

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GEORGE MIRANDA ALVES DE MORAES E SILVA

**DIMENSIONAMENTO, CONSTRUÇÃO E REALIZAÇÃO DE TESTES DE
DESEMPENHO DE UM TUBO DE VÓRTICE QUE OPERE EM BAIXAS PRESSÕES
PARA ACIONAMENTO POR ENERGIA SOLAR**

FORTALEZA

2012

GEORGE MIRANDA ALVES DE MORAES E SILVA

DIMENSIONAMENTO, CONSTRUÇÃO E REALIZAÇÃO DE TESTES DE
DESEMPENHO DE UM TUBO DE VÓRTICE QUE OPERE EM BAIXAS PRESSÕES
PARA ACIONAMENTO POR ENERGIA SOLAR

Dissertação submetida à Coordenação do
Curso de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, da Universidade Federal do Ceará,
como requisito parcial para obtenção do grau
de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energias Renováveis

Orientadora: Profa. Maria Eugênia Vieira da
Silva, PhD

FORTALEZA

2012

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia - BPGE

S58d

Silva, George Miranda Alves de Moraes e.

Dimensionamento, construção e realização de testes de desempenho de um Tubo de Vórtice que opere em baixas pressões para acionamento por energia solar / George Miranda Alves de Moraes e Silva. – 2012.

89 f. : il. color., enc. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2012.

Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Orientação: Profa. Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva.

Coorientação: Profa. Dra. Carla Freitas de Andrade.

1. Engenharia Mecânica. 2. Vorticidade. 3. Diafragma. 4. Fluxo de ar. I. Título.

GEORGE MIRANDA ALVES DE MORAES E SILVA

DIMENSIONAMENTO, CONSTRUÇÃO E REALIZAÇÃO DE TESTES DE
DESEMPENHO DE UM TUBO DE VÓRTICE QUE OPERE EM BAIXAS PRESSÕES
PARA ACIONAMENTO POR ENERGIA SOLAR

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de concentração em Energias Renováveis.

Aprovada em ___ / ___ / ____.

BANCA EXAMINADORA

Profª. Maria Eugênia Vieira da Silva, PhD (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará

Profª. Dra. Carla Freitas de Andrade
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Luís Morão Cabral Ferro
Universidade Federal do Semi-Árido (UFERSA)

Dedico este trabalho a meus pais José Maria da Silva e Maria das Graças Miranda Silva, minhas irmãs e minha companheira Roberta, pela dedicação, companheirismo e acima de tudo pela paciência em todos esses anos.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida.

À Professora Maria Eugênia Vieira da Silva, por sua dedicação e competência à frente do Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado.

Ao Sr. Bonfim e ao Sr. Cordeiro, pelo excelente trabalho realizado na construção do tubo de vórtice.

À Maria Elieneide Araújo, ao Erielson Barbosa e ao Anderson Pereira, e a todos os demais companheiros de trabalho do LESGN.

À CAPES, pela concessão da bolsa de auxílio.

Aos Professores do programa de pós-graduação Paulo Alexandre, William Barcellos, Carla Freitas de Andrade e todos os demais que de várias formas contribuíram com o trabalho.

Aos meus colegas de laboratório Oseas Carlos da Silva e Germano Vieira Macedo, pelo auxílio em todas as etapas do trabalho.

A todos os demais, que porventura não estejam citados aqui e que contribuíram de forma direta ou indireta para a concretização deste trabalho.

“Educai as crianças e não será preciso punir os homens.”

(Pitágoras)

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivos dimensionar, construir e testar um novo tubo de vórtice, que opere a partir da utilização de ar comprimido em pressões abaixo das faixas de pressão típicas deste dispositivo de refrigeração não-convencional, com o propósito de obter correntes de ar frio para climatização. Para tanto, foram inicialmente estudados aspectos teórico-experimentais dos processos de escoamento, através de testes realizados em laboratório com um tubo de vórtice comercial. Conhecida a influência dos parâmetros geométricos (tais como a razão entre o comprimento e diâmetro interno do tubo e o diâmetro do orifício do diafragma) e das propriedades termofísicas (tais como a pressão manométrica de entrada no tubo do ar comprimido e o percentual de vazão mássica da corrente de ar frio) no desempenho do tubo de vórtice, deu-se a etapa de dimensionamento do mesmo. Depois de projetadas e desenhadas as peças do tubo, as etapas finais foram a fabricação do tubo e a realização de testes experimentais, além da seleção de um arranjo fotovoltaico que forneça a potência necessária para o acionamento do compressor. Os resultados dos testes em laboratório com um tubo de vórtice do tipo contra-corrente, de diâmetro interno D igual 16,5 mm e comprimento igual a quinze vezes esse valor, e configurado com diafragma de diâmetro do orifício de $0,5D$, mostraram que são obtidas temperaturas da corrente de ar frio de 9,5 °C a uma vazão mássica de 40% da vazão mássica de entrada, quando fornecido pelo compressor pressão manométrica de entrada de 3 bar e vazão volumétrica de 3,15 L/s de ar comprimido.

Palavras-chave: tubo de vórtice, parâmetros geométricos, refrigeração localizada, fabricação, refrigeração em baixa pressão.

ABSTRACT

This paper aims to scale, build and test a new vortex tube, operating from the use of compressed air at pressures below the pressure ranges typical of this unconventional cooling device for the purpose of obtaining drafts cold for air conditioning. For that were originally studied theoretical and experimental aspects of flow processes through tests performed in the laboratory with a commercial vortex tube. Known influence of geometric parameters (such as the ratio between the length and internal diameter of the tube and the diameter of the diaphragm hole) and the thermophysical properties (such as inlet pressure gauge in the compressed air tube and the mass flow rate of the stream cold) air in the performance of the vortex tube, gave up the step of sizing the same. After engineered and designed parts of the tube, the final steps were the manufacture of pipe and conducting experimental tests, beyond the selection of a photovoltaic array to provide the power required to drive the compressor. The results of the laboratory tests with a vortex tube counter-current type, internal diameter D equal to 16.5 mm and a length equal to fifteen times this value, and configured diaphragm orifice diameter of $0.5D$ showed that temperatures of the cold air flow of $9.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ at a mass flow of 40% of the mass flow input are obtained when delivered by the compressor inlet gauge pressure of 3 bar and volumetric flow rate of 3.15 L/s compressed air.

Keywords: vortex tube, geometric parameters, localized cooling, manufacturing, cooling at low pressure.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 4.1 – Separação de um gás comprimido em um fluxo quente e outro frio em um tubo de vórtice	21
Figura 4.2 – Desenho esquemático do tubo de vórtice do tipo contracorrente	22
Figura 4.3 – Desenho esquemático do tubo de vórtice do tipo unicorrente	23
Figura 4.4 – Influência do aumento da pressão manométrica de entrada no efeito de separação térmica	24
Figura 4.5 – Desenho de uma vista em corte de um tubo de vórtice do tipo contracorrente ...	25
Figura 4.6 – Comportamento dos fluxos quente e frio para as possíveis medidas do diâmetro do orifício em relação ao diâmetro da corrente fria.....	26
Figura 4.7 – Temperaturas de saída da corrente de ar frio e quente em função da fração de massa fria.....	27
Figura 4.8 – Influência da fração de massa fria no efeito da separação de energia para diferentes diâmetros do orifício do diafragma e mesma vazão mássica de entrada.....	29
Figura 4.9 – Gráfico da redução de temperatura em função da fração de massa fria para diafragmas com razão d/D de 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7; pressão manométrica de entrada de 3 bar e o tubo com um bocal de entrada (esquerda) e com dois bocais de entrada (direita)	29
Figura 4.10 – Comparação de resultados de desempenho do tubo de vórtice de Promvonge e Eiamsa-ard, Hilsh e Guillame e Jolly, com relação a redução de temperatura como função da fração de massa fria	31
Figura 4.11 – Curvas de desempenho em função da fração de massa fria para diferentes valores da pressão de entrada	33
Figura 5.1 – Fotografia do tubo de vórtice comercial.	34
Figura 5.2 – Fotografia do tubo de vórtice comercial acoplado ao atenuador de ruído (<i>muffler</i>)......	35
Figura 5.3 – Componentes de um tubo de vórtice comercial.	35
Figura 5.4 – Fotografia da saída do compressor e válvula de esfera.....	36
Figura 5.5 – Fotografia da Unidade de Tratamento de Ar	37
Figura 5.6 – Dependência da função $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_s} = f(\mu_c)$ para tubos de vórtice operando com ar com baixa umidade (1) e ar com umidade até sete vezes maior (2).....	37
Figura 5.7 – Fotografia da bancada de testes com o tubo de vórtice comercial.....	38

Figura 6.1 – Gráfico de redução de temperatura <i>versus</i> diâmetro adimensional do orifício do diafragma.....	45
Figura 6.2 – Efeito da variação do diâmetro do orifício do diafragma adimensional na redução de temperatura em um tubo de vórtice isolado com temperatura de entrada $T_i = 29\text{ }^\circ\text{C}$	45
Figura 6.3 – Desenho do tubo de vórtice em operação identificando o ângulo da válvula de controle.	47
Figura 6.4 – Desenho da válvula de controle e visualização do ângulo da válvula de controle	47
Figura 7.1 – Fotografia do tubo com orifícios e válvula de controle de fluxo do tipo cônica.	48
Figura 7.2 – Fotografia do tubo principal e da válvula de controle de fluxo do tipo cônica....	48
Figura 7.3 – Desenho da câmara de vórtice.....	49
Figura 7.4 – Perfis de entrada da câmara de vórtice propostos por Martynovskii e Alekseev (1957).	49
Figura 7.5 – Fotografia da impressora 3D.....	49
Figura 7.6 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D e detalhe do canal de admissão de um tubo de vórtice comercial.....	50
Figura 7.7 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D.....	50
Figura 7.8 – Fotografia do encaixe por pressão do tubo principal a câmara de vórtice.....	51
Figura 7.9 – Fotografia do bocal de entrada construído a partir de um tarugo de latão de base circular.....	51
Figura 7.10 – Fotografia do tubo de admissão de ar comprimido rosqueado a câmara de vórtice.	52
Figura 7.11 – Fotografia dos diafragmas com diâmetros de orifício de $0,4D$; $0,5D$; $0,6D$ e $0,7D$	52
Figura 7.12 – Fotografia do diafragma sendo acoplado a câmara de vórtice.....	53
Figura 7.13 – Fotografia do encaixe do diafragma a câmara de vórtice.	53
Figura 8.1 – Desenho esquemático da bancada de testes com o tubo de vórtice.	54
Figura 8.2 – Fotografia da bancada de testes com o tubo de vórtice.....	55
Figura 8.3 – Bancada de teste para aquisição das medições de velocidade.	55
Figura 9.1 – Gráfico da redução de temperatura (ΔT_c) em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7.	56
Figura 9.2 – Gráfico do aumento de temperatura (ΔT_h) em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7.	57

Figura 9.3 – Gráfico da fração de massa fria teórica ótima em função da pressão manométrica de entrada para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7.	58
Figura 9.4 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,7$	61
Figura 9.5 – Gráfico da fração de massa fria ótima em função da pressão manométrica de entrada para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7.	65
Figura 9.6 – Gráfico do Coeficiente de Desempenho do tubo de vórtice em função da pressão manométrica de entrada e da razão d/D	67
Figura A – Gráfico da redução de temperatura em função da pressão manométrica de entrada obtidos nos testes com o tubo de vórtice comercial.	73
Figura D – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,6$	76
Figura E.1 – Gráfico da vazão volumétrica de entrada em função da pressão de entrada.	77
Figura E.2 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,5$	78
Figura F.1 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 1 bar.	80
Figura F.2 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 2 bar.	80
Figura F.3 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 3 bar.	81
Figura G.1 – Fotografia do novo tubo de vórtice	83
Figura G.2 – Fotografia da válvula de controle de fluxo do tipo cônica.....	83
Figura G.3 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D	84
Figura H.1 – Fotografia do sensor de temperatura e umidade relativa.....	85
Figura H.2 – Fotografia do multímetro utilizado na medição das temperaturas e umidade relativa de saída das correntes de ar frio e quente	85
Figura H.3 – Fotografia da fonte de alimentação contínua e multímetro utilizado na aquisição das medidas de velocidade da corrente de ar frio	86

Figura H.4 – Fotografia do sensor de velocidade utilizado na medição de velocidade da corrente de ar frio 86

LISTA DE TABELAS

Tabela 9.1 – Fração de massa fria teórica em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ).....	58
Tabela 9.2 – Velocidade da corrente de ar frio (u_c) e em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) para o diafragma com razão d/D de 0,7.....	60
Tabela 9.3 – Fração de massa fria em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ).....	64
Tabela 9.4 – Resultados para o Coeficiente de Desempenho em função da pressão manométrica de entrada e da razão d/D do diafragma.....	66
Tabela A – Resultados obtidos com o tubo de vórtice comercial para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar.....	73
Tabela B – Temperaturas da corrente de ar frio e quente em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ) para os testes com o tubo de razão L/D de 15.....	74
Tabela C – Condições de entrada e saída do ar no tubo de vórtice.....	75
Tabela D – Velocidade da corrente de ar frio (u_c) em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) para o diafragma com razão d/D de 0,6.....	76
Tabela E – Velocidade da corrente de ar frio (u_c) em função da vazão volumétrica de entrada (\dot{V}_{in}) para o diafragma com razão d/D de 0,5.....	77
Tabela F.1 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 1 bar.....	79
Tabela F.2 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 2 bar.....	80
Tabela F.3 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 3 bar.....	81

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²]
COP	Coefficiente de desempenho
D	Diâmetro do tubo de vórtice [m]
d	Diâmetro do orifício do diafragma [m]
E	Energia interna por unidade de massa [J/kg]
L	Comprimento do tubo de vórtice [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/m ³]
p	Pressão [Pa]
\dot{Q}	Transferência de calor [J/s]
R	Constante específica de um gás perfeito [J/(mol.K)]
Re	Número de Reynolds
RH	Umidade relativa
T	Temperatura [K]
t	Tempo [s]
u	Velocidade [m/s]
v	Volume específico [m ³ /kg]
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s]
\dot{W}	Potência [W]
X	Pressão normalizada
x	Vetor posição [m]

Gregos

γ	Coefficiente de Poisson
Δ	Diferença
δ	Diâmetro adimensional do orifício do diafragma
δ_{ij}	Delta Kronecker
η	Eficiência

φ	Ângulo da válvula de controle [°]
κ	Condutividade térmica [W/(m.K)]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
μ_c	Fração de massa fria
ρ	Massa específica [kg/m ³]
τ	Tensão de cisalhamento [N/m ²]
ϕ	Fluxo de calor por condução [W/m ²]

Subscritos

a	Ar
c	Frio
h	Quente
i	Direção x
ij	Plano xy
in	Entrada
j	Direção y
k	Direção z

SUMÁRIO

Pág.

1 – INTRODUÇÃO	16
2 – OBJETIVOS	17
3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
4 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
4.1 – Princípio de Funcionamento	21
4.2 – Principais Tipos de Tubo de Vórtice	23
4.3 – Definições Importantes	23
4.3.1 – Pressão Manométrica de Entrada do Ar Comprimido	23
4.3.2 – Diâmetro Adimensional do Orifício do Diafragma	24
4.3.3 – Fração de Massa Fria	26
4.3.4 – Redução de Temperatura	30
4.3.5 – Aumento de Temperatura	31
4.3.6 – Coeficiente de Desempenho	32
5 – MATERIAIS, MÉTODOS E RESULTADOS PARA OS TESTES COM O TUBO DE VÓRTICE COMERCIAL	34
5.1 – Tubo de Vórtice Comercial	34
5.1.1 – Componentes de um Tubo de Vórtice Comercial.....	35
5.2 – Compressor	36
5.3 – Unidade de Tratamento de Ar (UTA)	36
5.4 – Experimentos com o Tubo de Vórtice Comercial	38
6 – DIMENSIONAMENTO DO TUBO DE VÓRTICE	40
6.1 – Razão entre Comprimento e Diâmetro Interno do Tubo Principal	40
6.2 – Diâmetro do Canal de Entrada da Câmara de Vórtice (Admissão de Ar Comprimido) .41	
6.3 – Diâmetro Interno da Câmara de Vórtice	43
6.4 – Diâmetro do Orifício do Diafragma	43
6.5 – Ângulo da Válvula de Controle de Fluxo	46
7 – CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DO TUBO DE VÓRTICE	48
8 – APARATO EXPERIMENTAL	54
9 – RESULTADOS E ANÁLISE	56
9.1 – Medição das Temperaturas das Correntes de Ar Frio e Quente.....	56

9.2 – Determinação da Fração de Massa Fria Teórica	57
9.3 – Medição das Condições de Entrada e de Saída da Corrente de Ar.....	58
9.4 – Medição da Velocidade de Saída da Corrente de Ar Frio	60
9.4.1 – Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na saída do Tubo configurado com Diafragma de razão $\delta = 0,7$	60
9.4.2 – Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na saída do Tubo configurado com Diafragma de razão $\delta = 0,6$	62
9.4.3 – Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na saída do Tubo configurado com Diafragma de razão $\delta = 0,5$	62
9.4.4 – Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na saída do Tubo configurado com Diafragma de razão $\delta = 0,4$	63
9.5 – Determinação da Fração de Massa Fria	64
9.6 – Cálculo do Coeficiente de Desempenho	66
10 – CONCLUSÃO	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
APÊNDICES	73
ANEXOS.....	87

1 INTRODUÇÃO

A Refrigeração é uma área de aplicação da Engenharia de grande importância no setor energético mundial. Segundo o Instituto Internacional de Refrigeração [IIR] (SAV-2 - IIF-IIR, 2003), cerca de 15 % da eletricidade consumida no mundo é utilizada para o acionamento de sistemas de refrigeração e ar condicionado. Adicionalmente, a utilização incessante e inadvertida de energia elétrica é um desperdício de recursos valiosos e impacta negativamente no meio ambiente. Faz-se então necessário buscar soluções alternativas de aproveitamento de energia, a fim de minimizar os impactos causados pelos sistemas energéticos convencionais.

O tubo de vórtice apresenta fenômenos físicos interessantes quando em operação e este pode ser construído de forma simples para a geração de correntes de ar quente e fria, a partir da utilização de ar comprimido com pressões tipicamente em torno de 6 a 9 bar. Apesar dos tubos de vórtice apresentarem uma eficiência inferior à dos equipamentos tradicionais de refrigeração, eles têm grande importância em aplicações práticas onde se exige um equipamento simples, compacto, leve, sem partes móveis, de baixo custo e praticamente isento de manutenção. Uma grande vantagem do uso do tubo de vórtice em refrigeração é que o próprio fluido de trabalho é resfriado, e o ar atmosférico pode ser esse fluido refrigerante. Como não há a necessidade de utilização de qualquer composto químico como CFCs, o tubo de vórtice torna-se um dispositivo de refrigeração não poluente. Dentre algumas das aplicações do tubo de vórtice podem-se citar: refrigeração e aquecimento de um fluido, separação de misturas gasosas, “secagem” de gases e liquefação de gás natural.

