

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEEVALE

ALESSANDRO FERRAZ PERINAZZO

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA PARA TESTES DE VENTILADOR

Novo Hamburgo

2009

ALESSANDRO FERRAZ PERINAZZO

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA PARA TESTES DE VENTILADOR

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial
à obtenção do grau de Bacharel
em Engenharia Industrial Mecânica
pelo Centro Universitário Feevale

Orientador: Dra. Angela Beatrice Dewes Moura

Novo Hamburgo

2009

ALESSANDRO FERRAZ PERINAZZO

Trabalho de Conclusão de Curso Engenharia Industrial Mecânica, com título Desenvolvimento de Bancada para Testes de Ventilador, submetido ao corpo docente do Centro Universitário Feevale, como requisito necessário do Grau de Bacharel em Engenharia Industrial.

Aprovado por:

Dra. Angela Beatrice Dewes Moura
Professor Orientador

Professor Ramon Fernando Hans

Professor Luciano André Farina

Professor Paulo Adolfo Dai-Prá Boccasius

Novo Hamburgo, 2009.

DEDICATÓRIA

A todos que estiveram ao meu lado e me apoiaram durante todos estes anos. Especialmente aos meus pais, que sempre me deram exemplos de determinação, empenho e força com honestidade, sem os quais não estaria concretizando mais esta etapa da vida.

AGRADECIMENTOS

A **Prof^a. Dr. Angela Beatrice Dewes Moura**, pela orientação, suporte técnico, incentivo, motivação, confiança e amizade durante o desenvolvimento deste trabalho. Exemplo de profissional e ser humano. Foi um prazer conhecê-la e desenvolver este trabalho.

Aos membros da banca examinadora: **Prof. Ramon Fernando Hans, Prof. Luciano André Farina e Prof. Paulo Adolfo Dai-Prá Boccasius.**

A minha **família**, pelo carinho, dedicação e exemplos de honestidade e determinação.

A minha amada **Cristine K.**, pelo apoio, amor e companheirismo dedicado em todos os momentos, especialmente naqueles mais difíceis. Por ter me acompanhado nas vastas horas despendidas na frente ao computador no desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e no trabalho de conclusão.

A **Seibt Máquinas**, pelo apoio no meu crescimento profissional.

Ao **Sr. Ricardo Wiit**, pelos conselhos e exemplos de um profissional que deixou mais uma semente nesta área de engenharia.

Aos meus colegas de trabalho, em especial a **Ariovaldo B., Cleber S. e Cleto M.**

Aos meus amigos, que sempre confiaram em mim e estiveram presentes quando eu necessitei, em especial a **Cleber S., Roberta P., Sílvio C.**

A todos os professores, pelos ensinamentos profissionais e pessoais, e pela dedicação ao crescimento cultural de nosso país.

Ao Centro Universitário Feevale, por disponibilizar aos futuros profissionais infraestrutura adequada à aquisição de conhecimentos e especialmente aos responsáveis pelos cursos de engenharia.

RESUMO

O presente trabalho descreve o desenvolvimento do projeto e fabricação de uma bancada de teste para ventiladores radiais com área de saída de 5688 mm² com variação de 285 mm² para mais ou para menos, apresentando procedimentos de teste e ficha de teste da bancada. Tem como objetivo caracterizar as melhorias no projeto realizado em um rotor de Ø180 mm, através do levantamento das curvas de desempenho do ventilador. A construção da bancada de teste foi com base na norma ANSI/AMCA 210-85, 1985, sendo classificada pelo tipo de instalação como B, entrada livre e duto na saída. As medições de pressões dinâmicas foram realizadas através dos tubos de Pitot, e a pressão estática foi medida por meio de orifícios na parede do duto de saída. A potência absorvida foi medida através da intensidade da corrente elétrica do motor, e a variação de vazão foi realizada através da alteração da área do duto de saída. Os rotores testados no ventilador são do tipo radial, semi-aberto e pás retas, com diferença na área da pá de 11,8%. A melhoria encontrada no projeto do rotor atual em relação ao projeto original foi de 8,8% na pressão total, 21,4% na vazão e um acréscimo de 8,3% na potência absorvida, apresentando um ganho no rendimento do ventilador de 2,8 pontos percentuais, o que significa uma melhoria de 32,9%. O rendimento mecânico aumentou de 66% para 70% com o projeto atual. Através dos dados coletados sugere-se que a bancada de teste atendeu as necessidades do estudo, fornecendo as curvas de desempenho para análise comparativa de projetos.

Palavras-chaves: Bancada de teste, Curva de desempenho, Ventiladores, Leis dos ventiladores, ANSI/AMCA 210-85.

ABSTRACT

This paper describes the development of the project and the manufacturing of the testing bench for radial fans with an outlet area of 5688 mm² and a variation of more or less than 285 mm², showing test procedures and a test report. It aims to characterize the improvements on the project performed on an impeller of Ø180 mm, through the lifting of the performance curves of the fan. The construction of the test bench was based on standard ANSI/AMCA 210-85, 1985, being classified by installation types as B, free inlet and duct outlet. The measurement of velocity pressures through the Pitot ducts and static pressure was measured by the outlet duct walls holes. The break horse power was measured through of the intensity of electric current of motor, and the variation of the flow was performed with the alteration in the duct outlet area. The impellers tested in the fan are of the type radial, semi-open and straight blade, with a difference in the blade area of 11,8%. The improvement found in the current impeller project compared to the original project was of 8,8% in the total pressure, 21,4% in the flow and an increase of 8,3% in break horsepower, showing a higher yield of 2,8%, which means an improvement of 32,9%. The mechanical yield increased from 66% to 70% with the current project. From the data collected it is assumed that the test bench met the needs of the study, supplying the performance curves for comparative analysis of projects.

