 atm	4,12	2,5582
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-5,735
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-2,298
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	11,87
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	6,129
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-3,3
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,85
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-3,78
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-1,16
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-1,2
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-1,83
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-3,06
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-2,89
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,306
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,306
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,34
Lojas 14	Vazão 2,645 kg/s	23,6645	-2,645
Lojas 16	Vazão 0,476 kg/s	23,6645	-0,476
Ventilador 1	Vazão 12,0kg/s	5,2	12
Ventilador 2	Vazão 12,0kg/s	5,2	12
Exaustor 1	Vazão 4,5kg/s	0,3	-4,5
Exaustor 2	Vazão 4,5kg/s	0,3	-4,5
Exaustor 3	Vazão 4,5kg/s	0,3	-4,5
Exaustor 4	Vazão 4,5kg/s	0,3	-4,5

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO E EXAUSTAO POR GRELHAS LINEARES



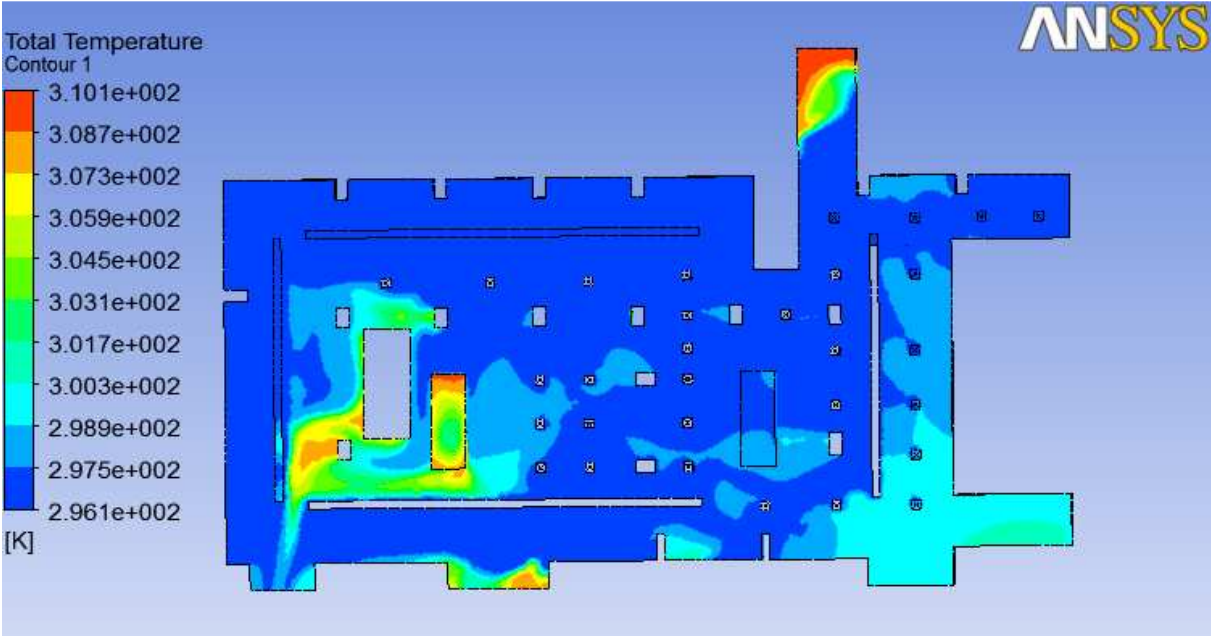
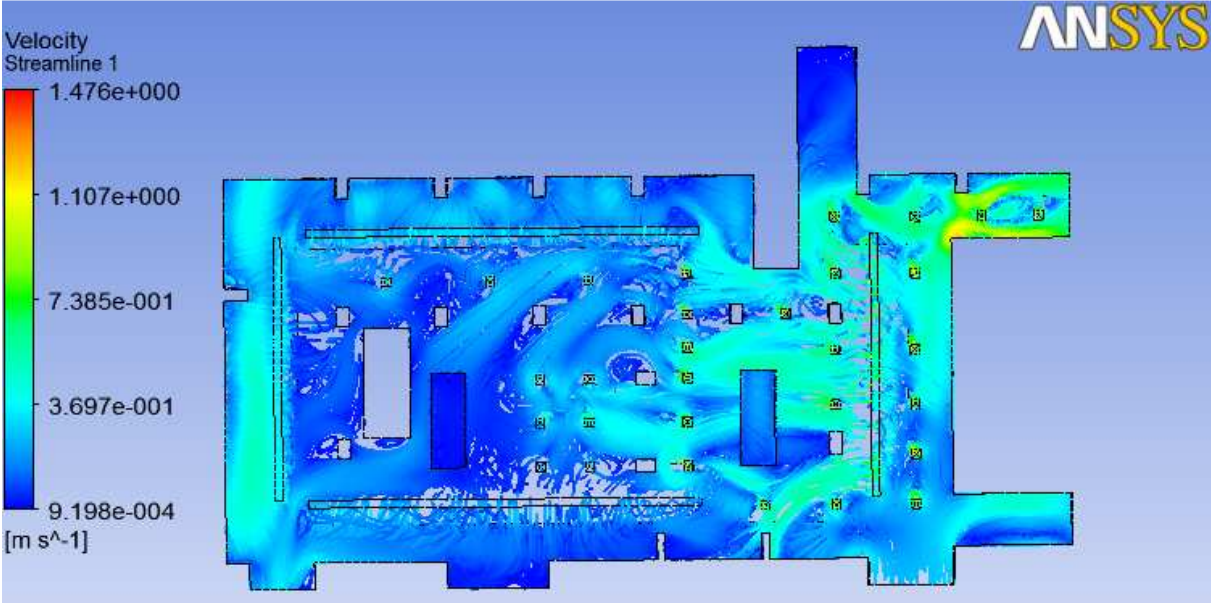
Superfície	Condição de contorno	área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	-0,067
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-4,390
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	1,446
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-5,735
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-2,298
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	8,944
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	1,226
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-3,3
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,85
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-3,78
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-1,16
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-1,2
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-1,83
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-3,06
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-2,89
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,306
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,306
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,34
Lojas 14	Vazão 2,645 kg/s	23,6645	-2,645
Lojas 16	Vazão 0,476 kg/s	23,6645	-0,476
Grelha isuflamento 1	Vazão 21,22kg/s	18,9	21,22
Grelha isuflamento 2	Vazão 21,22kg/s	18,9	21,22
Grelha exaustão 1	Vazão 4,5kg/s	18	-4,5
Grelha exaustão 2	Vazão 4,5kg/s	12	-4,5
Grelha exaustão 3	Vazão 4,5kg/s	18	-4,5
Grelha exaustão 4	Vazão 4,5kg/s	12	-4,5