A proposta deste trabalho é o dimensionamento e a construção de um tubo de vórtice que opere a baixas pressões com fins de refrigeração, que possa ser operado pelo fornecimento de energia renovável proveniente de um arranjo fotovoltaico previamente selecionado para o acionamento do compressor. Além disso, foi inicialmente realizado um estudo teórico das variáveis e parâmetros termofísicos que influenciam no desempenho do tubo de vórtice e no efeito de separação térmica que ocorre dentro do tubo.

2 OBJETIVOS

O objetivo principal do trabalho é o desenvolvimento de um tubo de vórtice para uso em sistemas de refrigeração, que opere em baixas pressões manométricas (1 a 3 bar) e possa ter acionamento por meio de fontes renováveis de energia, como a energia solar fotovoltaica.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Operar e analisar o efeito da separação térmica em tubo de vórtice comercial do tipo contra-corrente, do fabricante EXAIR modelo 3215;
- b) Dimensionar tubo de vórtice do tipo contra-corrente que opere a baixas pressões;
- c) Fabricar e instrumentar o tubo de vórtice construído;
- d) Realizar medições experimentais;

O trabalho foi realizado no Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração, que é um laboratório integrante do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará (UFC).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O fenômeno da separação térmica de um fluxo gasoso em uma câmara de vórtice foi observado em 1933 por Georges J. Ranque (RANQUE, 1933) e ficou conhecido como o “efeito Ranque”. Ele propôs que os efeitos de compressão e expansão são os principais responsáveis pela separação de temperatura no tubo.

Hilsch (1947) investigou o efeito da pressão de entrada e os parâmetros geométricos no desempenho do tubo de vórtice. Ele realizou testes com diferentes valores para o diâmetro do orifício do diafragma (orifício de passagem da corrente fria) fria e concluiu que para grandes frações de massa fria (percentual da vazão mássica de entrada que sai por uma das extremidades do tubo de vórtice a temperaturas abaixo da temperatura de entrada), da ordem de 0,8, um orifício de maior diâmetro é mais favorável à refrigeração, e que maiores pressões manométricas de entrada do gás no tubo geraram temperaturas mais baixas da corrente de ar frio na saída do tubo.

Westley (1955) realizou experimentos com um tubo de vórtice com o objetivo de determinar o efeito dos parâmetros geométricos, tais como a área do canal de admissão do ar comprimido na câmara de vórtice e o diâmetro do orifício do diafragma, e parâmetros termofísicos tais como a razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída da corrente fria e o ajuste da válvula de controle (fração de massa fria) no desempenho do tubo. Os testes mostraram que a temperatura do ar na saída do tubo diminui com o aumento da pressão de entrada e que temperaturas mais baixas são obtidas quando a fração de massa fria, o tamanho da entrada do bocal e o diâmetro do orifício do diafragma são ajustados de acordo com a razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída.

Martynovskii e Alekseev (1957) investigaram experimentalmente o desempenho do tubo de vórtice do tipo contracorrente, utilizando tubos com diâmetro interno D de 4,4; 9,0; 16,0 e 28 mm. O comprimento L do tubo de 16 mm de diâmetro interno foi variado de $22,5 D$ a $69,0 D$ com o objetivo de encontrar a razão L/D que maximiza a redução de temperatura do ar na saída. Os resultados mostraram que quando $9,0 \text{ mm} \leq D \leq 16,0 \text{ mm}$ pode ser considerado que o comprimento ótimo do tubo de vórtice está compreendido entre $40D$ e $50D$. Por outro lado, os experimentos apontaram que para $D = 28,0 \text{ mm}$ a razão L/D ótima situa-se entre 15 e 20, evidenciando que para valores de D relativamente grandes, o comprimento ótimo do tubo deve ser relativamente pequeno.

Takahama (1965) investigou a relação entre os perfis de velocidade e temperatura do fluxo de ar na entrada da câmara de vórtice e as dimensões do tubo principal, do bocal e do orifício de passagem da corrente fria. Suas medições em um tubo de vórtice do tipo contracorrente, com números de Mach variando de 0,5 a 1 para o ar na entrada do tubo, forneceram dados para o projeto de um tubo de vórtice com uma alta eficiência de separação de energia.

Takahama e Soga (1966) estudaram o efeito da geometria do tubo sobre o processo de separação de energia e da taxa de fluxo de ar frio sobre os campos de velocidade e temperatura para a relação de proporção ótima entre a área total de abertura dos bocais A_{in} e a área da seção transversal do tubo principal A . Em suas pesquisas, foi obtido que ocorre máxima eficiência de separação de energia quando $A_{in} = 0,17A$. Eles também relataram que o número de Reynolds (Re) do jato de ar na entrada do bocal não tem influência nos campos de velocidade e temperatura no tubo de vórtice quando $0,5 \cdot 10^6 \leq Re \leq 3,0 \cdot 10^6$.

Soni (1973) publicou um estudo sobre o tubo de vórtice considerando 170 tubos diferentes e descreveu o ótimo desempenho através da utilização da Técnica das Operações Evolucionárias (EVOP). Em seu trabalho ele apresentou as relações ótimas entre os parâmetros geométricos, tais como a área de entrada na câmara (A_{in}) e a área de seção transversal do tubo principal (A), a área do orifício do diafragma (A_c) e a área de seção transversal do tubo principal (A), e o comprimento do tubo principal (L) e o diâmetro interno do tubo principal (D). As relações encontradas por Soni (1973) foram $0,084 \leq (A_{in}/A) \leq 0,11$; $0,08 \leq (A_c/A) \leq 0,145$ e $L/D > 45$.

Ahlborn *et al.* (1994) estudaram a separação de temperatura em um tubo de vórtice de baixas pressões de operação. Baseado no seu modelo matemático para limites de separação de temperatura em tubos de vórtice ele concluiu que o efeito da separação térmica depende da pressão normalizada ($X = (p_{in} - p_c)/p_c$) e não dos valores absolutos da pressão de entrada (p_{in}) e da pressão de saída da corrente de ar frio (p_c).

Saidi e Valipour (2003) apresentaram os parâmetros que afetam a operação de um tubo de vórtice. Em seus trabalhos, os parâmetros termofísicos tais como pressão de entrada do gás, tipo de gás e a fração de massa fria, a umidade na entrada do gás e os parâmetros de geometria tais como diâmetro e comprimento do tubo principal, diâmetro do orifício de saída e forma do bocal de entrada foram designados e estudados. Os experimentos mostraram que os valores ótimos da razão L/D para o desempenho do tubo estão entre 20 e 55,5. Diferentes pressões manométricas de entrada e diferentes frações de massa fria foram examinadas e os

resultados apontam que o diâmetro do orifício do diafragma adimensional ($\delta = d/D$), que maximiza a diferença de temperatura entre a entrada do ar e a saída da corrente fria, deve ser igual a 0,5.

Singh *et al.* (2004) conduziram experimentos com o tubo de vórtice e relataram o efeito de diversos parâmetros, tais como a fração de massa fria, o projeto do bocal, o diâmetro do orifício de saída do fluxo frio, a área do tubo de saída do fluxo quente e a razão L/D no desempenho do tubo de vórtice. Eles observaram que a influência do projeto do bocal era mais importante que o projeto do orifício de saída do fluxo frio (orifício do diafragma) na obtenção de maiores quedas de temperatura. Concluíram, também, que a fração de massa fria é mais fortemente influenciada pelo diâmetro do orifício do diafragma do que pelo tamanho do bocal de entrada. Além disso, encontraram que o comprimento do tubo não tem efeito no desempenho do tubo de vórtice para razões de L/D de 45 a 55.

Aydin e Baki (2006) investigaram experimentalmente a separação de energia em tubo de vórtice do tipo contracorrente com vários parâmetros geométricos e termofísicos. A geometria do tubo foi otimizada para maximizar a diferença entre as temperaturas frias e de entrada alterando várias dimensões do tubo tais como comprimento, diâmetro do orifício do diafragma e o ângulo da válvula de controle. Os valores ótimos obtidos em seus resultados para ângulo da válvula de controle (φ), a razão L/D e a razão d/D foram, respectivamente, 50° , 20 e $1/3$. Além disso, eles estabeleceram que quanto maior a pressão de entrada, maior será a diferença entre as temperaturas de saída das correntes quente e fria.

Esses e outros trabalhos mostram que há várias explicações experimentais para o funcionamento do tubo de vórtice e que os modelos teóricos ainda não possuem grande precisão na previsão do comportamento do fenômeno de separação térmica que ocorre no tubo quando em funcionamento. Assim, fez-se necessária a investigação experimental do presente trabalho a partir de resultados de pesquisadores diversos, que apresentaram boa concordância na descrição de um tubo de vórtice com alto desempenho.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma fundamentação teórica sobre os principais aspectos necessários à compreensão do funcionamento do Tubo de Vórtice. O capítulo está dividido em três seções. Na primeira seção, é apresentado o princípio de funcionamento do tubo de vórtice, na segunda, os tipos de tubos de vórtice mais conhecidos e na terceira, algumas definições utilizadas nos estudos e análise do desempenho desses tubos. As equações de Conservação de Massa, Momento e Energia, que governam os processos de escoamento no tubo, estão apresentadas no Anexo A.

4.1 Princípio de Funcionamento

O tubo de vórtice (também chamado de tubo de vórtice de Ranque-Hilsch) é um dispositivo mecânico que opera como uma máquina de refrigeração sem partes móveis, separando um fluxo de gás comprimido em um fluxo de baixa temperatura e um de alta temperatura (Figura 4.1). Tal fenômeno é chamado de separação térmica (ou separação de energia).

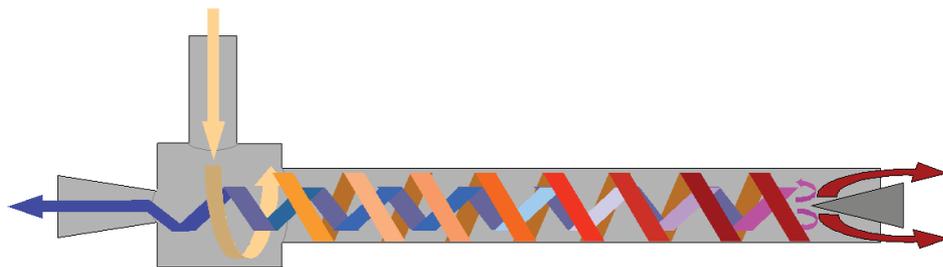


Figura 4.1 – Separação de um gás comprimido em um fluxo quente e outro frio em um tubo de vórtice (WIKIPEDIA, 2011)

O tubo de vórtice que opera em contracorrente consiste de um bocal de entrada, uma câmara, um orifício central, um tubo e uma válvula cônica. Conforme a Figura 4.2, uma fonte de gás comprimido (1) sob alta pressão entra no tubo de vórtice tangencialmente através

de um ou mais bocais de entrada a altas velocidades. A expansão do ar dentro da câmara de vórtice (2) cria um vórtice que gira rapidamente. O ar flui através do tubo, em vez de passar pelo orifício central localizado ao lado do(s) bocal(is) (orifício do diafragma), uma vez que o diâmetro do orifício é muito menor que diâmetro do tubo. Como o ar se expande no tubo, a pressão cai drasticamente para um valor ligeiramente acima da pressão atmosférica e a velocidade do ar pode chegar à velocidade do som.

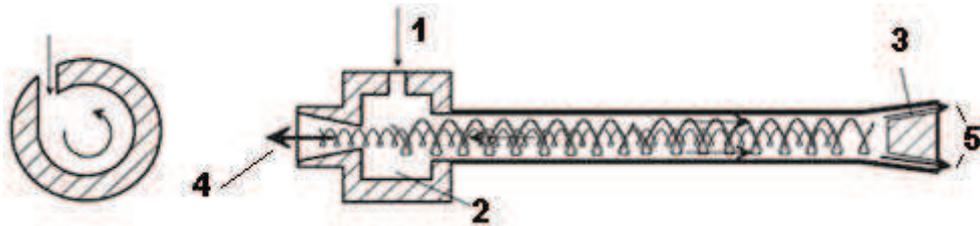


Figura 4.2 – Desenho esquemático do tubo de vórtice do tipo contracorrente (GAO, 2005, adaptado)

O ar então escoar para uma das extremidades do tubo, onde há uma válvula de controle de fluxo (3), geralmente com formato de um cone. A quantidade de ar liberado varia entre 30 e 70% do fluxo total de ar no tubo (EIAMSA-ARD; PROMVONGE, 2008). O restante do ar é devolvido pelo centro do tubo, ao longo de seu eixo como uma corrente de contra-fluxo. Uma vez que um vórtice é criado no tubo, o ar próximo ao eixo é resfriado, enquanto que sua temperatura na periferia é maior em comparação à temperatura de entrada. Assim, o ar que sai através de uma das extremidades do tubo é frio (4) e o ar quente flui no sentido contrário (5).

Fulton (1950) apresentou que o fenômeno da separação de energia no tubo de vórtice ocorre da seguinte forma: inicialmente, a velocidade angular do vórtice que flui ao longo da periferia do tubo seria mais baixa do que a velocidade que flui ao longo do centro. Entretanto a fricção entre as camadas dos vórtices proporcionaria a igualdade entre as velocidades angulares dos dois vórtices, como se fosse um corpo sólido. Durante o processo de fricção interna, o vórtice que flui ao longo da periferia do tubo ganha mais energia cinética do que perde energia interna, tornando-se mais “quente”. Por outro lado, o vórtice que flui ao longo do centro do tubo perde energia cinética, tornando-se mais “frio”.

4.2 Principais Tipos de Tubo de Vórtice

Existem basicamente dois tipos de tubos de vórtice: de escoamento em contracorrente (*counter-flow*) e em corrente paralela ou unicorrente (*uni-flow*). O princípio de funcionamento do tubo em corrente paralela é basicamente o mesmo princípio do tubo de vórtice padrão, com a diferença que a exaustão das correntes de ar fria e quente ocorre na mesma extremidade do tubo, como mostra a Figura 4.3. Ranque (1934) investigou experimentalmente os dois tipos de tubo e concluiu que o primeiro tem melhor desempenho. Por esse motivo, o presente trabalho limitou-se a tratar do tubo de vórtice do tipo contracorrente.

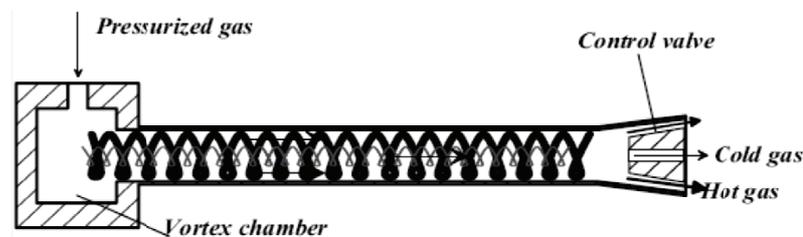


Figura 4.3 – Desenho esquemático do tubo de vórtice do tipo unicorrente (GAO, 2005)

4.3 Definições Importantes

Nesta seção, são apresentados alguns parâmetros comumente empregados em trabalhos realizados com o tubo de vórtice. Esses são a pressão de entrada, o diâmetro adimensional do orifício do diafragma, a fração de massa fria, a redução de temperatura, o aumento de temperatura e o coeficiente de desempenho.

4.3.1 Pressão de Entrada do Ar Comprimido

A pressão de entrada (p_{in}) é definida como a pressão manométrica medida na admissão do ar comprimido na câmara de vórtice. Nimbalkar e Muller (2009) e vários outros

autores relataram que com o aumento da pressão de entrada são obtidas temperaturas da corrente de ar frio mais baixas, além de aumentar a temperatura da corrente de ar quente. A Figura 4.4 mostra a influência do aumento da pressão de entrada no efeito de separação térmica. As curvas mostram que o aumento da pressão de entrada provoca um aumento na diferença entre as temperaturas de saída da corrente de ar, independente da fração de massa fria (percentual da vazão mássica de entrada que sai com temperatura mais baixa do tubo).

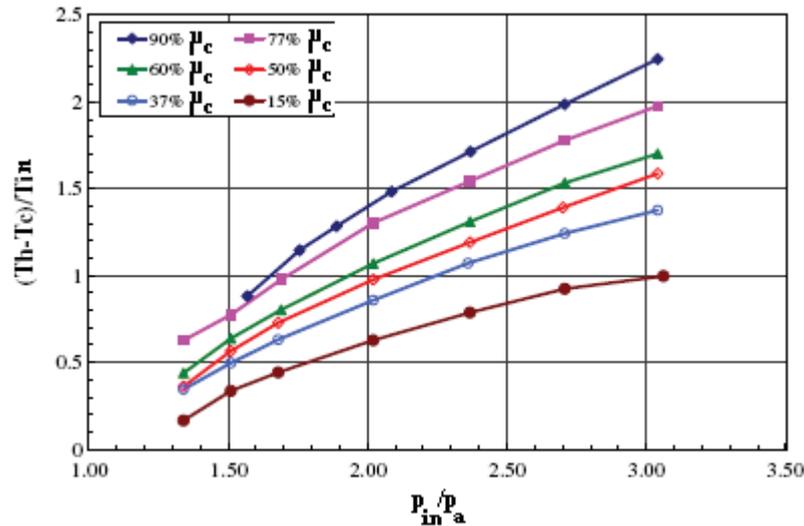


Figura 4.4 – Influência do aumento da pressão de entrada no efeito de separação térmica (NIMBALKAR E MULLER, 2009)

4.3.2 Diâmetro Adimensional do Orifício do Diafragma

O diafragma é o componente que impede que o ar comprimido, ao entrar no tubo, saia diretamente pela extremidade onde está localizado o mesmo, já que a área do orifício do diafragma (A_c) é menor que a área de seção transversal do tubo principal (A). A partir dos resultados encontrados em seus experimentos, Martynovskii e Alekseev (1957) concluíram que o orifício do diafragma que maximiza o efeito de separação térmica para o ar deve ter forma circular e concêntrica.

O diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ) é definido como razão entre o diâmetro do orifício do diafragma (d) por onde a corrente fria passa antes de sair do tubo (Figura 4.5) e o diâmetro interno do tubo de vórtice (D),

$$\delta = \frac{d}{D} \quad (4.1)$$

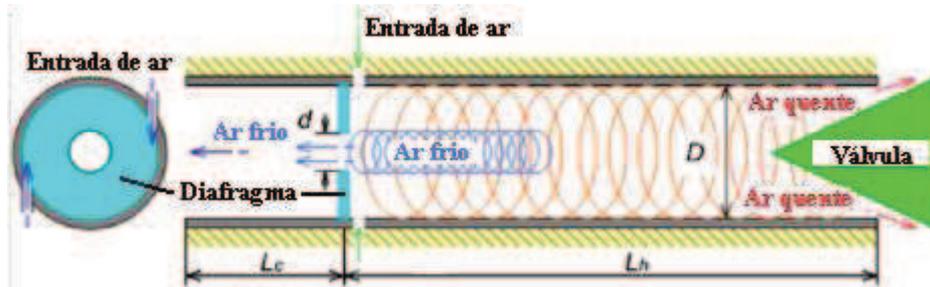


Figura 4.5 – Desenho de uma vista em corte de um tubo de vórtice do tipo contracorrente (EIAMSA-ARD *et al.*, 2010, adaptado)

Nimbalkar e Muller (2009) relataram existir um valor do diâmetro do orifício do diafragma d que maximiza a eficiência da separação de energia dos fluxos frio e quente. Eles investigaram três possíveis medidas de d em relação à medida do diâmetro da corrente fria (d_c), antes que essa passe pelo orifício (Figura 4.6). De acordo com seus estudos, quando $d < d_c$ ocorre transferência de elementos de fluido da periferia da corrente fria nas proximidades da parede que contém o orifício para a região mais quente, causando diminuição de temperatura na saída da corrente quente pela válvula. A maior eficiência na separação térmica dos fluxos aconteceria quando $d = d_c$. Nesse caso, não haveria recirculação da corrente fria. Se $d > d_c$, haveria transferência de elementos de fluido da região mais quente diretamente para o fluxo frio, gerando correntes frias com maiores temperaturas na saída pelo orifício.

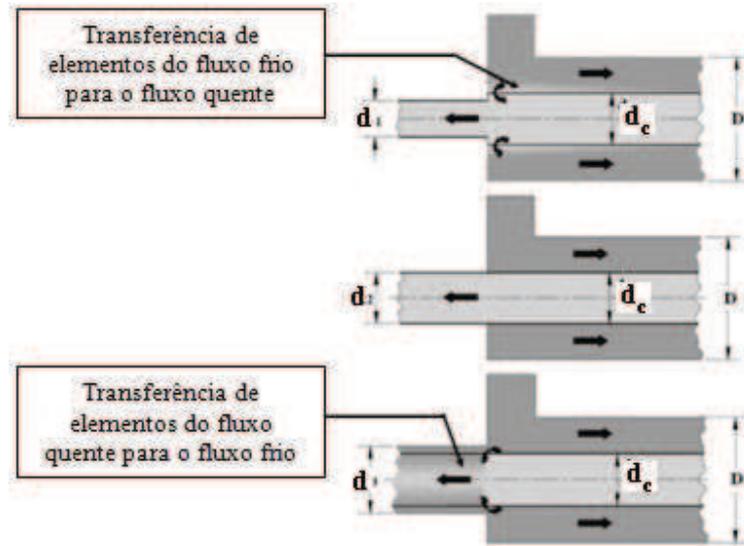


Figura 4.6 – Comportamento dos fluxos quente e frio para as possíveis medidas do diâmetro do orifício em relação ao diâmetro da corrente fria (NIMBALKAR e MULLER, 2009, adaptado)

De uma forma geral, os trabalhos existentes a respeito do desempenho do tubo de vórtice sugerem que sejam utilizados diafragmas com valores de δ situados entre 0,3 e 0,9, como é apresentado na Seção 6.4.

4.3.3 Fração de Massa Fria

A fração de massa fria (μ_c) é o parâmetro mais importante para o estudo do efeito da separação térmica e do desempenho do tubo de vórtice. Ela é definida como:

$$\mu_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{in}} \quad (4.2)$$

na qual \dot{m}_c é a vazão mássica da corrente fria e \dot{m}_{in} é a vazão mássica do ar comprimido na entrada do tubo de vórtice. A fração de massa fria também pode ser expressa por:

$$\mu_c = \frac{v_{in} \cdot u_c \cdot A_c}{v_c \cdot \dot{V}_{in}} \quad (4.3)$$

na qual v_c é o volume específico da corrente de ar frio, u_c é a velocidade da corrente de ar frio, A_c é a área do orifício do diafragma de diâmetro d , v_{in} é o volume específico do ar de entrada, e \dot{V}_{in} é a vazão volumétrica de entrada do ar comprimido.

A fração de massa fria é controlada pela válvula de controle de fluxo, localizada em umas das extremidades do tubo, por onde a corrente de ar quente escapa. O aumento no nível de abertura da válvula implica em diminuição da fração da massa fria e da temperatura da corrente de ar frio até um valor limite. Conseqüentemente, a redução no nível de abertura da válvula gera maiores temperaturas e maiores frações de massa fria (Figura 4.7).

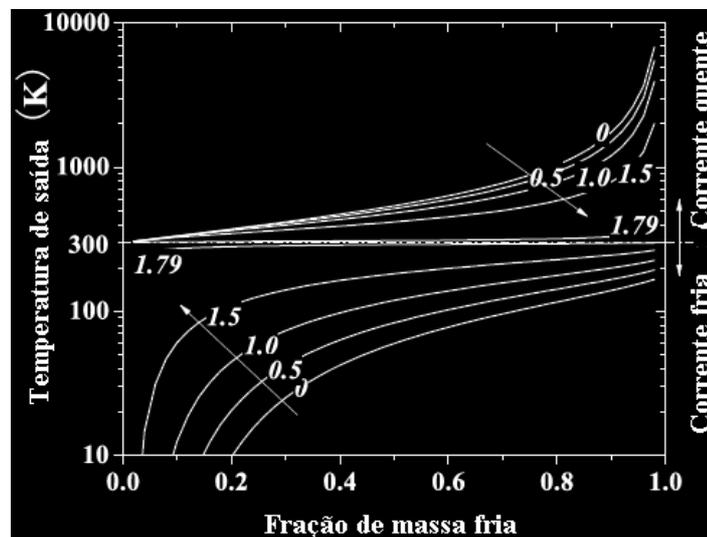


Figura 4.7 – Temperaturas de saída da corrente ar frio e quente em função da fração de massa fria (GAO, 2005)

A partir da 1ª Lei da Termodinâmica, Gao (2005) chegou a uma relação que exprime a fração de massa fria em função da temperatura de entrada T_{in} , da temperatura da corrente de ar frio T_c e da temperatura da corrente de ar quente T_h :

$$\mu_c^t = \frac{\Delta T_h}{\Delta T_{hc}} \quad (4.4)$$

na qual μ_c^t representa a fração de massa fria teórica,

$$\Delta T_h = T_h - T_{in} \quad (4.5)$$

e

$$\Delta T_{hc} = T_h - T_c \quad (4.6)$$

Nimbalkar e Muller (2009) definiram a eficiência da separação de energia com respeito ao fluxo frio (η_c) da seguinte forma:

$$\eta_c = \mu_c \frac{c_p(T_{in} - T_c)}{CW} \quad (4.7)$$

na qual

$$CW = \frac{k}{k-1} R_a T_{atm} \left[\left(\frac{p_{in}}{P_{atm}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.8)$$

é o trabalho realizado pelo compressor para comprimir isentropicamente ar da pressão atmosférica (P_{atm}) até a pressão de entrada (p_{in}) e nas quais k é a razão entre o calor específico a pressão constante (c_p) e o calor específico a volume constante (c_v) para o ar, T_{atm} é a temperatura do ar atmosférico e R_a é a constante específica do ar. Nimbalkar e Muller (2009) determinaram experimentalmente que o valor da fração de massa fria que maximiza a eficiência da separação de energia no tubo de vórtice deve ser igual a 0,6 para uma vazão mássica de entrada de 0,45 kg/min, independente dos valores da pressão de entrada e do diâmetro do orifício existente dentro do tubo, conforme mostra a Figura 4.8, para a mesma vazão mássica de entrada.

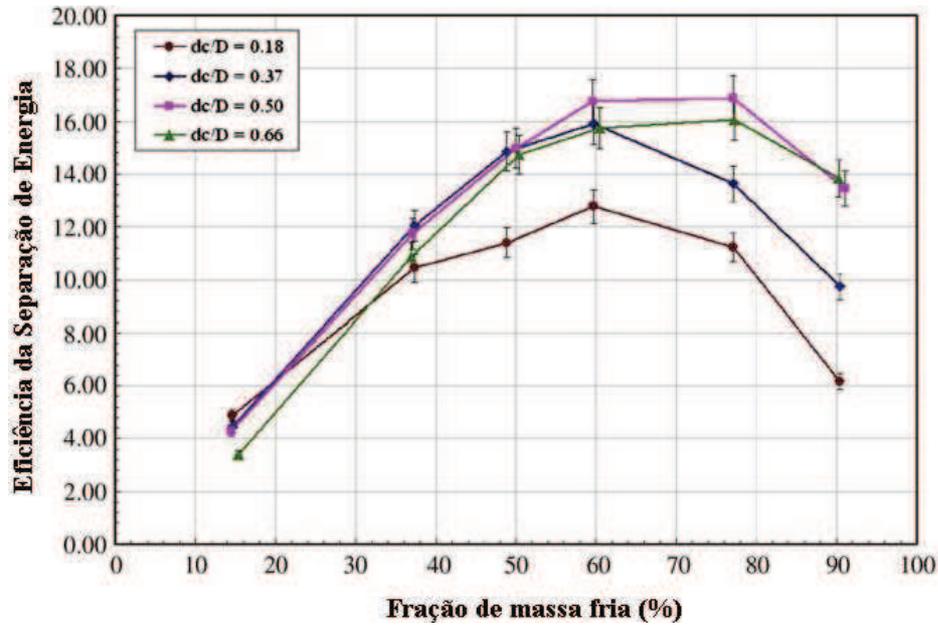


Figura 4.8 – Influência da fração de massa fria na eficiência da separação de energia para diferentes diâmetros do orifício do diafragma (NIMBALKAR e MULLER, 2009, adaptado)

Eiamsa-ard (2010) mediu a fração de massa fria que maximiza a redução de temperatura e a eficiência do tubo de vórtice, para pressões manométricas de entrada de 2 e 3 bar, diafragmas com razão d/D de 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7 e utilizando até quatro bocais de entrada. Os testes indicam que a fração de massa fria ótima situa-se entre 0,3 e 0,4, como mostra a Figura 4.9.

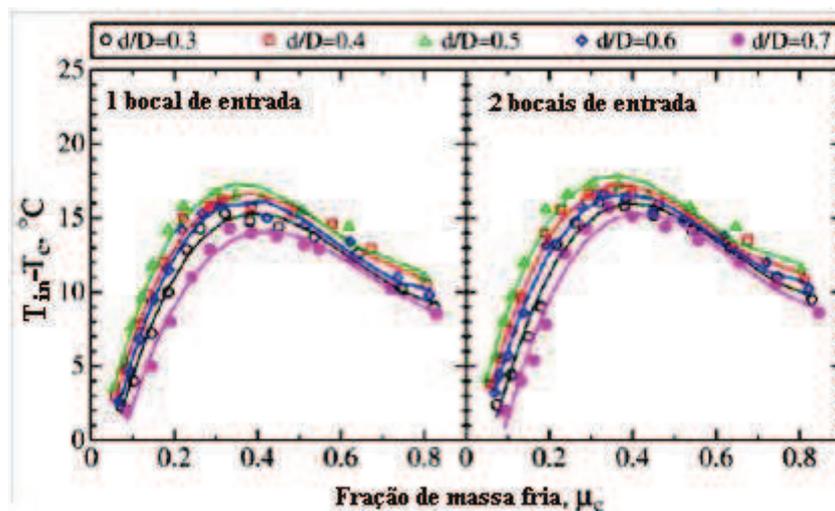


Figura 4.9 – Gráfico da redução de temperatura em função da fração de massa fria para diferentes diafragmas; pressão de entrada de 3 bar e o tubo com um bocal de entrada (esquerda) e com dois bocais de entrada (direita) (EIAMSA-ARD, 2010, adaptado)

No presente trabalho, a fração de massa fria foi ajustada pela regulagem da válvula do tubo que forneça a menor temperatura da corrente fria, como está apresentado na Seção 9.1.

4.3.4 Redução de Temperatura

A redução de temperatura é definida como a diferença entre a temperatura do ar de entrada e a temperatura do ar frio:

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c \quad (4.9)$$

A redução de temperatura é dependente principalmente da pressão de entrada (p_{in}), da fração de massa fria (μ_c) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ).

Martynovskii e Alekseev (1957) relataram que, fixada a pressão de entrada do ar no tubo, a diminuição do orifício do diafragma (d) causa um aumento na redução de temperatura máxima ($\Delta T_{c,max}$) até um valor definido máximo, seguido por um decrescimento.

Promvong e Eiamsa-ard (2005) sugeriram a determinação da máxima redução de temperatura utilizando correlações empíricas, mais especificamente através de uma função polinomial do terceiro grau (Figura 4.10):

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{c,max}} = A_3 \mu_c^3 + A_2 \mu_c^2 + A_1 \mu_c + A_0 \quad (4.10)$$

na qual A_0 , A_1 , A_2 e A_3 são números reais determinados através de dados experimentais.

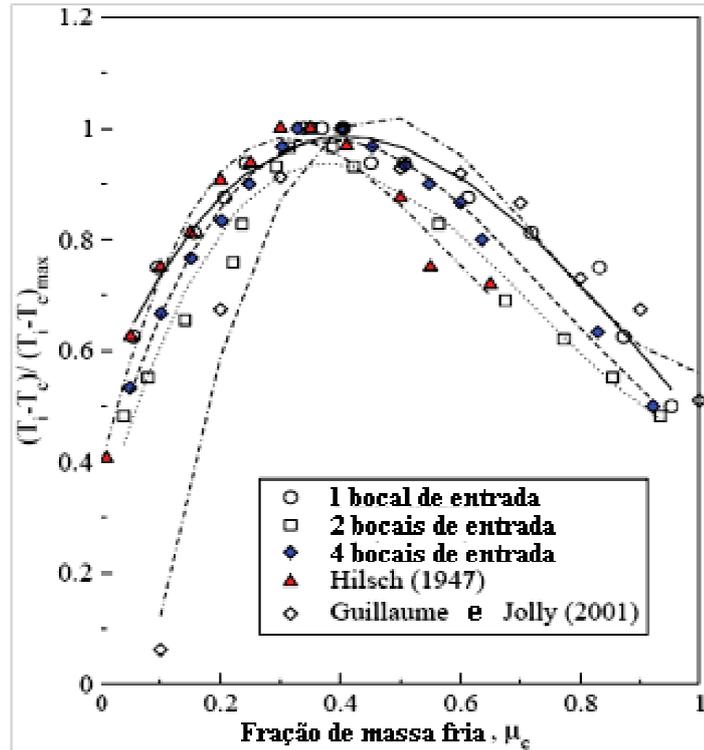


Figura 4.10 – Comparação de resultados de desempenho do tubo de vórtice de Promvonge e Eiamsa-ard, Hilsch e Guillaume e Jolly, com relação à redução de temperatura como função da fração de massa fria (PROMVONGE e EIAMSA-ARD, 2005, adaptado)

4.3.5 Aumento de Temperatura

É definido como a diferença entre a temperatura do ar quente e a temperatura do ar de entrada:

$$\Delta T_h = T_h - T_{in} \quad (4.9)$$

O aumento de temperatura é dependente principalmente da pressão de entrada (p_{in}), da fração de massa fria (μ_c) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ). Martynovskii e Alekseev (1957) relataram que, fixada a pressão de entrada do ar no tubo, o aumento do orifício do diafragma (d) causa uma elevação no aumento de temperatura (ΔT_h).

4.3.6 Coeficiente de Desempenho

O coeficiente de desempenho (COP) pode ser definido como sendo a razão entre a taxa de resfriamento do tubo de vórtice (\dot{Q}_c) e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}) para uma compressão isotérmica e reversível do ar a pressão atmosférica até a pressão de entrada:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (4.10)$$

na qual

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_p (T_{in} - T_c) \quad (4.11)$$

e

$$\dot{W} = \dot{m}_{in} R_a T_{in} \ln (p_{in}/p_c) \quad (4.12)$$

Assim,

$$COP = \frac{\mu_c c_p (T_{in} - T_c)}{R_a T_{in} \ln (p_{in}/p_c)} \quad (4.13)$$

nas quais \dot{m}_c é a vazão mássica da corrente de ar frio, c_p é o calor específico do ar a pressão constante, T_{in} é a temperatura do ar comprimido medido na entrada do tubo, T_c é a temperatura da corrente de ar frio, \dot{m}_{in} é a vazão mássica de entrada de ar comprimido, R_a é a constante específica do ar, p_{in} é a pressão de entrada do ar comprimido e p_c é pressão de saída da corrente de ar frio.

Williams (2005) utilizou fórmulas empíricas, variando a pressão de entrada do ar no tubo de vórtice, para encontrar a máxima taxa de refrigeração em função da fração de massa fria (Figura 4.11). Foi verificado, também, que mesmo com diferentes pressões de

entrada, a fração de massa fria que fornece a máxima taxa de refrigeração deve estar entre 0,6 e 0,7, conforme a Figura 4.11.

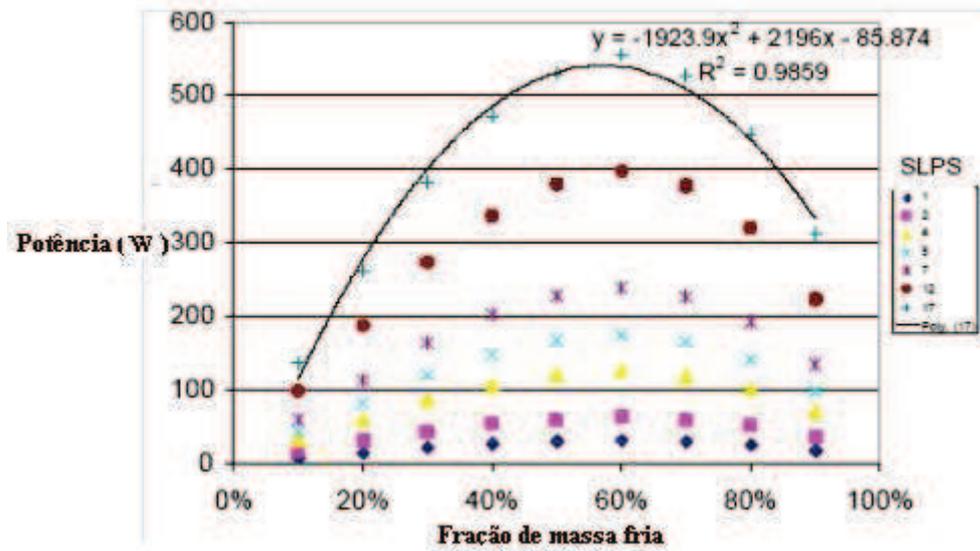


Figura 4.11 – Curvas de desempenho em função da fração de massa fria para diferentes valores da pressão de entrada (WILLIAMS, 2005, adaptado)

5 MATERIAIS, MÉTODOS E RESULTADOS PARA OS TESTES COM O TUBO DE VÓRTICE COMERCIAL

Este capítulo apresenta os materiais e métodos necessários à investigação experimental do tubo de vórtice comercial, bem como os resultados obtidos.