Keywords: Testing bench, Performance curves, Fans, Fans Laws, ANSI/AMCA 210-85.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Classificação de rotores.....	16
Figura 2 - Curva característica de ventilador axial	16
Figura 3 - Ventiladores axiais propulsores	17
Figura 4 - Ventiladores tubo axial.....	18
Figura 5 - Instabilidade do rotor de ventilador tubo axial.....	18
Figura 6 - Ventiladores tipo aerofólio ou vaneaxiais.....	19
Figura 7 - Curvas características para ventilador vaneaxial.....	19
Figura 8 - Rotor de pás com passo ajustável e calota aerodinâmica	20
Figura 9 - Ventiladores hélico-centrífugos.....	20
Figura 10 - Ventilador centrífugo	21
Figura 11 - Ventilador centrífugo de pás radiais.....	22
Figura 12 - Curvas característica para ventiladores de pás radiais.....	23
Figura 13 - Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente	23
Figura 14 - Curvas características para ventilador Sirocco	24
Figura 15 - Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás	24
Figura 16 - Curvas características para ventilador Limit Load.....	25
Figura 17 - Ventilador Airfoil.....	26
Figura 18 - Curvas características para ventilador Airfoil	26
Figura 19 - Classificação de rotores.....	27
Figura 20 - Exemplo de curva de vazão: desempenho do ventilador numa certa velocidade	30
Figura 21 - Curva de desempenho de ventilador	31
Figura 22 - Desempenho para um dado tamanho e RPM de ventilador	32
Figura 23 - Potência requerida	32
Figura 24 - Instabilidade do ventilador	34
Figura 25 - Ponto de Operação	35
Figura 26 - Desempenho de ventilador com taxas de tolerância certificadas	35
Figura 27 - Tubo de Pitot ou Sonda de Prandtl	39
Figura 28 - Pontos de medições no duto.....	41
Figura 29 - Fluxo de um fluido em um tubo.....	41
Figura 30 – Especificação para a tomada de pressão estática	42
Figura 31 - Pontos de medição pressão estática	42
Figura 32 - Influência do ângulo de ataque em um tubo de Pitot	43

Figura 33: Direcionador de fluxo	43
Figura 34 - Esquema da bancada de teste de ventilador:	47
Figura 35 - Transição retangular para redondo, saída do ventilador.....	49
Figura 36 - Direcionador de fluxo	50
Figura 37 - Pontos de medições e dimensões do duto de saída.....	51
Figura 38 - Medidas padrões para tubo de Pitot	51
Figura 39 - Suporte de fixação do tubo Pitot	52
Figura 40 - Sistema de regulagem de pressão e vazão	52
Figura 41 Pontos de medição da perda de carga.....	56
Figura 42 – Rotores testados	57
Figura 43 – Relação da abertura com a redução da pressão estática	62
Figura 44 – Pressão estática em função da vazão.....	64
Figura 45 – Pressão total em função da vazão	65
Figura 46 – Pressão dinâmica em função da vazão.....	66
Figura 47 – Potência absorvida em função da vazão.....	67
Figura 48 – Rotação em função da vazão.....	67
Figura 49 – Distribuição da pressão na câmara	68
Figura 50 – Rendimento total em função da vazão	69
Figura 51 – Rendimento estático em função da vazão	69
Figura 52 – Curva de desempenho dos rotores 1 e 2	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo dos equipamentos e acessórios.....	53
Tabela 2 - Custo dos Itens fabricados.....	54
Tabela 3 - Custo dos itens padrões de mercado.....	55
Tabela 4 - Resumo dos parâmetros de teste experimental para obtenção das curvas de desempenho.....	57
Tabela 5 – Pontos de medições da pressão estática (P_e)	61
Tabela 6 – Variação da vazão nos raios de medições de acordo com a abertura do cone de restrição.....	63
Tabela 7 – Caracterização dos rotores	63
Tabela 8 – Dados coletados para o raio 0,117 D (~10 mm) – Rotor 2	93
Tabela 9 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 2	94
Tabela 10 – Dados coletados para o raio 0,345 D (~ 29,4 mm) – Rotor 2	95
Tabela 11 – Dados coletados para o raio 0,117 D (~ 10 mm) – Rotor 1	96
Tabela 12 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 1	97
Tabela 13 – Dados coletados para o raio 0,345 D (~ 29,4 mm) – Rotor 1	99

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	11
1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
1.1 CLASSIFICAÇÕES DOS VENTILADORES	15
1.1.1 Axias	16
1.1.2 Hélico-centrífugos ou mistos	20
1.1.3 Centrífugos.....	21
1.1.3.1 Ventilador centrífugo de pás radiais	22
1.1.3.2 Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente.....	23
1.1.3.3 Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás.....	24
1.1.3.4 Número de entradas e número de estágio	26
1.2 GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS, TERMINOLOGIAS E DEFINIÇÕES	27
1.3 CURVA DE DESEMPENHO DOS VENTILADORES	30
1.4 LEIS DOS VENTILADORES.....	36
1.5 MEDIDA DE VAZÃO.....	38
2 HISTÓRICO DA EMPRESA.....	44
3 METODOLOGIA.....	47
3.1 PROJETO E MONTAGEM	47
3.2 MATERIAIS UTILIZADOS	53
3.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	55
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
CONCLUSÕES	71
REFERÊNCIAS.....	73
APÊNDICE A – DESENHOS DA BANCADA DE TESTE	75
APÊNDICE B – FICHA DE TESTE EM BANCADA.....	89
APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DOS TESTES	91
APÊNDICE D – DADOS COLETADOS.....	93
ANEXO A - TABELA DE DENSIDADE PSICOMÉTRICA	100

INTRODUÇÃO

O desenvolvimento das indústrias e conseqüentemente a automatização dos processos industriais fizeram com que o uso da ventilação aumentasse em larga escala. Aplicações como transporte pneumático, muito utilizado em movimentação de sólidos por tubulação, seja através do método de fase diluída ou pelo método de fase densa, se tornou cada vez mais comum com o melhor desempenho dos ventiladores encontrados no mercado.

