

**VENTILAÇÃO NATURAL POR EFEITO CHAMINÉ –
ESTUDO EM MODELO REDUZIDO DE PAVILHÕES
INDUSTRIAIS**

Juliana Ana Chiarello

Porto Alegre
Dezembro 2006

JULIANA ANA CHIARELLO

**VENTILAÇÃO NATURAL POR EFEITO CHAMINÉ –
ESTUDO EM MODELO REDUZIDO DE PAVILHÕES
INDUSTRIAIS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia na modalidade Acadêmico.

Porto Alegre
Dezembro 2006

CHIARELLO, Juliana Ana

Ventilação natural por efeito chaminé – estudo em modelo reduzido de pavilhões industriais / Juliana Ana Chiarello – Porto Alegre: PPGEC/UFRGS, 2006.

Dissertação de mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal do Rio Grande do Sul; Mestre em Engenharia.

Orientação do Prof. Ph.D. Acir Mércio Loredo-Souza e Prof. Dr. Mario José Paluch.

1. Ventilação natural. 2. Efeito chaminé. 3. Pavilhões industriais. 4. Ensaio de modelos reduzidos. Título

CCAA2

JULIANA ANA CHIARELLO

**VENTILAÇÃO NATURAL POR EFEITO CHAMINÉ –
ESTUDO EM MODELO REDUZIDO DE PAVILHÕES
INDUSTRIAIS**

Esta dissertação de mestrado foi julgada adequada para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA e aprovada em sua forma final pelo professor orientador e pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Porto Alegre, 08 de Dezembro de 2006.

Prof. Acir Mércio Loredou-Souza
Ph.D. pela University of Western Ontario, Canadá
Orientador

Prof. Mario José Paluch
Dr. pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil
Orientador

Prof. Fernando Schnaid
Coordenador do PPGEC/UFRGS

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edith Beatriz Camaño Schettini (UFRGS)
Dr. pelo Institut National Polytechnique de Grenoble, França

Prof. Eduardo Grala da Cunha (UPF)
Dr. pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil

Prof. Miguel Aloysio Sattler (UFRGS)
Ph.D. pela University of Sheffield, Inglaterra

Dedico este trabalho a minha família,
pai, mãe e irmãos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus por permitir vencer mais essa etapa da vida.

A minha família, pai, mãe e irmãos que sempre lutaram para proporcionar-me o melhor, e por estarem sempre junto a mim nos momentos de dificuldade.

A família do Tio Carlos que me acolheu em sua casa com todo carinho.

Agradeço os meus orientadores Prof. Acir Mércio Loredou-Souza e Prof. Mario José Paluch pelos ensinamentos, dedicação, paciência, colaboração e amizade, fundamentais para a conclusão deste trabalho.

Aos funcionários e estagiários de LAC que de uma forma ou de outra contribuíram para o desenvolvimento desta.

Aos amigos e colegas do mestrado que sempre me apoiaram.

Enfim agradeço a todos aqueles que de alguma maneira colaboraram para conclusão desta dissertação.

Sonhos são gratuitos. Transformá-los em realidade tem um
preço.

Ennis J. Gibbis

RESUMO

CHIARELLO, J.A. **Ventilação Natural por Efeito Chaminé – Estudo de Modelo Reduzido de Pavilhões Industriais**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

A ventilação nas edificações tem por objetivo principal criar um ambiente interno confortável e saudável, preservando a qualidade do ar interior. Um dos principais sistemas de renovação do ar, e praticamente a única opção economicamente viável, utilizado no projeto de ambientes industriais é a ventilação natural. Esta pode ser promovida por dois mecanismos: o denominado efeito chaminé e o efeito dos ventos, porém também podem ocorrer pelos dois simultaneamente. O objetivo deste trabalho é pesquisar a viabilidade do emprego de modelos reduzidos no projeto da ventilação natural em pavilhões industriais, considerando unicamente o efeito chaminé. Para atingir esse objetivo foi ensaiado um modelo, com escala geométrica 1/100, de um pavilhão industrial real situado na cidade de Passo Fundo – RS, que será utilizado como uma fábrica para injeção de alumínio em carcaças e rotores elétricos. Nos ensaios foram medidas velocidades na abertura de saída, com anemômetro de fio quente, e temperaturas com termopares, tanto dentro como fora do modelo. Os resultados alcançados permitem avaliar quais são as leis de semelhança relevantes neste tipo de ensaio com modelo reduzido, as limitações do procedimento experimental e, ainda, determinar valores de vazões de ar nas aberturas de saída e compará-los com vazões obtidas através da utilização de alguns modelos teóricos.

Palavras-chave: ventilação natural; efeito chaminé; pavilhões industriais, ensaio de modelos reduzidos.

ABSTRACT

CHIARELLO, J.A. **Natural ventilation for buoyancy - Study of Model Reduced of Industrial Pavilions**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

The ventilation in the constructions has for main objective to create a comfortable and healthful internal environment, preserving the quality of the interior air. One of the main systems of renewal of air, and practically the only economically viable option, used in the industrial environment project is the natural ventilation. This can be promoted by two mechanisms: the called buoyancy and the effect of the winds, however also can occur for the two simultaneously. The objective of this work is to search the viability of the job of models reduced in the project of the natural ventilation in industrial pavilions, considering solely the buoyancy. To reach this objective a model was assayed, with geometric scale 1/100, of a situated real industrial pavilion in the city of Passo Fundo – RS, that will be used as a plant for injection of aluminum in carcasses and electric rotors. In the assays speeds in the exit opening had been measured, with anemometer of hot wire, and temperatures with thermocouples, in such a way inside as it are of the model. The reached results allow to evaluate which are the excellent laws of similarity in this type of assay with reduced model, the limitations of the experimental procedure and still to determine values of air outflows in the exit openings and to compare them with outflows gotten through the use of some theoretical models.

Key-words: natural ventilation; buoyancy; industrial plants, assay of reduced models.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 GENERALIDADES.....	15
1.2 PROBLEMA DE PESQUISA.....	15
1.3 JUSTIFICATIVA.....	17
1.4 OBJETIVOS.....	17
1.4.1 Objetivo geral	17
1.4.2 Objetivos específicos	18
1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 VENTILAÇÃO.....	19
2.2 CONTAMINANTES DO AR.....	20
2.3 CONFORTO TÉRMICO.....	21
2.4 VENTILAÇÃO GERAL DILUIDORA.....	23
2.5 VENTILAÇÃO NATURAL.....	28
2.6 PROJETO DA VENTILAÇÃO NATURAL EM PAVILHÕES INDUSTRIAIS.....	30
2.7 CARGA TÉRMICA.....	32
2.8 MODELOS MATEMÁTICOS.....	33
2.8.1 Equação de Baturin (1976)	35
2.8.2 Equações de Frota (FROTA, 1989 e FROTA; SCHIFFER, 1995)	35
2.8.3 Equações Silvani (2005)	38
2.9 TEORIA DA SEMELHANÇA E MÉTODOS EXPERIMENTAIS.....	40
2.9.1. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Baturin (1976)	41
2.9.2. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Hassid e Poreh (1982)	45
2.9.3. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Carey e Etheridge (1999) e Etheridge e Sandberg (1996)	47
3 PROGRAMA EXPERIMENTAL	51
3.1 METODOLOGIA.....	51
3.2 CARACTERÍSTICAS DO PROTÓTIPO.....	51
3.3 MODELO ENSAIADO.....	57
3.4 INSTRUMENTAÇÃO DO MODELO.....	59
3.5 ENSAIOS.....	67
4 RESULTADOS	72

	11
4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS.....	72
4.2 CONDIÇÕES DE SEMELHANÇA – EFEITOS DE ESCALA.....	80
4.3 APLICABILIDADE DOS MODELOS MATEMÁTICOS.....	84
5 CONCLUSÕES.....	86
5.1 CONCLUSÕES DA PESQUISA.....	86
5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	87
REFERÊNCIAS.....	88
ANEXO 1 - CARGA TÉRMICA DO PAVILHÃO.....	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ventilação local e ventilação geral (CLEZAR; NOGUEIRA, 1999, p.21)	20
Figura 2: Passagem do ar através de duas aberturas verticais (SILVANI, 2005, p. 29)	28
Figura 3: Efeito chaminé - Aberturas para entrada e saída de ar.....	29
Figura 4: Ventilação por ação dos ventos (FROTA E SCHIFFER, 2001, p.128).....	30
Figura 5: Módulos de uma zona de edificação (AWBI, 1995, p. 75).....	34
Figura 6: Curva de variação do coeficiente K_0 , segundo a variação da relação A_e / A_s (FROTA, 1989, p.132)	36
Figura 7: Gráfico para a determinação da vazão total (efeito chaminé + ação dos ventos) (FROTA E SCHIFFER apud SILVANI, 2005, p. 45)	38
Figura 8: Gráfico de incremento de vazão de ar, causado pelo fato das aberturas não serem iguais (SILVANI, 2005, p. 41).....	39
Figura 9: Vista superior do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.60).....	53
Figura 10: Fachada frontal do pavilhão industrial (Silvani, 2005, p.62).....	54
Figura 11: Fachada lateral do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.63).....	55
Figura 12: Corte Transversal do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.61).....	56
Figura 13: Características geométricas do modelo ensaiado.....	57
Figura 14: Modelo do pavilhão industrial em escala 1/100, com as aberturas de entrada e saída do ar.....	58
Figura 15: Exaustor de cumeeira (dimensões em mm): (a) protótipo (curvo); (b) modelo reduzido (poligonal)	58
Figura 16: Fonte de calor.....	59
Figura 17: Multímetros	60
Figura 18: Posição em planta dos sensores de temperatura, no interior do modelo (dimensões em mm)	61
Figura 19: Posição em planta dos sensores de temperatura, na garganta do exaustor, na cumeeira (dimensões em mm).....	61
Figura 20: Posição, em corte, dos sensores de temperatura, no interior do modelo e na garganta do exaustor (dimensões em mm)	62
Figura 21: Vista dos sensores de temperatura dentro do modelo, cabos e suportes.....	62
Figura 22: Conexão dos cabos dos sensores de temperaturas ao PC, com placa conversora A/D	62
Figura 23: Caixa utilizada para calibração dos sensores de temperatura	63
Figura 24: Curva de calibração para um sensor de temperatura.....	63
Figura 25: Equipamento utilizado para calibração dos sensores de temperatura	64
Figura 26: Posições do anemômetro, para medir velocidades de saída do ar	65

Figura 27: Sonda de velocidade e temperatura do anemômetro localizado na saída do exaustor de cumeeira	65
Figura 28: Curva de calibração do anemômetro de fio quente.....	66
Figura 29: Local do ensaio no LAC (UFRGS).....	67
Figura 30: Tempo de estabilização da temperatura no modelo para um sensor da cumeeira, para uma potência de 710W (máxima).....	68
Figura 31: Variação de temperatura do ar externo ao modelo com a fonte de calor no modelo à potência máxima (710W)	69
Figura 32: Alternativas para disposição das aberturas de entrada de ar (em planta) (dimensões em mm)	70
Figura 33: Detalhe do fechamento de algumas aberturas de entrada no modelo, com fita adesiva de alumínio	71
Figura 34: Temperaturas para situação do Ensaio 1 (Aberturas 00, Potência da fonte 360W)	75
Figura 35: Temperaturas para situação do Ensaio 2 (Aberturas 00, Potência da fonte 460W)	75
Figura 36: Figura 35: Temperaturas para situação do Ensaio 3 (Aberturas 00, Potência da fonte 560W).....	76
Figura 37: Temperaturas para situação do Ensaio 4 (Aberturas 00, Potência da fonte 660W)	76
Figura 38: Temperaturas para situação do Ensaio 5 (Aberturas 01, Potência da fonte 660W)	77
Figura 39: Temperaturas para situação do Ensaio 6 (Aberturas 02, Potência da fonte 660W)	77
Figura 40: Temperaturas para situação do Ensaio 7 (Aberturas 03, Potência da fonte 660W)	78
Figura 41: Gradiente de temperatura versus carga térmica	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condições ambientais para trabalhadores.....	23
Tabela 2: Razão de ar por pessoa	26
Tabela 3: Trocas de ar por hora (N)	27
Tabela 4: Características do protótipo e do modelo do pavilhão	57
Tabela 5: Dados das variáveis medidas nos ensaios.....	73
Tabela 6: Resultados dos ensaios	79
Tabela 7: Escalas de potência, gradiente de temperatura e velocidade	81
Tabela 8: Velocidades, vazões e gradientes de temperatura no protótipo, deduzidas dos ensaios	82
Tabela 9: Vazões de ventilação no protótipo, para diferentes relações de A_e/A_s , segundo modelos matemático e experimental	85
Tabela 10: Cálculo da radiação solar incidente sobre as paredes laterais e de oitão.....	94

1 INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

A ventilação nas edificações tem por objetivo principal criar um ambiente interno confortável e saudável. O alvo da ventilação é, então, preservar a qualidade do ar no interior de um ambiente. Em pavilhões industriais, a ventilação visa controlar a temperatura, a distribuição do ar, a umidade e eliminar agentes poluidores do ambiente como gases, vapores, poeiras, fumos, névoa, microrganismos e odores.

A ventilação natural é a primeira opção a ser estudada como agente promotor do conforto térmico no projeto de edificações, já que a movimentação do ar dá-se sem uso de energia elétrica. A movimentação natural do ar faz-se através de aberturas (janelas, portas, lanternins, etc), umas como entrada, outras como saída, que devem estar posicionadas de modo a proporcionar um fluxo de ar adequado ao recinto.

O fluxo de ar que entra ou sai depende basicamente da diferença de pressão do ar entre os ambientes internos e externos. Essa diferença de pressão pode ser causada pela ação do vento, pela diferença de densidade do ar, esta por sua vez, ocasionada pela diferença de temperatura entre o ar interno e externo ou, ainda, da combinação dos dois efeitos. A força dos ventos que promove a movimentação do ar através do ambiente, denomina-se *ação do vento*. A diferença de temperatura provoca o chamado *efeito chaminé*.

1.2 PROBLEMA DE PESQUISA

Quando desejamos projetar, construir, operar ou interpretar um sistema (modelo) para prever o comportamento de outro (protótipos), devemos estabelecer uma relação de transferência entre ambos e suas diversas grandezas. Estudos laboratoriais que ensaiam modelos, em escala reduzida, requerem a aplicação de certos princípios, que permitam relacionar o

comportamento do modelo com o do mundo real – protótipo – e vice-versa, tanto no que diz respeito a aspectos qualitativos como quantitativos. A construção de modelos reduzidos deve então, se fundamentar em condições de semelhança, de modo que todas as relações que as diversas grandezas guardam sejam mantidas. Essas condições de semelhança são normalmente formuladas com relação à geometria, aos materiais e as forças presentes no sistema.

Avaliando a aplicação desses fatores no desenvolvimento do trabalho, surgem os primeiros problemas da pesquisa: *quais são as condições de semelhança que devem ser respeitadas em modelos reduzidos para se preservar as grandezas do protótipo de um pavilhão industrial submetido à ação de ventilação natural causada pelo efeito chaminé?*

E qual a metodologia necessária para o desenvolvimento de ensaios em modelos reduzidos de pavilhões industriais, submetidos à ação de ventilação natural causada pelo efeito chaminé, que inclua as condições de semelhança?

O terceiro problema trata da questão referente à escala: *qual é a influência do efeito de escala (Número de Reynolds, Grashof, Prandtl) sobre as condições de semelhança?*

A bibliografia, que trata do tema ventilação natural, apresentada algumas equações para efetuar o dimensionamento do sistema para esse tipo de ventilação em pavilhões industriais. A aplicação destes modelos, segundo Frota (1989, p. 27) conduz a resultados variados. Evidentemente, os diferentes resultados se devem às hipóteses adotadas pelos modelos teóricos, ou à inadequação do modelo adotado ou proposto. Naturalmente, a confiabilidade dos métodos teóricos será maior se as soluções obtidas, aplicando os mesmos, fossem conferidas a partir de medições *in situ*, ou então, a partir de ensaios de modelos nos quais sejam respeitadas as condições de semelhança relevantes.

Conforme o parágrafo anterior tem-se o quarto problema da pesquisa: *os métodos aproximados de dimensionamento da vazão de ventilação considerando o efeito chaminé são aplicáveis?*

1.3 JUSTIFICATIVA

A ventilação natural é um dos primeiros estudos a serem realizado para proporcionar conforto térmico a um ambiente industrial. As empresas buscam cada vez mais reduzir suas despesas, principalmente no que se refere a custos fixos e operacionais, por isso procuram utilizar sistemas de ventilação que não necessitem do uso de energia elétrica. Outro fator que sempre preocupa é a produtividade dos funcionários. A falta de renovação do ar de um ambiente interno provoca a queda no rendimento no trabalho, principalmente nas estações mais quentes e úmidas, devido ao desconforto térmico, e ainda o organismo humano exposto ao calor, em determinadas situações, pode favorecer o surgimento de uma série de doenças.

Conceitualmente a ventilação natural pode parecer simples, porém seu projeto detalhado pode ser um desafio. O desempenho da ventilação envolve a forma do edifício, seu entorno construído e seu microclima. Conseqüentemente, é necessário usar métodos mais detalhados, que possam fazer um exame de todos estes fatores que a afetam, e fornecer informações mais precisas sobre o fluxo de ar em torno e dentro do edifício analisado. Deste modo, modelos de pequena escala são usados para simular edifícios naturalmente ventilados. Os mesmos são ensaiados em laboratório a fim de se obter dados mais precisos para então se realizar o dimensionamento dos dispositivos que permitirão a ventilação do local. Com um projeto de ventilação bem desenvolvido teremos, então, o cumprimento dos fatores que justificam a ventilação.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

O desenvolvimento desta dissertação, de maneira geral, tem como propósito aprimorar o estado do conhecimento sobre os métodos teóricos e experimentais de projetos de ventilação natural em pavilhões industriais, melhorando assim a confiabilidade dos mesmos.

1.4.2 Objetivos específicos

A partir do objetivo geral podesse citar os seguintes objetivos específicos:

- a) estabelecer as condições de semelhança que devem ser respeitadas na reprodução em escala reduzida da ventilação natural pelo efeito chaminé;
- b) desenvolver uma metodologia de ensaio de ventilação natural causada pelo efeito chaminé, em modelos reduzidos de pavilhões industriais, que inclua os critérios de semelhança;
- c) estabelecer a influência do efeito de escala (Número de Reynolds, Grashof, Prandtl) sobre os resultados de velocidade e vazão em modelos reduzidos.
- d) verificar a aplicabilidade de alguns modelos teóricos simplificados, no projeto de sistemas de ventilação natural em pavilhões industriais, considerando unicamente o efeito chaminé.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O relatório está estruturado em cinco capítulos, além deste capítulo 1 – “Introdução” –, onde são apontados os objetivos, gerais e específicos, e as justificativas, que ressaltam a importância da execução da dissertação.

O capítulo 2 – “Revisão Bibliográfica” –, trás alguns conceitos fundamentais que envolvem a ventilação natural.

No capítulo 3 – “Programa Experimental” –, estão descritos procedimentos, materiais e instrumentos utilizados para concretização da pesquisa.

Capítulo 4 – “Resultados” –, este capítulo apresentará os resultados finais, que traduzem o desenvolvimento do trabalho.

As – “Conclusões” – capítulo 5, que apresentam deduções referentes ao término da pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VENTILAÇÃO

O homem, ao respirar, absorve o oxigênio do ar e expele dióxido de carbono e vapor de água. Expele micróbios de que é portador quando fala, tosse e espirra. Exala odores provenientes da pele ou do vestuário, com maior ou menor intensidade, conforme os hábitos alimentares e higiênicos. Vicia o ar com fumaça proveniente dos cigarros. Transmite ao ar certa quantidade de calor, dependente da intensidade do metabolismo. Expele certa porção de vapor de água, pela transmissão sensível da pele e pela sudação, se for o caso.

Nas fábricas, os processos que envolvem a produção, normalmente poluem o ambiente, pois são acompanhados da emissão de gases nocivos, vapores e poeiras, que modificam a composição e o estado do ar, podendo ser prejudiciais à saúde e bem-estar dos trabalhadores. Em muitos casos, o calor gerado pelos equipamentos é que constitui o fator predominante. Quando não há uma adequada renovação de ar pode ocorrer aumento de temperatura, tornando insuportável o ambiente interno, provocando condições penosas de trabalho, que comprometem o rendimento dos operários.

Manter a saúde e o conforto humano são então duas razões-chaves para fornecer a ventilação nos edifícios. Ventilação é o processo natural ou mecânico de fornecimento e remoção de ar de um recinto fechado. Essa troca, quando causada por condições naturais, é denominada ventilação natural e, quando promovida por equipamentos mecânicos, é denominada mecânica. O objetivo fundamental da ventilação é controlar a pureza do ar, auxiliando também no controle da temperatura e umidade de um ambiente.

A ventilação industrial trata das aplicações da ventilação em ambientes industriais. Segundo Clezar e Nogueira (1999, p. 20), o uso da ventilação industrial tem por objetivo:

- a) controle de contaminantes no ar a níveis aceitáveis;
- b) controle da temperatura, velocidade e umidade do ar para conforto humano;

c) prevenção ao fogo e a explosões.

Ainda de acordo com Clezar e Nogueira (1999, p. 21), a ventilação industrial, pode ser classificada em dois grandes grupos. O primeiro a **ventilação local exaustora (VLE)**, que é realizada por meio de um equipamento captador do contaminante no próprio local de sua formação, não permitindo que se espalhe pelo recinto. É um tipo de ventilação indicada para situações em que são identificados os tipos e o local das fontes geradoras de poluição. O segundo a **ventilação geral diluidora (VGD)**, a qual proporciona a ventilação de um ambiente, de um modo global. É um tipo de ventilação normalmente adotado quando é impossível capturar o contaminante antes do mesmo se espalhar pelo recinto, permitindo dentro de certos limites, o controle da temperatura, da umidade e da velocidade do ar. A Figura 1 apresenta os dois grupos de ventilação industrial.