5.1 Tubo de Vórtice Comercial

O tubo de vórtice existente no Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração é um tubo comercial do fabricante EXAIR, modelo 3215 (Figura 5.1), classificado como de porte médio. Ele foi utilizado na investigação experimental do efeito de separação térmica que ocorre dentro do tubo.



Figura 5.1 – Fotografia do tubo de vórtice comercial

Utilizou-se, também, um atenuador de ruído (*muffler*); devido ao intenso nível de ruído observado nos testes, instalado em uma das extremidades do tubo (Figura 5.2).



Figura 5.2 – Fotografia do tubo de vórtice comercial acoplado ao atenuador de ruído (*muffler*)

5.1.1 Componentes de um Tubo Vórtice Comercial

O tubo de vórtice comercial (Figura 5.3) é constituído de um bocal de entrada (1), de uma válvula de controle de saída da corrente quente (2 e 3), do tubo principal (4), da câmara de vórtice (5), de um gerador de vorticidade (6) para intensificar o efeito da separação térmica, de um anel rosqueado na saída da corrente fria (7 e 8) e de uma inserção de bronze (9).

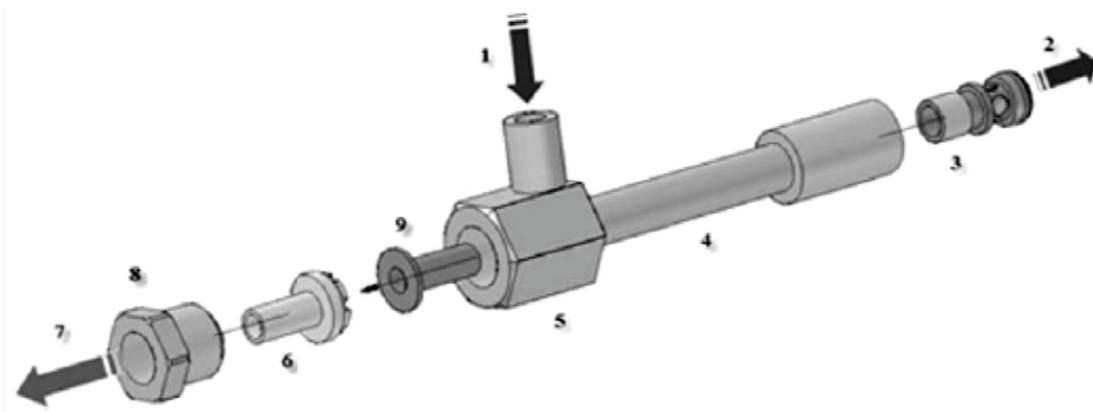


Figura 5.3 – Componentes de um tubo de vórtice comercial (SECCHIAROLI *et al.*, 2009)

5.2 Compressor

O compressor utilizado é do fabricante Chiaperini modelo CJ 30 APV/250 – 7,5 HP, capaz de fornecer uma pressão máxima de 12 bar, e possui um volume do reservatório de 250 litros.

Na Figura 5.4, são mostradas a válvula de esfera instalada na saída do compressor e a mangueira, que tem diâmetro interno de 12 mm.



Figura 5.4 – Fotografia da saída do compressor e válvula de esfera

5.3 Unidade de Tratamento de Ar (UTA)

A Unidade de Tratamento de Ar, que consiste de um conjunto de filtros de ar, uma válvula reguladora de pressão e um manômetro (Figura 5.5), têm a função de retirar parte da umidade e do óleo existente no ar através dos purgadores, antes que este seja admitido pela câmara de vórtice. Medições com um sensor de temperatura e umidade relativa indicam que a umidade relativa do ar foi reduzida de 70% a 25% com a utilização da UTA.



Figura 5.5 – Fotografia da Unidade de Tratamento de Ar

Martynovskii e Alekseev (1957) advertiram que a presença de vapor d'água em excesso no ar, que é admitido pelo tubo, reduz a eficiência de refrigeração do tubo de vórtice, devido à transferência de calor para a corrente de ar frio por condensação e solidificação. A Figura 5.6 mostra a dependência da razão entre a redução de temperatura (ΔT_c) e a redução de temperatura isentrópica (ΔT_s) em função da fração de massa fria (μ_c) para tubos operando com ar com baixa umidade absoluta (1) e com umidade absoluta até sete vezes maior que a anterior (2):

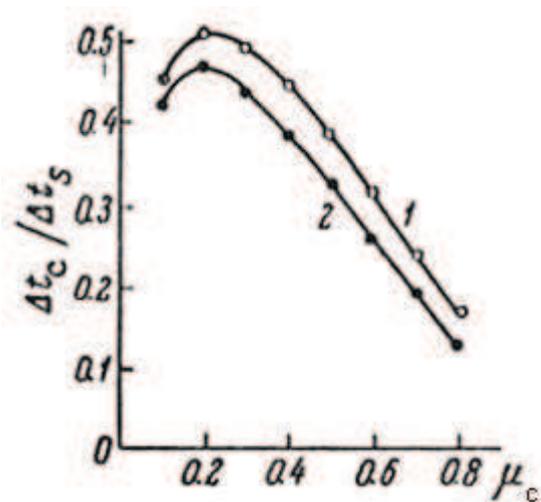


Figura 5.6 – Dependência da função $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_s} = f(\mu_c)$ para tubos de vórtice operando com ar com baixa umidade

(1) e ar com umidade até sete vezes maior (2) (MARTYNOVSKII e ALEKSEEV, 1957)

A utilização dos filtros é recomendada pelo fabricante do tubo de vórtice, e foi informado pelo fornecedor do filtro que este fosse instalado na mangueira a pelo menos 5 m de distância da saída do compressor, para que houvesse maior eficiência na retirada de umidade do ar comprimido, embora esse comprimento aumentasse a perda de carga entre o compressor e a entrada do tubo.

5.4 Experimentos com o Tubo de Vórtice Comercial

Uma fotografia da bancada de testes com o tubo de vórtice comercial está mostrada na Figura 5.7. A abertura da válvula na saída do compressor conduz o ar comprimido através da mangueira até a Unidade de Tratamento de Ar (UTA), onde grande parte da umidade e do óleo (oriundo do compressor) é retida. Ainda na UTA, a pressão é controlada por uma válvula reguladora e medida por um primeiro manômetro, e o ar é direcionado a uma terceira válvula reguladora totalmente aberta. Nessa válvula é feita a leitura da pressão manométrica de entrada por um segundo manômetro e onde o ar é novamente filtrado até chegar ao bocal de entrada do tubo de vórtice.

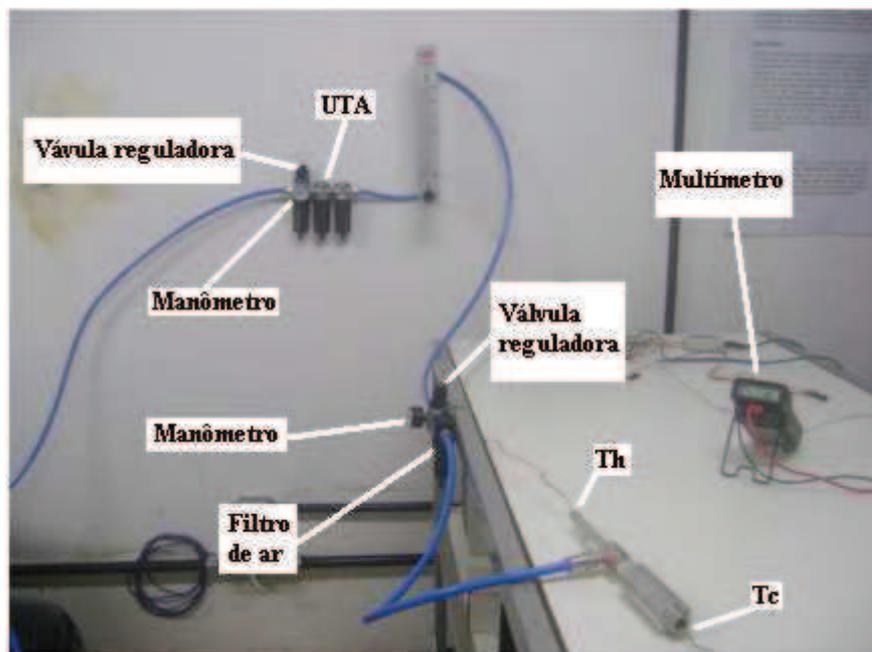


Figura 5.7 – Fotografia da bancada de testes com o tubo de vórtice comercial

Foram conduzidos experimentos com o tubo de vórtice comercial a fim de verificar a sua capacidade de refrigeração quanto às temperaturas de saída da corrente de ar frio. A fração de massa fria teórica (μ_c^t) também foi calculada. Os resultados mostraram que é possível obter reduções de temperatura de até 34,1 °C para pressão relativa de entrada de 3 bar e a uma vazão mássica teórica da corrente de ar em torno de 14 % da vazão mássica de entrada do ar no tubo. Outros resultados são mostrados no Apêndice A.

Foram obtidos bons resultados com o tubo de vórtice comercial, mas o projeto do novo tubo de vórtice é justificado pela menor complexidade de fabricação e pelo menor custo associado a sua construção.

6 DIMENSIONAMENTO DO TUBO DE VÓRTICE

Neste capítulo, os parâmetros geométricos de desempenho do tubo de vórtice mais importantes foram dimensionados, tendo como base os trabalhos apresentados por Westley (1955), Martynovskii e Alekseev (1957), Takahama (1965), Soni (1973). São eles: a razão entre o comprimento e o diâmetro interno do tubo principal, o diâmetro do canal de entrada da câmara de vórtice, o diâmetro da câmara de vórtice, o diâmetro do orifício do diafragma e o ângulo da válvula de controle.

Para a construção do tubo de vórtice, foram adquiridos um tubo de aço inoxidável de 50 cm de comprimento e 16,5 mm de diâmetro interno e um tarugo de latão de 10 cm de comprimento e de base circular de 15,7 mm de diâmetro.

O comprimento do tubo de aço inoxidável é encontrado comercialmente em tamanhos múltiplos de 0,5 m. Estipulou-se, então, que 0,5 m de comprimento de tubo seria satisfatório para a fabricação do tubo de vórtice.

O material utilizado na construção da câmara de vórtice é discutido no Capítulo 7.

6.1 Razão entre Comprimento e Diâmetro Interno do Tubo Principal

O tubo de vórtice foi dimensionado a partir das correlações de otimização de desempenho apresentadas a seguir:

- Westley (1957) afirmou que o comprimento (L) que o tubo deve ter para que haja efeito de separação térmica quando em operação deve ser de pelo menos dez vezes o diâmetro interno do tubo ($L/D \geq 10$).
- Martynovskii e Alekseev (1957) sugeriram que o comprimento L ótimo deve estar compreendido entre $15D$ e $20D$ quando $D = 28$ mm. Apesar de o tubo apresentar diâmetro interno de 16,5 mm, as relações de Martynovskii e Alekseev (1957) também foram consideradas.
- Dincer *et al.* (2007) conduziram um estudo experimental do desempenho de um tubo de vórtice contra-corrente com diâmetro interno de 9 mm. Um dos parâmetros estudados foi a razão entre o comprimento e o diâmetro interno do tubo (L/D). Tubos com razão L/D de 10,

15 e 18 foram utilizados nos testes para verificar qual razão entre o comprimento e o diâmetro interno fornece a maior diferença de temperatura entre as correntes de ar frio e quente, medidas nas extremidades do tubo. Depois de analisar os resultados, eles concluíram que o melhor desempenho do tubo de vórtice é obtido quando a razão L/D é igual a 15.

A partir das relações descritas, foi determinado então que o tubo de vórtice a ser construído deveria apresentar uma razão L/D próxima a 15. Dessa forma, considerando o diâmetro interno do tubo de 16,5 mm, o comprimento do tubo de vórtice deveria ser aproximadamente de 248 mm. Além disso, devido à simplicidade e à praticidade da montagem das partes do tubo de vórtice, testes de desempenho poderiam ser realizados variando apenas o comprimento do tubo, com medidas de L inferiores e/ou superiores a $15D$, de forma a determinar a razão ótima do parâmetro L/D .

6.2 Diâmetro do Canal de Entrada da Câmara de Vórtice (Admissão de Ar Comprimido)

Westley (1955) publicou um trabalho sobre a otimização dos parâmetros geométricos do tubo de vórtice. A razão ideal entre a área do canal de entrada da câmara de vórtice (A_{in}) e a área do tubo principal (A) dever ser:

$$\frac{A_{in}}{A} \cong 0,156 + \frac{0,176}{\tau_p} \quad (6.1)$$

na qual

$$\tau_p = \left(\frac{p_{in}}{p_c} \right) = 7,5 \quad (6.2)$$

na qual p_{in} é a pressão de entrada do ar no tubo e p_c é pressão de saída da corrente de ar frio medida na extremidade do tubo. Dessa forma:

$$\frac{d_{in}}{D} \cong \sqrt{0,1795} \quad (6.3)$$

e chegando a $d_{in} = 6,8$ mm para $D = 16,5$ mm.

Na determinação do diâmetro do canal de entrada da câmara de vórtice, a expressão (6.4) encontrada no trabalho feito por Takahama (1965) para o dimensionamento de um tubo de vórtice de alto desempenho foi também considerada. Para números de Mach variando de 0,5 a 1 na admissão do ar do bocal de entrada para a câmara de vórtice, elevados valores de eficiência de separação térmica são obtidas quando:

$$\frac{d_{in}}{D} = 0,20 \quad (6.4)$$

nas quais d_{in} e D são o diâmetro do canal de entrada de ar comprimido e o diâmetro do tubo principal, respectivamente.

O tubo de aço inoxidável descrito no início do Capítulo 6 apresenta diâmetro interno de 16,5 mm. Então pela Equação (6.4) de Takahama (1965), $d_{in} = 3,3$ mm.

Finalmente, Soni (1973) propõe a seguinte correlação de otimização para o parâmetro A_{in}/A :

$$0,08 \leq \frac{A_{in}}{A} \leq 0,17 \quad (6.5)$$

ou seja,

$$\sqrt{0,08} \leq \frac{d_{in}}{D} \leq \sqrt{0,17} \quad (6.6)$$

Logo, segundo Soni (1973), o diâmetro do canal de entrada da câmara de vórtice ideal deve estar compreendido entre 4,7 e 6,8 mm, para um tubo com 16,5 mm de diâmetro interno.

É interessante notar que as quantidades adimensionais A_{in}/A apresentadas por Westley (1955), Takahama (1965) e Soni (1973) têm a mesma ordem de grandeza. Dessa forma, quando considerados em conjunto é interessante utilizar câmaras com canal de admissão variando de $0,20D$ a $0,41D$.

O diâmetro do canal de entrada escolhido para realização dos testes com o tubo de vórtice foi de 4 mm ($0,24D$). Nos experimentos de Martynovskii e Alekseev (1957), um dos

tubos de vórtice que apresentou os melhores resultados tinha 16 mm de diâmetro interno do tubo principal e 3,9 mm de diâmetro do canal de admissão de ar comprimido.

6.3 Diâmetro Interno da Câmara de Vórtice

Martynovskii e Alekseev (1957) alertaram que câmaras de vórtice com diâmetros internos diferentes do diâmetro interno do tubo principal, reduzem a eficiência do efeito de separação térmica no tubo de vórtice quando em operação. Por esse motivo, a câmara de vórtice foi feita com 16,5 mm de diâmetro interno.

6.4 Diâmetro do Orifício do Diafragma

O diâmetro do orifício do diafragma (d) também foi otimizado por Westley (1955). Segundo Westley (1955), a razão ideal entre a área do orifício do diafragma e a área do tubo principal dever ser:

$$\frac{A_c}{A} \cong 0,167 \quad (6.7)$$

e dessa forma:

$$\frac{d_c}{D} \cong \sqrt{0,167} \quad (6.8)$$

de onde se chega a $d_c = 6,7$ mm quando $D = 16,5$ mm.

Utilizando a expressão proposta por Takahama (1965):

$$\frac{A_c}{A_{in}} = 2,3 \quad (6.9)$$

resultando em:

$$\frac{d_c}{d_{in}} = \sqrt{2,3} \quad (6.10)$$

e assim chega-se a $d_c = 6,1$ mm para $d_{in} = 4$ mm.

Para tanto, Soni (1973) propoz a seguinte faixa de otimização dos parâmetros de projeto:

$$0,08 \leq \frac{A_c}{A} \leq 0,145 \quad (6.11)$$

ou ainda,

$$\sqrt{0,08} \leq \frac{d_c}{D} \leq \sqrt{0,145} \quad (6.12)$$

Neste ponto, verifica-se também um aceitável nível de concordância entre Westley (1955), Takahama (1965) e Soni (1973) na determinação da quantidade adimensional A_c/A . Dessa forma, quando considerados em conjunto os trabalhos dos três, é interessante fabricar diafragmas de diâmetro do orifício variando de 4,7 a 6,7 mm ($0,28D$ a $0,41D$).

Por outro lado, outros trabalhos (SAIDI e VALIPOUR (2003)) apresentaram também valores para o diâmetro do orifício do diafragma adimensional (δ) diferentes dos mencionados acima. Saidi e Valipour (2003) também investigaram experimentalmente o parâmetro geométrico diâmetro adimensional do orifício do diafragma em um tubo de vórtice do tipo contracorrente. Mesmo para diferentes pressões manométricas de entrada e diferentes frações de massa fria os resultados mostraram que quando $\delta = 0,5$, ocorre máxima diferença de temperatura entre a entrada do ar e a saída da corrente fria, como mostra a Figura 6.1.