Os ventiladores podem ser aplicados em ventilação industrial, onde são utilizados para operações como controle de temperatura, distribuição de ar, umidade e a eliminação de agentes poluidores do ambiente. Normalmente os ventiladores são aplicados em conjunto com outros equipamentos filtrantes visando a segurança dos trabalhadores e da população situada próxima às indústrias.

Apesar da grande utilização, os ventiladores normalmente estão superdimensionados para o processo em uso. Autores demonstram que até a metade da energia do ventilador pode ser economizada através de práticas de projetos eficazes, incluindo desde a fase de projeto e desenvolvimento do ventilador à seleção do ventilador quanto à capacidade de vazão e pressão, além do conhecimento correto das curvas do sistema onde será aplicado o equipamento.

Por este motivo, empresas especializadas no ramo, além de realizarem seus projetos através de software específicos, utilizam para dimensionamento dos componentes do ventilador bancadas de teste para o levantamento das curvas de desempenho.

Estas bancadas são dimensionadas através de normas internacionais. A norma ANSI/AMCA STANDARD 210-85 auxilia no dimensionamento e desenvolvimento da bancada, além de orientar o modo de construção das curvas de desempenho de ventiladores trazendo algumas características de instrumentos a serem utilizados para realização dos testes e tratamento dos dados.

Infelizmente poucas empresas nacionais que atuam no ramo de ventilação possuem este tipo de estrutura para dimensionamento de seus ventiladores, fazendo com que a capacidade de seus ventiladores seja decorrente de dados de fabricantes devido à similaridade de seus projetos.

Este trabalho visa fornecer as empresas do ramo orientações para o desenvolvimento de bancada de teste de ventilador, através de um estudo de caso

realizado pelo meio da construção de uma bancada de teste para um ventilador fabricado pela empresa Seibt Máquinas para Plásticos Ltda.

Gostaria de aproveitar a oportunidade para salientar a atenção desta empresa com o desenvolvimento e aprimoramento de seus projetos, bem como com a qualidade de fornecimento de seus equipamentos, pois apesar deste ramo não ser seu principal mercado, está investindo em tecnologia para aprimorar e melhorar a satisfação de seus clientes.

O objetivo geral deste trabalho é realizar análise comparativa entre dois rotores do ventilador VCS 180 da empresa Seibt Máquinas para Plásticos Ltda, através das curvas de desempenho.

Para que isto ocorra, têm-se como objetivos específicos:

- Projetar e conceber uma bancada de testes para ventiladores com área de saída de 5688 mm² com variação de 285 mm² para mais ou para menos,
- Construir a bancada de teste,
- Realizar o levantamento das curvas de desempenho do ventilador,
- Caracterizar o ventilador radial em estudo,
- Comparar o desempenho entre os rotores projetados para este equipamento,
- Propor procedimentos de teste para utilização da bancada.

O trabalho será realizado a partir de uma pesquisa bibliográfica para fundamentação teórica, projeto, construção e testes comparativos. Utilizando para a realização do trabalho recursos de pesquisa na Internet, biblioteca da Feevale, laboratórios da Feevale e dependências da empresa.

A abordagem deste trabalho tem como um dos principais motivos fornecer as empresas do setor industrial um referencial teórico prático para o desenvolvimento de bancada de teste de ventilador, bem como parâmetros para análise de ventiladores existentes.

Este assunto repercute diretamente ao setor de engenharia, fornecendo base para o desenvolvimento, alteração e melhorias de projetos de ventiladores centrífugos radiais.

Desta forma o presente trabalho colaborará com a sociedade de maneira a fornecer informações para o acesso rápido à construção de bancada de testes de ventiladores assim como sugestões de continuidade do estudo.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os ventiladores ou ventoinhas são equipamentos utilizados na geração de fluxos de ar ou gases, através da diferença de pressão de ar, tendo aplicações na indústria, comércio e ambientes domésticos. Apesar de poder ser usado com qualquer tipo de gás, normalmente é utilizado em processos onde o fluido é o ar, seja na forma natural como climatizações e ventilações, seja com outros gases como exaustão de máquinas térmicas e transportes pneumáticos.

A norma de testes laboratoriais de ventiladores define ventiladores como:

Um ventilador é um dispositivo para movimentar o ar que utiliza um rotor movido através de energia. Um ventilador deve ter no mínimo uma abertura de entrada e no mínimo uma abertura de saída. As aberturas podem ou não podem ter elementos para conexão para dutos de trabalho. (ANSI/AMCA 210-85, 1985, p.3, tradução nossa).

Clezar e Nogueira (1999) definem ventiladores como sendo estruturas mecânicas utilizadas para converter energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em aumento de pressão do ar. Esta conversão de energia mecânica em energia potencial de pressão e energia cinética é promovida através das pás do rotor ou da turbina, sendo capaz de vencer as resistências de deslocamento do ar oferecidas pelo sistema de ventilação.

Os ventiladores são classificados como turbomáquinas geratrizes ou operatrizes, destinadas a produzir o deslocamento dos gases (MACINTYRE, 1990). O campo destinado aos ventiladores pela ASME (American Society of Mechanical Engineers) é correspondente a um acréscimo máximo de 7% na massa específica do gás utilizado em sua saída, este aumento corresponde a 7.620 Pa, aproximadamente 762 mmca. A massa específica de um gás depende geralmente da pressão e da temperatura.