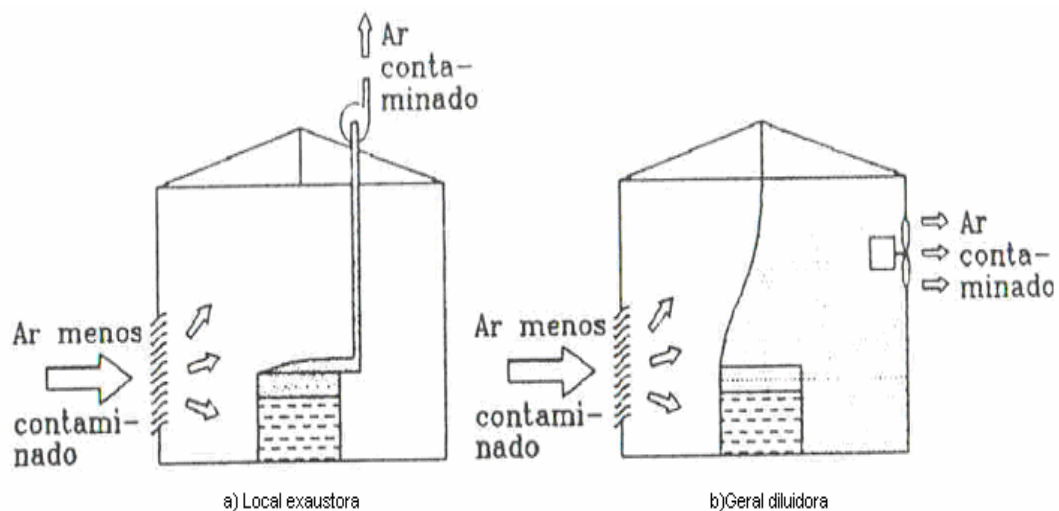


Figura 1: Ventilação local e ventilação geral (CLEZAR; NOGUEIRA, 1999, p.21)

2.2 CONTAMINANTES DO AR

De acordo com Macintyre (1990, p. 4), em recintos onde existam pessoas, as porcentagens em volume da composição do ar, quando a umidade relativa do ar é de 50% e a temperatura de 21°C, é de:

- a) nitrogênio, gases raros, hidrogênio – 78%;
- b) oxigênio – 20,69%;
- c) dióxido de carbono (CO₂) – 0,06%;
- d) vapor de água – 1,25%.

Sob o ponto de vista da ventilação natural, qualquer outra substância presente no ar, cuja concentração ultrapasse certos limites recomendados, ou se sua natureza for nociva ao homem, pode ser chamada de contaminante. Uma redução de oxigênio para 16 a 20% ocasiona dificuldade de respiração. Entre 11 e 16% produz dor de cabeça. Entre 8 a 10%, ânsia de vomito e perda de consciência.

2.3 CONFORTO TÉRMICO

Conforme ASHRAE (2001), conforto térmico é um estado da mente que reflete a satisfação com o ambiente térmico que envolve o ser humano.

O ser humano experimenta sensação de conforto térmico quando perde para o ambiente, sem recorrer a nenhum mecanismo de termorregulação, o calor produzido pelo metabolismo compatível com sua atividade. Nessas condições a capacidade de trabalho do indivíduo são máximas. Se as condições térmicas ambientais causam sensação de frio ou de calor, é porque o organismo está perdendo mais calor ou menos calor, respectivamente, que o necessário para a manutenção da sua temperatura em 37°C (FROTA; SCHIFFER, 1995).

As condições de conforto térmico são funções da atividade desenvolvida pelo indivíduo, da sua vestimenta e das variáveis ambientais (temperatura, umidade e velocidade do ar). Além disso, devem ser consideradas outras variáveis como sexo, idade, biótipo, hábitos alimentares etc. Os índices de conforto térmico tentam englobar, num parâmetro, o efeito conjunto dessas variáveis. Em geral, esses índices são determinados fixando um tipo de atividade e a vestimenta utilizada pelo indivíduo para, a partir daí, relacionar as variáveis ambientais, e reunir, sob a forma de cartas ou nomogramas, as diversas condições ambientais que proporcionam respostas iguais (condição de conforto térmico ou não) por parte dos indivíduos testados.

A ASHRAE apud Frota e Schiffer (1995) considera, para os climas mais quentes da América do Norte, 25°C como temperatura ótima, podendo variar entre 23 e 27°C, sendo esses valores aplicáveis para:

- a) velocidade do ar, 0,5 m/s;
- b) umidade relativa, entre 30 e 70%;
- c) inverno;
- d) vestimenta normal;
- e) pessoa sentada;
- f) ocupação sedentária;
- g) temperatura radiante média igual à temperatura do ar.

Recomenda-se ainda:

- a) aumentar 2°C, para velocidade do ar 0,25 m/s;
- b) reduzir 1°C, para umidade 90%;
- c) no verão, acrescentar 1°C;
- d) para banheiro (ou similar), acrescentar 3 a 5°C;
- e) deduzir até 5°C, para ocupação ativa;
- f) deduzir 3 a 5°C, para áreas de trânsito.

As condições ambientais propostas como adequadas para trabalho leve e pesado numa indústria, segundo o Instituto de Proteção do Trabalhador de Moscou, citado por Baturin (1976, p. 4), podem ser visualizadas na Tabela 1.

Tabela 1: Condições ambientais para trabalhadores

Trabalho Leve			Trabalho Pesado		
Temperatura do ar [°C]	Umidade relativa [%]	Velocidade do ar [m/s]	Temperatura do ar [°C]	Umidade relativa [%]	Velocidade do ar [m/s]
18	40 – 50	≈ 0	13 – 14	40 – 50	≈ 0
20	40 – 50	0,17 – 0,25	18 – 19	40 – 50	0,58 – 0,67
22	40 – 50	0,33 – 0,5	20	40 – 50	1,0 – 1,17
24	40 – 50	0,84 – 1,0	22	40 – 50	1,17 – 1,33
26	80	1,33 – 1,5	24	40 – 50	1,33 – 1,50
28	40 – 50	1,67	24 – 25	80 – 85	> 1,5 – 1,92
28	70	1,75	26	40 – 50	2,0 – 2,16
30 - 32	40 – 50	> 2,0	26	80	2,0 – 2,50
			28	40 – 50	1,17 – 2,34

fonte: Instituto de Proteção do Trabalhador de Moscou apud Baturin, 1976, p. 4

2.4 VENTILAÇÃO GERAL DILUIDORA

Como mostra Silvani (2005, p.24-26), a ventilação geral diluidora atua de maneira a minimizar a concentração do contaminante do ar, por meio de sua diluição. Neste processo, o ar do ambiente de trabalho é substituído por ar externo, de uma maneira global e contínua.

A movimentação do ar, seja por infiltração (movimento do ar não controlado, através de aberturas e frestas existentes), ou por ventilação (deslocamento intencional do ar, através de aberturas específicas e dispositivos para ventilação), poderá ocorrer:

- a) por diferença de pressão, provocada pela ação do vento ou por diferença de temperatura entre o ar externo e interno. Neste caso a ventilação é denominada ventilação natural;
- b) por diferença de pressão, criada pela ação de um ventilador (insuflando ou succionando). Neste caso a ventilação é denominada ventilação forçada ou mecânica.

O principal parâmetro de um projeto de ventilação industrial é a vazão de ar, ou seja, a vazão volumétrica de ar necessária para o ambiente. Ela determina, praticamente, todas as dimensões da instalação de ventilação. O cálculo da vazão de ar externo necessária, Q_e , é feito segundo a finalidade da ventilação:

a) para remoção do calor sensível:

$$Q_e = \frac{q_T}{\rho_e \cdot C_p \cdot \Delta t} \quad (2.1)$$

onde:

Q_e = Vazão de ar, [m³/h];

q_T = $q_i + q_e$ = carga térmica total, [Kcal/h];

q_i = taxa de geração interna de calor devido à pessoas, motores, equipamentos, iluminação, etc., [kcal/h];

q_e = taxa de transferência de calor com o exterior, ganho (+), perda (-), [kcal/h];

ρ_e = massa específica do ar externo, [kg/m³];

C_p = calor específico do ar = 0,24 kcal/kg°C;

Δt = aumento de temperatura do ar, [°C].

b) Para remoção de umidade:

$$Q_e = \frac{G_v}{W_e \cdot \Delta W} \quad (2.2)$$

onde:

Q_e = vazão de ar, [m³/h];

G_v = geração de vapor, [kg/s];

W_e = umidade absoluta do ar externo, [kg_{H2O}/kg_{ar seco}];

ΔW = aumento de umidade absoluta do ar, [kg_{vapor}/kg_{ar seco}].

c) Para aplicações gerais, a vazão do ar externo necessária, Q_e , pode ser calculada por um dos dois critérios abaixo:

- com base no número de trocas de ar por hora (Tabela 3). A vazão do ar externo é obtida por:

$$Q_e = N \cdot \nabla \quad (2.3)$$

onde:

Q_e = vazão de ar, [m³/h];

N = índice de renovação de ar por hora, ou, taxa de renovação de ar por hora, ou número de trocas de ar por hora;

∇ = volume do ambiente, [m³].

- com base na necessidade, requerimento ou razão de ar por pessoa (Tabela 2), para remover odores e fumaça, a vazão do ar externo é obtida por:

$$Q_e = Q_p \cdot N_p \quad (2.4)$$

onde;

Q_e = vazão de ar, [m³/h];

Q_p = necessidade, requerimento ou razão (taxa) de ar por pessoa, [m³/h/pessoa];

N_p = número de pessoas.

Tabela 2: Razão de ar por pessoa

LOCAL	Qp [m ³ /h/pessoa]		CONCENTRAÇÃO DE FUMANTES
	RECOMENDÁVEL	MÍNIMO	
Bancos	17	13	Ocasional
Barbearias	25	17	Considerável
Salões de baile	17	13	Ocasional
Bares	68	42	-
Cassinos – grill – room	45	35	-
Escritórios públicos	25	17	Alguns
Escritórios privados	42	25	Nenhum
Escritórios privados	51	42	Considerável
Estúdios	35	25	Nenhum
Lojas	17	13	Ocasional
Salas de hotéis	51	42	Grande
Residências	35	17	Alguns
Restaurantes	25	20	Considerável
Salas de diretores	85	50	Muito grande
Teatros – cinemas	13	8	Nenhum
Teatros – cinemas	25	17	Alguns
Auditórios	13	8	Nenhum
Auditórios	25	17	Alguns
Salas de aulas	50	40	Nenhum
Salas de reuniões	85	50	Muito grande
Por pessoa (não fumando)	13	8	-
Por pessoa (fumando)	68	42	-

fonte: adaptado de NB-10 apud Clezar e Nogueira, 1999, p.87

Tabela 3: Trocas de ar por hora (N)

SITUAÇÃO	TROCAS DE AR POR HORA - N
Auditórios e salas de reuniões	4-6
Padarias	20-30
Bancos	2-4
Salões de banquete	6-10
Salão de bilhar	6-8
Casas de caldeiras	20-30
Lanchonetes	10-12
Cantinas	4-6
Igrejas	0,5-1
Cinemas e teatros	10-15
Salões de clubes	8-10
Salões de dança	6-8
Salões de tingimento de tecidos	20-30
Salas de máquinas	20-30
Oficinas	6-10
Fundições	20-30
Salas de fornos	30-60
Garagens	6-8
Hospitais, geral	4-6
Cozinhas	10-20
Laboratórios	4-6
Lavatórios	10-15
Lavanderias	20-30
Escritórios	4-6
Salões de pintura	30-60
Câmara escura (fotografia)	10-15
Casa de carnes	6-10
Restaurantes	6-10
Sala de aula	2-3
Residências	1-2
Piscinas internas	20-30
Cabines de passageiros (navios)	10-20
Compartimentos de alimentos (navios)	10-30

fonte: adaptado de Clezar e Nogueira, 1999, p.88

2.5 VENTILAÇÃO NATURAL

A ventilação natural consiste na movimentação (passagem) de ar através de ambiente, sem que haja fornecimento de energia ao escoamento por fontes mecânicas. O ar entra por determinadas aberturas e sai por outras. O fluxo do ar que entra ou sai de um edifício, por ventilação natural, depende da diferença de pressão entre as partes interna e externa e da resistência oferecida ao fluxo pelas aberturas. A movimentação do ar pode ser gerada através do denominado efeito chaminé (convecção natural) e pelo efeito dos ventos, podendo também ocorrer os dois mecanismos simultaneamente.

Em tempo calmo, sem vento, é o efeito chaminé o único responsável pela renovação do ar dos edifícios não dotados de sistemas mecânicos de ventilação. Esse efeito tem sua origem na diferença de temperatura e, por conseguinte, de densidade, entre o ar externo e o ar interno do edifício. A diferença de densidade produz gradientes de pressão com diferentes declividades, na parte externa e interna da edificação, conforme mostra a Figura 2.

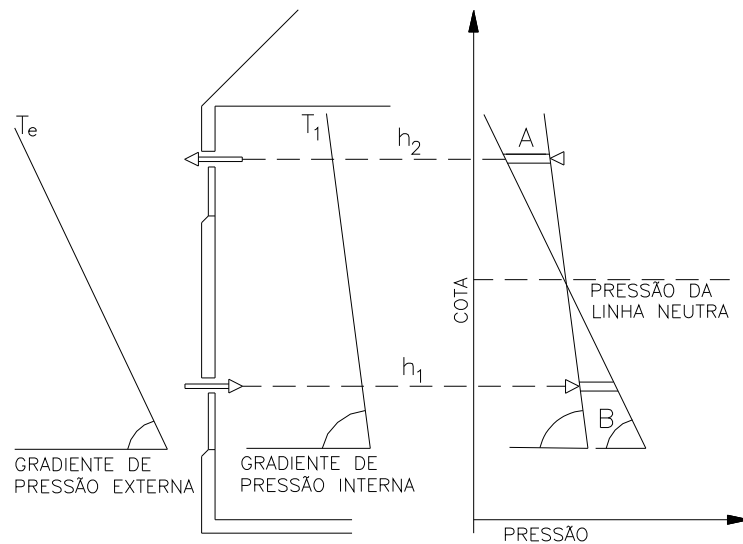


Figura 2: Passagem do ar através de duas aberturas verticais (SILVANI, 2005, p. 29)

Quando a temperatura interna é maior que a externa, o ar externo, mais frio, ingressa na edificação através das aberturas mais baixas e o ar interno, mais quente, sai pelas aberturas mais elevadas (Figura 3). Um fluxo inverso ocorre quando a temperatura interna do ar é mais baixa que a temperatura externa. A denominada zona neutra, (Figura 2), é uma superfície

onde as pressões internas se igualam às externas e, por conseguinte, onde a presença de uma abertura não produz nem entrada ou saída de ar. A ventilação natural por efeito chaminé, nada mais é que o processo da convecção natural ou efeito de tiragem natural. Para qualquer pequeno diferencial de temperatura, que provoca um diferencial de pressão, o efeito chaminé se torna perceptível.

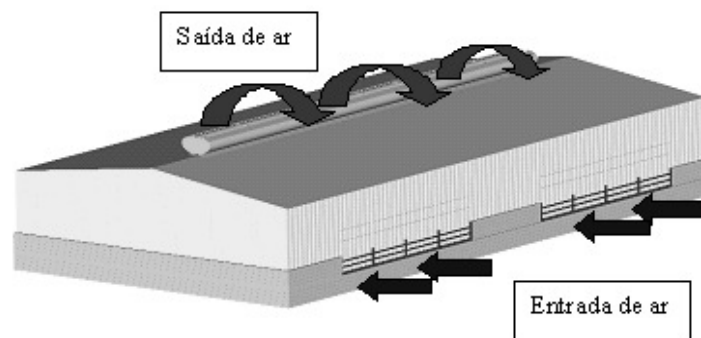


Figura 3: Efeito chaminé - Aberturas para entrada e saída de ar

A ação do vento em um edifício, conforme Toledo (1999) dá origem, na superfície externa do mesmo, a zonas de sobrepressão e subpressão, isto é, pressões maiores ou menores do que a pressão do ar na zona a barlavento, não afetada pela presença da edificação, conforme representado na Figura 4. A distribuição destas zonas e o valor das pressões ou sucções, nos vários pontos de cada uma delas dependem, tanto da forma e dimensões do prédio, como da direção e magnitude do vento incidente. A pressão interna provocada pelo vento depende da distribuição e do valor numérico das pressões ou sucções externas e das áreas e localizações das aberturas. A vazão de entrada ou saída de ar é função da área e da forma da abertura e da diferença de pressão existente entre as duas faces da referida abertura.

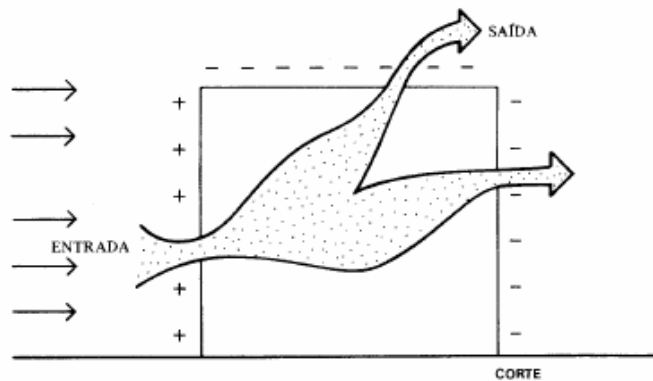


Figura 4: Ventilação por ação dos ventos (FROTA E SCHIFFER, 2001, p.128)

Quando se deseja um sistema de ventilação natural eficiente em uma edificação, Toledo (1999) recomenda a conjugação da ação do vento com o efeito de chaminé. Para que isto ocorra, é fundamental que a configuração do fluxo de ar, no exterior do prédio, originária da ação do vento, isoladamente, e o sentido do escoamento proveniente das diferenças de temperatura, possam se compor, dando a resultante mais favorável ao sistema de ventilação natural.

2.6 PROJETO DA VENTILAÇÃO NATURAL EM PAVILHÕES INDUSTRIAIS

O sistema de ventilação natural é de grande importância quando se trata de galpões industriais, que se destinam às atividades que envolvem grande geração de calor e de outros alteradores da qualidade do ar. Evidentemente, muitas vezes é inviável se pretender a obtenção de condições de conforto térmico em recintos que abrigam fontes térmicas com grande liberação de calor, como aciarias, fundições, fábricas de vidro, entre outros.

Sendo a temperatura um problema em galpões industriais, que se destinam aos processos industriais com grande geração de calor, ou então, no caso de pavilhões localizados em regiões com clima quente, o projeto do sistema de ventilação natural, segundo Frota (1989, p. 8), pode envolver as seguintes etapas:

- a) avaliação dos ganhos e perdas de calor a que o ambiente industrial estará submetido;
- b) determinação da vazão de ventilação requerida para obtenção das condições de conforto térmico ou de desconforto, consideradas como aceitáveis;
- c) dimensionamento do sistema de ventilação natural que proporcione a requerida vazão.

Em 1995, Frota e Schiffer e sugerem a seguinte metodologia para o projeto da ventilação natural em edificações, não especificamente pavilhões industriais:

- a) adotar um padrão arquitetônico que leve em consideração o clima;
- b) orientar corretamente a edificação, de modo a expô-la à menor carga térmica possível;
- c) projetar, quando necessário, um sistema de proteção solar;
- d) escolher materiais com comportamento térmico adequado;
- e) pressupor uma taxa de ventilação (número de renovações por hora);
- f) propor um sistema de aberturas (localização, geometria e dimensões);
- g) testar, aplicando um método de avaliação de desempenho térmico;
- h) verificar se a resposta térmica responde às exigências de conforto térmico, com a aplicação de um Índice de Conforto Térmico confiável;
- i) Caso a resposta seja o enquadramento na Zona de conforto, verificar se o sistema de aberturas proposto está dimensionado para proporcionar, por efeito chaminé, a taxa de ventilação pretendida. Caso tal sistema esteja subdimensionado, projetar novamente as aberturas para melhorar seu desempenho;
- j) Caso a resposta térmica não enquadre na Zona de Conforto indicado pelo Índice, analisar os cálculos realizados, tendo em conta que, se o balanço térmico não está satisfatório se deve: procurar reduzir os ganhos de calor, ou aumentar as perdas, ou reduzir os ganhos e aumentar as perdas simultaneamente.

No dimensionamento do sistema de aberturas, proposto na primeira metodologia, ou na determinação da vazão de ventilação, e, por conseguinte na verificação da taxa de ventilação, indicada na segunda metodologia, podem ser empregados modelos matemáticos ou experimentais.

2.7 CARGA TÉRMICA

A carga térmica é um fator de grande importância em projetos de sistemas de ventilação natural, pois seu conhecimento é necessário para o cálculo da vazão de ar ou taxa de renovação. A carga térmica total, q_T , é dada pela equação,

$$q_T = q_i + q_e \quad (2.5)$$

onde:

q_i = taxa de geração interna de calor devido à pessoas, motores, equipamentos, iluminação, etc, [kcal/h];

q_e = taxa de transferência de calor com o exterior, ganho (+), perda (-), [kcal/h].

As fontes de calor podem ser classificadas segundo Frota e Schiffer (1995), da seguinte forma:

- a) presença humana: o calor gerado pelos ocupantes depende de suas atividades físicas (metabolismo) e do número de pessoas usuárias do ambiente;
- b) sistemas de iluminação artificial: o calor gerado pela iluminação é dissipado por radiação para as superfícies circundantes, por condução através dos materiais adjacentes, e por convecção para o ar. Porém, como a luz também se transforma em calor, depois de absorvida pelos materiais, no caso de iluminação com lâmpadas incandescentes adota-se, como carga térmica, a potência instalada e, para fluorescentes, 125%, o que se refere à potência nominal total, mais 25% referentes aos reatores;
- c) motores e equipamentos: o calor dissipado por motores para o ambiente é função de sua potência e de suas características. Em geral os motores de potência mais baixa têm menor rendimento. No que se refere aos equipamentos, recomenda-se adotar, como calor cedido ao ambiente, cerca de 60% da potência nominal dos aparelhos elétricos;
- d) processos industriais: existem processos industriais que envolvem grandes cargas térmicas, a exemplo de siderurgias, metalurgias, fabricação de vidros, etc;
- e) insolação: o sol, incidindo sobre as paredes do edifício, vai representar, em maior ou menor escala, um ganho de calor. Esse ganho de calor depende da orientação e do tipo de abertura, assim como das suas respectivas proteções solares utilizadas e das características térmicas dos materiais que compõe a edificação.