PRAÇA DAS GAIVOTAS COM ELEFANT



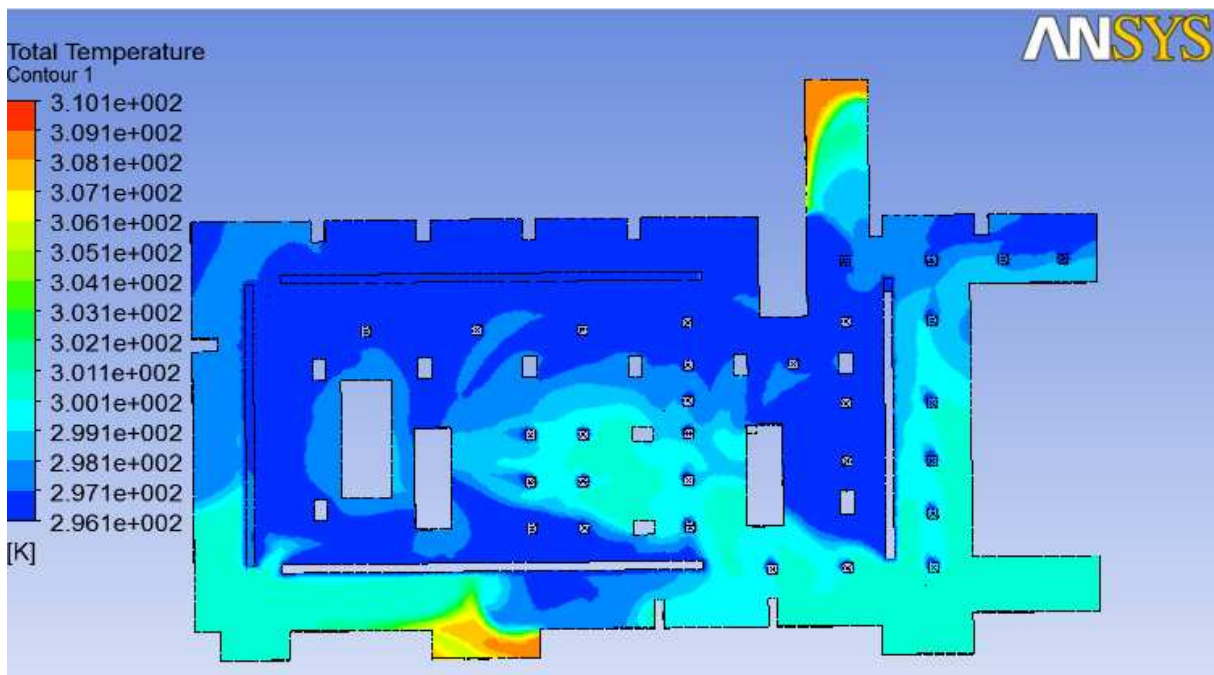
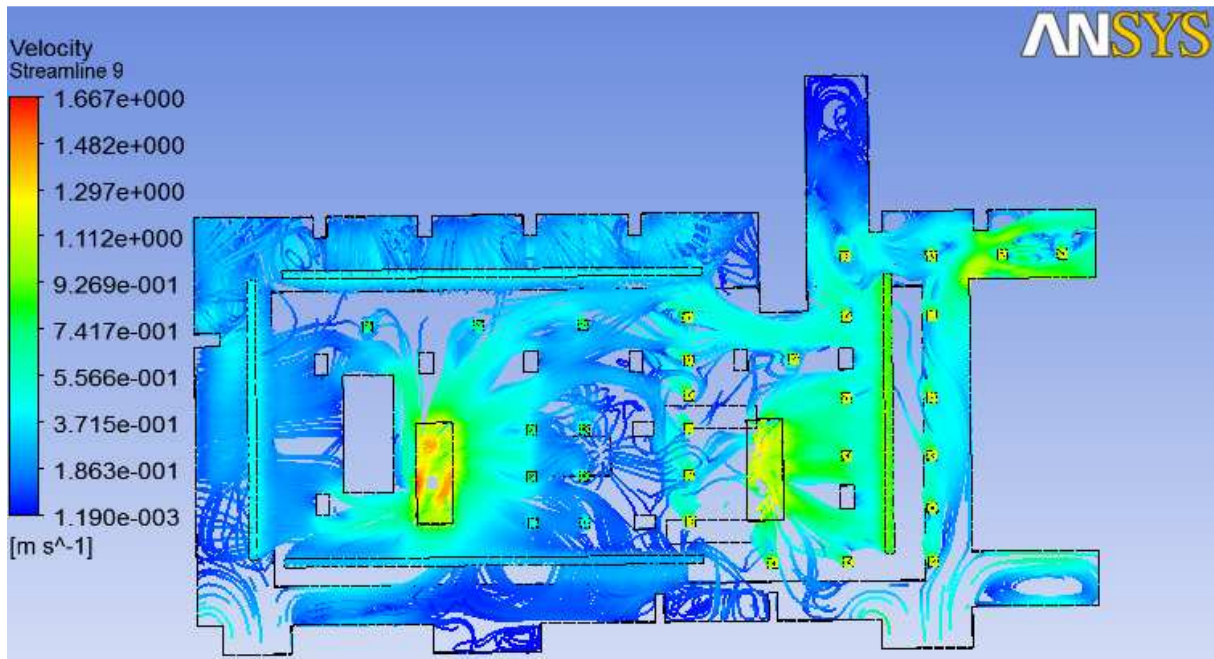
Superfície	Condição de contorno	Área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	-2,46
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-5,2
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-0,45
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-12,89
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-6,14
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	9
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	-2,46
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-3,3
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,85
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-3,78
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-1,16
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-1,2
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-1,83
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-3,06
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-2,89
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,306
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,306
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,34
Lojas 14	Vazão 2,645 kg/s	23,6645	-2,645
Lojas 16	Vazão 0,476 kg/s	23,6645	-0,476
Grelha isuflamento 1	Vazão 21,22kg/s	18,9	21,22
Grelha isuflamento 2	Vazão 21,22kg/s	18,9	21,22