Os ventiladores são estudados como uma máquina de fluido incompressível, uma vez que a pressão total do equipamento não ultrapassa 1 kgf.cm^2 , assim a pressão pode ser considerada tão baixa que não é razoável fazer a análise (MACINTYRE, 1990).

De um modo geral, para os ventiladores movimentarem uma quantidade específica de gás ou ar é necessário que o equipamento gere dois tipos distintos de pressões, a pressão estática, que é aplicada igualmente em todos os pontos do ventilador, e a pressão dinâmica ou de velocidade, que é definida pelos autores

Clezar e Nogueira (1999), como sendo a pressão correspondente à velocidade média do ar na saída do ventilador. A soma das pressões estática e dinâmica corresponde à pressão total do ventilador.

As pressões, velocidade de fluxo, rotação, bem como outros fatores são referentes às grandezas do processo, exigindo uma análise mais profunda para melhor compreensão das principais grandezas.

1.1 CLASSIFICAÇÕES DOS VENTILADORES

Os ventiladores podem ser classificados segundo vários critérios que compreendem nível energético, modalidade construtiva, forma da pá, número de entrada de aspiração no rotor e número de rotores.

Segundo o nível energético o ventilador pode ser classificado em quatro grupos: baixa pressão, média pressão, alta pressão e muito alta pressão (MACINTYRE, 1990).

Compreendem ventiladores de baixa pressão, ventiladores para calefação, ventilação industrial, comercial e doméstica, torres de resfriamento, câmeras frigoríficas, entre outros, onde a pressão efetiva máxima é de 200 mm de coluna de água (mmca). Dentro deste leque de aplicações o ventilador mais utilizado é o modelo tipo sirocco, que possui características de grandes vazões e baixo ruído.

Os ventiladores com pressões entre 200 e 800 mmca são classificados como ventiladores de média pressão. De acordo com a Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009], sua linha correspondente a esta classificação é utilizada para exaustão de detritos através de transporte pneumático, exaustão de pó, e os já citados na classificação de baixa pressão. Os ventiladores de média pressão, em geral, possuem seus rotores com pás retas ou inclinadas para trás.

Alta pressão corresponde aos ventiladores com pressões entre 800 e 2.500 mmca. Estes ventiladores são aplicados em queimadores de óleo, fornos industriais, forjas, além de ser utilizados em sistemas de transporte pneumático, onde não há o contato do material a ser transportado com o rotor, sistema definido por Clezar e Nogueira (1999), como sendo sistema tipo Venturi.

Em ventiladores onde a pressão é classificada como altíssima, a pressão varia entre 2.500 a 10.000 mmca, nesta classificação é comum serem encontrados os turbocompressores.

Segundo a modalidade construtiva a maioria dos autores em estudo classifica os ventiladores em três grandes grupos: ventiladores axiais, radiais e mistos (Figura 1).

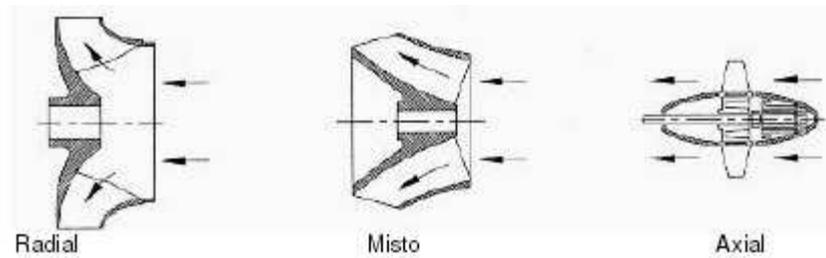


Figura 1 - Classificação de rotores
Fonte: Silva, 2009

1.1.1 Axiais

Neste tipo de rotor a partícula descreve uma trajetória no formato de uma hélice em uma superfície de revolução aproximadamente cilíndrica na passagem pelo rotor (MACINTYRE, 1990).

Sua principal característica é ter sua potência máxima absorvida na pressão estática máxima, vazão igual a zero, característica inversa ao dos ventiladores centrífugos, conforme pode ser visualizado na Figura 2.

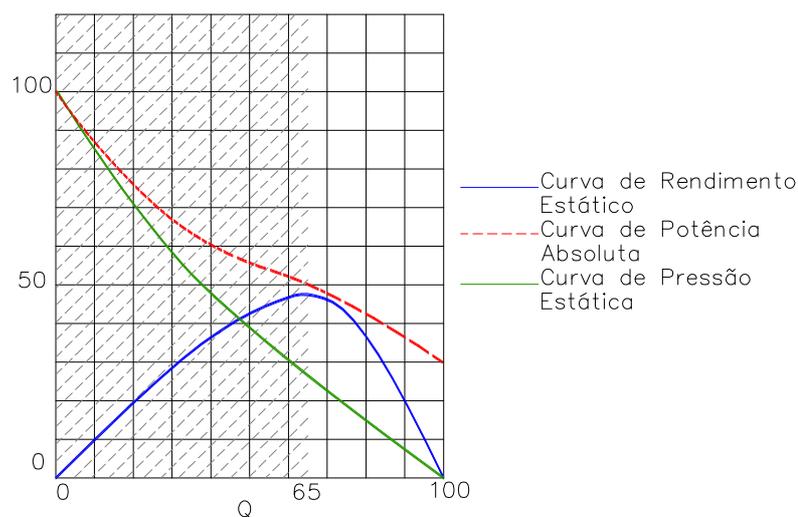


Figura 2 - Curva característica de ventilador axial
Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

As principais desvantagens deste tipo de ventilador estão no nível de ruído gerado em sua operação, bem como um baixo rendimento se comparado aos ventiladores centrífugos (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

São utilizados em regime de trabalho onde exigem baixas pressões e grande vazão, podendo ser classificados em axial propulsor, tubo axial e axial com aerofólios.