2.8 MODELOS MATEMÁTICOS

A determinação das vazões de ventilação em um edifício requer o conhecimento dos seguintes parâmetros:

- a) magnitude e direção do vetor velocidade do vento;
- b) temperaturas internas e externas;
- c) a posição e as características geométricas e hidráulicas de todas as aberturas;
- d) a distribuição das pressões exercidas pelo vento na edificação, para a direção em estudo.

Segundo Awbi (1995, p. 74), na prática a determinação precisa de todas essas magnitudes é difícil, quase impossível, razão pela qual, os modelos teóricos adotam diferentes simplificações. Segundo o mesmo autor, três tipos de soluções ou modelos podem ser empregados no cálculo de vazões de ventilação:

- a) métodos empíricos;
- b) métodos teóricos simplificados;
- c) métodos multizonas ou de rede (*network models, zonal models, multi-cells models*).

Os métodos empíricos são procedimentos baseados em dados empíricos e podem ser empregados na estimativa das vazões de ventilação, em edificações que possam ser tratadas como *single-zone building* (casas, edifícios comerciais e industriais pequenos, etc.). Awbi (1995) cita dois métodos que pertencem a esta categoria: o método da ASHRAE (ASHRAE Fundamental Handbook, 1985) e o British Standards method (B.S. 5925, 1980).

Os métodos teóricos simplificados possuem fundamentos teóricos, e, por conseguinte, são mais rigorosos que os empíricos. Mais ainda, demandam menos esforço de cálculo que os multizonas e proporcionam estimativas das vazões de ventilação para edifícios, que possam ser tratados como *single-zone building*. Awbi (1995) descreve dois métodos que pertencem a esta categoria, e que foram testados pelo AIVC (Air Infiltration and Ventilation Centre, Reino Unido): Building Research Establishment (BRE) model e o Lawrence Berkeley Laboratory (LBL) model.

No caso de grandes edificações, por exemplo, a determinação de vazões de ventilação requer uma análise de multizonas ou de rede (*multi-zone network analysis*), já que o escoamento através da superfície externa do edifício é afetado pela resistência ao escoamento nas zonas internas, e vice versa. A rede (Figura 5) está constituída por nós, que representam os ambientes ou zonas da edificação, com conexões que simulam o escoamento entre as zonas para determinadas condições de resistência. As resistências ao escoamento são as portas e janelas (abertas ou fechadas), dutos de ventilação, e as aberturas e frestas existentes nas superfícies das zonas, que provocam infiltração (movimento do ar não controlado). A cada nó da grelha lhe corresponde um valor de pressão, os quais são conhecidos para os nós localizados fora da edificação e devem ser determinados para os internos. Como consequência da não linearidade entre vazão de ventilação e diferença de pressão, as pressões internas somente podem ser calculadas pela resolução iterativa num computador das equações. Como os métodos de rede calculam o escoamento entre as zonas, eles permitem determinar:

- a) as vazões de ventilação entre zonas;
- b) o transporte de contaminantes entre zona, o qual é importante no caso de hospitais e fábricas;
- c) a dispersão do fumaça no caso de incêndio na edificação.

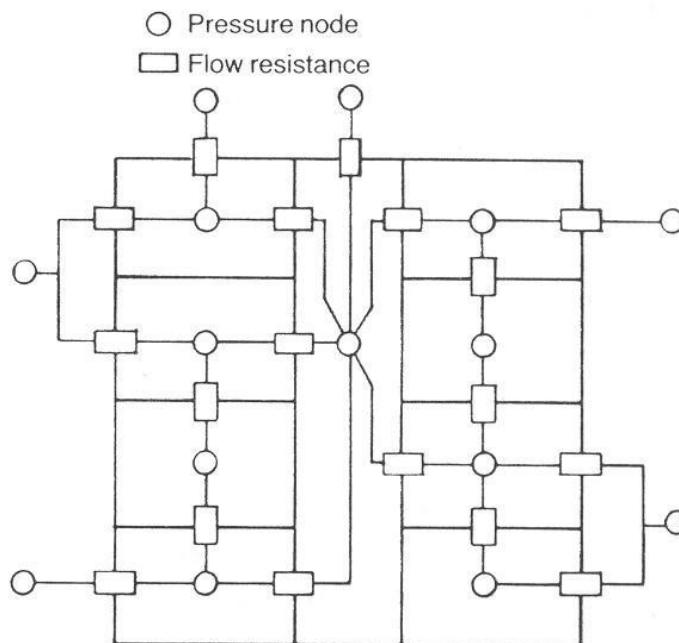


Figura 5: Módulos de uma zona de edificação (AWBI, 1995, p. 75)

Os denominados modelos *computacional fluid dynamics (CFD)*, que integram as equações da Mecânica dos Fluidos, equações de Navier-Stokes, estão mais vinculados com a caracterização do escoamento no interior da edificação. Atualmente existem modelos CFD do escoamento em torno das edificações (escoamento externo), que podem ser empregados na determinação do campo de pressões na superfície externa da edificação, necessário para a modelagem teórica da ventilação. Entretanto, hoje, como num futuro próximo, os resultados de ensaios em túnel de vento são mais confiáveis.

Nos itens seguintes serão apresentados três modelos matemáticos que poderiam ser chamados de modelos teóricos simplificados, segundo a classificação de Awbi (1995, p. 75) (vide acima), e que serão empregados nesta dissertação.

2.8.1 Equação de Baturin (1976)

Baturin apresenta a seguinte equação para o cálculo aproximado da vazão de ar, por efeito chaminé:

$$Q = 0,117 \cdot A \sqrt{h \cdot \Delta t_{avg}} \quad (2.6)$$

onde:

Q = vazão de ar [m^3/s];

A = área de abertura de entrada ou de saída de ar, consideradas iguais [m^2];

h = altura medida entre as aberturas de entrada e de saída [m];

Δt_{avg} = diferença entre a temperatura média do ar interno e a temperatura do ar externo, em [$^{\circ}\text{C}$].

2.8.2 Equações de Frota (FROTA, 1989 e FROTA; SCHIFFER, 1995)

Frota (1989, p. 134) apresenta a seguinte equação para a determinação da vazão de ar, por efeito chaminé:

$$Q = K_o \cdot A \sqrt{h \cdot \Delta t} \quad (2.7)$$

onde:

Q = vazão de ar [m^3/s];

A = área total da abertura de entrada ou de saída, tomada a menor [m^2];

h = distância vertical entre as aberturas de entrada e de saída de ar [m];

Δt = diferença entre a temperatura do ar que sai e do ar que entra no edifício [$^\circ\text{C}$];

K_o = coeficiente que engloba uma série de fatores, como aceleração da gravidade, densidade do ar, perda de carga, mas que será chamado de coeficiente de perda de carga.

A Figura 6 apresenta a variação do coeficiente K_o , segundo a relação $\frac{A_e}{A_s}$ ou $\frac{A_s}{A_e}$.

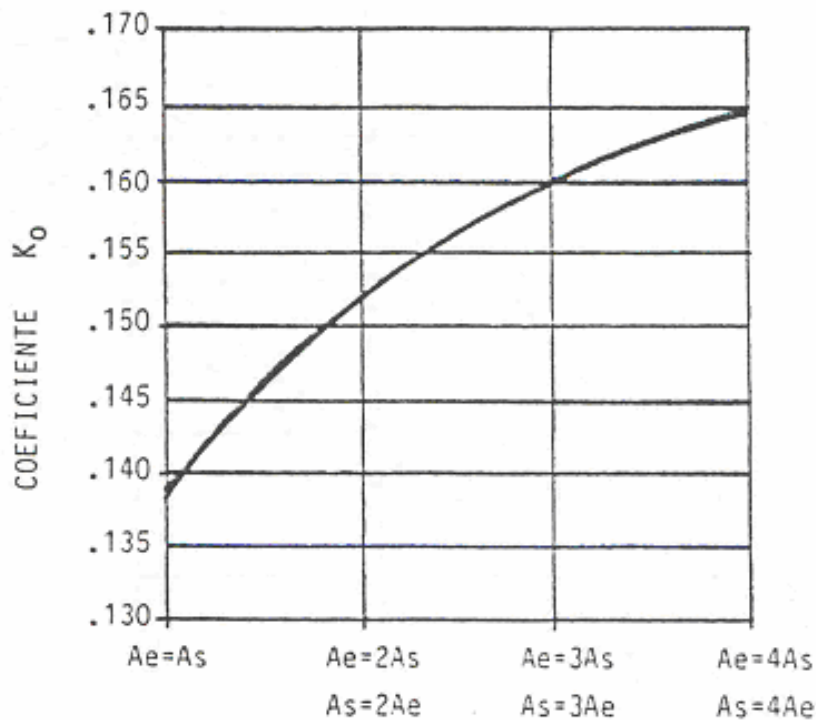


Figura 6: Curva de variação do coeficiente K_o , segundo a variação da relação A_e / A_s (FROTA, 1989, p.132)

Frota e Schiffer (1995), quanto ao efeito dos ventos, sugerem a equação:

$$Q = K \cdot A_{eq} \cdot v \sqrt{(C_e - C_s)} \quad (2.8)$$

onde:

Q = vazão de ar pela ação dos ventos, [m³/s];

K = coeficiente de perda de carga [0,6];

A_{eq} = área equivalente das aberturas, em [m²];

v = velocidade do vento externo resultante, na abertura, [m/s];

C_e = coeficiente de pressão, na abertura de entrada de ar;

C_s = coeficiente de pressão, na abertura de saída de ar.

No que se refere a A_{eq} , será função das áreas das aberturas de entrada e de saída, conforme a equação (2.9).

$$\frac{1}{A_{eq}^2} = \frac{1}{A_e^2} + \frac{1}{A_s^2} \quad (2.9)$$

A_e = área das aberturas de entrada de ar, em [m²];

A_s = área das aberturas de saída de ar, [m²];

No caso de o vento não ser normal às fachadas da edificação:

$$v = v_0 \cdot \cos \theta \quad (2.10)$$

sendo:

v_0 = velocidade do vento externo [m/s];

θ = ângulo de incidência do vento, em relação à normal da fachada.

Frota e Schiffer (1995, p. 45), quanto à ventilação por efeito simultâneo do vento e chaminé, recomenda o emprego do gráfico da Figura 7.

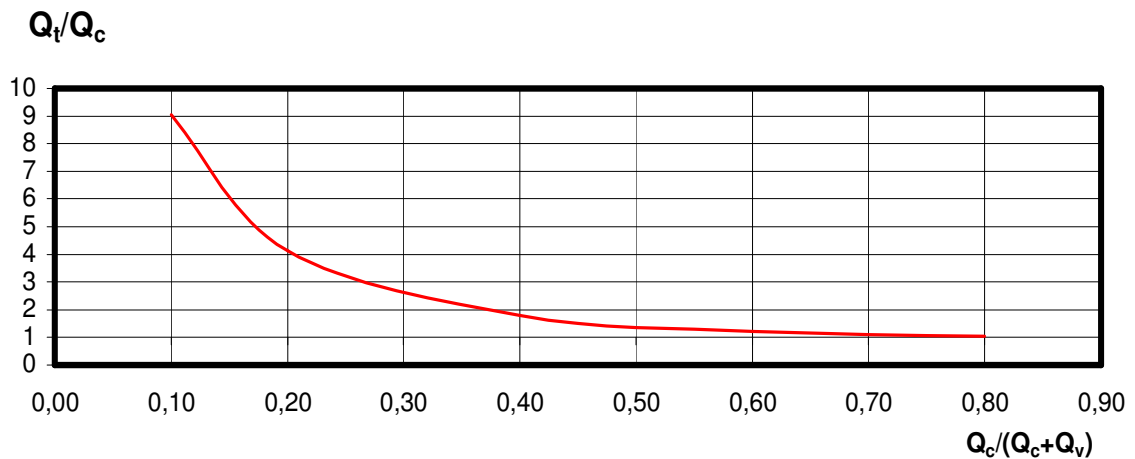


Figura 7: Gráfico para a determinação da vazão total (efeito chaminé + ação dos ventos) (FROTA E SCHIFFER apud SILVANI, 2005, p. 45)

2.8.3 Equações Silvani (2005)

A autora sugere a seguinte fórmula para determinação da vazão de ar nas aberturas de entrada, por efeito chaminé:

$$Q_{e,c} = 1,91 \cdot A_e \sqrt{h \frac{\Delta t_{avg}}{(t_e + 273)}} \sqrt{\frac{2A_s^2}{A_e^2 + A_s^2}} \quad (2.11)$$

onde:

$Q_{e,c}$ = vazão de entrada de ar [m³/s];

A_e = área das aberturas de entrada de ar, considerando isoladamente o efeito chaminé [m²];

A_s = área das aberturas de saída de ar, considerando isoladamente o efeito chaminé [m²];

h = distância vertical entre as aberturas de entrada e de saída de ar [m];

Δt_{avg} = diferença de temperatura entre o ar interno e externo [°C];

t_e = temperatura do ar externo [°C].

A equação anterior indica que, quando as áreas das aberturas não são iguais se produz um incremento de vazão, em relação à condição $A_e=A_s$, conforme é indicado na Figura 8.

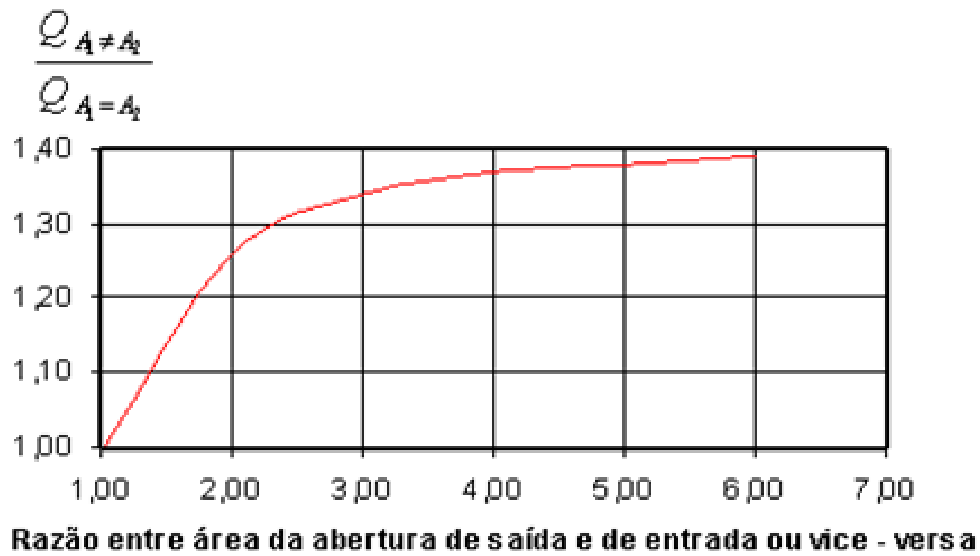


Figura 8: Gráfico de incremento de vazão de ar, causado pelo fato das aberturas não serem iguais (SILVANI, 2005, p. 41)

Para a determinação da vazão de ar nas aberturas de entrada, por efeito do vento:

$$Q_{e,v} = 0,61 \cdot V \sqrt{cpe_e - cpe_s} \sqrt{\frac{A_e^2 \cdot A_s^2}{A_e^2 + A_s^2}} \quad (2.12)$$

onde:

V = velocidade do vento não perturbado, na cota de referência [m/s];

A_e = área das aberturas de entrada de ar, considerando isoladamente o efeito do vento [m²];

A_s = área das aberturas de saída de ar, considerando isoladamente o efeito do vento [m²];

cpe_e = coeficiente de pressão ponderado, nas aberturas de entrada de ar, considerando isoladamente o efeito do vento;

cpe_s = coeficiente de pressão ponderado, nas aberturas de saída de ar, considerando isoladamente o efeito do vento.

Para a determinação da vazão total de ar nas aberturas de entrada, por efeito chaminé e efeito do vento (vide Figura 7):

$$Q_{e,t} = Q_{e,c} \sqrt{1 + \left(\frac{Q_{e,v}}{Q_{e,c}} \right)^2} \quad (2.13)$$

Observar que na aplicação das equações (2.11) e (2.12), a definição das aberturas de entrada e saída de ar deve ser feita considerando isoladamente cada efeito.

Para determinar a área necessária das aberturas de entrada ou saída de ar, supostas iguais, considerando o efeito chaminé isoladamente, apresenta-se a seguinte equação:

$$A = \frac{Q_e}{1,91 \sqrt{h \frac{\Delta t_{avg}}{(t_e + 273)}}} \quad (2.14)$$

2.9 TEORIA DA SEMELHANÇA E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

A teoria de semelhança é o conjunto dos princípios a serem obedecidos a fim de projetar, construir, operar (ensaiar) e interpretar os sistemas (modelos), a partir dos quais se deseja prever o comportamento de outros sistemas (protótipos). Tal teoria, segundo Motta (1972, p. 13), comporta dois outros objetivos:

- a) estabelecer as relações de transferência entre modelo e protótipo;
- b) estabelecer o tipo de relação entre as diversas grandezas intervenientes em qualquer fenômeno físico, a fim de poder pesquisar sistematicamente os dados mais significativos.

O estudo laboratorial, através de simulações e de modelos em escala reduzida requer a aplicação da teoria da semelhança, que permite relacionar o comportamento do modelo com o da escala real – protótipo – e vice-versa, tanto no que diz respeito a aspectos qualitativos, como quantitativos.

A teoria da semelhança ensina que:

- a) os fenômenos físicos semelhantes tem critérios de semelhança (grupos adimensionais ou números) idênticos;
- b) qualquer relação entre as variáveis que intervém num fenômeno físico pode ser representada em função dos critérios de semelhança;
- c) são considerados semelhantes os fenômenos físicos cujas condições de contorno são semelhantes e cujos critérios de semelhança são numericamente idênticos.

A teoria de semelhança demonstra que nos ensaios dos modelos é necessário medir todas as variáveis ou grandezas que participam dos critérios de semelhança (números) e que os resultados de ensaios devem ser expressos em forma adimensional (números).

Os resultados de ensaio podem ser aplicados a fenômenos semelhantes, ou seja, a outros fenômenos, cujas condições de contorno sejam análogas, sempre e quando, os grupos adimensionais (critérios de semelhança), que se formem com as variáveis que definem as condições de contorno, tenham o mesmo valor numérico.

As condições de contorno, que devem ser reproduzidas no modelo, para o caso de ensaios relativos à ventilação natural, são as seguintes:

- a) forma geométrica;
- b) disposição e forma das aberturas destinadas à entrada de ar;
- c) características do ar de admissão, quanto à velocidade e temperatura;
- d) disposição e forma das aberturas destinadas à saída do ar;
- e) características do ar que sai do edifício, quanto à velocidade e temperatura;
- f) semelhança relativa aos parâmetros físicos do ar, como densidade, viscosidade condutibilidade térmica, calor específico;
- g) características da fonte de calor quanto à distribuição, forma, temperatura e velocidade de produção.

2.9.1. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Baturin (1976)

Os critérios de semelhança relativos ao movimento dos fluidos viscosos são:

- a) Número de Reynolds, que relaciona as forças de inércia com as de viscosidade;

$$Re = \frac{U \cdot l}{\nu} \quad (2.15)$$

- b) Número de Froude, que relaciona as forças de inércia com as gravitacionais;

$$Fr = \frac{g \cdot l}{v^2} \quad (2.16)$$

c) Número de Arquimedes, que relaciona as forças de inércia com as forças de empuxo;

$$Ar = Fr \frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{g \cdot l}{v^2} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{g \cdot l \cdot \Delta t \cdot \beta}{v^2} = \frac{g \cdot l \cdot \Delta t}{v^2 \cdot T} \quad (2.17)$$

d) Número de Euler, que relaciona a pressão com as forças de inércia.

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (2.18)$$

Para simular os movimentos naturais do ar, transforma-se o critério de Arquimedes (Ar), para que não contenha a velocidade sob forma explícita, através da multiplicação de Ar por Re^2 , obtendo-se o critério de Grashof, que relaciona as forças de empuxo com as devidas à viscosidade:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta t}{v^2 \cdot T} = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{v^2} \quad (2.19)$$

Para que os sistemas, semelhantes geométrica e mecanicamente, sejam também semelhantes desde o ponto de vista térmico devem ser respeitados os seguintes critérios:

e) Número de Prandtl, que caracteriza as propriedades físicas de um fluido, sendo que para o ar $Pr \cong 0,73$;

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.20)$$

f) Número de Péclet;

$$Pe = \frac{v \cdot l}{\alpha} = Re \cdot Pr \quad (2.21)$$

g) Número de Nusselt, que caracteriza as condições de semelhança para a transmissão de calor na superfície de contato entre um sólido e um fluido.

$$Nu = \frac{h_c \cdot l}{k} \quad (2.22)$$

Os símbolos utilizados nestas equações têm os seguintes significados:

U = velocidade [m/s];

l = dimensão característica [m];

ν = viscosidade cinemática [m²/s];

$\rho = \frac{\gamma}{g}$ = massa específica [kg.s²/m⁴];

γ = peso específico [kg/m³];

g = aceleração da gravidade [9,81m/s²];

$\Delta t = t_2 - t_1$ = diferença de temperatura entre dois pontos [°C];

$T_1 = 273 + t_1$ = temperatura absoluta [K, escala de Kelvin];

$\beta = \frac{1}{T_1}$ = coeficiente de dilatação térmica [1/ K];

Δp = diferença de pressão entre dois pontos [kg/m²];

$\alpha = \frac{C}{c_p \cdot \gamma}$ = difusividade térmica [m²/h];

C = condutibilidade térmica [Kcal/m.h.°C];

c_p = calor específico à pressão constante [Kcal/kg.°C];

h_c = coeficiente de transmissão de calor por convecção [Kcal/m².h.°C].