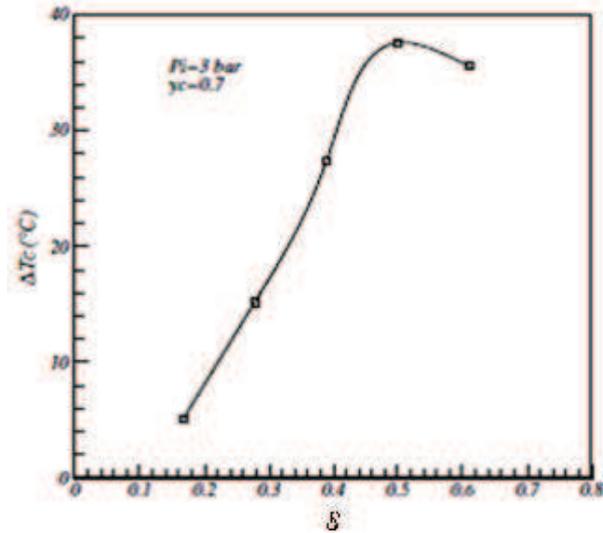


Figura 6.1 – Gráfico de redução de temperatura *versus* diâmetro adimensional do orifício do diafragma (SAIDI e VALIPOUR, 2003, adaptado)

Promvonge e Eiamsa-ard (2005) conduziram experimentos com um tubo de vórtice do tipo contracorrente utilizando diafragmas com diâmetros de orifícios iguais a $0,4D$; $0,5D$; $0,6D$; $0,7D$; $0,8D$ e $0,9D$, e concluíram que ocorre a maior redução de temperatura no tubo quando $d/D = 0,5$, conforme a Figura 6.2.

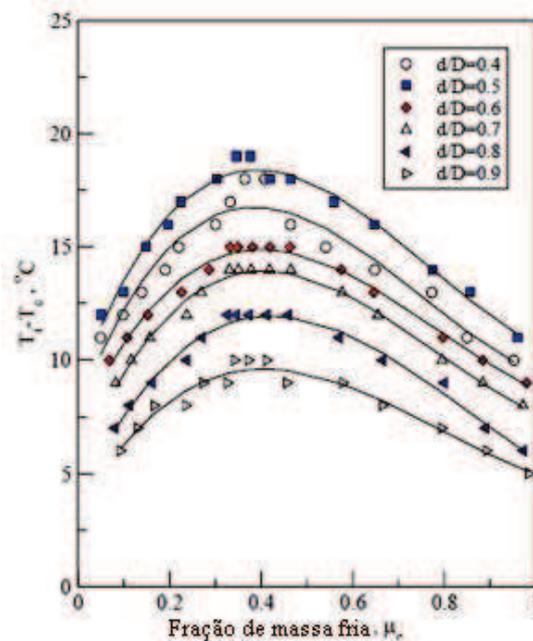


Figura 6.2 – Efeito da variação do diâmetro do orifício do diafragma adimensional na redução de temperatura em um tubo de vórtice isolado com temperatura de entrada $T_i = 29^\circ\text{C}$ (PROMVONGE e EIAMSA-ARD, 2005, adaptado)

Portanto, ao considerar os trabalhos apresentados por Saidi e Valipour (2003) e Promvonge e Eiamsa-ard (2005), outra medida que é importante para a determinação do diâmetro do orifício do diafragma ótimo para o primeiro tubo a ser construído é $d_c = 8,3$ mm, uma vez que $d_c = 0,5D$, conforme Promvonge e Eiamsa-ard (2005) e Saidi e Valipour (2003) e $D = 16,5$ mm.

Merkulov (1969) sugeriu a seguinte expressão para o diâmetro adimensional do orifício do diafragma:

$$\frac{d}{D} = 0,35 + 0,313\mu_c \quad (6.13)$$

na qual μ_c é a fração de massa fria e $0,2 < \mu_c < 0,8$. Como resultado da Equação (6.13) de Merkulov, chega-se à conclusão que o maior desempenho do tubo de vórtice é obtido quando $0,4126 < \delta < 0,6004$.

De forma a determinar o diâmetro do orifício do diafragma que maximiza o efeito da separação térmica no tubo de vórtice quando em operação, foram confeccionados diafragmas, utilizando um tarugo de “teflon”, com orifícios de diâmetros com medidas iguais a 6,6 mm (0,4D), 8,3 mm (0,5D), 9,9 mm (0,6D) e 11,6 mm (0,7D). Após os testes mantendo constantes parâmetros pertinentes como pressão e temperatura de entrada e fração de massa fria com cada diafragma, foram levantadas curvas de desempenho do tubo de vórtice em função de δ e assim pode-se determinar o valor de δ ótimo para o tubo de vórtice, conforme será mostrada na Seção 9.6.

6.5 Ângulo da Válvula de Controle de Fluxo

Aydin e Baki (2006) estudaram experimentalmente a influência do ângulo da válvula de controle (φ) variando de 45° a 60° (Figura 6.3) no desempenho do tubo de vórtice contracorrente e concluíram que φ tem pouca influência no efeito de separação térmica. De qualquer forma, eles chegaram ao valor ótimo de φ , que seria de 50°.

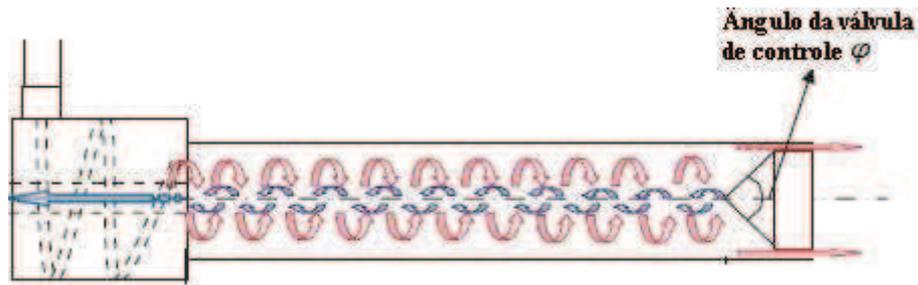


Figura 6.3 – Desenho do tubo de vórtice em operação identificando o ângulo da válvula de controle (AYDIN E BAKI, 2006, adaptado)

Markal *et al.* (2010) conduziram um estudo experimental para investigar a influência do ângulo da válvula de controle na separação térmica de um tubo de vórtice contracorrente. Eles utilizaram quatro válvulas de controle diferentes, com ângulos de 30°, 45°, 60° e 75° e observaram que o efeito do ângulo φ muda de acordo com a razão entre o comprimento (L) e o diâmetro interno do tubo (D), e que o valor do ângulo da válvula de controle tem pouca influência no desempenho do sistema (Figura 6.4).

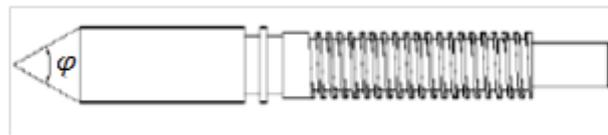


Figura 6.4 – Desenho da válvula de controle e visualização do ângulo da válvula de controle (MARKAL *et al.*, 2010)

No dimensionamento do tubo de vórtice, foi projetado o ângulo da válvula de controle de 90°, visto que variações no ângulo φ têm pouca ou quase nenhuma influência no desempenho do tubo, como já mencionado.

7 CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DO TUBO DE VÓRTICE

Foi utilizado, como tubo principal do tubo de vórtice, um tubo de aço inoxidável de 16,5 mm de diâmetro interno (D) e comprimento (L) igual a $15D$. A válvula, para o controle do fluxo de ar quente (regulagem da fração de massa fria), do tipo cônica, foi fabricada a partir de um tarugo de latão, com ângulo φ de 90° , sendo rosqueada a um tubo (também feito de latão) que possui orifícios para permitir a saída da corrente de ar quente (Figura 7.1). Este último foi acoplado ao tubo principal por interferência (Figura 7.2). O nível de rosqueamento da válvula têm influência direta no controle da fração de massa fria.



Figura 7.1 – Fotografia do tubo com orifícios e válvula de controle de fluxo do tipo cônica



Figura 7.2 – Fotografia do tubo principal e da válvula de controle de fluxo do tipo cônica

A câmara de vórtice foi desenhada em um programa de CAD (Figura 7.3) e apresenta o perfil de entrada (a) da Figura 7.4, proposta por Martynovskii e Alekseev (1957).

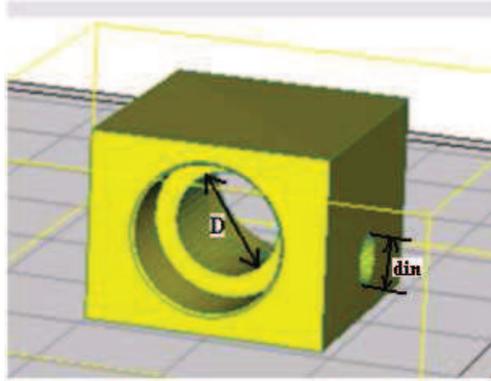


Figura 7.3 – Desenho da câmara de vórtice

O desenho da câmara (Figura 7.3) foi importado pelo *software* de impressão da impressora 3D modelo SD300. A câmara foi construída utilizando a impressora 3D, a qual utiliza uma combinação de Policloreto de Vinila (PVC) com adesivo para imprimir figuras sólidas (Figura 7.5).

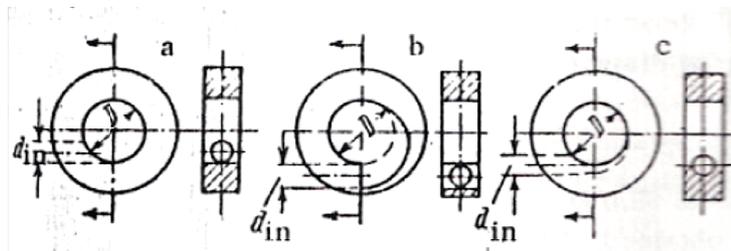


Figura 7.4 – Perfis de entrada da câmara de vórtice propostos por Martynovskii e Alekseev (1957)



Figura 7.5 – Fotografia da impressora 3D

A Figura 7.6 mostra a câmara de vórtice impressa com detalhe do canal de admissão do ar comprimido. Além do canal de entrada, a câmara possui duas aberturas (Figura 7.7), ambas perpendiculares ao canal de admissão: uma para o encaixe do diafragma, o qual deve estar o mais próximo possível do canal de admissão de ar comprimido (tangencial à parede circular interna da câmara) para favorecer o efeito de refrigeração (HILSCH, 1947), e a outra para o encaixe do tubo principal (ou tubo “quente”) (Figura 7.7).

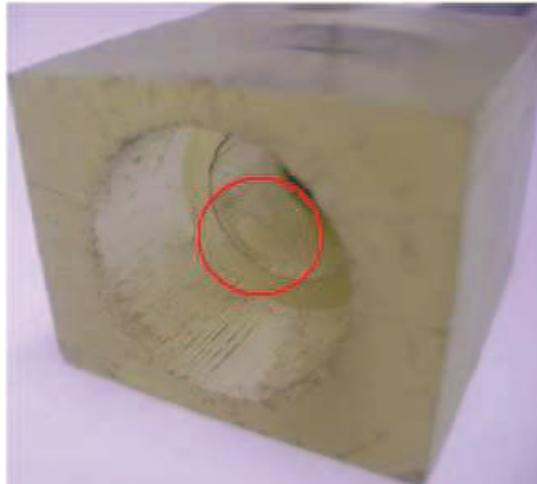


Figura 7.6 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D e detalhe do canal de admissão



Figura 7.7 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D

A câmara de vórtice foi impressa com diâmetro interno de 16,5 mm e canal de entrada com diâmetro $d_{in} = 4$ mm, valores que foram determinados e apresentados no Capítulo 6.

O tubo principal foi então encaixado à câmara por interferência (Figura 7.8).



Figura 7.8 – Fotografia do encaixe por pressão do tubo principal a câmara de vórtice

O tarugo de latão de base circular foi desbastado e rosqueado em ambas as extremidades. A rosca feita em uma das extremidades do tubo permitiu a fixação do conector da mangueira enquanto a outra permitiu o encaixe na câmara de vórtice pelo canal de admissão de ar comprimido (Figura 7.9).



Figura 7.9 – Fotografia do bocal de entrada construído a partir de um tarugo de latão de base circular

O bocal de entrada do ar comprimido foi rosqueado ao canal de admissão da câmara e localizado de forma que o ar entre tangencialmente à seção transversal da câmara (Figura 7.10).



Figura 7.10 – Fotografia do tubo de admissão de ar comprimido rosqueado à câmara de vórtice

Diafragmas fabricados a partir de um tarugo de teflon com diâmetros de orifício de 6,6 mm ($0,4D$); 8,3 mm ($0,5D$); 9,9 mm ($0,6D$) e 11,6 mm ($0,7D$) (Figura 7.11) foram confeccionados para determinar, através dos testes com o tubo, qual a razão d/D que maximiza o efeito de separação térmica no tubo de vórtice.



Figura 7.11 – Fotografia dos diafragmas com diâmetros de orifício de $0,4D$; $0,5D$; $0,6D$ e $0,7D$

O diafragma é encaixado na câmara de vórtice pelo lado oposto ao lado de encaixe do tubo principal (Figuras 7.12 e 7.13).



Figura 7.12 – Fotografia do diafragma sendo acoplado à câmara de vórtice



Figura 7.13 – Fotografia do encaixe do diafragma à câmara de vórtice

8 APARATO EXPERIMENTAL

As Figuras 8.1 e 8.2 mostram o esquema de montagem da bancada de testes com o tubo de vórtice. O compressor é acionado e o ar comprimido é conduzido através de uma mangueira (12 mm de diâmetro) até a Unidade de Tratamento de Ar (UTA), que consiste de um conjunto de filtros de ar, uma válvula reguladora de pressão e um manômetro (P_1). Em seguida, a vazão volumétrica de ar é medida pelo rotâmetro (modelo RMC – 107 – SSV, escala de 10”, faixa de medição de 120 a 1200 SCFH – Standard Feet Cubic per Hour) e logo após, a pressão manométrica de entrada do ar no tubo (p_{in}) é controlada por uma válvula reguladora e um manômetro, onde o ar é novamente filtrado enquanto que são também medidas a temperatura (T_{in}) e a umidade relativa do ar (RH_{in}) na entrada do tubo. Quando o efeito de separação térmica é alcançado e o regime permanente é atingido, tornam-se possíveis as medições da temperatura, da umidade relativa e da velocidade do fluxo de ar frio, T_c , RH_c e u_c , respectivamente. Na outra extremidade do tubo, a temperatura do fluxo de ar quente, T_h , é medida na saída pela válvula utilizando um termopar.

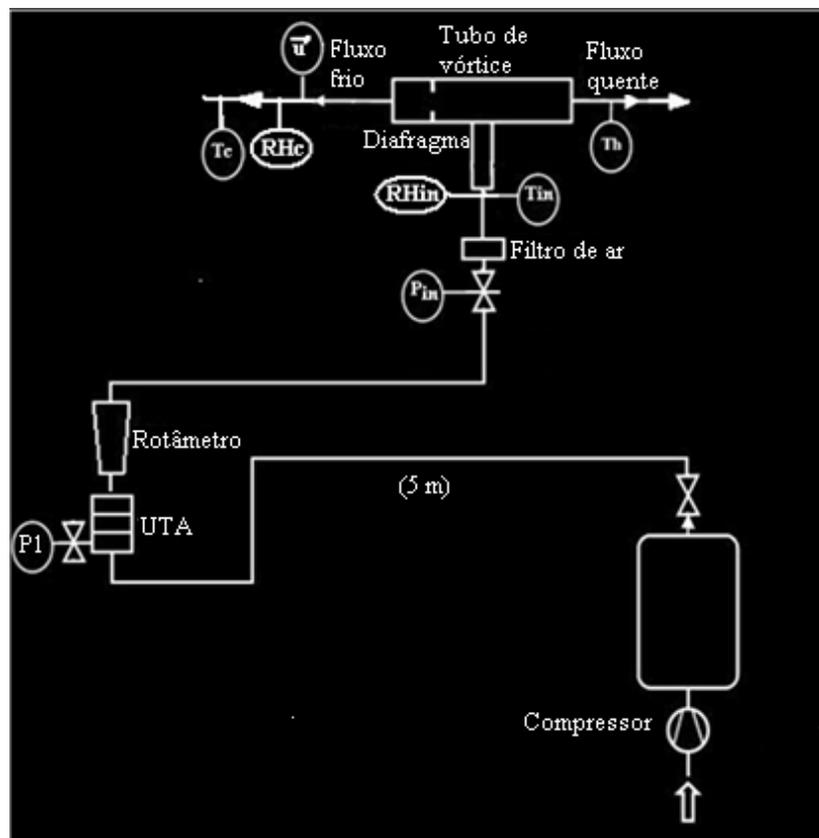


Figura 8.1 – Desenho esquemático da bancada de testes com o tubo de vórtice



Figura 8.2 – Fotografia da bancada de testes com o tubo de vórtice

A velocidade de saída da corrente de ar frio (u_c) foi medida utilizando um transdutor de velocidade do fabricante Omega (modelo FMA – 904 – V; faixa de medição: 10 a 2000 pés/min (0,05 m/s a 10,16 m/s)) alimentado por uma fonte de corrente contínua e ligado a um multímetro para leitura das medições (Figura 8.3).

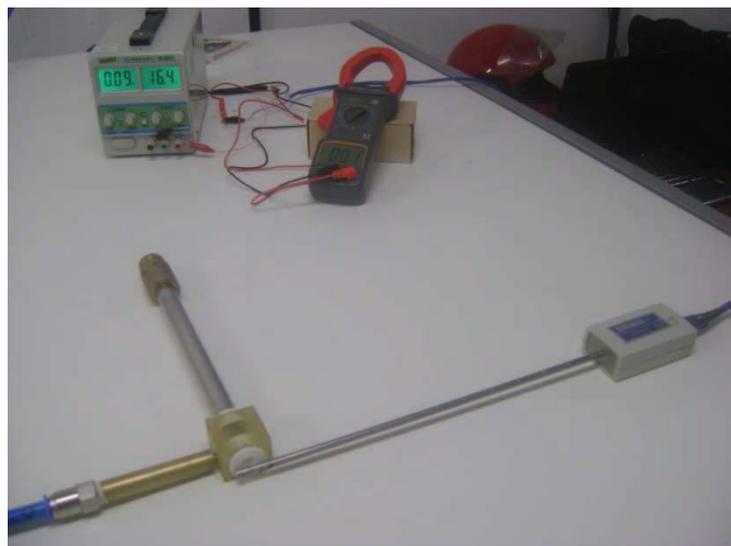


Figura 8.3 – Bancada de teste para aquisição das medições de velocidade

9 RESULTADOS E ANÁLISE

Testes de desempenho foram realizados utilizando o tubo de diâmetro interno D de 16,5 mm e razão L/D de 15, como calculado no Capítulo 5.

Os testes mostraram que a temperatura do ar na entrada do tubo (T_{in}) era um pouco superior à temperatura ambiente de 25 °C. Foram conduzidos testes com o tubo de vórtice utilizando pressões manométricas de entrada, p_{in} , de 1, 2 e 3 bar e diafragmas com diâmetros de orifício de $0,4D$; $0,5D$; $0,6D$ e $0,7D$.