Os ventiladores axiais propulsores (Figura 3) são indicados para movimentar grandes vazões de ar com pequenos diferenciais de pressões (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

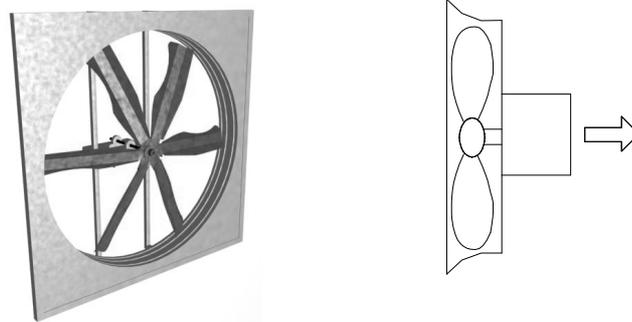


Figura 3 - Ventiladores axiais propulsores
Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Devido sua construção, este ventilador é considerado o de menor custo, sendo normalmente utilizado na ventilação de ambientes e sistemas industriais. Outra vantagem deste ventilador é a sua instalação que normalmente é sem dutos, como pode ser visualizado na Figura 3.

Os ventiladores tubo axial (Figura 4) são capazes de produzir a maior pressão estática entre os ventiladores axiais, com rendimento superior aos ventiladores mistos de mesmo porte, podendo trabalhar em sistemas onde há maior diferença de pressão do que o axial propulsor.

Este ventilador possui maior rendimento do que o ventilador axial propulsor devido ao perfil das pás do rotor ter maior apelo aerodinâmico do que o propulsor, além da presença de um tubo axial (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

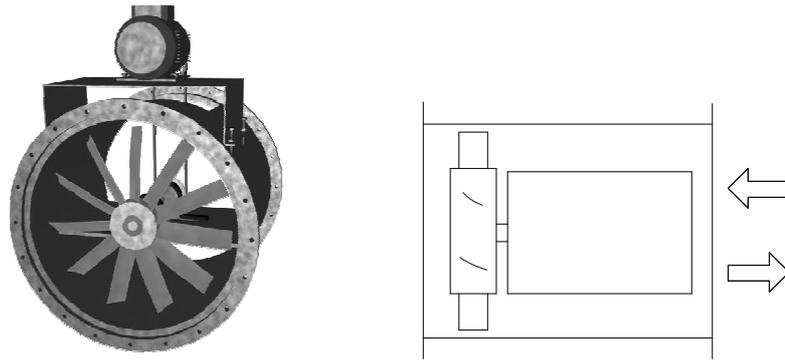


Figura 4 - Ventiladores tubo axial
Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Constituído de um rotor axial e uma carcaça tubular envolvente, seu acionamento pode ser direto, ficando exposto ao fluido, ou indireto, através de polias e correias, conforme Figura 4.

A principal desvantagem deste tipo de ventilador é a presença de uma região de instabilidade e a exigência de potência máxima em situações de estagnação, vazão zero (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]). Na Figura 5 é possível identificar a região de instabilidade entre os pontos A e B.

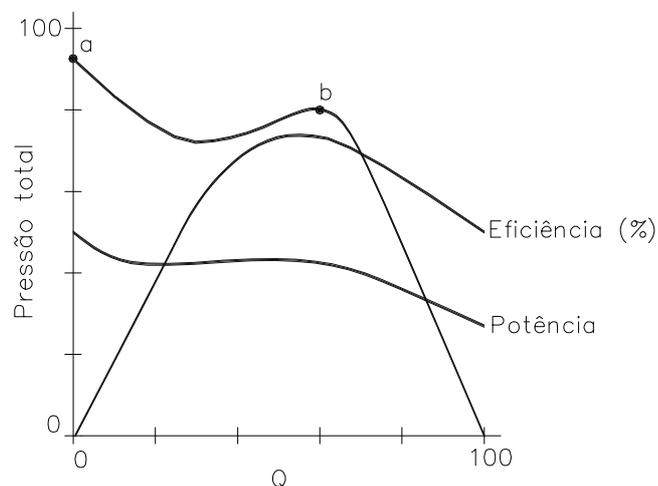


Figura 5 - Instabilidade do rotor de ventilador tubo axial
Fonte: Pimenta, 2009

São aplicáveis em instalação de ventilação e calefação que requerem pressões médias e baixas, sendo também utilizado em ambientes industriais, tendo sua aplicação muitas vezes restrita devido ao gás a ser insuflado possuir alta vorticidade.

Para minimizar este problema de vórtice gerado no ventilador tubo axial, colocam-se aletas direcionadoras do escoamento, fixadas internamente no tubo após o rotor, caracterizando-o como ventilador tipo aerofólio ou vaneaxiais (Figura 6).