Para reproduzir a ventilação natural, por efeito chaminé, é suficiente respeitar a semelhança geométrica nas dimensões da edificação e das fontes de calor e trabalhar no âmbito $2 \cdot 10^7 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^{13}$ assegurando assim, a semelhança dos mecanismos de convecção. A semelhança advinda do estado estacionário, relativo tanto ao processo de laboratório, quanto ao caso real, garante que o número de Arquimedes (Ar) terá o mesmo valor nas duas situações, com o que, as fórmulas para a conversão dos dados obtidos no modelo em dados reais são:

a) para a velocidade do ar;

$$U_p = U_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m} \right)^{1/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m} \right)^{1/2} \left(\frac{T_m}{T_p} \right)^{1/2} \quad (2.23)$$

onde o subíndice m se refere ao modelo e o subíndice p ao protótipo.

b) para a vazão ou fluxo de ar;

$$Q_p = Q_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{5/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m}\right)^{1/2} \left(\frac{T_m}{T_p}\right)^{1/2} \quad (2.24)$$

c) para a carga térmica ou calor produzido;

$$H_p = H_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{5/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m}\right)^{3/2} \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_m}\right)^{1/2} \quad (2.25)$$

Mas, como as razões T_m/T_p , entre as temperaturas absolutas, e γ_p/γ_m , entre os pesos específicos tem valores próximos à unidade, essas fórmulas podem ser reduzidas da seguinte forma:

d) para a velocidade do ar;

$$U_p = U_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{1/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m}\right)^{1/2} \quad (2.26)$$

e) para a vazão ou fluxo de ar;

$$Q_p = Q_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{5/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m}\right)^{1/2} \quad (2.27)$$

f) para a carga térmica ou calor produzido;

$$H_p = H_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{5/2} \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta T_m}\right)^{3/2} \quad (2.28)$$

Quando se considera que gradientes de temperatura Δt , em pontos correspondentes entre o ar que sai do recinto e o ar exterior são os mesmos no modelo e na realidade, então as fórmulas se simplificam ainda mais:

a) para a velocidade do ar;

$$U_p = U_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m}\right)^{1/2} \quad (2.29)$$

b) para a vazão ou fluxo de ar;

$$Q_p = Q_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m} \right)^{5/2} \quad (2.30)$$

c) para a carga térmica dissipada;

$$H_p = H_m \cdot \left(\frac{l_p}{l_m} \right)^{5/2} \quad (2.31)$$

No caso de ventilação por efeito chaminé combinado com o efeito do vento é necessário que o valor do critério de Arquimedes do modelo seja o mesmo que o em condições reais ($Ar_p = Ar_m$). A velocidade do ar durante os ensaios é deduzida a partir da igualdade anterior.

Se durante os ensaios forem feitas medições de velocidades, então deve-se considerar que estas no modelo são aproximadamente $\lambda(l)^{1/2} = (l_p/l_m)^{1/2}$ vezes menor que no protótipo, e ainda, as medições com anemômetro de fio quente são confiáveis para velocidades maiores ou iguais a 0,1m/s. Pelo anterior, $\lambda(l)$, escala geométrica, deve ser preferentemente inferior a 50. Se $\lambda(l)$ for igual a 50 as velocidades no modelo serão aproximadamente 1/7 das velocidades no protótipo. Se for necessário escolher $\lambda(l)$ superior a 50, então, a relação entre gradientes de temperatura $\Delta t_m / \Delta t_p$ deve ser maior que 1, normalmente:

$$1 \leq \frac{\Delta t_m}{\Delta t_p} \leq 3 \quad (2.32)$$

De um modo geral, para reproduzir a ventilação natural num modelo reduzido deve-se verificar que $Gr.Pr > 2.10^7$ e o escoamento deve ser independente de Reynolds, para o qual o movimento do ar deve ser turbulento ($Re > 5000-8000$).

2.9.2. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Hassid e Poreh (1982)

Considerando uma grande fonte de calor dentro de uma edificação industrial, a movimentação do ar e a transferência de calor é função dos seguintes parâmetros:

- a) H = carga térmica (potência) gerada pela fonte de calor interna;
- b) l = comprimento característico do edifício, como por exemplo, sua altura;
- c) ρ = massa específica do ar ambiente;
- d) T = temperatura do ar ambiente;
- e) c_p = calor específico do ar, a pressão constante;
- f) U = velocidade característica do campo de velocidades;
- g) ν = viscosidade cinemática do ar;
- h) α = difusividade térmica molecular do ar;
- i) e ainda outros parâmetros que definem as características do vento.

A partir da lista de variáveis indicadas anteriormente e de considerações dimensionais, podem ser deduzidos os seguintes critérios de semelhança (adimensionais) relativos a problemas de ventilação natural:

$$\frac{\Delta T}{T}; \frac{H}{\rho \cdot c_p \cdot T \cdot U \cdot l^2}; \frac{U^2}{c_p \cdot T}; \frac{l}{Fr}; Re; Pr$$

onde Re corresponde ao número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl e Fr é o número de Froude.

Para que exista uma completa similaridade entre modelo e protótipo, o valor numérico de todos os adimensionais deve se igual, tanto no modelo, como no protótipo. Porém o efeito de algum desses adimensionais podem ser desconsiderados.

Quando o número de Reynolds é suficientemente grande ($Re > Re_{mínimo}$) o escoamento será turbulento e, por conseguinte, independente do número de Reynolds. O efeito do número de Prandtl é também desprezível, já que o escoamento é turbulento e seu valor é o mesmo no modelo e no protótipo. O termo $U^2 / c_p T$, razão entre a energia cinética e a energia termal do ar, é significativo somente quando o número de Mach é grande (CAMBER apud HASSID; POREH, 1982, p. 560). Deste modo temos:

$$\frac{\Delta T}{T}; \frac{H}{\rho \cdot c_p \cdot T \cdot U \cdot l^2}; \frac{l}{Fr}$$

Simulações que satisfazem esses critérios de semelhança, ou seja, onde $(\Delta T/T)_m = (\Delta T/T)_p$ são chamadas de simulações exatas.

Para pequenos valores da relação $\Delta T/T$, os critérios de semelhança (adimensionais), relativos a problemas de ventilação natural, podem ser escritos como:

$$\frac{H}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot U \cdot l^2}, \frac{l}{Ar}$$

Simulações que satisfazem esses critérios de semelhança, e onde $(\Delta T/T)_m \neq (\Delta T/T)_p$ são chamadas de simulações aproximadas.

A relaxação da condição de semelhança $(\Delta T/T)_m = (\Delta T/T)_p$, nas simulações aproximadas é favorável por dois aspectos. Quando se emprega ΔT maior no modelo que no protótipo, a velocidade no modelo, e, por conseguinte o seu Re se tornam maiores. Em muitas oportunidades, essa é a única estratégia para satisfazer a condição $Re > Re_{mínimo}$. Por outro lado, as diferenças de temperaturas maiores no modelo são mais fáceis de medir.

Uma exigência para qualquer simulação, seja ela exata ou aproximada, é a independência com relação ao número de Reynolds. Existem evidências que para $Re > 4.10^4$, o efeito do número de Reynolds, para o fluxo externo a uma edificação com arestas vivas, é pequeno. Medidas de velocidade e turbulência, dentro do modelo de uma casa, sugerem que o anterior também é válido para escoamentos internos. O escoamento através de uma abertura, semelhante ao de um jato, assim como o escoamento devido à convecção natural, tornam-se independentes do Re , a valores ainda mais baixos que o indicado acima.

Segundo Poreh e Hassid (1980. p. 563), quando o produto de $Gr Pr < 10^8$, o escoamento é laminar.

2.9.3. Teoria de semelhança aplicada a problemas de ventilação natural, segundo Carey e Etheridge (1999) e Etheridge e Sandberg (1996)

As exigências de similaridade, para a medição de vazões de ventilação (por efeito chaminé, por efeito dos ventos, ou então, por efeito chaminé mais efeito dos ventos), podem ser

expressas em termos de parâmetros adimensionais, os números de Reynolds (Re) e de Arquimedes (Ar), e de condições de contorno.

Dois são os números de Reynolds relevantes: o número de Reynolds das aberturas (Re_o), e do edifício (Re_b).

$$Re_o = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad (2.33)$$

onde:

u = velocidade média do ar, através da abertura;

d = diâmetro da abertura, em [m];

ν = viscosidade cinemática do ar, em [m²/s].

$$Re_b = \frac{U \cdot H}{\nu} \quad (2.34)$$

onde:

U = velocidade de referência (velocidade do vento), em [m/s];

H = altura de referência (altura da edificação), em [m].

O número de Arquimedes pode ser definido por:

$$Ar = \frac{\Delta\rho \cdot gh}{\rho_a U^2} \quad (2.35)$$

onde:

ρ = massa específica, em [kg/m³];

ρ_a = massa específica média, em [kg/m³];

g = aceleração da gravidade [9,81m/s²];

h = altura de referência, em [m].

Os requerimentos de similaridade, para todos os casos (ventilação por efeito chaminé, por efeito dos ventos, ou então, por efeito chaminé mais efeito dos ventos), são:

(i) similaridade geométrica do edifício e das aberturas;

(ii) o uso de aberturas com ângulos vivos (*sharp-edged openings*), apresenta um número de Reynolds da abertura, sobre o qual o coeficiente de descarga da abertura é independente do valor de Re_o .

Para o caso de ventilação natural pelo **efeito do vento**, as exigências são:

(iii) alcançar o Re_b crítico, da ordem de 1,5 a $2,5 \cdot 10^4$, acima do qual o escoamento externo à edificação torna-se independente do número de Reynolds;

(iv) simulação do entorno da edificação;

(v) alcançar o número de Reynolds crítico das aberturas (Re_o crítico), maior que 150.

No caso de ventilação natural pelo **efeito chaminé** as condições que devem ser respeitadas são: (i), (ii), (v) se a aproximação de Boussinesq for válida, ou seja, quando $\Delta T/T < 0,25$ a $0,40$. Se não for válida a aproximação de Boussinesq, introduz-se uma exigência adicional, além das citadas acima:

(vi) $(\Delta T/T)_m = (\Delta T/T)_p$.

Se a aproximação de Boussinesq for válida, é permissível usar valores mais elevados $\Delta T/T$ no modelo. Isto é particularmente importante quando atuam, simultaneamente, o efeito chaminé e o efeito do vento.

No caso de ventilação pelo **efeito chaminé e do vento combinados** introduz-se uma exigência adicional, além das citadas acima:

(vii) alcançar o número de Arquimedes do protótipo, ou seja, atingir no modelo a mesma relação entre as forças geradas pelo efeito chaminé e o vento, que no mundo real.

O problema que surge do requerimento anterior é que atingir o número de Arquimedes do protótipo exige ensaiar com velocidades do vento baixas, o qual é conflitante com o requerimento de trabalhar com elevados Reynolds. Isto pode ser superado usando uma diferença mais elevada da temperatura no modelo, ou seja, invocando a aproximação de Boussinesq.

Resumindo, a escala geométrica do modelo reduzido e a velocidade do vento no ensaio devem ser escolhidas da maneira tal que os Reynolds críticos sejam ultrapassados. Para ventilação

por efeito chaminé e do vento combinados o ΔT e a velocidade do vento U devem ser selecionados para atingir a Arquimedes do protótipo, mantendo $\Delta T/T$ o menor possível.

A aproximação de Boussinesq diz que as diferenças de massa específica podem ser desprezadas na equação de continuidade (equação de conservação de massa). Em outras palavras, a aproximação de Boussinesq significa que o efeito de ΔT é unicamente gerar forças de convecção (buoyancy forces) e que o efeito da diferença de temperatura, na equação de movimento e na equação de continuidade, é desprezível. Quando $\Delta T/T$ é pequeno, não maior a 0,25-0,40, o erro associado à aproximação é aceitável (<15%). Quando ΔT é muito grande a aproximação não é válida no protótipo. Esta situação é pouco provável na prática, exceto em situações extremas, como no caso de fogo.

No desenvolvimento anterior é aceita a hipótese de que não é necessário simular o escoamento dentro do modelo e que o ar é artificialmente misturado para atingir uma temperatura interna uniforme. A hipótese da temperatura interna uniforme é também empregada nos protótipos, quando são realizadas medições de vazões de ventilação empregando a técnica dos gases traçadores.

Quando o objetivo do ensaio do modelo reduzido for simular o escoamento interno, ou seja, dentro do modelo, os requerimentos para atingir similaridade são bem mais difíceis de serem atingidos, se o efeito chaminé for um dos promotores da ventilação natural. Isto se deve à dificuldade de atingir similaridade no campo de temperaturas.

3 PROGRAMA EXPERIMENTAL

3.1 METODOLOGIA

Nesta pesquisa foi adotada a seguinte metodologia:

- a) escolha de um pavilhão industrial a ser modelado, bem como o levantamento da sua carga térmica;
- b) construção de um modelo reduzido do pavilhão industrial, em escala 1:100;
- c) ensaio do modelo reduzido, para diferentes potências da fonte de calor, distribuição e área das aberturas, com medição de velocidades e temperaturas do ar;
- d) aplicação dos modelos teóricos aproximados ao pavilhão em estudo, para condições semelhantes aos ensaios com o modelo reduzido;
- e) processamento e análise dos dados dos ensaios, da aplicação dos modelos teóricos, de maneira que seja possível avaliar:
 - as condições de semelhança, que devem ser respeitadas na reprodução em escala reduzida, da ventilação natural pelo efeito chaminé;
 - a influência do efeito de escala (Número de Reynolds) sobre os resultados de velocidade e vazão em modelos reduzidos;
 - a aplicabilidade de modelos teóricos simplificados no projeto de sistemas de ventilação natural em pavilhões industriais, considerando unicamente o efeito chaminé.

3.2 CARACTERÍSTICAS DO PROTÓTIPO

O protótipo adotado para os ensaios é o empregado por Silvani (2005), na sua dissertação de mestrado intitulada: “Subsídios para o projeto da ventilação natural em pavilhões industriais”. Trata-se de um galpão industrial, localizado na cidade de Passo Fundo – Rio Grande do Sul, Brasil, a ser empregado na injeção de alumínio em carcaças e rotores elétricos, com as seguintes dimensões: 50m de largura, 100m de comprimento e 8m de pé-direito livre (desnível entre o piso e a face inferior da viga de cobertura).

As Figuras 9 a 12 apresentam uma vista superior do pavilhão bem como fachada frontal e lateral e ainda, um corte transversal. As dimensões são representadas em milímetros [mm].

As aberturas de entrada e saída de ar foram distribuídas como segue:

a) aberturas para entradas de ar:

- laterais de 100 metros: 84m^2 de área de passagem de ar, para cada lateral, totalizando 168m^2 , através de uma abertura de 1m de altura, localizadas a 1,0m do nível do piso acabado;
- oitões de 50 metros: 45m^2 de área de passagem de ar para cada oitão, totalizando 90m^2 , através de uma abertura de 1m de altura, localizadas a 1,0m acima do nível do piso acabado;
- área total das aberturas de entrada de ar igual a 258m^2 .

b) aberturas para saída de ar:

- exaustor natural de cumeeira, com abertura de garganta de 1,50m e comprimento de 86m, totalizando uma área de passagem de ar de 129m^2 .

Observa-se que, no protótipo adotado por Silvani (2005), a área total das aberturas de ingresso de ar (nas laterais de 100m e nos oitões de 50m) é 129m^2 , igual à área total das aberturas de saída do ar.

A determinação da carga térmica total do pavilhão, igual a $1.525.327,05\text{Kcal/h}$ ($1.772.430,03\text{W}$) é apresentada no Anexo 1, seguindo as diretrizes de Silvani (2005, p 124).

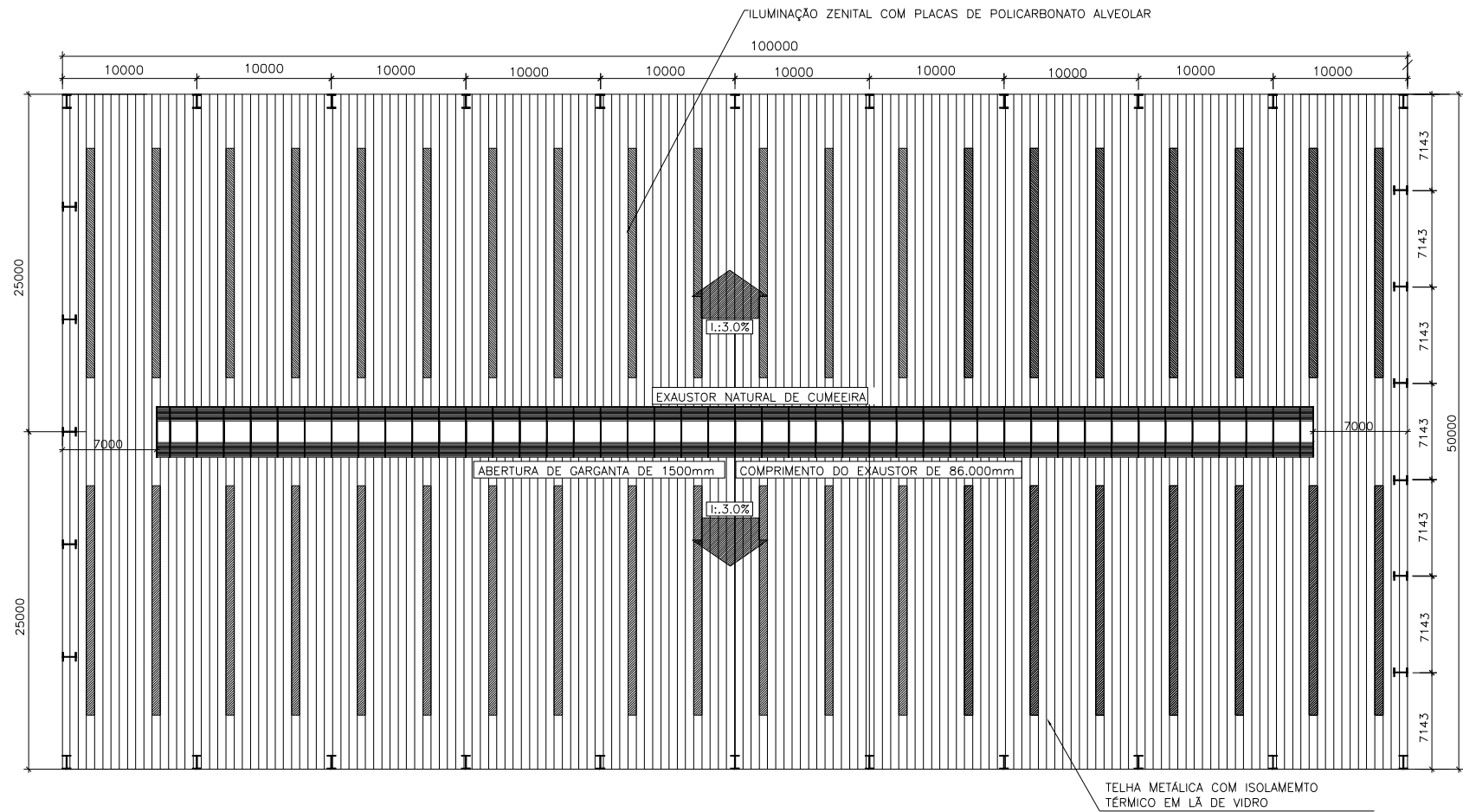


Figura 9: Vista superior do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.60)

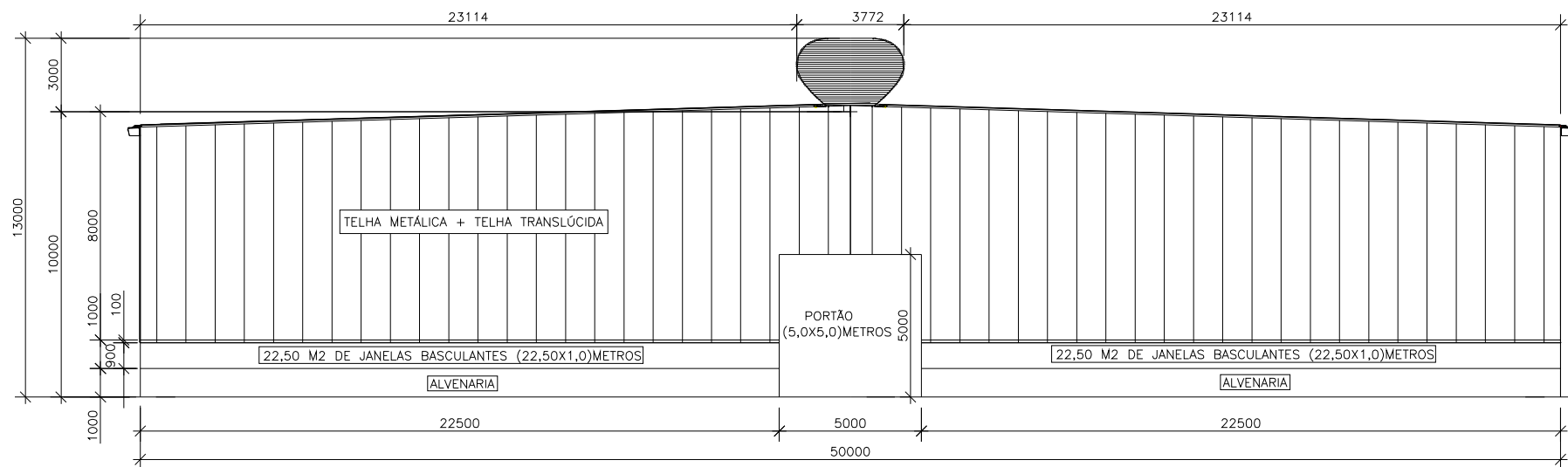


Figura 10: Fachada frontal do pavilhão industrial (Silvani, 2005, p.62)