9.1 Medição das Temperaturas das Correntes de Ar Frio e Quente

A Figura 9.1 mostra as reduções de temperatura ($\Delta T_c = T_{in} - T_c$) obtidas na corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do tipo de diafragma (δ). A válvula de controle de fluxo foi ajustada para cada teste, de forma que o sistema alcançasse a menor temperatura da corrente fria.

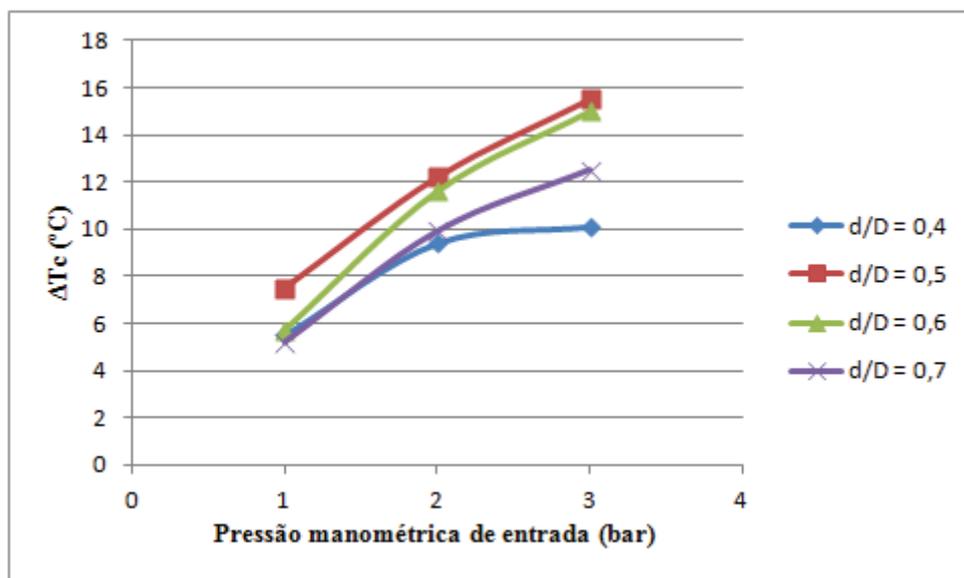


Figura 9.1 – Gráfico da redução de temperatura (ΔT_c) em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7

Na análise da Figura 9.1, pode-se observar que as maiores reduções de temperatura ocorreram na saída do tubo “frio” quando foi utilizado o diafragma de razão d/D de 0,5, em todos os níveis de pressão de entrada. Os resultados estão de acordo com a teoria de Martynovskii e Alekseev (1957) a respeito da influência da razão d/D na redução de temperatura ΔT_c , discutida na Seção 4.3.4.

Por outro lado, maiores aumentos de temperatura da corrente de ar na saída do tubo “quente” são obtidos quando o tubo é configurado com o diafragma com razão d/D de 0,7 (Figura 9.2), também de acordo com a teoria de Martynovskii e Alekseev (1957).

A Figura 9.2 mostra os aumentos de temperatura ($\Delta T_h = T_h - T_{in}$) obtidos da corrente de ar quente em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do tipo de diafragma (δ). Os valores estão no Apêndice C.

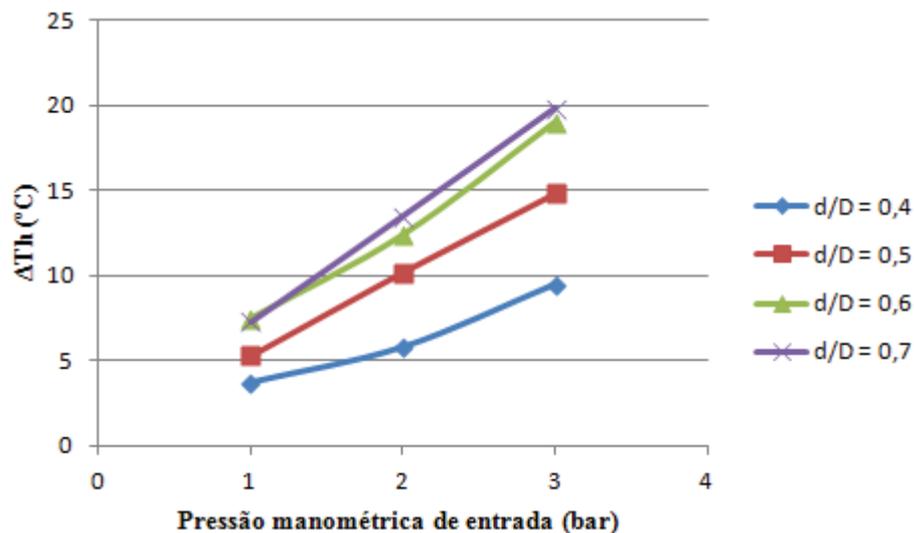


Figura 9.2 – Gráfico do aumento de temperatura (ΔT_h) em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7

9.2 Determinação da Fração de Massa Fria Teórica

A partir dos resultados das temperaturas obtidas nas correntes de ar frio e quente em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do tipo de diafragma (δ), mostrados na Tabela B do Apêndice B, pode-se calcular a fração de massa de fria teórica (μ_c^t), definida na Seção 4.3.3 (Equação (4.4)). Os resultados são mostrados na Tabela 9.1:

Tabela 9.1 – Fração de massa fria teórica (μ_c^t) em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ)

p_{in} (bar)	μ_c^t			
	$\delta = 0,4$	$\delta = 0,5$	$\delta = 0,6$	$\delta = 0,7$
1	0,40	0,41	0,57	0,58
2	0,38	0,46	0,52	0,58
3	0,48	0,49	0,56	0,61

Os resultados da Tabela 9.1 mostram que a fração de massa fria variou entre 38 e 61%, referentes aos dados experimentais apresentados na Seção 9.1. A Figura 9.3 mostra o gráfico da fração de massa fria em função da pressão manométrica de entrada para os diafragmas testados (razão d/D). Os resultados concordam com os trabalhos apresentados por Nimbalkar e Muller (2009) e Eiamsa-ard (2010), discutidos na Seção 4.3.3.

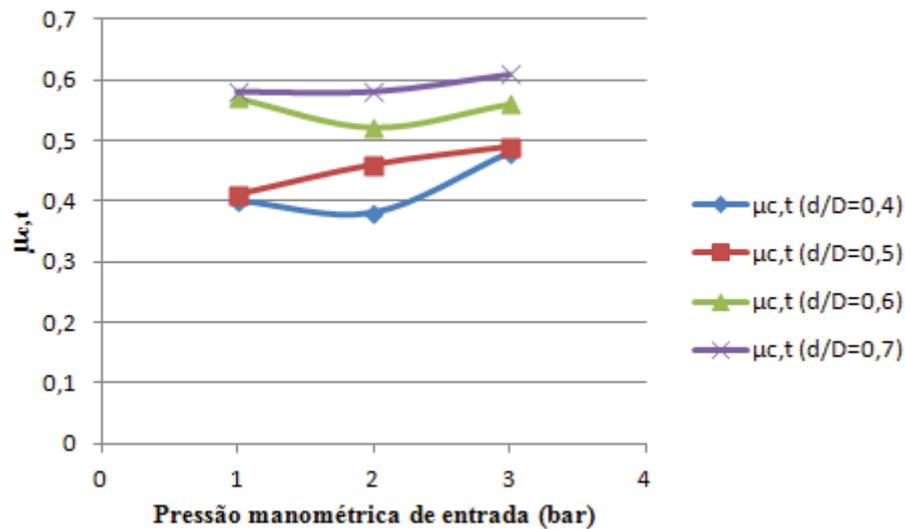


Figura 9.3 – Gráfico da fração de massa fria teórica ótima em função da pressão manométrica de entrada para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7

9.3 Medição das Condições de Entrada e de Saída da Corrente de Ar

As medições experimentais que incluem as condições de entrada do ar comprimido (pressão p_{in} , vazão volumétrica \dot{V}_{in} , temperatura T_{in} , umidade relativa RH_{in} e

volume específico v_{in}) e de saída (temperatura T_c , umidade relativa RH_c e volume específico v_c da corrente de ar frio, e temperatura T_h da corrente de ar quente) medidas nos experimentos com o tubo de vórtice para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7; estão apresentadas na Tabela C.1 do Apêndice C. Os valores de volume específico do ar foram retirados de equações da psicrometria (ASHRAE, 1997) com os dados de temperatura de bulbo seco e umidade relativa. É interessante observar que, embora com o aumento da pressão do ar no compressor foram alcançadas menores temperaturas de bulbo seco da corrente de ar frio na saída do tubo de vórtice e maiores umidades relativas, com a umidade absoluta permanecendo praticamente constante. Esse resfriamento sensível da corrente de ar era esperado, visto que não ocorreu processo de desumidificação do ar. Em outras palavras, o resfriamento da corrente de ar desde a entrada no tubo até sua saída como corrente de ar frio, produziu uma temperatura de bulbo seco final superior à temperatura de ponto de orvalho do ar nas condições de entrada no tubo. Assim, não houve transferência latente de calor.

As condições psicrométricas da corrente de ar frio encontradas são similares às condições de insuflamento de ar em muitas aplicações de ar condicionado. É importante salientar, contudo, que embora essas condições sejam adequadas, o sistema não se caracteriza como um sistema convencional, onde há recirculação do ar de insuflamento (que varia em média de 0 a 90 %, dependendo da aplicação), pois não há remoção de umidade (calor latente) no processo. Em outras palavras, o sistema de resfriamento com tubo de vórtice é adequado para sistemas com 100 % de renovação de ar. Essa aparente desvantagem não significa que os tubos de vórtice tenham menor desempenho do que os sistemas com recirculação de ar, pois, a alta pressão da saída do compressor é diminuída no próprio processo no interior do tubo e em um eventual sistema de distribuição de ar até o ambiente a ser resfriado, onde a pressão do ar é praticamente a pressão atmosférica, que retornaria ao compressor. Há sim uma vantagem nesse circuito que garante uma renovação de ar (entrada do compressor com 100 % de ar exterior) no ambiente climatizado, e conseqüentemente, uma melhoria na qualidade (teor de oxigênio) do ar insuflado.

9.4 Medição da Velocidade de Saída da Corrente de Ar Frio

Observou-se que para pressões manométricas de entrada acima de 1 bar (14,5 psi) as medidas da velocidade de corrente de ar frio ultrapassavam 10,16 m/s, impossibilitando a medição da velocidade u_c para pressões manométricas de entrada p_{in} acima de 1 bar, principalmente para o tubo de vórtice equipado com diafragmas de razão d/D de 0,4 e 0,5. Devido à limitação da faixa de medição do transdutor de velocidade, foram determinadas funções, do tipo $u_c = f(p_{in})$, com p_{in} medida em psi, utilizando medidas de velocidade para pressões manométricas de entrada abaixo de 1 bar, para prever a velocidade da corrente de ar frio para valores de p_{in} de 1, 2 e 3 bar (14,5; 29 e 43,5 psi; respectivamente). Em todos os testes, as medidas de velocidade da corrente de ar frio foram obtidas ajustando a válvula de forma que a corrente de ar frio alcançasse as menores temperaturas, conforme estabelecido na Seção 9.1. Para minimizar os erros na determinação da função de previsão da velocidade de corrente de ar frio, a pressão manométrica de entrada p_{in} foi medida em psi, uma vez que a leitura no manômetro nessa escala é mais precisa.

9.4.1 Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na Saída do Tubo configurado com Diafragma de Razão $\delta = 0,7$

A Tabela 9.2 mostra as velocidades medidas logo após a corrente de ar sair pelo orifício do diafragma, para pressões manométricas de entrada de 0,17 bar (2,5 psi), 0,34 bar (5 psi) e 0,69 bar (10 psi), e diafragma com razão $d/D = 0,7$.

Tabela 9.2 – Velocidade da corrente de ar frio u_c e em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para o diafragma com razão d/D de 0,7

p_{in} (psi)	u_c (m/s)
2,5	5,9
5	8,3
10	10,0

A partir dos dados da Tabela 9.2, foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c (em m/s) em função da pressão manométrica de entrada p_{in} (em psi). A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela 9.5 foi a função potencial:

$$u_c = 4,3087p_{in}^{0,3759} \quad (9.1)$$

com $R^2 = 0,9098$; conforme o gráfico da (Figura 9.4).

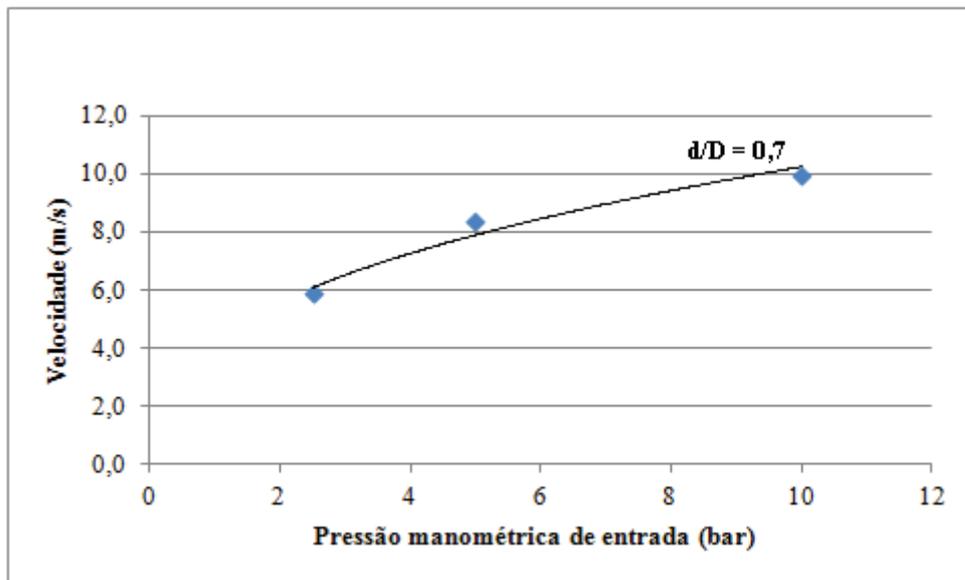


Figura 9.4 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,7$

Utilizando a função de previsão encontrada, a velocidade da corrente de ar frio pôde ser então estimada para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar. Os valores previstos para a velocidade u_c para essas pressões manométricas de entrada são 11,8; 15,3 e 17,8 m/s, respectivamente.

9.4.2 Determinação da Velocidade da Corrente de Ar frio na Saída do Tubo configurado com Diafragma de Razão $\delta = 0,6$

Foi utilizado o método apresentado na Seção 9.4.1 para estimar a velocidade da corrente de ar frio para o tubo de vórtice configurado com o diafragma de razão $d/D = 0,6$. Os detalhes desse método e os resultados são mostrados no Apêndice D.

A função que exprime a velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,6$ é a função potencial ($R^2 = 0,9967$):

$$u_c = 1,7248p_{in}^{0,6898} \quad (9.2)$$

Utilizando a função de previsão encontrada, a velocidade da corrente de ar frio pode ser então estimada para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar. Os valores previstos para a velocidade u_c para essas pressões manométricas de entrada são 10,9; 17,6 e 23,3 m/s, respectivamente.

9.4.3 Determinação da Velocidade da Corrente de Ar Frio na Saída do Tubo configurado com Diafragma de Razão $\delta = 0,5$

O método utilizado para prever a velocidade da corrente de ar frio para pressões manométricas de entrada 1, 2 e 3 bar, e diafragma com razão d/D de 0,5, basicamente foi o mesmo apresentado nas Seções 9.4.1 e 9.4.2, diferindo apenas na variável da função de previsão. Foi observado que as velocidades da corrente de ar frio acima de 10,16 m/s são atingidas a pressões manométricas de entrada abaixo de 0,5 bar, tornando mais imprecisa a leitura da pressão do manômetro, quando se utiliza o diafragma com razão d/D de 0,5. Ao invés de tomar a pressão manométrica de entrada (p_{in}) como a variável da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio, foram coletados dados de velocidade em função da vazão volumétrica de entrada \dot{V}_{in} , por ser mais precisa a escala do rotâmetro. Cada medida de

pressão manométrica de entrada está associada a uma vazão volumétrica de entrada, conforme é mostrado na Figura E.1 do Apêndice E.

A função que exprime a velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,5$ é a função potencial ($R^2 = 0,9918$):

$$u_c = 0,1363p_{in}^{0,8506} \quad (9.3)$$

Utilizando a função de previsão encontrada, a velocidade da corrente de ar frio pode ser então estimada para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar. Os valores previstos para a velocidade u_c para essas pressões manométricas de entrada são 16,9; 20,4 e 22,3 m/s, respectivamente.

9.4.4 Determinação da Velocidade da Corrente de Ar frio na Saída do Tubo configurado com Diafragma de Razão $\delta = 0,4$

Foi observado que as velocidades da corrente de ar frio acima de 10,16 m/s são atingidas a pressões manométricas de entrada muito abaixo de 0,5 bar, tornando muito imprecisa a leitura tanto da pressão do manômetro, quanto da vazão volumétrica do rotâmetro, quando se utiliza o diafragma com razão d/D de 0,4. Para esse diafragma, utilizou-se um método especial de previsão de velocidade da corrente de ar frio. A partir das medidas de velocidade u_c para os diafragmas com razão d/D de 0,5; 0,6 e 0,7 foram determinadas curvas do tipo $u_c = f(\delta)$ para cada pressão de entrada. O Apêndice F contém os detalhes do método utilizado e os resultados obtidos. As três funções que exprimem a velocidade da corrente de ar frio para pressão manométrica de entrada de 1, 2 e 3 bar são as funções potenciais:

$$u_c(1 \text{ bar}) = 7,2287\delta^{-1,122} \quad (9.4)$$

com $R^2 = 0,6278$,

$$u_c(2 \text{ bar}) = 11,312\delta^{-0,853} \quad (9.5)$$

com $R^2 = 0,9975$ e

$$u_c(3 \text{ bar}) = 15,033\delta^{-0,64} \quad (9.6)$$

com $R^2 = 0,5885$.

Substituindo $\delta = 0,4$ nas expressões (9.4), (9.5) e (9.6) obtêm-se os valores previstos para a velocidade u_c de 10,9; 17,6 e 27,0 m/s, para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar, respectivamente.

9.5 Determinação da Fração de Massa Fria

A fração de massa fria μ_c foi calculada utilizando a Equação (4.3), definida na Seção 4.3.3, para d assumindo os valores de 6,6 (0,4D); 8,3 (0,5D); 9,9 (0,6D) e 11,6 mm (0,7D).