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO DISTRIBUÍDO



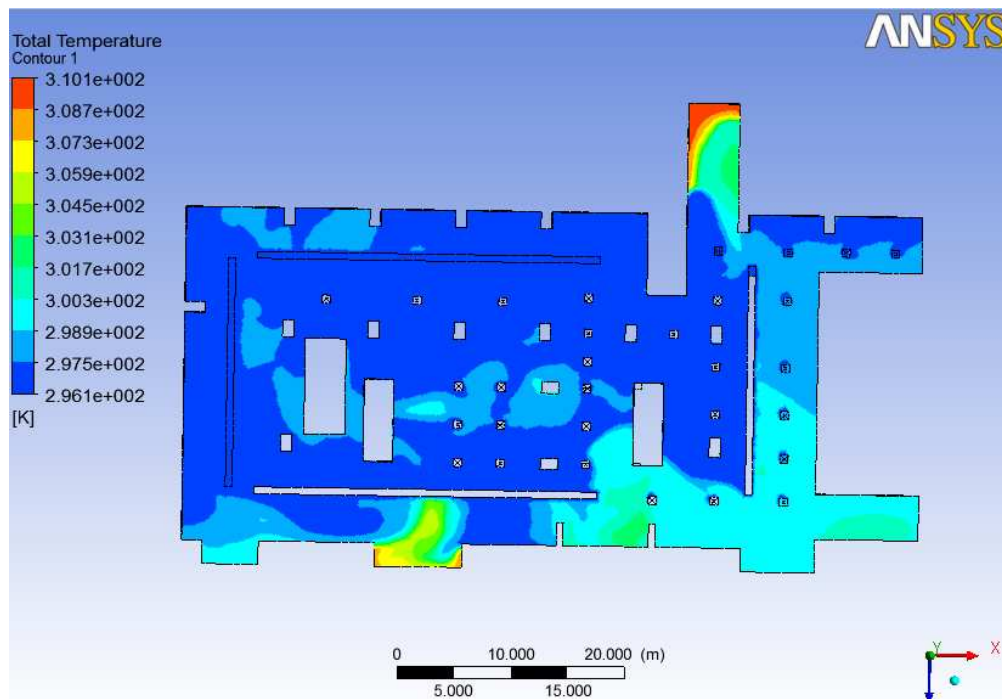
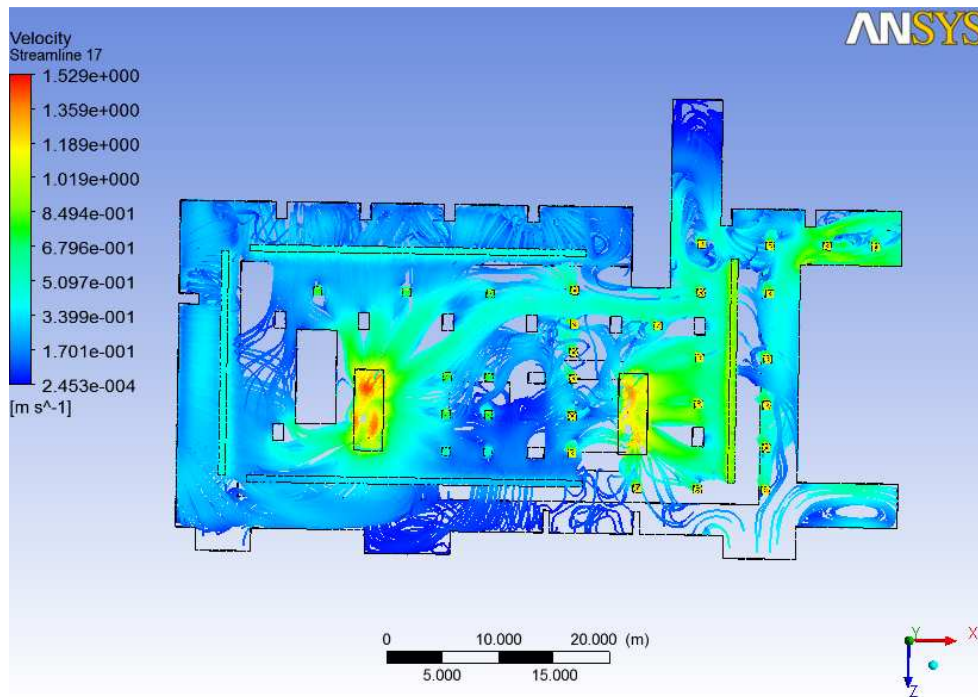
Superfície	Condição de contorno	área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	-5,97
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-3,22
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-3,86
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-5,735
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-2,298
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	5,51
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	-3,39
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-3,3
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,85
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-3,78
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-1,16
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-1,2
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-1,83
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-3,06
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-2,89
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,306
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,306
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,34
Lojas 14	Vazão 2,645 kg/s	23,6645	-2,645
Lojas 16	Vazão 0,476 kg/s	23,6645	-0,476
Conjunto de Difusores 1	Vazão 10,64 kg/s	18,47	10,64
Conjunto de Difusores 2	Vazão 10,64 kg/s	30,94	10,64
Conjunto de Difusores 3 e 4	Vazão 21,68 kg/s	21,28	21,28