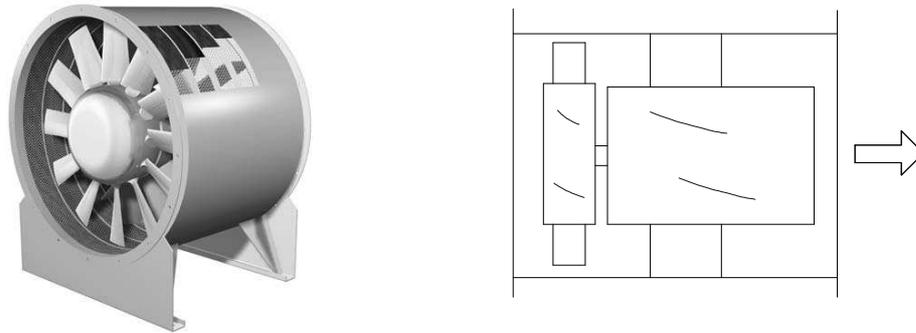


Figura 6 - Ventiladores tipo aerofólio ou vaneaxiais
Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Este tipo de ventilador normalmente possui pás com perfil de asa (Airfoil), permitindo trabalhar em sistemas de pressões médias e altas com bom rendimento, tendo sua principal aplicação em ventilações de minas subterrâneas. O rendimento máximo é em torno de 85%, com intervalo de operação entre 65% e 90% da vazão máxima, como pode ser visualizado na Figura 7 (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

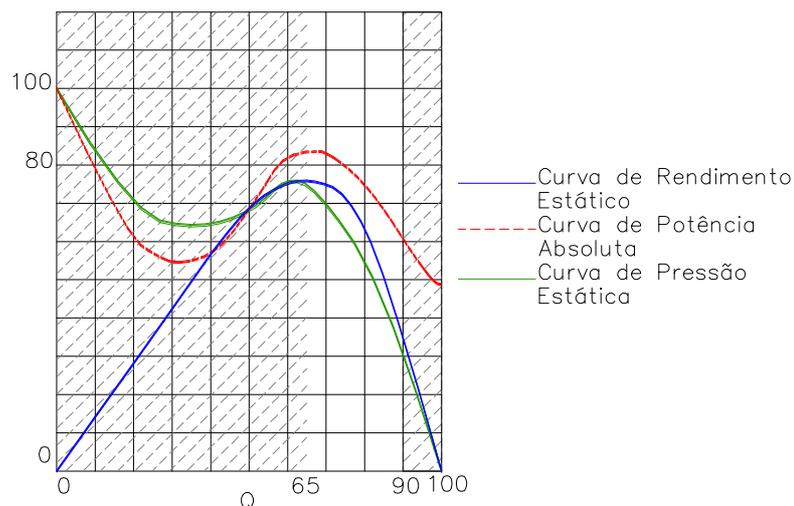


Figura 7 - Curvas características para ventilador vaneaxial
Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

Este tipo de ventilador ainda pode apresentar calota aerodinâmica e pás com passo ajustável, conforme Figura 8, com a finalidade de aumentar o rendimento.

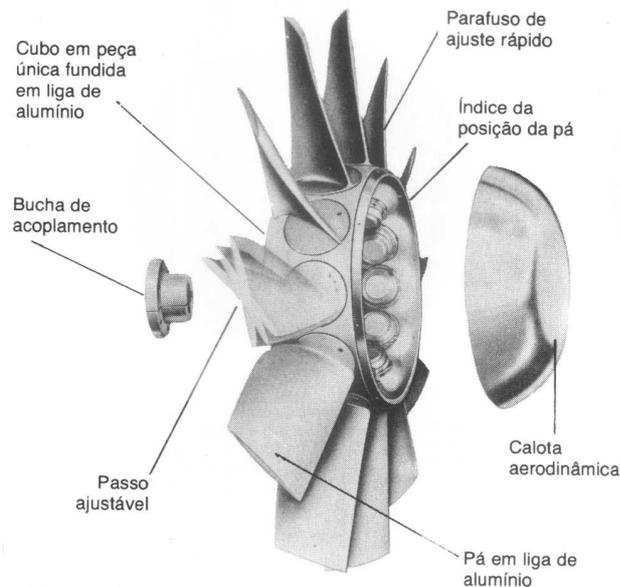


Figura 8 - Rotor de pás com passo ajustável e calota aerodinâmica
Fonte: MACINTYRE, 1990

1.1.2 Hélico-centrífugos ou mistos

São ventiladores utilizados em médias pressões e médias vazões, proporcionando descarga radial ou axial. Macintyre (1990) caracteriza este tipo de ventilador onde a partícula de ar no interior do rotor descreve uma hélice sobre a superfície de revolução cônica, cuja geratriz é uma linha curva.

Neste tipo de ventilador o fluxo de ar é intermediário em relação aos ventiladores centrífugos e do tipo axial, conforme pode ser visualizado na Figura 9.

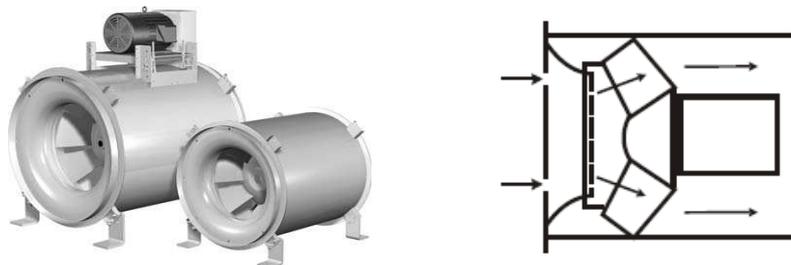


Figura 9 - Ventiladores hélico-centrífugos
Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

1.1.3 Centrífugos

Os ventiladores centrífugos são caracterizados por terem a entrada de ar no centro do rotor, sendo que o ar absorve a energia gerada pelas pás do rotor, impulsionando o ar para a periferia do rotor e para fora da abertura de descarga. Sua principal característica é para trabalhos envolvendo pequenas vazões e grandes pressões.