Usando os valores das medições apresentadas no Apêndice C e os valores da velocidade da corrente de ar frio determinados na Seção 9.4 pode-se calcular a fração de massa de fria (μ_c) para os diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7 e pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar. Os resultados são mostrados na Tabela 9.3:

Tabela 9.3 – Fração de massa fria em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ)

p_{in} (bar)	μ_c			
	$\delta = 0,4$	$\delta = 0,5$	$\delta = 0,6$	$\delta = 0,7$
1	0,15	0,20	0,19	0,28
2	0,10	0,13	0,16	0,19
3	0,08	0,10	0,15	0,15

Os resultados da Tabela 9.3 indicam que as menores temperaturas da corrente de ar frio são alcançadas quando a válvula de controle é ajustada para fornecer entre 8 e 28% de fração de massa fria, como também pode ser observado no gráfico da Figura 9.5. Deve-se salientar que a diferença existente entre os resultados entre a fração de massa fria teórica e a

fração de massa fria é explicada devido a Equação (4.4) não incluir o efeito da transferência de calor que ocorre no tubo quando em operação. Além disso, as menores temperaturas da corrente de ar frio são obtidas quando o tubo opera com baixas frações de massa fria, como já mencionado na Seção 4.3.3 do Capítulo 4.

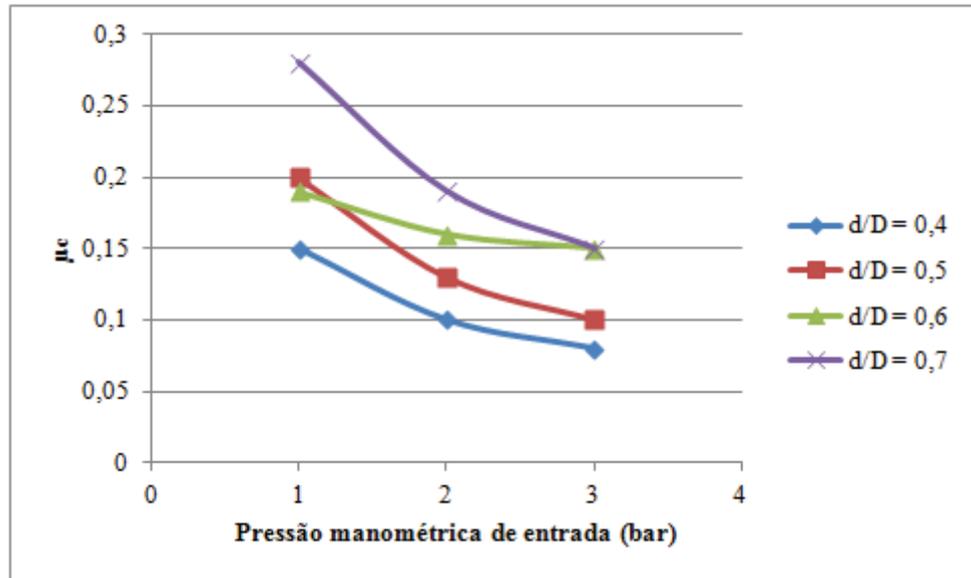


Figura 9.5 – Gráfico da fração de massa fria ótima em função da pressão manométrica de entrada para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7

A fração de massa fria influencia diretamente o desempenho do tubo de vórtice, como é apresentado na Seção 9.6.

9.6 Cálculo do Coeficiente de Desempenho

O coeficiente de desempenho (**COP**) foi calculado utilizando a Equação (4.13). Os valores necessários para o cálculo do **COP** para cada pressão manométrica de entrada (1, 2 e 3 bar) e para cada diafragma são mostrados no Apêndice B (Tabela B) e na Tabela 9.3. Foi considerado a constante molar do ar $R_a = 0,2870$ kJ/(kg.K), o calor específico a pressão constante do ar $c_p = 1,01$ kJ/(kg.K) e a pressão de saída da corrente de ar frio $p_c = 1$ bar (ver Seção 4.1 do Capítulo 4). Os resultados são mostrados na Tabela 9.4:

Tabela 9.4 – Resultados para o Coeficiente de Desempenho em função da pressão manométrica de entrada e da razão d/D do diafragma

p_{in}	<i>COP</i>			
	$\delta = 0,4$	$\delta = 0,5$	$\delta = 0,6$	$\delta = 0,7$
1	0,014	0,026	0,018	0,024
2	0,010	0,017	0,021	0,021
3	0,006	0,013	0,019	0,017

Os resultados da Tabela 9.4 indicam que o diafragma de diâmetro do orifício de $0,5D$ (8,3 mm) é o que mais favorece o desempenho do tubo de vórtice, conforme pode ser visto também no gráfico da Figura 9.6, com máximo coeficiente de desempenho de 2,6 % para uma fração de massa fria de 20 %. Deve-se observar que foi calculado o *COP* associado a maior redução de temperatura obtida com o novo tubo de vórtice para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar. O máximo coeficiente de desempenho calculado não é necessariamente o máximo *COP* do novo tubo de vórtice nas mesmas pressões, já que o *COP* não depende somente da redução de temperatura ΔT_c , e sim do produto $\mu_c \Delta T_c$, conforme a Equação (4.13). Portanto, frações de massa fria maiores que as apresentadas na Tabela 9.3 podem fornecer maiores coeficientes de desempenho.

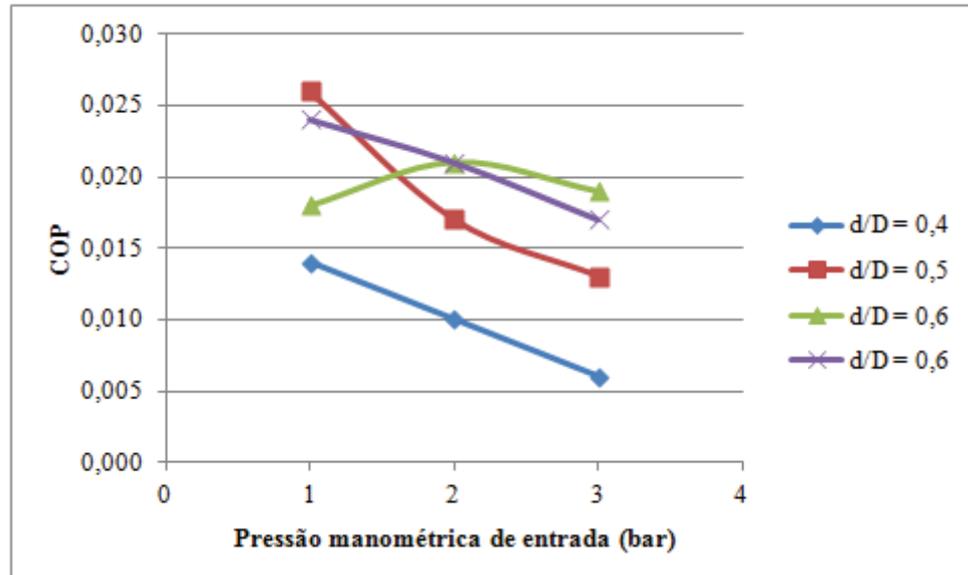


Figura 9.6 – Gráfico do Coeficiente de Desempenho do tubo de vórtice em função da pressão manométrica de entrada e da razão d/D

O tubo de vórtice desenvolvido neste trabalho foi fabricado para que operasse a pressões até três vezes menores do que as pressões de operação típicas dos tubos de vórtice comerciais visando o seu acionamento por módulos fotovoltaicos. Operações com o tubo a baixas pressões implicam no uso de sistemas de menor consumo de energia, tornando viável a utilização desses sistemas. Como exemplo de dimensionamento, duas situações podem ser apresentadas:

- 1) Para um compressor comercial de 2 HP (pressão manométrica máxima de 10 bar), corrente contínua, operando 3 horas/dia, seriam necessários 25 módulos de 50 W;
- 2) Para compressor de 7,5 HP, como o utilizado no aparato experimental, operando em corrente contínua por 3 horas/dia, seriam necessários 91 módulos de 50 W.

Com esse estudo preliminar, pode-se concluir que:

- Há a necessidade da busca no mercado de compressores com capacidade inferior a 2 HP e pressão em torno de 4 bar;
- A redução da pressão manométrica de entrada no tubo de vórtice pode permitir sua utilização econômica com módulos fotovoltaicos (com ou sem inversor).

10 CONCLUSÃO

Testes de desempenho foram conduzidos utilizando um novo tubo de vórtice do tipo contra-corrente, dimensionado a partir de correlações de otimização dos parâmetros geométricos e dos resultados comuns a uma série de trabalhos apresentados por pesquisadores desde a descoberta de Ranque (1933) até os dias atuais. Os resultados dos testes em laboratório com o tubo de vórtice construído apresentaram grande nível de concordância com os resultados previstos por outros trabalhos sobre o estudo de otimização de desempenho. As menores temperaturas da corrente de ar frio foram obtidas quando se ajusta a válvula de controle para fornecer entre 40 e 60 % da vazão mássica do ar na entrada no tubo, independentemente da pressão de entrada. Além disso, foi observado que são alcançadas as menores temperaturas da corrente de ar frio quando o tubo de vórtice é equipado com diafragma de razão d/D de 0,5, sendo possível obter temperatura de 9,5 °C, para uma pressão manométrica de entrada de 3 bar. O coeficiente de desempenho máximo calculado foi de 0,1 quando o tubo é equipado com diafragma de $0,6D$ e a válvula é ajustada para fornecer 50 % de fração de massa fria. Os resultados mostraram que é possível obter baixas temperaturas da corrente de ar frio através do fornecimento de baixas pressões manométricas de entrada (3 bar), possibilitando operar o tubo com compressores alternativos de corrente contínua que possam ser acionados por energia solar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHLBORN, B.; KELLER, J. U.; STAUDT, R.; TREITZ, G.; REBHAN, E. **Limits of temperature separation in a vortex tube.** J. Phys. D.: Appl. Phys. 1994; 27: 480–488.

ASHRAE, **ASHRAE Handbook – Fundamentals.** American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 1997.

AYDIN, O.; BAKI, M. **An experimental study on the design parameters of a counter flow vortex tube.** Energy J. 2006; 31(14):2763–72.

DINCER, K.; BASKAYA, S.; UYSAL, B. Z. **Experimental investigation of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes.** Heat Mass Transfer, 2007.

EIAMSA-ARD, S. **Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries.** Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand, 2010.

EIAMSA-ARD, S.; PROMVONGE, P. **Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 12, 2008.

EIAMSA-ARD, S.; WONGCHAREE, K.; PROMVONGE, P. **Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube.** International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 156–162.

FULTON, C. D. **Ranque’s tube.** Journal of the ASRE Refrigerating Engineering, 58:473–479, 1950.

GAO, C. **Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube.** Technische Universiteit Eindhoven, 2005.

HILSCH, R. **The use of expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process.** The Review of Scientific Instruments 1947;18(2):108–13.

MARKAL, B.; AYDIN, O.; AVCI, M. **An experimental study on the effect of the valve angle of counter-flow Ranque–Hilsch vortex tubes on thermal energy separation.** Karadeniz Technical University, 61080 Trabzon, Turkey, 2010.

MARTYNOVSKII, V. S.; ALEKSEEV, V. P. **Investigation of the vortex thermal separation effect for gases and vapors.** Soviet Physics-Technical Physics 1957 26(2): 2233–2243.

MERKULOV, A. P. (1969). **Technical applications of the vortex effect** (in Russian). Mashinostroenie, Moscow.

NIMBALKAR, S. U.; MULLER, M. R. **An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube.** Applied Thermal Engineering 29 (2009) 509-514.

PROMVONGE, P.; EIAMSA-ARD, S. **Investigation on the Vortex Thermal Separation in a Vortex Tube Refrigerator.** Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand, 2005.

RANQUE, G. J. **Experiments on expansion in a vortex tube simultaneous of hot air and cold air.** J. Phys. Radium (Paris) 1933;4:112–4 S-115, June. Also translated as General Electric Co., Schenectady Works Library 1947; T.F. 3294.

RANQUE, G. J. **Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two currents of fluid at different temperatures.** US Patent No. 1952281, March 1934.

SAIDI, M. H.; VALIPOUR, M. S. **Experimental modeling of vortex tube refrigerator.** Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1971–1980.

SECCHIAROLI, A.; RICCI, R.; MONTELPARE, S.; D'ALESSANDRO, V. **Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque–Hilsch vortex tube.** International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 5496–5511.

SINGH, P. K.; TATHGIR R. G.; GANGACHARYULU, D.; GREWAL, G. S. **An experimental performance evaluation of vortex tube.** IE(I) J-MC 2004; 84:149–53.

SONI, Y. **A parametric study of the Ranque-Hilsch tube.** PhD dissertation, University of Idaho Graduate School, U.S.A., Oct. 1973.

TAKAHAMA, H. **Studies on vortex tubes.** Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers. Volume 8, No 31: 433–40, 1965.

TAKAHAMA, H.; SOGA, N. **Studies on vortex tubes 2nd report, Reynolds no. the effects of the cold air rate and partial admission of nozzle on the energy separation.** Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers. Volume 9, No 33: 121–30, 1966.

WESTLEY, R. **Optimum design of a Vortex Tube for achieving larger temperature drop ratios.** Cranfield College Note 30, College of Aeronautics, 1955.

WESTLEY, R. **Vortex tube performance data sheets.** Cranfield College Note 67, College of Aeronautics, 1957.

WIKIPEDIA. Disponível em http://pt.wikipedia.org/wiki/Tubo_de_vortice. Acesso em 2011

WILLIAMS, D. T. **Ranque-Hilsch vortex tube for refrigeration in developing communities.** San Francisco, C.A USA, 2005.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Temperaturas das correntes de ar quente e fria na saída do tubo de vórtice comercial

A Tabela A mostra os resultados obtidos para as temperaturas de saída do ar, tanto da corrente de ar frio (T_c) quanto da corrente de ar quente (T_h). A pressão manométrica de entrada (p_{in}) foi regulada em 1, 2 e 3 bar para uma mesma posição da válvula de controle e foi utilizado um único gerador de vorticidade. Em todas as pressões de entrada, o ar comprimido foi admitido no tubo de vórtice com temperatura de entrada (T_{in}) de 25 °C.

Tabela A – Resultados obtidos com o tubo de vórtice comercial para pressões manométricas de entrada de 1, 2 e 3 bar

p_{in} (bar)	T_{in} (°C)	T_c (°C)	T_h (°C)	μ_c^t
1	25	12,5	27	0,14
2	25	-1	28,9	0,13
3	25	-9,1	31,2	0,15

Os resultados mostraram que é possível obter reduções de temperatura de até – 34,1 °C para pressão manométrica de entrada de 3 bar e a uma vazão mássica teórica da corrente de ar em torno de 14 % da vazão mássica de entrada do ar no tubo, conforme também mostra a Figura A.

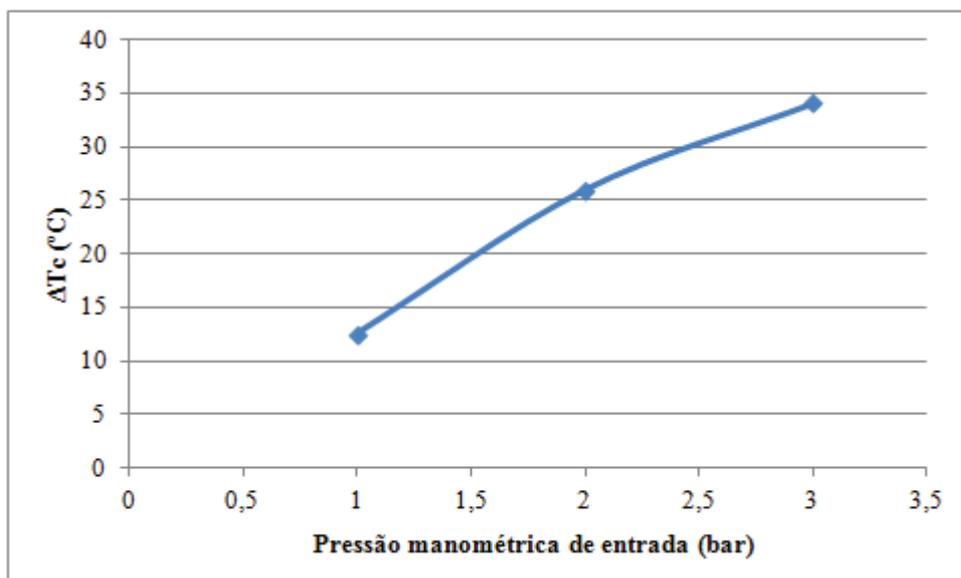


Figura A – Gráfico da redução de temperatura em função da pressão manométrica de entrada

APÊNDICE B – Temperaturas das correntes de ar quente e fria na saída do novo tubo vórtice

A Tabela B mostra as temperaturas obtidas nas correntes de ar frio e quente em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do tipo de diafragma (δ).

Tabela B – Temperaturas da corrente de ar frio e quente em função da pressão manométrica de entrada (p_{in}) e do diâmetro adimensional do orifício do diafragma (δ) para os testes com o tubo de razão L/D de 15

$\delta = 0,4$	p_{in} (bar)	T_{in} (°C)	T_c (°C)	T_h (°C)
	1	25	19,5	28,7
	2	25	15,6	30,8
	3	25	14,9	34,5

$\delta = 0,5$	p_{in} (bar)	T_{in} (°C)	T_c (°C)	T_h (°C)
	1	25	17,5	30,3
	2	25	12,8	35,2
	3	25	9,5	39,8

$\delta = 0,6$	p_{in} (bar)	T_{in} (°C)	T_c (°C)	T_h (°C)
	1	25	19,3	32,5
	2	25	13,4	37,4
	3	25	10	44

$\delta = 0,7$	p_{in} (bar)	T_{in} (°C)	T_c (°C)	T_h (°C)
	1	25	19,8	32,3
	2	25	15,1	38,5
	3	25	12,3	44,8

APÊNCICE C – Medição das condições de entrada e de saída do ar no tubo de vórtice

A Tabela C mostra as condições de entrada do ar comprimido (pressão p_{in} , vazão volumétrica \dot{V}_{in} , temperatura T_{in} , umidade relativa RH_{in} e volume específico v_{in}) e de saída (temperatura T_c , umidade relativa RH_c e volume específico v_c da corrente de ar frio, e temperatura T_h da corrente de ar quente) medidas nos experimentos com o tubo de vórtice para diafragmas com razão d/D de 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7.