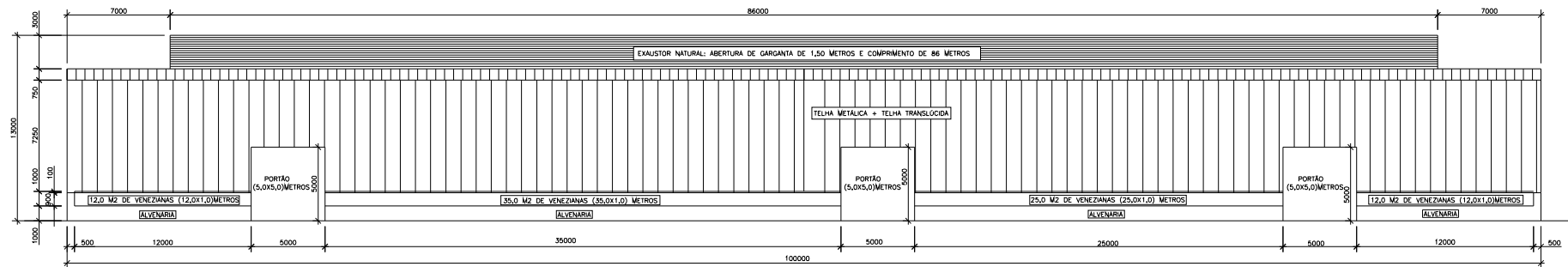


Figura 11: Fachada lateral do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.63)

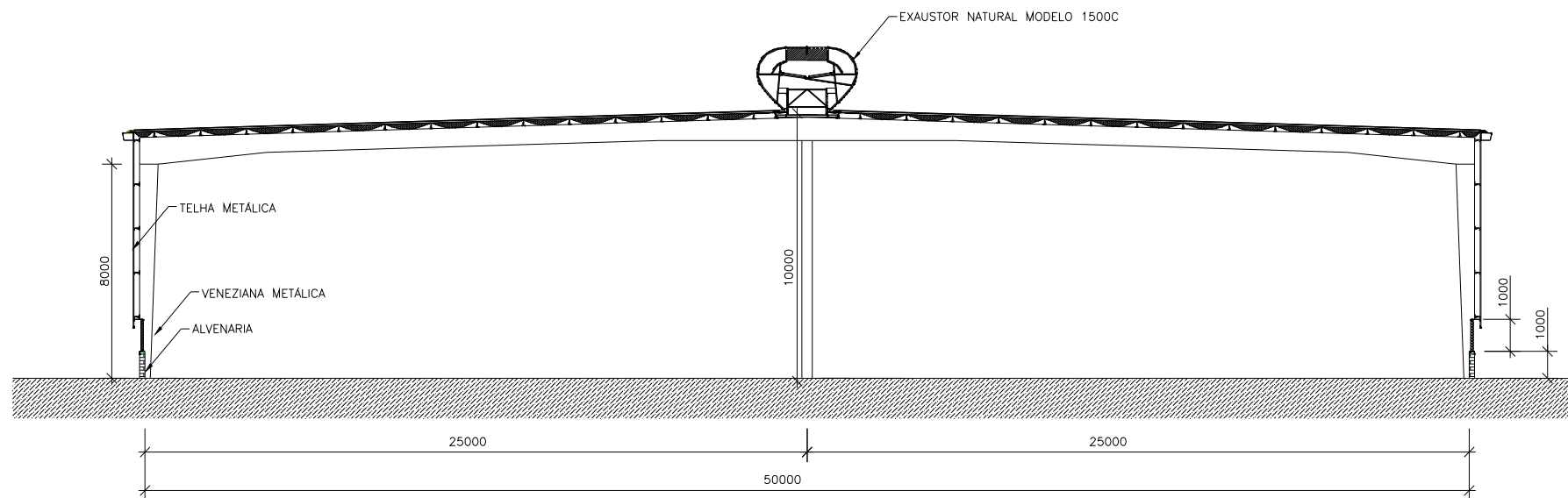


Figura 12: Corte Transversal do pavilhão industrial (SILVANI, 2005, p.61)

3.3 MODELO ENSAIADO

O modelo, do pavilhão industrial analisado, construído em escala geométrica 1:100, possui as dimensões apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4: Características do protótipo e do modelo do pavilhão

Dimensão	Protótipo [m]	Modelo [m]
Largura (a)	50	0,5
Comprimento (b)	100	1
Pé-direito livre (h_1)	8	0,08
Altura total – nível da cumeeira (h_2)	10	0,1
Altura total – nível superior do lanternim (h_t)	13	0,13

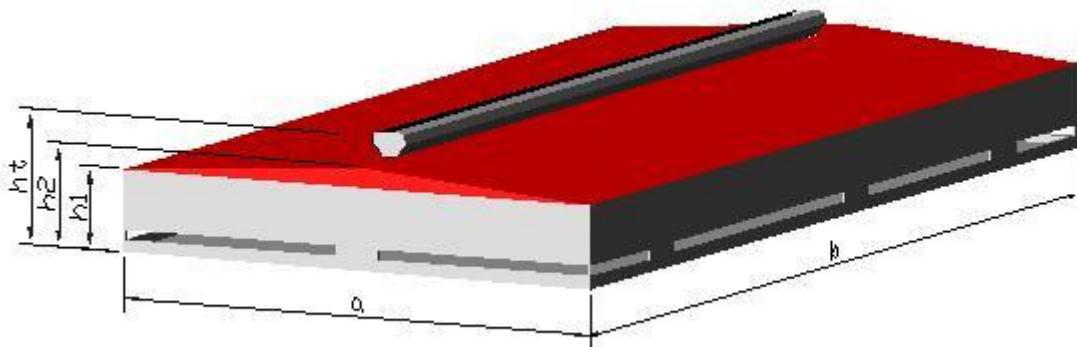


Figura 13: Características geométricas do modelo ensaiado

O material escolhido para confecção do modelo (Figura 14) foi madeira, por ter baixa condutibilidade térmica, não dissipando o calor do interior do pavilhão, gerado por uma fonte térmica. Foram utilizadas, então, chapas em madeira com 9mm de espessura.



Figura 14: Modelo do pavilhão industrial em escala 1/100, com as aberturas de entrada e saída do ar

A abertura de saída de ar, exaustor de cumeeira foi construído com forma poligonal, eliminando os cantos arredondados, pois utilizando aberturas com cantos vivos é possível ensaiar com velocidades do ar razoavelmente baixas e satisfazer a condição de independência do coeficiente de descarga, com relação ao número de Reynolds. O exaustor foi fabricado com chapas dobradas de aço carbono, de 0,6mm de espessura. Optou-se pelo uso desse material, pois ele apresentou a solução mais simples para reproduzir o exaustor, com suas dimensões e ângulos, em escala reduzida. A Figura 15a mostra o exaustor em sua forma real e sobre este a poligonal adotada e, a Figura 15b mostra as dimensões desta poligonal.

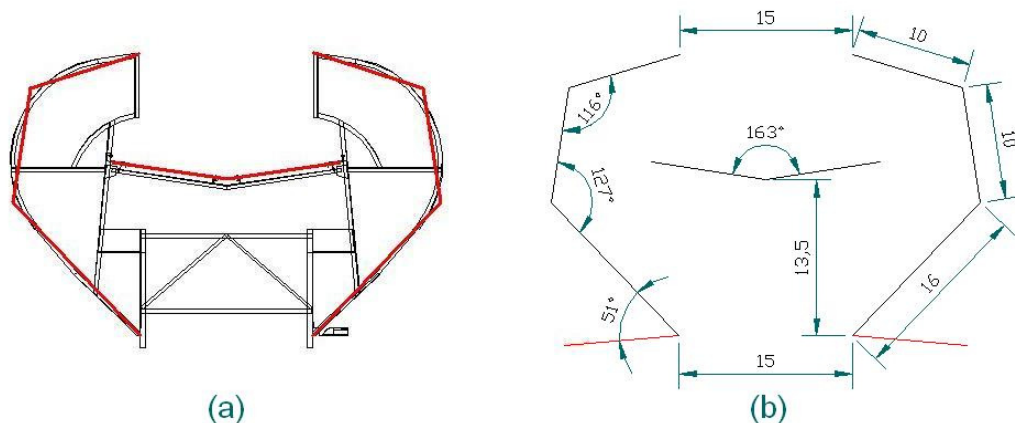


Figura 15: Exaustor de cumeeira (dimensões em mm): (a) protótipo (curvo); (b) modelo reduzido (poligonal)

Para simular a carga térmica do pavilhão (Figura 16), foi desenvolvida uma fonte de calor, materializada com fios de cromo-níquel, de diâmetro 1mm (resistência elétrica). Os fios foram distribuídos uniformemente (40m de fio, aproximadamente) sobre 4 placas cerâmicas de (440mm x 220mm), que tem como função isolar a fonte de calor da base de apoio do modelo. Ainda para evitar que os fios se toquem, provocando um curto circuito, entre as placas cerâmicas existem espaçadores, que nada mais são do que tiras do mesmo cerâmico, perfurado a cada 1cm. A energia elétrica fornecida à resistência (fio) se transforma em calor (carga térmica), com potência variável, segundo a corrente que passa pelo fio.



Figura 16: Fonte de calor

3.4 INSTRUMENTAÇÃO DO MODELO

As variáveis medidas durante os ensaios foram:

- a) potência da fonte de calor [W];
- b) temperatura do ar externo ao modelo [°C];
- c) temperatura do ar, no interior do modelo [°C];

- d) temperatura de saída do ar, na garganta do exaustor de cumeeira [$^{\circ}\text{C}$];
- e) velocidade do ar, que sai da edificação pelo exaustor de cumeeira [m/s].

Os equipamentos utilizados para aquisição destes dados foram;

- a) multímetros;
- b) sensores de temperatura;
- c) sistema de anemometria quente;
- d) *notebook*, com placa conversora A/D.

A potência da fonte de calor, durante os ensaios, era controlada por um *dimmer*. A tensão [V], e a intensidade da corrente [A], foram medidas por multímetros (Figura 17). Multiplicando ambas magnitudes foi possível determinar a potência fornecida à fonte de calor, durante os ensaios.



Figura 17: Multímetros

As medidas de temperatura do ar foram realizadas com o auxílio de sensores elétricos de temperatura, marca *National Semiconductor*, modelo LM35, que no âmbito de -55°C a 150°C , permite a medição de temperaturas, com uma margem de erro de até 1°C , mas é importante ressaltar que erros sistemáticos podem chegar a até 2°C . Os sensores são alimentados por uma fonte de alimentação de 6 Volts de tensão contínua, e o sinal de saída é uma tensão diretamente proporcional à temperatura.

Estes foram dispostos no modelo da seguinte maneira: 24 sensores no interior do modelo, 4 sensores na abertura de saída do ar (garganta do exaustor) e 1 sensor foi posicionado fora do modelo para controlar temperatura ambiente. A disposição dos sensores e outros detalhes podem ser visualizados nas Figuras de 18 a 20.

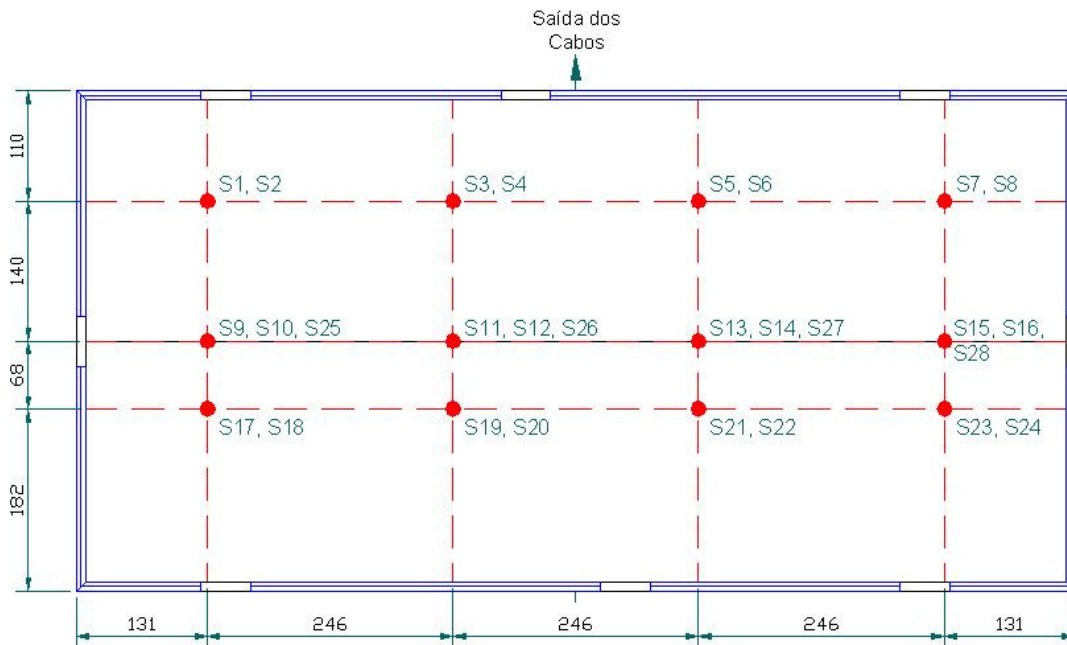


Figura 18: Posição em planta dos sensores de temperatura, no interior do modelo (dimensões em mm)

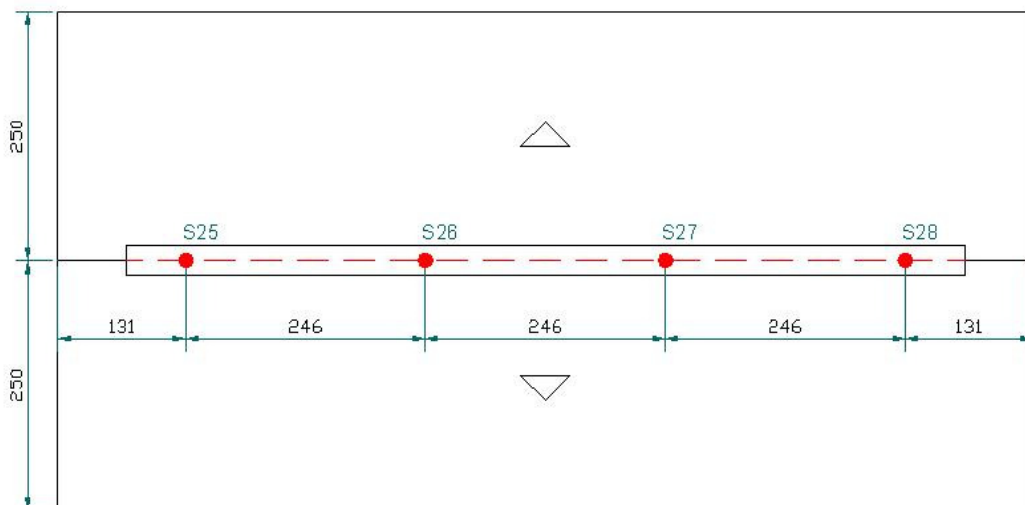


Figura 19: Posição em planta dos sensores de temperatura, na garganta do exaustor, na cumeeira (dimensões em mm)

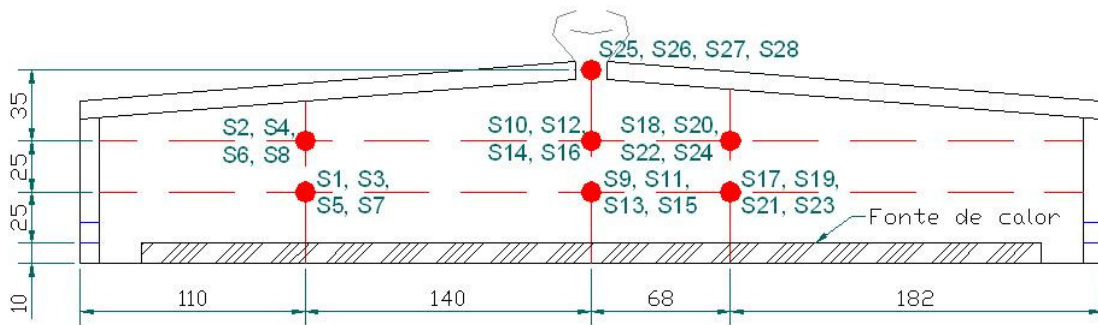


Figura 20: Posição, em corte, dos sensores de temperatura, no interior do modelo e na garganta do exaustor (dimensões em mm)

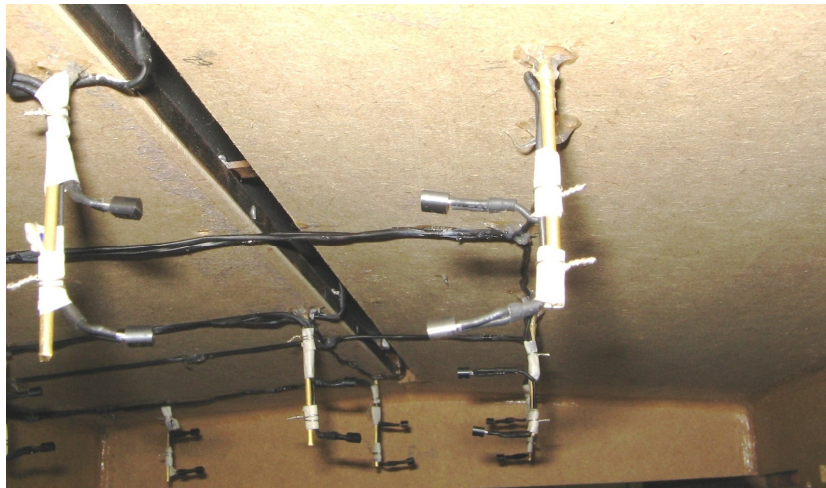


Figura 21: Vista dos sensores de temperatura dentro do modelo, cabos e suportes

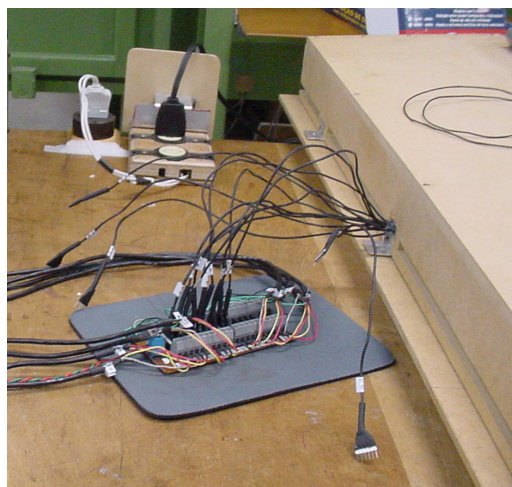


Figura 22: Conexão dos cabos dos sensores de temperaturas ao PC, com placa conversora A/D

Os sensores de temperatura foram calibrados, empregando uma caixa de madeira com dimensões externas de 300mm x 300mm x 300mm e espessura de 10mm (Figura 23). A caixa foi revestida com uma manta de lã de rocha, de 6mm, e por uma placa de amianto, de 4mm de espessura. Uma chapa perfurada de madeira divide o interior da caixa em duas câmaras: uma maior, com uma lâmpada incandescente de 200W e a menor, com os sensores elétricos de temperatura e um termômetro.

Para cada potência entregue à lâmpada, a temperatura no interior da caixa, uma vez estabilizada, era lida no termômetro, assim como, a tensão de saída dos sensores elétricos. A temperatura da caixa levava cerca de 30 minutos para estabilizar. As leituras realizadas para diferentes potências permitiram a obtenção da curva de calibração temperatura versus tensão de saída dos sensores elétricos (Figura 24).