Segundo Macintyre (1990) os ventiladores centrífugos são caracterizados quando a trajetória de uma partícula gasosa no rotor se realiza em uma superfície que é aproximadamente um plano normal ao eixo, conforme uma espiral. O ventilador centrífugo é definido como tendo a entrada de ar no rotor em sentido axial e, este, é descarregado radialmente em uma carcaça do tipo voluta, conforme Figura 10 (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

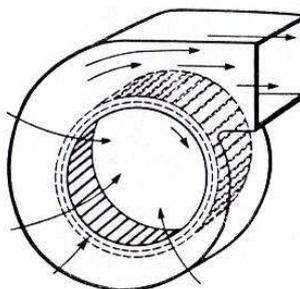


Figura 10 - Ventilador centrífugo

Fonte: Parr3d, [19-]

De modo geral os ventiladores centrífugos podem ser classificados de acordo com a característica do rotor. O formato e o diâmetro do rotor têm significativa influência no rendimento e aplicação do ventilador, segundo estudo realizado por Stein e Hydeman (2004), quanto menor o diâmetro menor o rendimento do ventilador.

Os principais ventiladores centrífugos apresentam três tipos de rotores, tendo características operacionais intrínsecas e aplicações específicas. Suas classificações são: rotores com pás radiais, pás inclinadas para frente e pás inclinadas para trás (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

1.1.3.1 Ventilador centrífugo de pás radiais

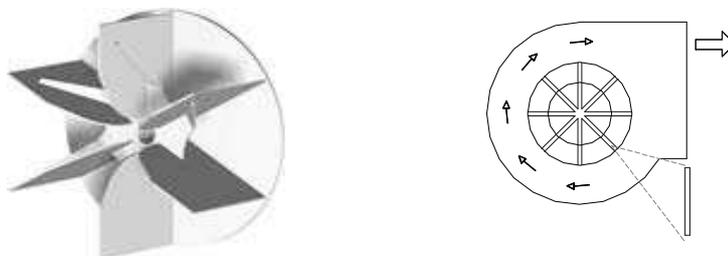


Figura 11 - Ventilador centrífugo de pás radiais
Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

São ventiladores de rotores robustos de simples construção (Figura 11), indicados para trabalhos pesados com movimentação de ar com sólidos suspensos e abrasivos. De um modo geral este tipo de ventilador é mais estreito do que os outros tipos de ventiladores, exigindo diâmetros maiores e como consequência há aumento do custo do equipamento. Além de fornecer baixa eficiência, em torno de 65% e 72%, apresentam pressões baixas e médias bem como a presença de ruído audível. Através da Figura 12 pode-se observar que o intervalo de uso deste ventilador é de 35% a 80% da vazão.

A principal vantagem deste tipo de ventilador é a ausência de instabilidade e a presença de uma curva de potência quase reta em uma relação linear com a vazão, como pode ser demonstrado na Figura 12 (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

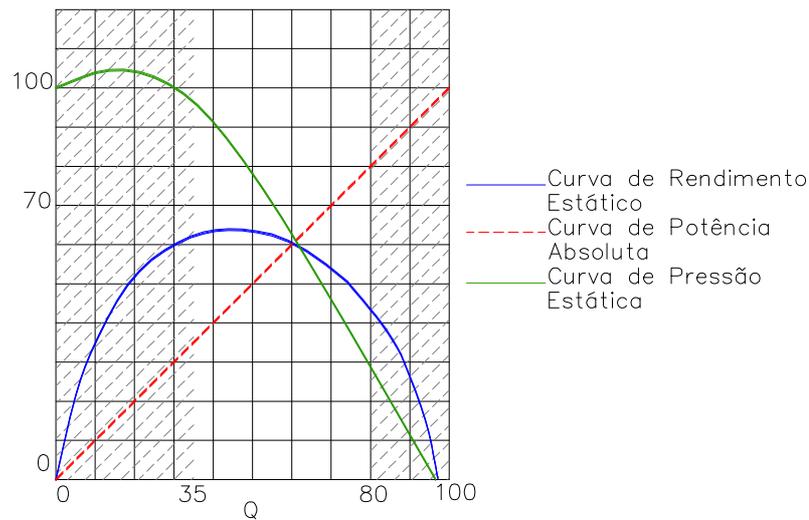


Figura 12 - Curvas característica para ventiladores de pás radiais
 Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

1.1.3.2 Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente

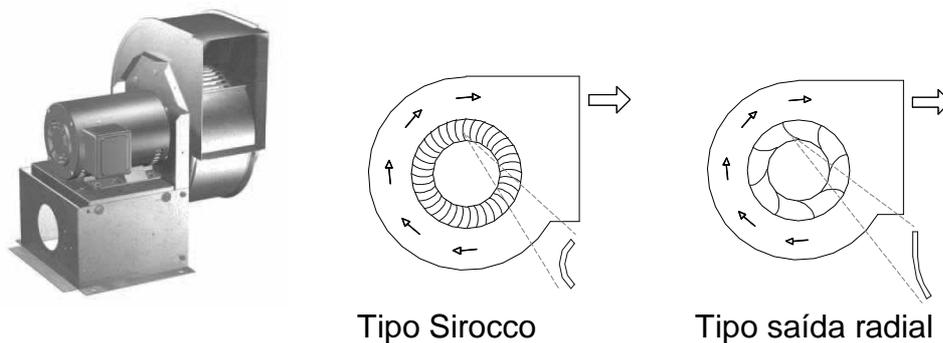


Figura 13 - Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente
 Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Tem como característica maior capacidade de exaustão a baixa velocidade, desta maneira exigem características menos robustas, reduzindo custo e tamanho do ventilador (Figura 13).