Tabela C – Condições de entrada e saída do ar no tubo de vórtice

$\delta = 0,4$	p_{in} (bar)	\dot{V}_{in} (m ³ /s)	T_{in} (°C)	RH_{in} (%)	v_{in} (m ³ /kg)	T_c (°C)	RH_c (%)	v_c (m ³ /kg)	T_h (°C)
	1	0,00228	25	28	0,424	19,5	36	0,836	28,7
	2	0,00283	25	28	0,282	15,6	50	0,825	30,8
	3	0,00315	25	36	0,211	14,9	50	0,822	34,5

$\delta = 0,5$	p_{in} (bar)	\dot{V}_{in} (m ³ /s)	T_{in} (°C)	RH_{in} (%)	v_{in} (m ³ /kg)	T_c (°C)	RH_c (%)	v_c (m ³ /kg)	T_h (°C)
	1	0,00228	25	28	0,424	17,5	38	0,829	30,3
	2	0,00283	25	28	0,282	12,8	50	0,816	35,2
	3	0,00315	25	36	0,211	9,5	63	0,807	39,8

$\delta = 0,6$	p_{in} (bar)	\dot{V}_{in} (m ³ /s)	T_{in} (°C)	RH_{in} (%)	v_{in} (m ³ /kg)	T_c (°C)	RH_c (%)	v_c (m ³ /kg)	T_h (°C)
	1	0,00228	25	28	0,424	19,3	33	0,834	32,5
	2	0,00283	25	28	0,282	13,4	50	0,818	37,4
	3	0,00315	25	36	0,211	10	61	0,808	44

$\delta = 0,7$	p_{in} (bar)	\dot{V}_{in} (m ³ /s)	T_{in} (°C)	RH_{in} (%)	v_{in} (m ³ /kg)	T_c (°C)	RH_c (%)	v_c (m ³ /kg)	T_h (°C)
	1	0,00228	25	28	0,424	19,8	30	0,835	32,3
	2	0,00283	25	28	0,282	15,1	42	0,822	38,5
	3	0,00315	25	36	0,211	12,3	51	0,815	44,8

APÊNDICE D – Previsão da velocidade da corrente de ar frio para testes com o novo tubo de vórtice, configurado com diafragma de razão d/D de 0,6

A Tabela D mostra as velocidades medidas logo após a corrente de ar sair pelo orifício do diafragma, para pressões manométricas de entrada de 0,34 (5 psi), 0,52 (7,5 psi), 0,69 (10 psi) e 0,89 bar (13 psi); e diafragma com razão $d/D = 0,6$.

Tabela D – Velocidade da corrente de ar frio u_c e em função da pressão manométrica de entrada p_{in} para o diafragma com razão d/D de 0,6

p_{in} (psi)	u_c (m/s)
5	5,3
7,5	6,7
10	8,5
13	10,2

A partir dos dados da Tabela D foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c em função da pressão manométrica de entrada p_{in} . A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela D foi a função potencial $u_c = 1,7248p_{in}^{0,6898}$ (Figura D).

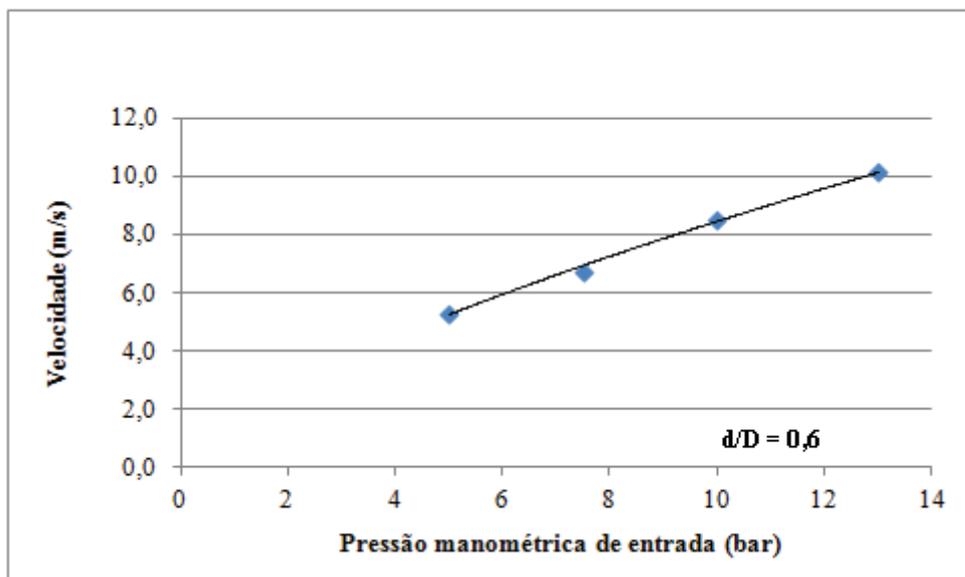


Figura D – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da pressão manométrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,6$

APÊNDICE E – Previsão da velocidade da corrente de ar frio para testes com o novo tubo de vórtice, configurado com diafragma de razão d/D de 0,5

A Figura E.1 mostra a curva que relaciona a vazão volumétrica de entrada e a pressão de entrada.

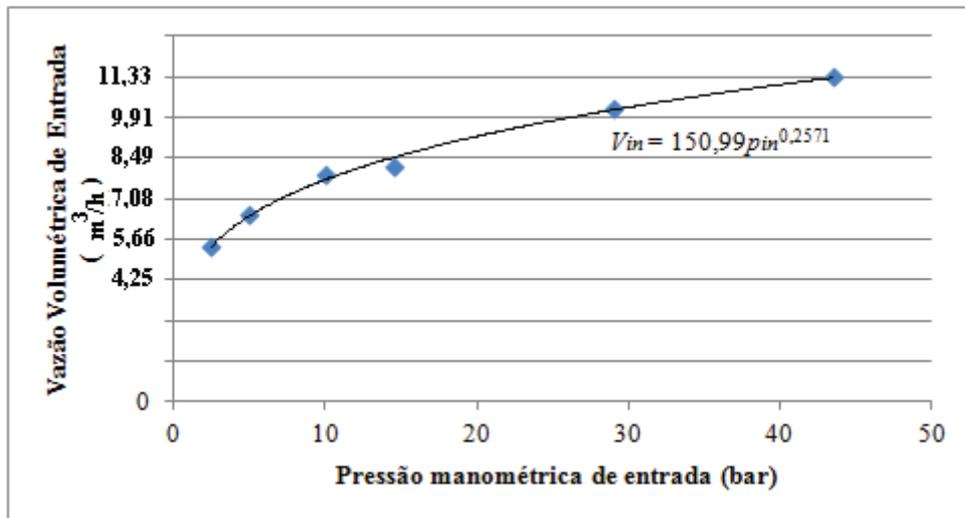


Figura E.1 – Gráfico da vazão volumétrica de entrada em função da pressão de entrada

A Tabela E mostra as velocidades medidas logo após a corrente de ar sair pelo orifício do diafragma, para vazões volumétricas de entrada de 3,68 (130 SCFH); 4,25 (150 SCFH) e 4,53 m³/h (160 SCFH); e diafragma com razão $d/D = 0,5$.

Tabela E – Velocidade da corrente de ar frio u_c e em função da vazão volumétrica de entrada \dot{V}_{in} para o diafragma com razão d/D de 0,5

\dot{V}_{in} (SCFH)	u_c (m/s)
130	8,5
150	9,8
160	10,2

A partir dos dados da Tabela E foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c em função da vazão volumétrica de entrada \dot{V}_{in} . A função

que melhor se ajustou aos valores da Tabela E foi a função potencial $u_c = 0,1363\dot{V}_{in}^{0,8506}$ (Figura E.2).

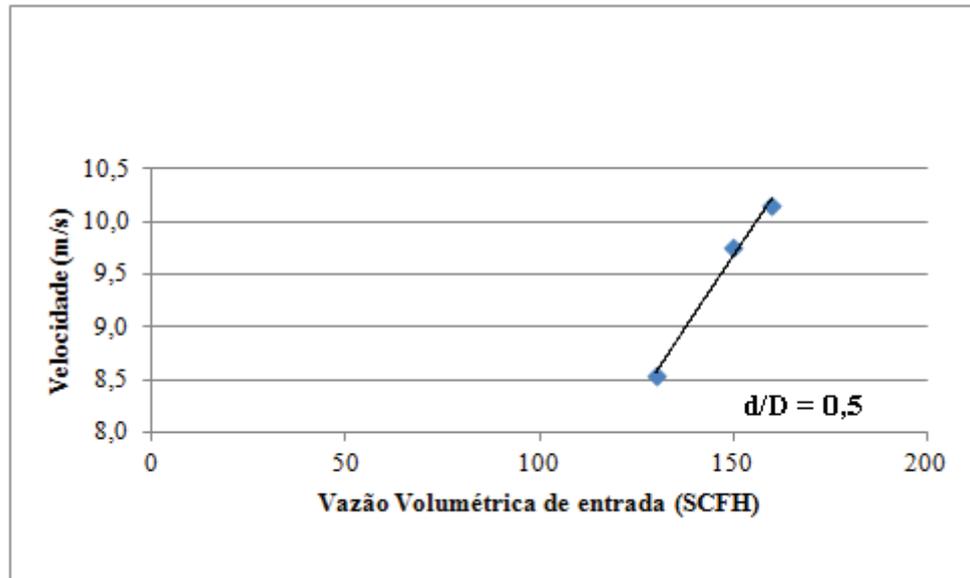


Figura E.2 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio em função da vazão volumétrica de entrada para o diafragma com razão $d/D = 0,5$

APÊNDICE F – Previsão da velocidade da corrente de ar frio para testes com o novo tubo de vórtice, configurado com diafragma de razão d/D de 0,4

- a) Previsão da Velocidade da Corrente de Ar Frio para Pressão Manométrica de Entrada de 1 bar

A Tabela F.1 mostra as medidas de velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional.

Tabela F.1 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 1 bar

p_{in} (bar)	d/D	u_c (m/s)
1	0,4	-
	0,5	16,9
	0,6	10,9
	0,7	11,8

A partir dos dados da Tabela F.1 foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c em função do orifício do diafragma adimensional ($\delta = d/D$). A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela 10.11 foi a função potencial $u_c = 7,2287\delta^{-1,122}$ (Figura F.1). Dessa forma, o valor previsto para a velocidade da corrente de ar frio u_c quando $\delta = 0,4$ e $p_{in} = 1$ bar é 20,2 m/s.

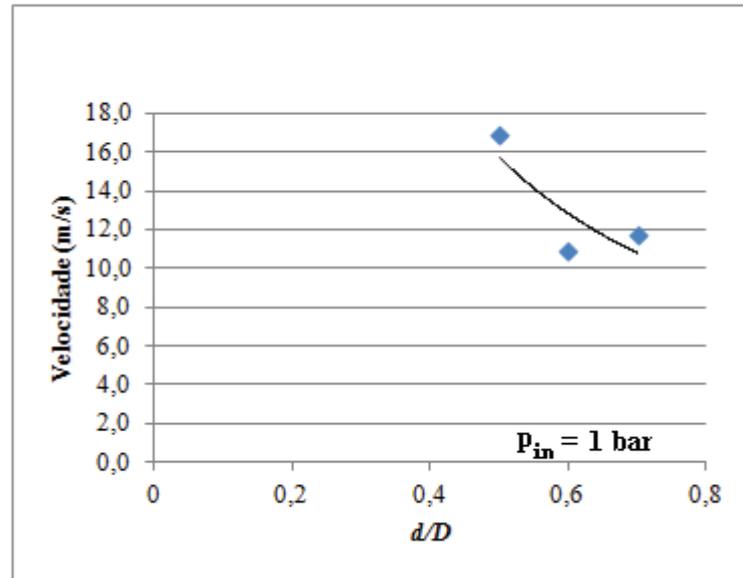


Figura F.1 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 1 bar

- b) Previsão da Velocidade da Corrente de Ar Frio para Pressão Manométrica de Entrada de 2 bar

A Tabela F.2 mostra as medidas de velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional.

Tabela F.2 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 2 bar

p_{in} (bar)	d/D	u_c (m/s)
2	0,4	-
	0,5	20,4
	0,6	17,6
	0,7	15,3

A partir dos dados da Tabela F.2 foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c em função do orifício do diafragma adimensional ($\delta = d/D$). A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela F.2 foi a função potencial $u_c =$

$11,312\delta^{-0,853}$ (Figura F.2). Dessa forma, o valor previsto para a velocidade da corrente de ar frio u_c quando $\delta = 0,4$ e $p_{in} = 2$ bar é 24,7 m/s.

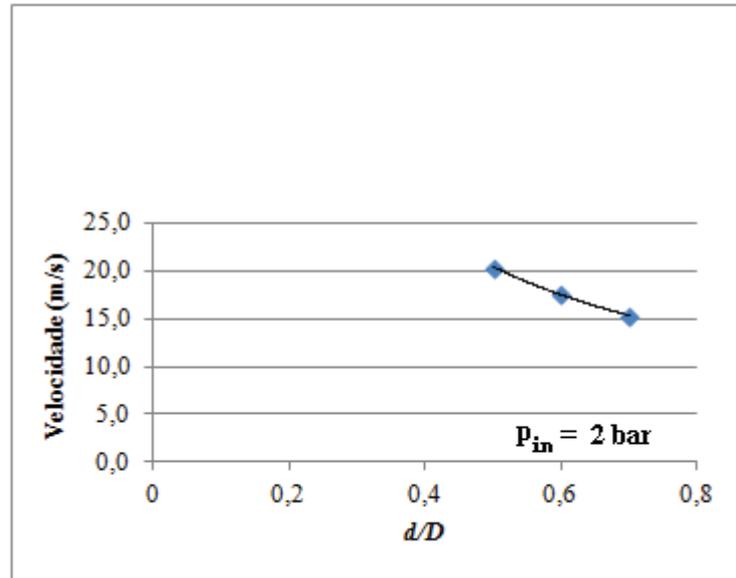


Figura F.2 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 2 bar

- c) Previsão da Velocidade da Corrente de Ar Frio para Pressão Manométrica de Entrada de 3 bar

A Tabela F.3 mostra as medidas de velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional.

Tabela F.3 – Medidas da velocidade da corrente de ar frio em função do orifício do diafragma adimensional para pressão manométrica de entrada de 3 bar

p_{in} (bar)	d/D	u_c (m/s)
3	0,4	-
	0,5	22,3
	0,6	23,3
	0,7	17,8

A partir dos dados da Tabela F.3 foi determinada uma curva de previsão da velocidade da corrente de ar frio u_c em função do orifício do diafragma adimensional ($\delta = d/D$). A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela F.3 foi a função potencial $u_c = 15,033\delta^{-0,64}$ (Figura F.3). Dessa forma, o valor previsto para a velocidade da corrente de ar frio u_c quando $\delta = 0,4$ e $p_{in} = 3$ bar é 27,0 m/s.

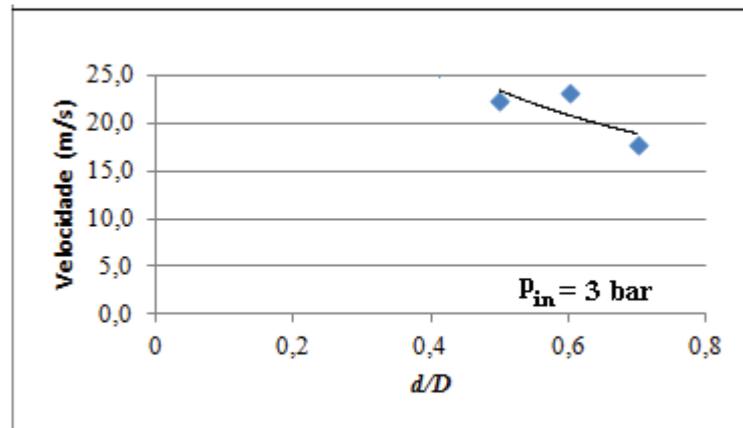


Figura F.3 – Gráfico da função de previsão de velocidade da corrente de ar frio u_c em função do diâmetro adimensional do orifício do diafragma δ para pressão manométrica de entrada de 3 bar

APÊNDICE G – Fotografias do Novo Tubo de Vórtice



Figura G.1 – Fotografia do novo tubo de vórtice



Figura G.2 – Fotografia da válvula de controle de fluxo do tipo cônica

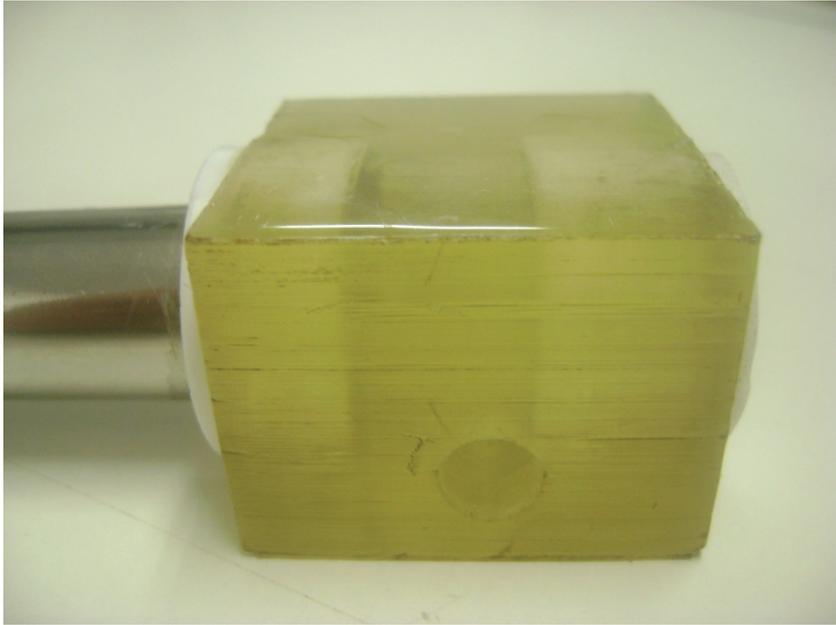


Figura G.3 – Fotografia da câmara de vórtice construída pela impressora 3D

APÊNDICE H – Fotografias dos instrumentos de medição



Figura H.1 – Fotografia do sensor de temperatura e umidade relativa



Figura H.2 – Fotografia do multímetro utilizado na medição das temperaturas e umidade relativa de saída das correntes de ar frio e quente



Figura H.3 – Fotografia da fonte de alimentação contínua e multímetro utilizados na aquisição das medidas de velocidade da corrente de ar frio



Figura H.4 – Fotografia do sensor de velocidade utilizado na medição da velocidade da corrente ar frio

ANEXOS

ANEXO A – Formulação Matemática

Esta seção apresenta as equações de conservação associadas aos fenômenos físicos que ocorrem no escoamento de um fluido no tubo de vórtice.

As equações que regem o escoamento do fluido no tubo são as equações clássicas de Navier-Stokes (Equação da Continuidade (A.1), Conservação do Momento (A.2), Conservação da Energia (A.3) e Equação de um Fluido Newtoniano (A.4)) aliadas à equação da energia (A.3), à Lei de Fourier (A.5) e à equação de estado de um gás (A.6):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (A.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (A.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_j (\rho E + p)] = -\frac{\partial \phi_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) \quad (A.3)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (A.4)$$

$$\phi_j = -\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (A.5)$$

$$p = \rho RT \quad (A.6)$$

Essas equações normalmente são resolvidas numericamente através da utilização de *softwares* específicos de simulação computacional devido a complexidade da matemática envolvida.