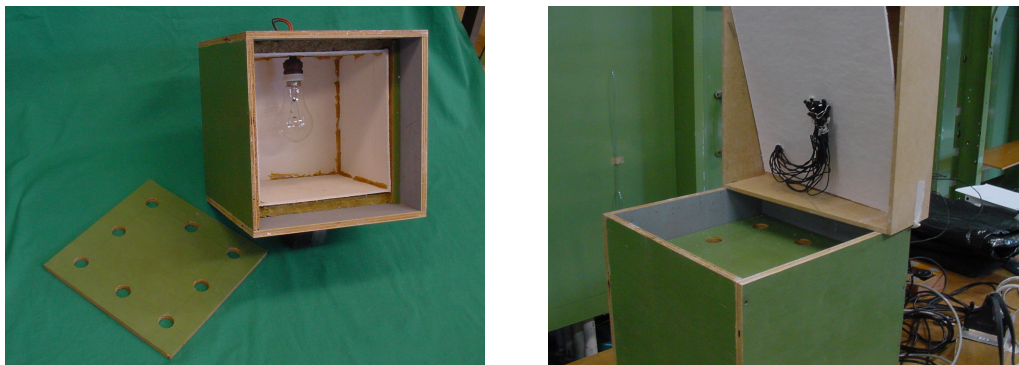


Figura 23: Caixa utilizada para calibração dos sensores de temperatura

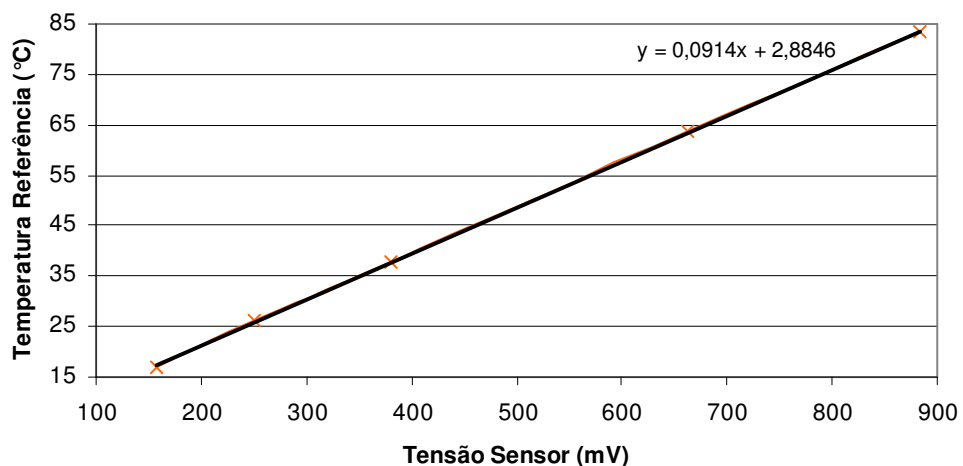


Figura 24: Curva de calibração para um sensor de temperatura

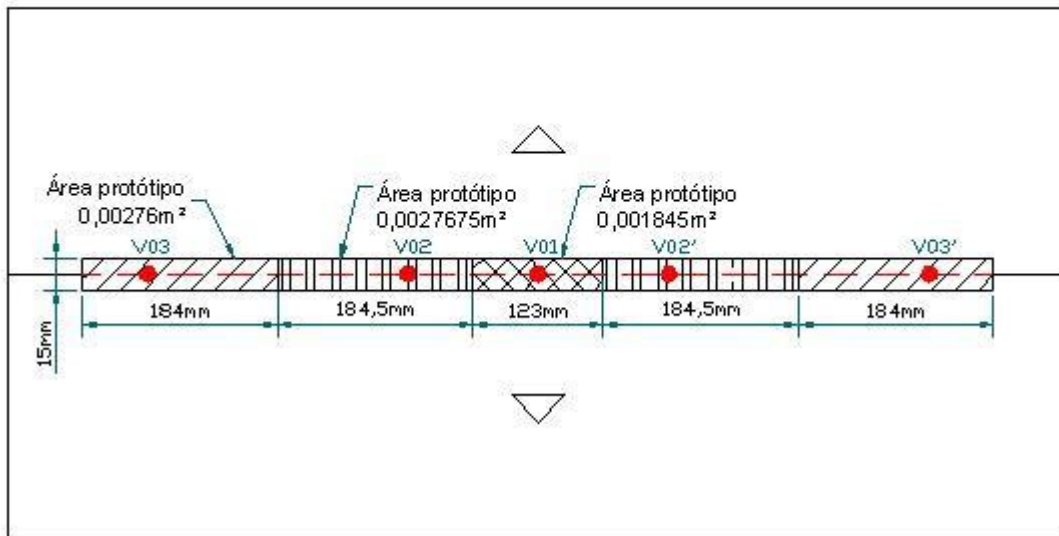
Nos ensaios, os registros das temperaturas no *notebook* foram feitos durante intervalos de 10 segundos, com uma frequência de aquisição de 512 Hz, por sensor.



Figura 25: Equipamento utilizado para calibração dos sensores de temperatura

As velocidades do ar foram medidas na abertura de saída (Figura 27), com um anemômetro de fio quente, marca *Dantec Dynamic*, modelo CTA (*Constant Temperature Anemometer*) *Streamline*, e com a sonda 55P11. O princípio de funcionamento deste instrumento é o seguinte: o escoamento de ar em torno do fio quente (sonda do anemômetro) o esfria alterando sua resistência elétrica em forma proporcional à velocidade. Na Figura 26 são apresentadas as posições da sonda do anemômetro empregadas na medição de velocidades nos ensaios, assim como, as áreas de influência de cada localização para o cálculo de vazões de ventilação.

Localização em planta dos pontos de medida de velocidade



Localização em corte dos pontos de medida de velocidade

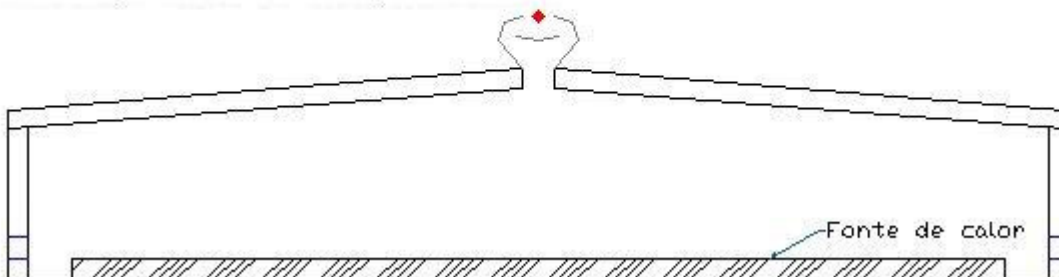


Figura 26: Posições do anemômetro, para medir velocidades de saída do ar

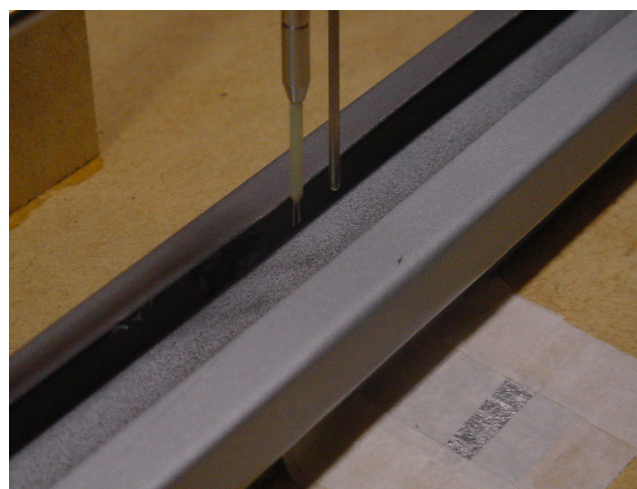


Figura 27: Sonda de velocidade e temperatura do anemômetro localizado na saída do exaustor de cumeeira

A calibração da sonda do anemômetro foi realizada a uma temperatura média de 19°C obtendo-se a curva velocidade [m/s] versus tensão [volts] da Figura 28. Como nos ensaios realizados nesta dissertação foram obtidas velocidades de saída do ar muito baixas, menores que 0,5m/s, e como nesse âmbito de velocidades, de 0 a 0,5m/s, dispunha-se de somente dois pontos de calibração, optou-se por linearizar a curva de calibração, obtendo a reta :

$$u = 1,6705e - 2,3504 \quad (3.1)$$

onde:

y = velocidade do ar, em [m/s];

x = tensão de saída do anemômetro, em [volts].

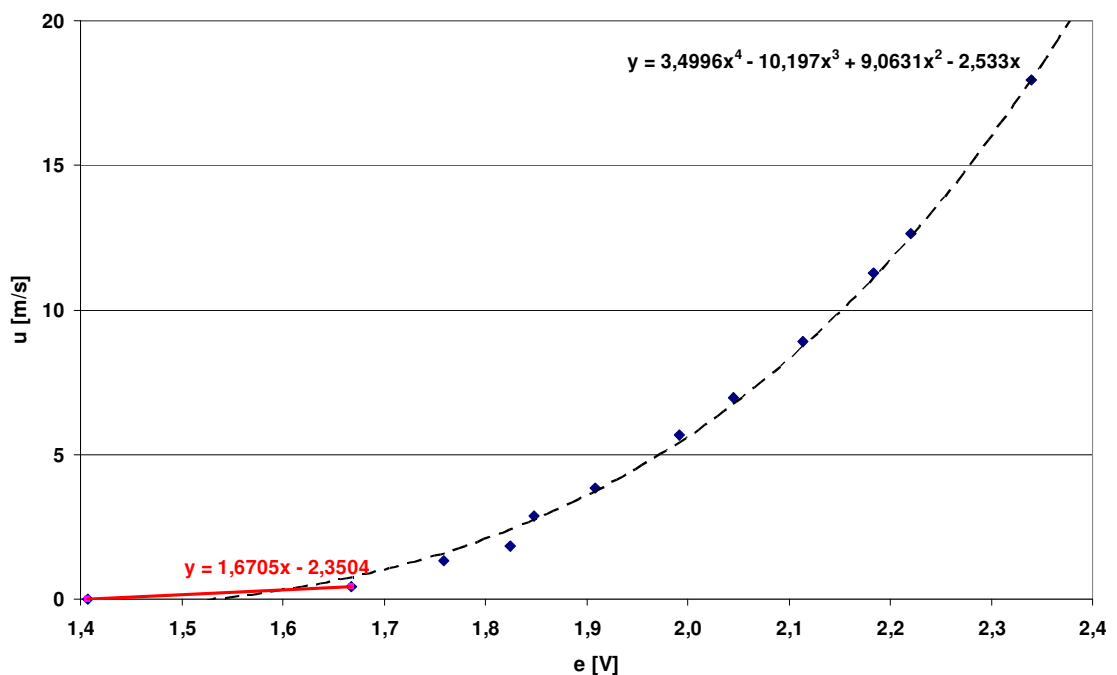


Figura 28: Curva de calibração do anemômetro de fio quente

Segundo o fabricante (Dantec), a sonda empregada pode medir velocidades de até 0,2m/s, sem sofrer influência da convecção natural do ar. Essa influência é completa quando as velocidades do ar são da ordem de 0,03 - 0,04 m/s. Para esses casos é importante que a sonda tenha a mesma orientação com respeito ao fluxo de ar, durante a calibração e medida. As

temperaturas podem variar de -20 a -30 °C até 125°C. Temperaturas maiores requerem a utilização de outro modelo de sonda.

Nos ensaios, as velocidades instantâneas (tensões) foram medidas, uma vez estabilizada a temperatura no interior do modelo, durante 30 segundos, a uma frequência de aquisição de 1024 Hz. Observa-se na Figura 27 que o anemômetro possui um sensor que mede a temperatura do fluido nas imediações do ponto de medição da velocidade do escoamento, sensor esse que permite ao anemômetro realizar uma calibração mais precisa da velocidade do ar de saída.

3.5 ENSAIOS

Quanto à escolha do local para a realização dos ensaios, procurou-se um lugar que fosse, abrigado da ação do vento, mas não confinado e, proporcionasse espaço suficiente para a manutenção da estabilidade da temperatura do ar externo à maquete e ainda a locação do modelo, instalação dos instrumentos de medição, e condições para acomodar outros objetos que auxiliaram na aquisição dos dados (por exemplo mesas para o modelo, computador, cadeira, etc).



Figura 29: Local do ensaio no LAC (UFRGS)

Alguns ensaios prévios foram feitos a fim de:

- a) levantar o tempo de estabilização do aquecimento interno do modelo;
- b) observar a estabilidade da temperatura do local do ensaio, com a presença da fonte de calor no modelo;
- c) procurar a mais conveniente seqüência de operações para o desenvolvimento dos ensaios, para estabelecer uma rotina.

No que diz respeito ao tempo de estabilização da temperatura no interior do modelo, observou-se que quando a fonte era ligada em potência máxima pela primeira vez a estabilização ocorria aproximadamente após 30 minutos. Já quando a temperatura estava estabilizada a uma dada potência e a mesma era aumentada, o tempo de estabilização era de aproximadamente 20 minutos. A Figura 30 mostra o processo de estabilização para um sensor localizado na cumeeira, ou seja, o mais distante da fonte de calor, para uma potência de 710W (potência máxima atingida).

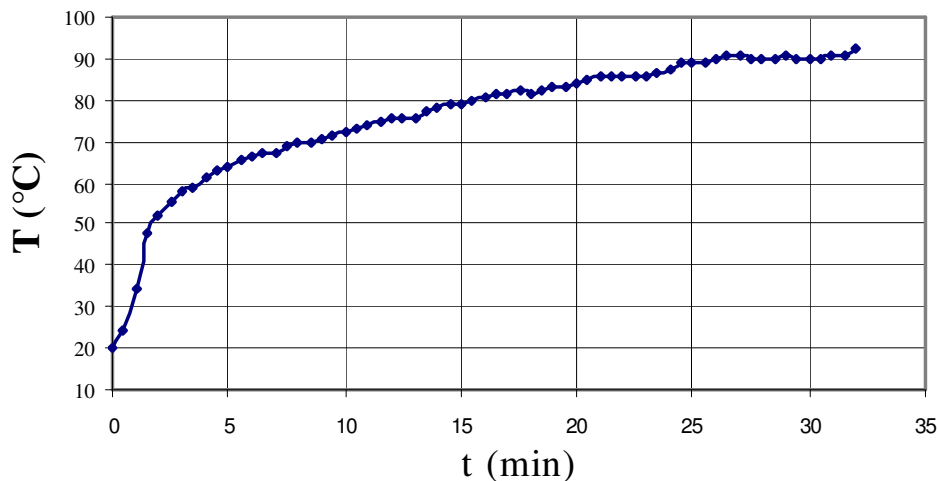


Figura 30: Tempo de estabilização da temperatura no modelo para um sensor da cumeeira, para uma potência de 710W (máxima)

Quanto à temperatura do ar no recinto dos ensaios, observa-se que não sofreu influência da fonte de calor do modelo, mesmo esta atuando a potência máxima, como ilustra a Figura 31. Como pode ser ver, a temperatura ambiente apresentou valores na faixa de 22 a 26,5°C, variação consequência da climatização do próprio local, tendo-se então como média 24,7°C.

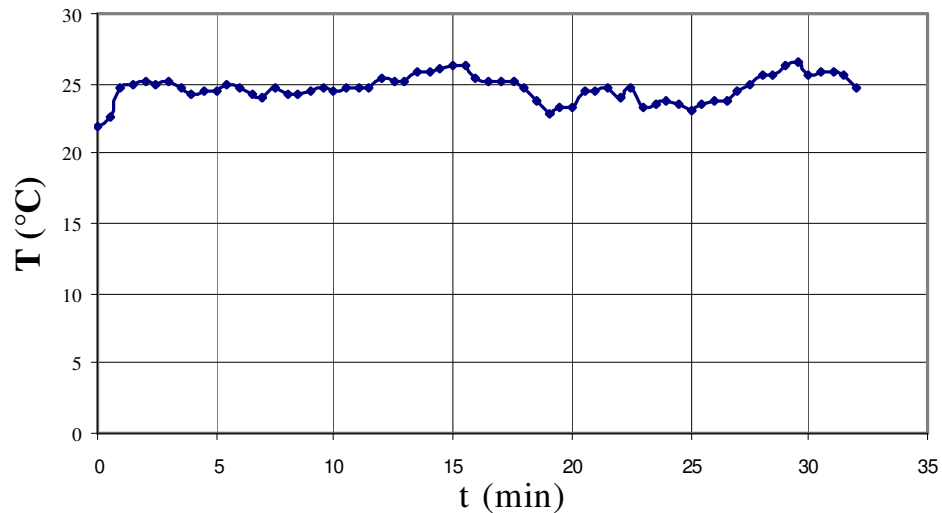


Figura 31: Variação de temperatura do ar externo ao modelo com a fonte de calor no modelo à potência máxima (710W)

O desenvolvimento da rotina de operação dos ensaios foi baseado nas experiências obtidas nos ensaios prévios e pode ser descrita, de maneira sucinta, como listado nos itens abaixo:

- a) ligar fonte de calor na potência desejada;
- b) aguardar cerca de 30 minutos até, a temperatura no interior do modelo se estabilizar, ou 20 minutos, se a temperatura já se apresentasse estável com a fonte de calor ligada à outra potência;
- c) posicionar o anemômetro de fio quente num dado ponto do exaustor;
- d) fazer a leitura das temperaturas no exterior, interior e na garganta do exaustor de cumeeira do modelo e da velocidade do ar na abertura de saída.

Com o objetivo de mudar a relação entre as áreas das aberturas de entrada e saída do ar, durante o ensaio a potência máxima da fonte de calor, com o auxílio de uma fita adesiva de alumínio, algumas das aberturas de entrada foram fechadas, conforme as situações indicadas na Figura 32. Observa-se que na mesma figura também estão indicadas as áreas das aberturas de entrada e saída do ar, assim como, a relação entre as mesmas.

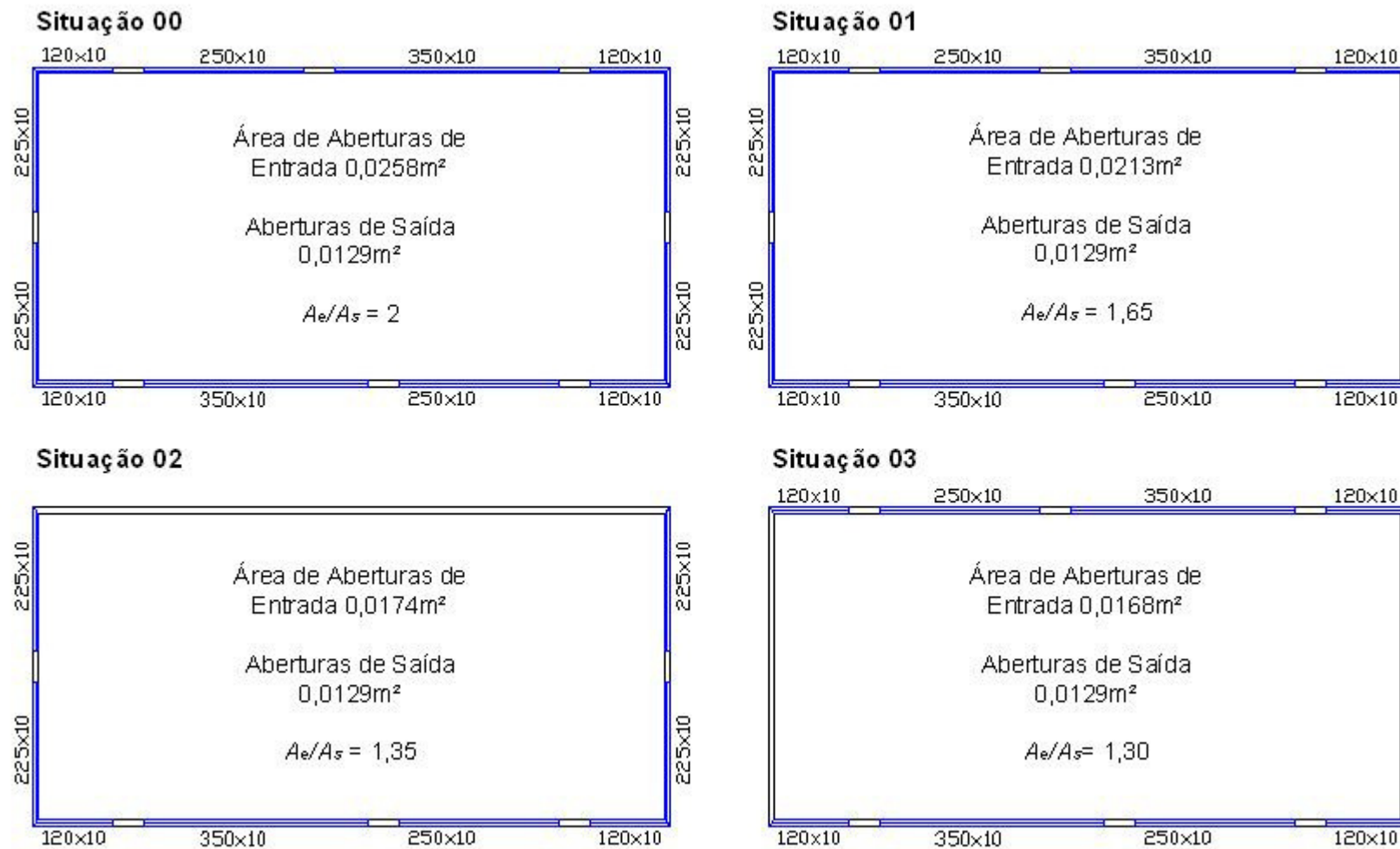


Figura 32: Alternativas para disposição das aberturas de entrada de ar (em planta) (dimensões em mm)



Figura 33: Detalhe do fechamento de algumas aberturas de entrada no modelo, com fita adesiva de alumínio

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS

Como indicado no item Metodologia, do capítulo anterior, o modelo reduzido do pavilhão industrial foi ensaiado para diferentes potências da fonte de calor: 360W, 460W, 560W e 660W. Durante os ensaios foram medidas as temperaturas internas e externas do ar, assim como, a velocidade de saída pelo exaustor de cumeeira. Para a potência máxima da fonte calor, 660W, o modelo foi ensaiado com diferentes relações área das aberturas de entrada de ar e da área das aberturas de saída. Na Tabela 5 são apresentados os dados adquiridos nestes ensaios.

Tabela 5: Dados das variáveis medidas nos ensaios

Ensaio N°	Aberturas (Figura 32)	Potência Fonte [W]	Velocidade (Figura 26)	$u_{m,i}$ [m/s]	$t_{a,i}$ [°C]	$t_{a,med}$ [°C]	$t_{i,m}$ [°C]	$t_{s,m}$ [°C]	$t_{e,m}$ [°C]
1	00	360	V01	0,30	75,52	75,52	70,76	84,84	20,10
2	00	460	V01	0,31	81,09	81,09	75,17	87,75	19,44
3	00	560	V01	0,34	85,60	85,60	78,66	89,41	19,77
4	00	660	V01	0,37	91,11				
			V02	0,32	96,61	84,49	79,36	91,42	26,21
			V03	0,29	70,13				
5	01	660	V01	0,39	91,34				
			V02	0,32	83,98				
			V03	0,27	77,99	83,66	78,42	90,57	18,22
6	02	660	V02'	0,25	72,65				
			V03'	0,35	94,86				
			V01	0,36	88,93				
7	03	660	V02	0,31	83,56	82,21	78,54	91,52	19,09
			V03	0,27	77,99				

onde:

m = subíndice indicando que a variável corresponde ao modelo do pavilhão;

$u_{m,i}$ = velocidade média do ar, na posição i do exaustor de cumeeira (Figura 26);

$t_{a,i}$ = temperatura média do ar adquirida pelo anemômetro, nas proximidades do ponto de medida da velocidade i (Figura 27);

$t_{a,med}$ = média aritmética das $t_{a,i}$, medidas no mesmo ensaio;

$t_{i,m}$ = valor médio, no interior do modelo, da média ponderada das temperaturas do ar $t_{Si,m}$, medidas pelos sensores elétricos S01 a S24 (Figuras 18 e 20);

$$t_{i,m} = \frac{\sum_{i=1}^{24} t_{Si,m} \cdot V_i}{\sum_{i=1}^{24} V_i};$$

V_i = volume de influência do sensor de temperatura Si , com i variando entre 1 e 24;

$t_{s,m}$ = valor médio, na saída do modelo, da média ponderada das temperaturas do ar $t_{Si,m}$, medidas pelos sensores de temperatura S25 a S28 (Figuras 19 e 20);

$$t_{s,m} = \frac{\sum_{i=25}^{28} t_{Si,m} \cdot A_{t,i}}{\sum_{i=25}^{28} A_{t,i}};$$

$A_{t,i}$ = área de influência do sensor de temperatura Si , com i variando entre 25 e 28;

$t_{e,m}$ = média ponderada da temperatura do ar externo, adquirida pelo sensor de temperatura S29;

Nas Figuras 34 a 40 são apresentadas as temperaturas $t_{Si,m}$ medidas para os diferentes ensaios.