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO COM INSUFLAMENTO DISTRIBUIDO E EXAUSTAO POR ELEFANT SOB A PRAÇA



Superfície	Condição de contorno	área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	2,102
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	3,69
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	0,215
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-5,735
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-2,298
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	11,3272
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	5,92364
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-3,3
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,85
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-3,78
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-1,16
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-1,2
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-1,83
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-3,06
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,952
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-2,89
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,306
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,306
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,34
Lojas 14	Vazão 2,645 kg/s	23,6645	-2,645
Lojas 16	Vazão 0,476 kg/s	23,6645	-0,476
Conjunto de Difusores 1	Vazão 10,64 kg/s	18,47	10,64
Conjunto de Difusores 2	Vazão 10,64 kg/s	30,94	10,64
Conjunto de Difusores 3 e 4	Vazão 21,68 kg/s	21,28	21,28
Ventilador Axial 1	Vazão 0,952 kg/s	18,75	-17,1
Ventilador Axial 2	Vazão 0,952 kg/s	18,75	-17,1

PRAÇA DE ALIMENTAÇÃO PARA DISTRIBUIÇÃO DE INSUFLAMENTO, EXAUSTAO POR ELEFANT SOB PRAÇA E OPERAÇÃO DE 50% DE EXAUSTAO DOS LOJISTAS



Superfície	Condição de contorno	área (m²)	Vazão (kg/s)
Escada 1	Abertura livre dP = 0 atm	15,42	-0,1333
Escada 2	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	2,5
Escada 3	Abertura livre dP = 0 atm	10,63	-0,634
Corredor 1	Vazão 5,735 kg/s	10,776	-5,735
Corredor 2	Vazão 2,98 kg/s	10,6	-2,298
Corredor 3	Abertura livre dP = 0 atm	17,53	8,38
Corredor 4	Abertura livre dP = 0 atm	13,284	1,38
Lojas 1	Vazão 3,3 kg/s	52,841	-1,65
Lojas 2	Vazão 0,85 kg/s	21,995	-0,425
Lojas 3	Vazão 3,78 kg/s	22,6575	-1,89
Lojas 4	Vazão 1,16 kg/s	17,278	-0,58
Lojas 5	Vazão 1,2 kg/s	17,278	-0,6
Lojas 6	Vazão 1,83 kg/s	17,278	-0,915
Lojas 7	Vazão 3,06 kg/s	22,154	-1,53
Lojas 8	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,476
Lojas 9	Vazão 0,952 kg/s	19,769	-0,476
Lojas 10	Vazão 2,89 kg/s	19,8485	-1,445
Lojas 11	Vazão 0,306 kg/s	19,769	-0,153
Lojas 12	Vazão 0,306 kg/s	21,889	-0,153
Lojas 13	Vazão 0,34 kg/s	26,977	-0,17
Lojas 14	Vazão 5,29 kg/s	23,6645	-1,3225
Lojas 16	Vazão 0,952 kg/s	23,6645	-0,238
Conjunto de Difusores 1	Vazão 10,64 kg/s	18,47	10,64
Conjunto de Difusores 2	Vazão 10,64 kg/s	30,94	10,64
Conjunto de Difusores 3 e 4	Vazão 21,68 kg/s	21,28	21,28
Ventilador Axial 1	Vazão 0,952 kg/s	18,75	-17,1
Ventilador Axial 2	Vazão 0,952 kg/s	18,75	-17,1

ANEXO VII – MATERIAL EXISTENTE