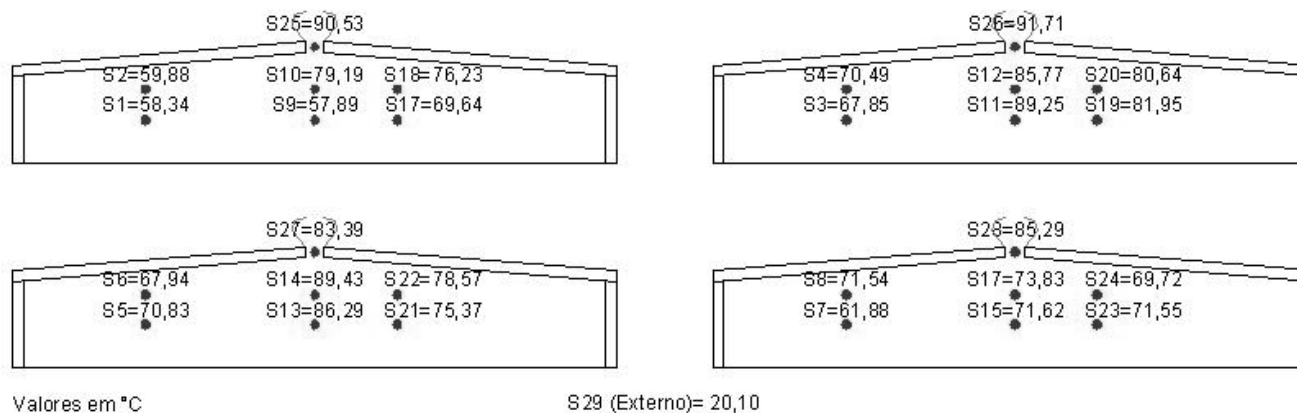


Figura 34: Temperaturas para situação do Ensaio 1 (Aberturas 00, Potência da fonte 360W)

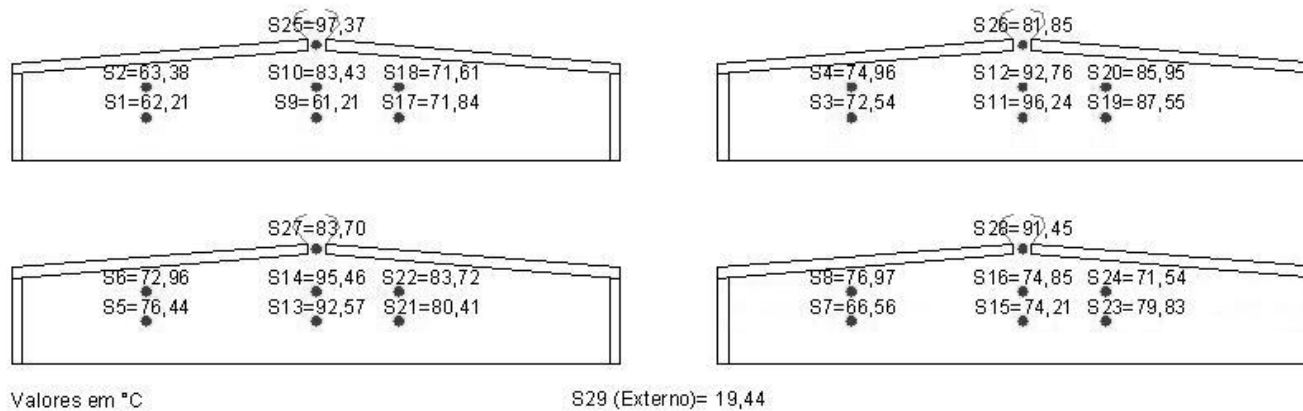


Figura 35: Temperaturas para situação do Ensaio 2 (Aberturas 00, Potência da fonte 460W)

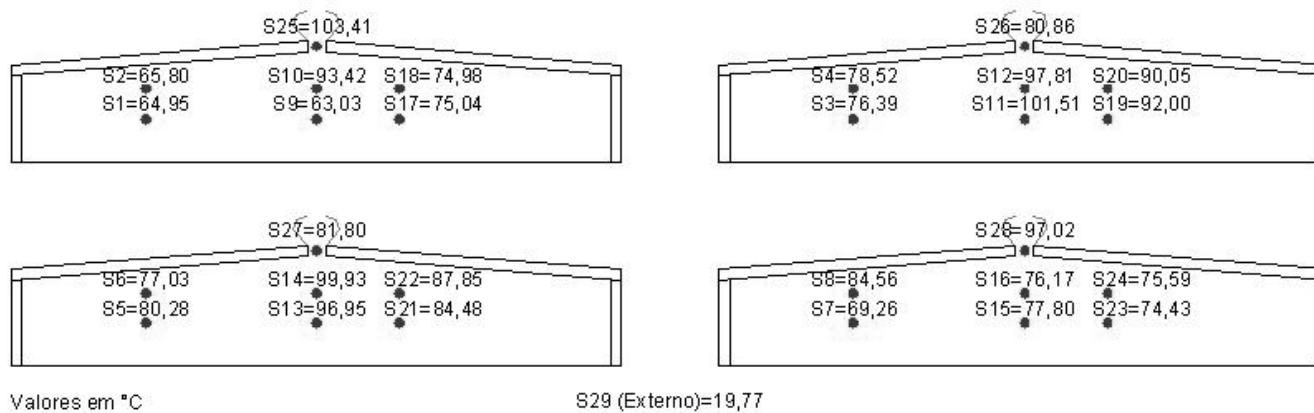


Figura 36: Figura 35: Temperaturas para situação do Ensaio 3 (Aberturas 00, Potência da fonte 560W)

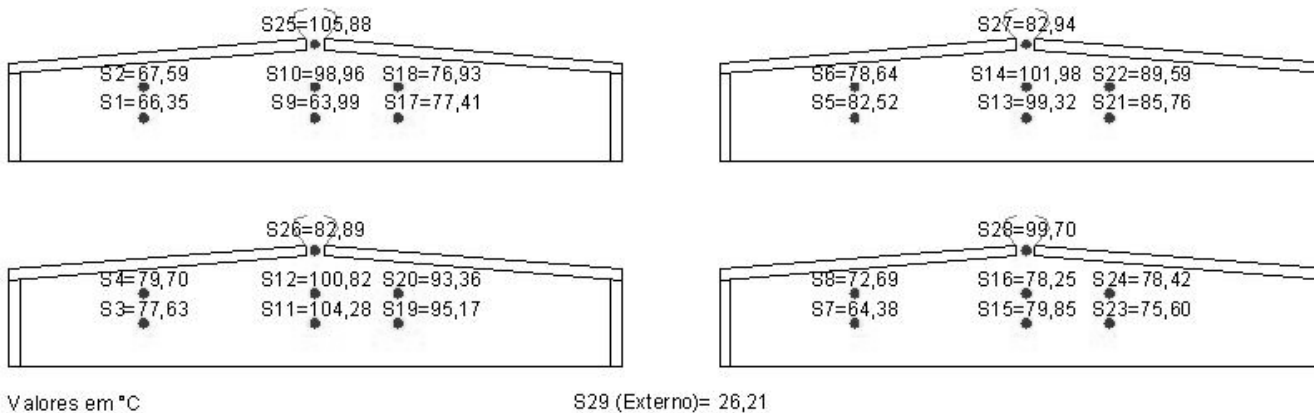


Figura 37: Temperaturas para situação do Ensaio 4 (Aberturas 00, Potência da fonte 660W)

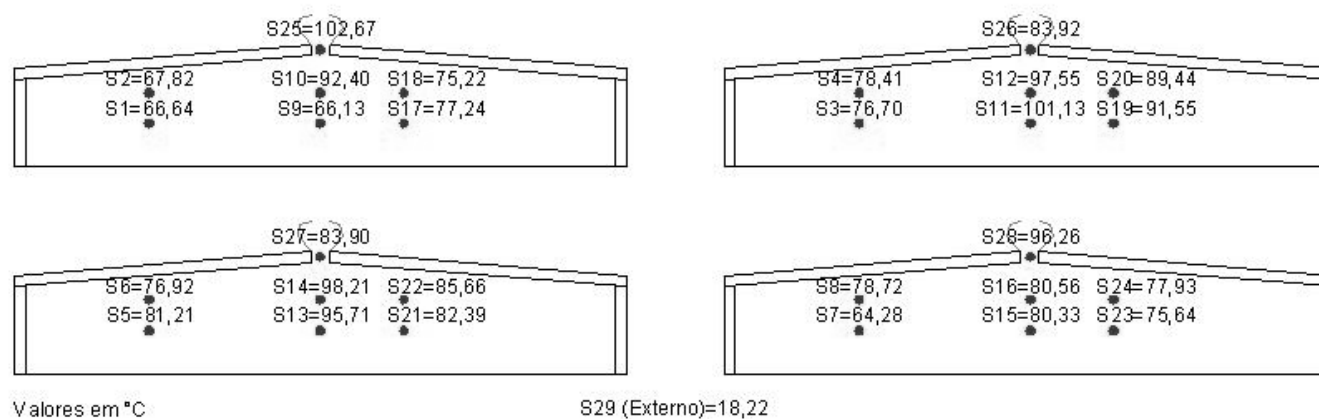


Figura 38: Temperaturas para situação do Ensaio 5 (Aberturas 01, Potência da fonte 660W)

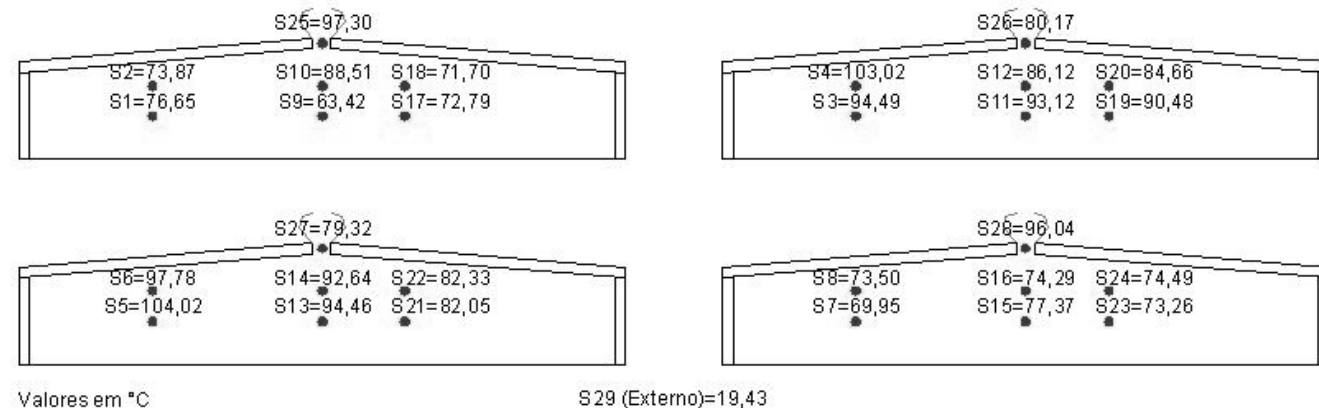


Figura 39: Temperaturas para situação do Ensaio 6 (Aberturas 02, Potência da fonte 660W)

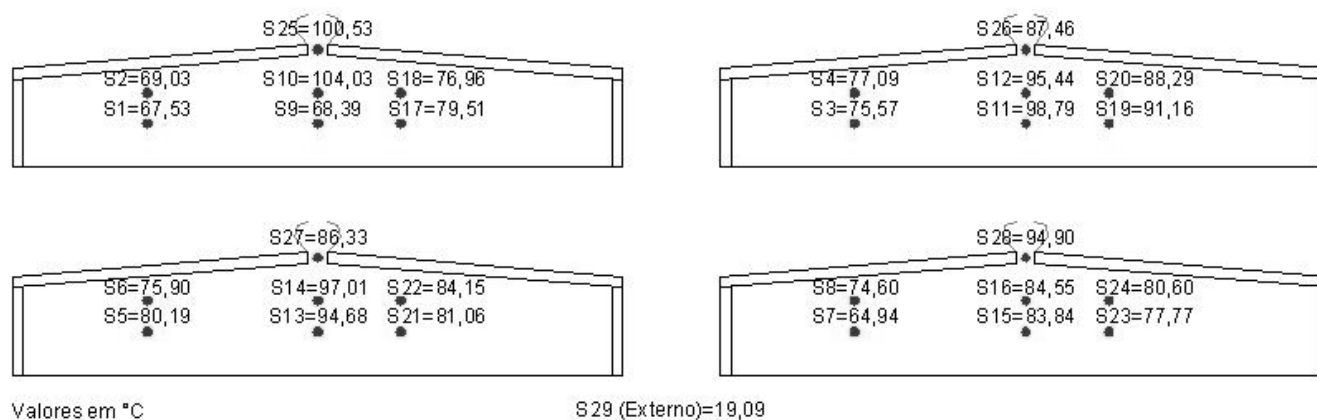


Figura 40: Temperaturas para situação do Ensaio 7 (Aberturas 03, Potência da fonte 660W)

Observa-se, nas Figuras 34 a 40, que a média ponderada das temperaturas do ar interno é sempre menor que a média ponderada da temperatura do ar que saída do modelo ($t_{i,m} < t_{s,m}$), para todos os ensaios (de 1 a 7), o que confirma que o sistema de ventilação natural por efeito chaminé está de fato funcionando, ou seja, o ar frio entra no modelo, resfriando o ambiente, e o ar quente sai pelo exaustor de cumeeira.

Para verificação de algumas das condições de semelhança estudadas fez-se necessário o cálculo de alguns valores em específico. Valores estes apresentados na Tabela 6 abaixo.

Tabela 6: Resultados dos ensaios

Ensaio Nº	Δt_m [°C]	$\Delta t_{avg,m}$ [°C]	Q_m [m³/s]	$u_{m,méd}$ [m/s]	$Re_{o,s}$	$Re_{o,e}$	$Gr.Pr$	$(\Delta T/T)_m$	$(\Delta T_{avg}/T)_m$
1	64,73	50,65	0,0038	0,30	215,33	98,27	2,93E+06	0,22	0,17
2	68,31	55,73	0,0040	0,31	218,65	102,95	3,06E+06	0,23	0,19
3	69,64	58,89	0,0043	0,34	233,92	112,25	3,10E+06	0,24	0,20
4	65,21	53,15	0,0041	0,31	220,11	100,75	2,77E+06	0,22	0,18
5	72,35	60,20	0,0040	0,31	217,48	126,66	3,24E+06	0,25	0,21
6	67,56	64,41	0,0037	0,28	208,51	140,78	3,78E+06	0,23	0,22
7	72,43	59,45	0,0039	0,30	214,53	156,58	3,24E+06	0,25	0,20

onde:

$$\Delta t_m = t_{s,m} - t_{e,m};$$

$$\Delta t_{avg,m} = t_{i,m} - t_{e,m};$$

$$Q_m = \sum_{i=1}^n u_{m,i} \cdot A_{u,i} = \text{vazão de saída de ar};$$

$A_{u,i}$ = área de influência do ponto i , de medição da velocidade $u_{m,i}$;

$$u_{m,méd} = \frac{Q_m}{\sum_{i=1}^n A_{u,i}} = \text{velocidades média de saída de ar, no exaustor de cumeeira};$$

$$Re_{o,s} = \frac{u_{m,méd} \cdot d_s}{\nu_s} = \text{número de Reynolds, da abertura de saída do ar (no exaustor de cumeeira)};$$

d_s = largura de saída do exaustor de cumeeira, igual a 0,015m;

ν_s = viscosidade cinemática do ar na saída, dada pela seguinte fórmula (BLESSMANN, 1991) em [m²/s]:

$$\nu_s = (13 + 0,1t_{a,méd})10^{-6} \quad (4.1)$$

$$Re_{o,e} = \frac{u_{m,med} \cdot d_e}{\nu} \cdot \frac{Q_m}{A_{e,m}} = \text{número de Reynolds das aberturas de ingresso do ar;}$$

$A_{s,m}$ = área total da abertura de saída (exaustor de cumeeira);

$A_{s,m}$ = área total das aberturas de entrada de ar;

d_e = altura das aberturas de ingresso de ar, igual a 0,01m;

ν_e = viscosidade cinemática do ar na entrada, dada pela seguinte fórmula (BLESSMANN, 1991) em [m²/s]:

$$\nu_e = (13 + 0,1t_{e,m})10^{-6} \quad (4.2)$$

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta t_{avg,m}}{\nu_s^2 \cdot t_{e,m}} = \text{Número de Grashof;}$$

g = aceleração da gravidade igual a 9,81m/s²;

l = dimensão característica do modelo, adotada igual a sua altura [0,1m];

Pr = Número de Prandtl, para o ar, aproximadamente igual a 0,73;

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m = \frac{\Delta t_{,m}}{(273 + t_{e,m})};$$

$$\left(\frac{\Delta T_{avg}}{T}\right)_m = \frac{\Delta t_{avg,m}}{(273 + t_{e,m})}$$

4.2 CONDIÇÕES DE SEMELHANÇA – EFEITOS DE ESCALA

A partir da revisão bibliográfica apresentada no capítulo 2 (itens 2.9.1 até 2.9.3) pode-se sugerir que nos ensaios de modelos reduzidos, para a determinação de vazões de ventilação, onde **o vento** seja o promotor da ventilação natural, as condições que devem ser reproduzidas são as (i), (ii), (iii), (iv) e (v) do item 2.9.3. Quando **o efeito chaminé** seja o responsável pela ventilação natural, as condições que devem ser atingidas, invocando a validade da

aproximação de Boussinesq, ou seja, quando $\Delta T/T < 0,25$ a $0,40$, são as (i), (ii) e (v) do item 2.9.3. E onde o **efeito chaminé e do vento combinados** são os promotores da ventilação natural, as condições que devem ser respeitadas, invocando a validade da aproximação de Boussinesq, ou seja, quando $\Delta T/T < 0,25$ a $0,40$, são as: (i), (ii), (iii), (iv), (v) e (vii) do item 2.9.3. Todas as relações de escala devem ser deduzidas a partir da igualdade: $Ar_m = Ar_p$.

Conhecendo a escala geométrica e a escala de potência (carga térmica) do modelo é possível determinar as escalas de velocidade e de gradiente de temperatura, com as seguintes expressões, deduzidas das Equações (2.17) e (2.19):

$$\lambda(\Delta T) = \frac{\lambda(H)^{2/3}}{\lambda(l)^{5/3}} \quad (4.3)$$

$$\lambda(U) = \frac{\lambda(H)^{1/3}}{\lambda(l)^{1/3}} \quad (4.4)$$

onde:

$\lambda(\Delta T) = \Delta T_p / \Delta T_m =$ escala de gradiente de temperatura;

$\lambda(U) = U_p / U_m =$ escala de velocidade;

$\lambda(H) = H_p / H_m =$ escala de potência (carga térmica);

$\lambda(l) = l_p / l_m =$ escala geométrica.

Na Tabela 7 são apresentadas as escalas de potência (carga térmica), gradiente de temperatura e velocidade, calculadas conforme Equações (4.3) e (4.4), considerando que: $\lambda(l) = 100$, a carga térmica do protótipo é 1.525.327,05 kcal/h, ou seja, 1.772.430,03W.

Tabela 7: Escalas de potência, gradiente de temperatura e velocidade

<i>Ensaio N°</i>	<i>Hm (W)</i>	$\lambda(H)$	$\lambda(\Delta T)$	$\lambda(U)$
1	360	4923 / 1	1 / 7,44	3,67/1
2	460	3853 / 1	1 / 8,77	3,38/1
3	560	3165 / 1	1 / 9,99	3,16/1
4,5,6,7	660	2686 / 1	1 / 11,15	2,99/1

A Tabela 8 apresenta as velocidades médias de saída do ar, as vazões de ventilação (vazões de saída) e os gradientes de temperatura, correspondentes ao protótipo, onde:

Tabela 8: Velocidades, vazões e gradientes de temperatura no protótipo, deduzidas dos ensaios

Ensaio N°	$u_{p,méd}$ [m/s]	Q_p [m³/s]	$\Delta t_{m,p}$ [°C]	$\Delta t_{avg,p}$ [°C]	$(\Delta T/T)_p$	$(\Delta T_{avg}/T)_p$
1	1,08	139,50	8,69	6,80	0,030	0,023
2	1,04	134,07	7,79	6,36	0,027	0,022
3	1,06	137,20	6,97	5,89	0,024	0,020
4	0,94	121,59	5,85	4,77	0,020	0,016
5	0,93	119,67	6,49	5,40	0,022	0,019
6	0,85	109,71	6,06	5,78	0,021	0,020
7	0,91	117,24	6,50	5,33	0,022	0,018

$u_{p,méd} = u_{m,méd} \lambda(U)$ = velocidade média de saída de ar, no exaustor de cumeeira do protótipo;

$Q_p = u_{p,méd} \cdot A_{s,p}$ = vazão de saída de ar, no exaustor de cumeeira do protótipo;

$A_{s,p}$ = área total da abertura de saída de ar (no exaustor de cumeeira) do protótipo, igual a 129m²;

$\Delta t_p = \Delta t_m \lambda(\Delta T)$ = gradiente de temperatura, no protótipo, em função da temperatura de saída do ar;

$\Delta t_{avg,p} = \Delta t_{avg,m} \lambda(\Delta T)$ = gradiente de temperatura, no protótipo, em função da temperatura média do ar no interior do pavilhão;

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_p = \frac{\Delta t_p}{(273 + t_{e,m})};$$

$$\left(\frac{\Delta T_{avg}}{T}\right)_p = \frac{\Delta t_{avg,p}}{(273 + t_{e,m})};$$

Na Figura 41, em escala bi-logarítmica são apresentados os gradientes de temperatura Δt_m (em função da temperatura média de saída do ar) versus potência ou carga térmica (H_m) atingida nos ensaios. Na mesma figura, também é apresentada uma reta com declividade $(2/3)/1$, o que indicam que a dependência entre ΔT e H estabelecida pela Equação (4.3) se verifica no modelo.

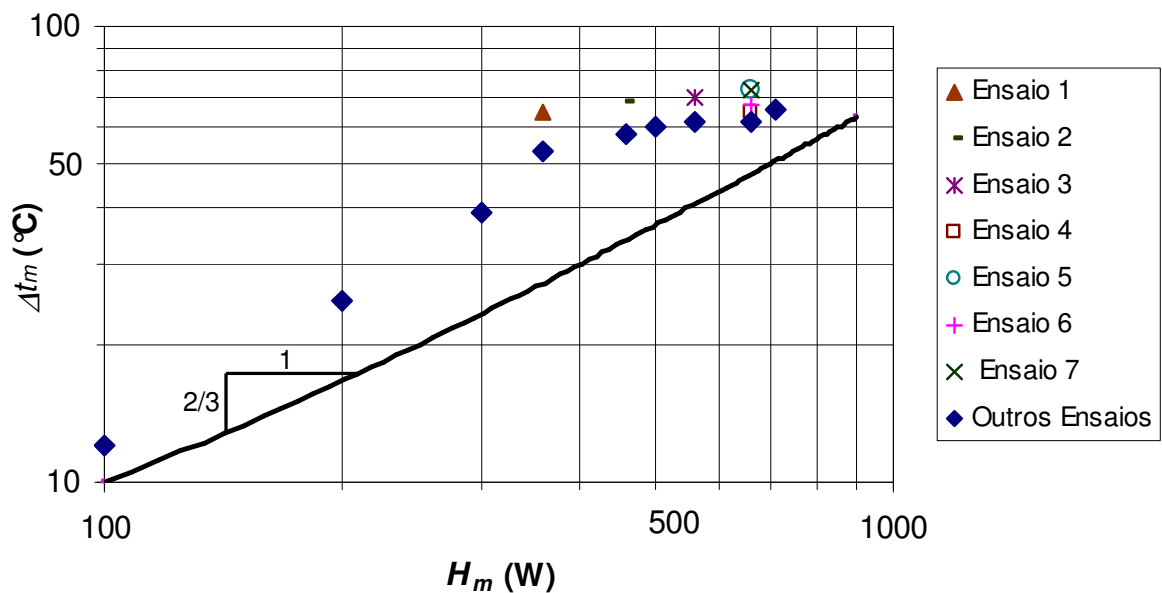


Figura 41: Gradiente de temperatura versus carga térmica

Com base nos resultados apresentados se deduz que como nos ensaios se manteve $\Delta T/T < 0,25$ (Tabela 6), pode-se invocar a validade da aproximação de Boussinesq, ou que justifica que as velocidades ($u_{p,méd}$), vazões (Q_p) e gradientes de temperatura ($\Delta t_{m,p}$, $\Delta t_{avg,p}$) no protótipo, obtidas dos ensaios 1, 2, 3 e 4 (Tabela 8), apresentem valores semelhantes.

Os efeitos de não ter atingido um Re_o da ordem de 150 (Reynolds crítico) (Tabela 6) nas aberturas de entrada do ar, assim como, o fato que $Gr.Pr$ manteve-se nos ensaios menor a 10^7 - 10^8 não podem ser avaliados a partir dos resultados obtidos (Tabelas 6 e 8). As alterações nos

valores das variáveis no protótipo, Q_p por exemplo, não apresentam uma tendência definida em função do âmbito de valores de Re_o e de $Gr.Pr$ atingidos nos ensaios.

Se o modelo for ensaiado para a determinação de vazões de ventilação, onde o efeito chaminé e do vento combinados são os promotores da ventilação, os ensaios em túnel de vento deverão ser realizados, segundo a carga térmica simulada (de 360 a 660W), com uma velocidade do ar de saída do modelo de 0,54m/s até 0,67m/s, aproximadamente. Essas velocidades foram obtidas considerando que a velocidade do vento de projeto a 10m de altura é 2m/s, segundo Silvani (2005), e as escalas de velocidade são as indicadas na Tabela 7.

O âmbito de velocidades indicadas anteriormente, 0,54m/s até 0,67m/s, conduz a números de Reynolds do edifício, Re_b , de $3,6.10^3$ a $4,4.10^3$, menores que os sugeridos por Carey e Etheridge (1999), de 1,5 a $2,5.10^4$, acima dos quais o escoamento externo a edificação torna-se independente do Reynolds.

4.3 APLICABILIDADE DOS MODELOS MATEMÁTICOS

Os modelos teóricos de Baturin (1976), de Frota (1989) e Silvani (2005), para a determinação das vazões de ventilação, foram aplicados ao protótipo em estudo. Nos cálculos foram considerados os gradientes de temperaturas, $\Delta t_{m,p}$, $\Delta t_{avg,p}$, calculados dos ensaios para o protótipo (Tabela 8). No caso da combinação de aberturas 00 (aberturas de ingresso de ar totalmente abertas, ou seja, $A_e/A_s = 2$) foram consideradas as médias aritméticas dos gradientes obtidos nos ensaios 1, 2, 3 e 4. Essas médias são: 7,33°C para $\Delta t_{m,p}$ e 5,96 °C para $\Delta t_{avg,p}$.

A distância vertical entre as aberturas de entrada e de saída de ar, h , igual a 8,5m. Temperatura do ar externo, t_e , igual a $t_{e,m}$, obtida dos ensaios (Tabela 6). Novamente no caso da combinação de aberturas 00 (aberturas de ingresso de ar totalmente abertas, ou seja, $A_e/A_s = 2$) foi considerada a média aritmética das $t_{e,m}$ igual a 19,77°C.

Como a equação de Baturin não considera a possibilidade que as aberturas de ingresso e saída do ar sejam diferentes, então, esse modelo foi aplicado empregando a área da menor abertura (área do exaustor de cumeeira), e a vazão assim obtida foi multiplicada pelo seguinte fator (Figura 8), obtido da Equação (2.11):

$$\sqrt{\frac{2A_e^2}{A_s^2 + A_e^2}} \quad (4.4)$$

Na Tabela 9 são apresentadas as vazões de ventilação no protótipo, para as diferentes combinações das aberturas, obtidas aplicando os modelos estudados. Observar que, para a combinação das aberturas 00, na Tabela 9 foi indicada a média aritmética das vazões deduzidas dos ensaios 1, 2, 3 e 4.

Tabela 9: Vazões de ventilação no protótipo, para diferentes relações de A_e/A_s , segundo modelos matemático e experimental

Combinação Aberturas	03	02	01	00
A_e/A_s	1,3	1,35	1,65	2
Vazões de ventilação em m³/s				
Baturin	113,89	120,19	123,65	135,83
Frota	137,37	133,31	141,69	154,73
Silvani	149,66	161,67	191,31	242,07
Média dos modelos teóricos	133,64	138,39	152,22	158,19
Ensaio	117,24	109,71	119,67	133,09

De um modo geral, os ensaios confirmam o incremento de vazão de ventilação (quanto maior a razão de A_e/A_s , maior a vazão de ventilação), indicado pelos modelos teóricos, quando as áreas das aberturas de entrada e saída de ar não são iguais.

Considerando que nos ensaios foram obtidas vazões de ventilação numericamente próximas a média obtida pela aplicação dos modelos teóricos, se deduz então que, os coeficientes de descarga das aberturas de entrada e saída do modelo não devem ser muito diferentes dos empregados pelos modelos: 0,60 a 0,65.

Já estudando cada modelo teórico em particular, o que conduz aos resultados de vazão de ventilação mais próximos dos obtidos nos ensaios é o de Baturin. O modelo de Frota e principalmente o de Silvani apresentam uma diferença entre as vazões de ventilação maior, pode-se dizer que possuem um fator de segurança maior.

5 CONCLUSÕES

5.1 CONCLUSÕES DA PESQUISA

Através da revisão bibliográfica referente ao estudo da ventilação natural em modelos reduzidos, juntamente com a realização de ensaios no modelo de um pavilhão industrial e dos resultados obtidos para diferentes cargas térmicas e diferentes áreas das aberturas de entrada de ar, podemos concluir que:

- a) os procedimentos apresentados no Capítulo 3 podem ser adotados como metodologia padrão para o desenvolvimento de ensaios em outros modelos reduzidos de pavilhões industriais, submetidos à ação de ventilação natural, causada pelo efeito chaminé, principalmente por incluir as condições de semelhança.
- b) as vazões de ventilação e os gradientes de temperatura, parâmetros de interesse correspondentes ao protótipo, devem ser determinados a partir das relações de escala reduzidas dos critérios de semelhança e da validade da aproximação de Boussinesq;
- c) o âmbito de Reynolds, nas aberturas de ingresso de ar, e do produto $Gr.Pr$, atingidos nos ensaios, não permitiu estudar o efeito de escala nos resultados de ensaios com modelos reduzidos por apresentarem valores próximos;
- d) os ensaios confirmaram o incremento de vazão de ventilação, indicado pelos modelos teóricos, quando as áreas das aberturas de entrada e saída de ar não são iguais;
- e) a aplicabilidade dos modelos matemáticos no projeto de sistemas de ventilação natural em pavilhões industriais considerando efeito chaminé se confirma, pois foram obtidos, em média, valores de vazão de ar próximos aos determinados pelos ensaios.

Importante ainda ressaltar que, toda metodologia que envolve a reprodução de modelo reduzido de pavilhões industriais, submetido à ventilação natural por efeito chaminé, apresentada neste trabalho, é de fácil execução e compreensão, podendo esse ser então utilizado como mais uma ferramenta para o dimensionamento ou verificação da funcionalidade da ventilação natural de um dado ambiente.

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como continuidade ao tema estudado neste trabalho sugere-se:

- a) ensaiar o pavilhão industrial, empregado nesta dissertação, em túnel de vento, para diferentes velocidades e direções do vento, ou seja, na condição de ventilação natural promovida pelo efeito chaminé e do vento combinados;
- b) estudar o efeito da não reprodução da geometria das aberturas de ingresso e saída do ar nos coeficientes de descarga e, por conseguinte, nos resultados dos ensaios em modelos reduzidos;
- c) estudar em forma mais ampla o efeito do Reynolds nos resultados dos ensaios em modelos reduzidos;
- d) estudar o efeito de não reproduzir as condições de contorno, em temperatura, no escoamento interno ao modelo;
- e) estudar o efeito de não atingir uma temperatura interna uniforme, nas vazões de ventilação medidas em ensaios de modelos reduzidos;
- f) estudar o efeito com medições *in situ*.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Handbook Fundamentals**. Atlanta: ASHRAE, 2001.
- AWBI, H.B. *Ventilation of Buildings*. London: E & Fn Spon, 1995.
- BATURIN, V. V. **Fundamentals of industrial ventilation**. Nova York: Pergamon Press, 1976.
- BLESSMANN, J. **Pressão interna**. 3. ed. Porto Alegre: UFRGS, 1991.
- CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, C. R. **Ventilação industrial**. Florianópolis: UFSC, 1999.
- CAREY P. S., ETHERIDGE, D. W. Direct wind tunnel modelling of natural ventilation for design purposes. **Building Service Engineering Research Technique**, v.20, n. 3, p.131-42, 1999.
- COSTA, E. C. **Ventilação**. Porto Alegre: Editora CEUE, 1980.
- ETHERIDGE, D. W. Nondimensional methods for natural ventilation design. **Building and Environment**, v.37, p.1057-1072, 2002.
- ETHERIDGE, D. W.; SANDBERG, M. **Building Ventilation: theory and measurement**. England: John Wiley & Sons Ltd, 1996.
- FROTA, A. B. **Ventilação de edifícios industriais: modelo paramétrico para dimensionamento de sistemas de ventilação natural por efeito chaminé**. 1989. Tese (Doutorado em Arquitetura) – Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1989.
- FROTA, A. B., SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico**. 2. ed. São Paulo: Studio Nobel, 1995.
- HASSID, S., POREH M. Simulation of buoyancy and wind induced ventilation. **International Workshop on Wind Tunnel Modeling Criteria and Techniques in Civil Engineering Applications. Wind tunnel modeling for civil engineering applications**, p. 558-566, Cambridge: Cambridge University Press, 1982.
- JIANG, Yi et al. Natural ventilation in buildings: measurement in a wind tunnel and numerical simulation with large-eddy simulation. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 91, n. 3, p. 331-353, fev. 2003.
- JIANG, Yi, CHEN, Q. Study of natural ventilation in buildings by large eddy simulation. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 89, n. 13, p. 1155–1178, out. 2001.
- MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e controle da poluição**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1990.

MESQUITA, A. L. S., GUIMARÃES, F. A., NEFUSSI, N. **Engenharia de ventilação industrial**. 1. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 1977.

MOTTA, V. F. **Curso de Teoria da Semelhança**. Porto Alegre: Editora da UFRGS, 1972.

TOLEDO, E. **Ventilação natural das habitações**. Maceió: EDUFAL, 1999.

SILVA, R. B. **Ventilação**. São Paulo: Grêmio Politécnico, 1967.

SILVANI, M. **Subsídios para o projeto da ventilação natural em pavilhões industriais**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Faculdade de Engenharia e Arquitetura, Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2005.

ANEXO 1 - CARGA TÉRMICA DO PAVILHÃO

Segundo Silvani (2005) o cálculo da carga térmica foi realizado seguindo as recomendações apresentadas também neste trabalho na revisão bibliográfica por de Mesquita *et al* (1977), juntamente com Macintyre (1990).

Para o dimensionamento da carga térmica foi considerado que o pavilhão industrial possui as seguintes características:

a) fachadas laterais de 100 m:

- 1,0 m de alvenaria, com espessura de 0,15 m;
- 1,50 m de veneziana cor azul clara em chapa de aço pré-pintada duas faces, com marcos de 80 mm de largura, fabricados em espessuras de 0,80 e 0,65 mm;
- 6,50 m de telha metálica, espessura de 0,50 mm, em chapa de aço pré-pintada 02 faces cor escura, sendo 8% da área do fechamento em telha translúcida com espessura de 0,80 mm;
- Cada lateral têm-se 03 portões metálicos com fechamento em telha metálica espessura de 0,50 mm com dimensões de 5,0 m x 5,0 m;

b) oitões de 50 m:

- 1,0 m de alvenaria, com espessura de 0,15 m;
- 1,50 m de janela basculante com vidro transparente;
- acima da cota de 2,50 m, o fechamento será com telha metálica com espessura de 0,50mm pré-pintada duas faces cor azul clara, sendo 8% da área do fechamento em telha translúcida espessura de 0,80 mm;
- em cada oitão têm-se 01 portão de 5,0 m x 5,0 m;

c) a cobertura do galpão será com telha metálica galvanizada cor cinza, com espessura de 0,55 mm, com isolamento térmico em lã de vidro de 2", densidade de 16 kg/m³, sendo 8% da área de cobertura com placas de policarbonato alveolar branco leitoso com espessura de 6mm, sem isolamento térmico;

d) a estrutura de cobertura e pilares, bem como o fechamento lateral acima da cota de 2,50m, será totalmente metálica.

DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

A determinação da carga térmica procedeu da seguinte forma:

a) presença humana:

Segundo Mesquita *et al* (1977, p.132), a taxa de dissipação de calor metabólico para pessoas levantando pesos é 1.041 Btu/h. Foi considerada a situação de pessoas levantando pesos já que as atividades a serem desenvolvidas no pavilhão envolvem operações de levantamento e transporte manual de peças (carcaças e rotores pesando em média 5 a 8 kg). Então, o calor produzido pelas pessoas (considerando 50 operários) resulta igual a: $1.041 \text{ Btu/hora pessoa} \times 50 \text{ pessoas} \times 0,252 \text{ Kcal/BTU} = 13116,60 \text{ Kcal/h}$.

b) sistema de iluminação artificial:

Especifica-se para ambientes onde se desenvolvem tarefas “severas moderadamente críticas e prolongadas com detalhes médios” um nível necessário de iluminação artificial de 300 a 750 lux. Adotando para o galpão em análise 500 luxes pode-se inferir que a potência dissipada para o ambiente resulta aproximadamente igual a 30 W/m^2 (MACINTYRE, 1990). Então o calor gerado pelo sistema de iluminação artificial resulta: $30 \text{ W/m}^2 \times 50 \text{ m} \times 100 \text{ m} \times 0,86 \text{ Kcal/h} = 129000 \text{ Kcal/h}$.

c) motores e equipamentos:

Conforme consulta realizada a uma empresa do ramo, serão localizadas dentro do galpão 20 injetoras de alumínio com potência de 80 KW cada, sendo que, somente 50% da potência das injetoras se transformará em calor, a ser dissipado no ambiente interno do galpão. Resulta, então: $20 \text{ injetoras} \times 80 \text{ KW/injetora} \times 0,50 \times 860 \text{ kcal/KW} = 688.000 \text{ Kcal/h}$.

d) processos industriais:

Não foi considerada carga térmica gerada pelo processo industrial a ser desenvolvido dentro do galpão.

e) insolação:

- radiação solar na cobertura:

O galpão em análise possui fechamento da cobertura em telha metálica com isolamento térmico em lã de vidro, sendo que 8% da área da cobertura é com placas transparentes de policarbonato alveolar branco leitoso. Mesquita *et al* (1988), especifica as seguintes taxas de ganho de calor solar pelo telhado:

Telha metálica com isolamento térmico (chapa de aço corrugado sobre feltro): 18 Btu/h/ft²;

Placa de policarbonato alveolar branco leitoso (luz de teto voltada para face leste e oeste fortemente inclinada): 180 Btu/h/ft².

Sendo a área de telhas metálicas, com isolamento térmico (lã de vidro) do galpão 4.600 m², resulta: $18 \text{ Btu/h/ft}^2 \times 4600 \text{ m}^2 \times 1 \text{ ft}^2/0,093 \text{ m}^2 \times 0,252 \text{ kcal/Btu} = 224.361,29 \text{ Kcal/h}$.

A área de placas de policarbonato alveolar branco leitoso do galpão é 400m², resulta então: $180 \text{ Btu/h/ft}^2 \times 400 \text{ m}^2 \times 1 \text{ ft}^2/0,093 \text{ m}^2 \times 0,252 \text{ kcal/Btu} = 195.096,77 \text{ Kcal/h}$.

As taxas de calor por metro quadrado acima especificadas correspondem, a uma latitude de 20° sul. No caso do galpão em análise, localizado a 28° latitude sul, segundo Mesquita e Guimarães (1988), corresponde um fator de correção igual a um, para superfícies perpendiculares ao sol.

- radiação solar nas paredes:

O cálculo da carga térmica devido à radiação solar nas paredes foi feito considerado que as paredes laterais de maior comprimento (100 metros) estão voltadas para os hemisférios leste e oeste, e as paredes dos oitões (largura de 50 metros) estão voltadas para os hemisférios norte e sul, respectivamente.

Abaixo segue a Tabela 10, com as áreas de cada tipo de material que compõe as paredes, bem como, suas respectivas taxas de calor solar, especificadas por Mesquita e Guimarães (1988).

Tabela 10: Cálculo da radiação solar incidente sobre as paredes laterais e de oitão

Elementos	Área dos Elementos [M ²]				Taxa de Calor Solar [Btu/h]				Total [Btu/h]
	Leste	Oeste	Norte	Sul	Leste	Oeste	Norte	Sul	
Alvenaria	85	85	45	45	247,25	247,25	149,64	52,99	51.150,85
Veneziana metálica	127,50	127,50	-	-	462,25	462,25	-	-	117.873,75
Telha metálica sem lâ	563,50	563,50	316,25	316,25	462,25	462,25	261,87	65,04	624.341,04
Portões metálicos	75	75	25	25	462,25	462,25	261,87	65,04	77.510,25
Janelas basculantes - vidro transparente	-	-	67,50	67,50	-	-	1.371,70	939,12	155.980,35
Telha translúcida	49	49	27,50	27,50	559	559	386,57	72,24	67.399,28
Total de calor [Btu/h]									1.094.255,52
Total de calor [Kcal/h]									275.752,39

Para uma latitude de 28° sul, segundo Mesquita *et al* (1977, Tabela 5.16), o fator de correção varia de 1 a 1,07, para paredes leste, oeste, norte e sul. No caso do pavilhão em estudo adotou-se um fator igual a um.

f) resumo das cargas térmicas em [Kcal/h]:

- presença humana: 13.116,60 Kcal/h;
- calor solar na cobertura: 419.458,06 Kcal/h;
- calor solar nas paredes: 275.752,39 Kcal/h;
- sistema de iluminação artificial: 129.000 Kcal/h;
- motores e equipamentos: 688.000 Kcal/h;
- processos industriais: 0 Kcal/h;
- carga térmica total: 1.525.327,05 Kcal/h = 1.772.430,03W (considerando-se que 1Kcal/h = 1,162W).