Indicados para uso em ventilação geral diluidora e na ventilação para conforto. Já para operações com materiais sólidos suspensos e com boa característica de aderência não são indicadas, devido à dificuldade na saída do material de dentro da câmara do ventilador (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

Outra desvantagem é a possibilidade de instabilidade por paralelismo e uma sobrecarga do motor em situações de queda de pressão estática (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

Nos ventiladores de pás inclinadas para frente, Macintyre (1990) classifica este tipo de rotor de duas maneiras: rotor de pás curvadas para frente e rotor de pás curvas de saída radial, não distinguindo a aplicação ou característica de cada rotor.

O rotor mais comum deste tipo é o Sirocco, caracterizado por várias pás curtas em um rotor de pequeno diâmetro rodando em baixa velocidade, oferecendo características compactas e de baixo ruído. Seu intervalo de uso é entre 30% e 80% da vazão, tendo a curva de potência com um aclave crescente com o aumento da vazão, requerendo atenção para determinar o ponto de operação do sistema, e na seleção do motor do ventilador, conforme Figura 14.

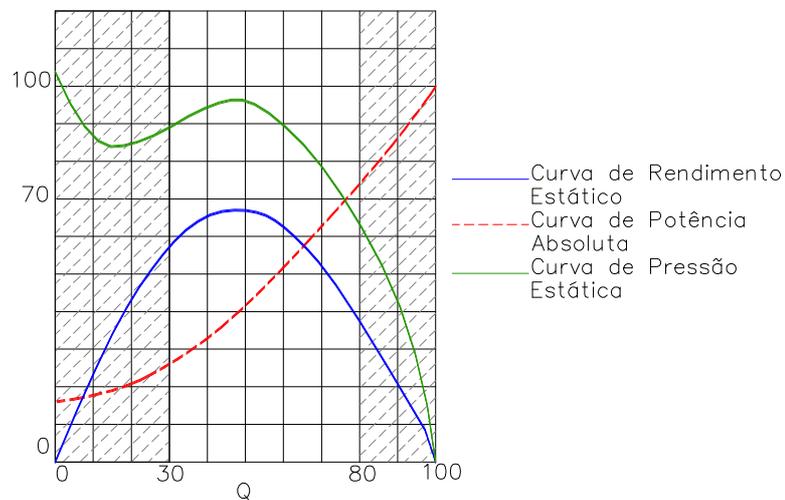


Figura 14 - Curvas características para ventilador Sirocco
 Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

1.1.3.3 Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás

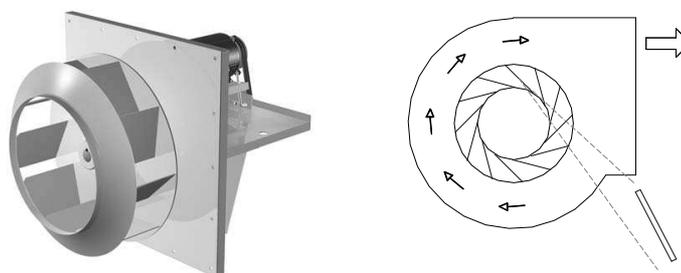


Figura 15 - Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás
 Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Este tipo de rotor (Figura 15) é o que apresenta a eficiência mais elevada, na ordem de 80%, e uma auto-limitação de potência decorrente da forma de sua curva

de potência, ou seja, nesta situação não há perigo de sobrecarga para o motor do ventilador em situações onde a seleção tenha sido feita para o pico da curva de potência (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

Este ventilador, por ter seu regime de trabalho com praticamente o dobro da rotação dos ventiladores de pás curvadas para frente, exige do projeto um dimensionamento robusto, aumentando o tamanho do ventilador bem como o custo do projeto. É usado para gases limpos, sem a presença de sólidos, onde exige de média a alta pressão.

Sua principal desvantagem é a alta rotação, exigindo o balanceamento e operação instável na medida em que a pressão estática de operação se aproxima da pressão estática máxima (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

Através da Figura 16 é possível visualizar que o campo normal de seleção é de 40% a 85% da vazão em descarga livre, bem como o rendimento estático máximo que é em torno de 80%, aumentando de acordo com o aumento do ventilador. Este ventilador também é denominado por alguns autores com Limit Load (Limitador de Carga).

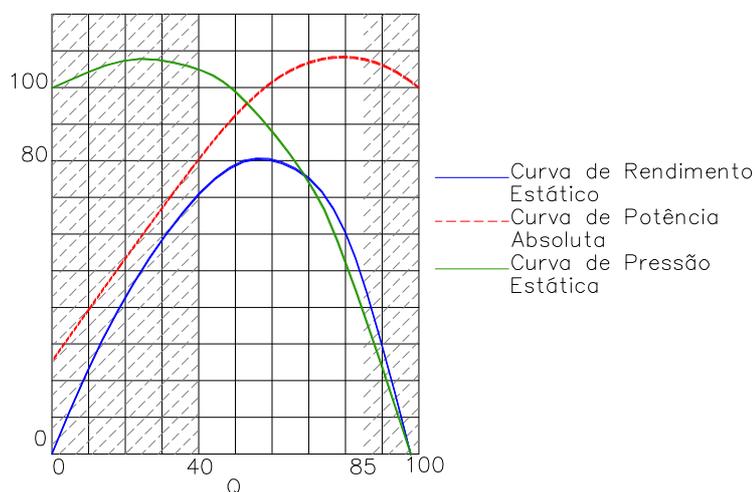


Figura 16 - Curvas características para ventilador Limit Load
Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

Outro tipo de ventilador de pás voltadas para trás, é o de pás com perfil de asa (Airfoil – Figura 17), caracterizado por este autor como sendo um ventilador de baixo ruído, potência limitada, alta pressão e bom rendimento, sendo indicado para trabalhos onde há a presença de apenas ar limpo (MACINTYRE, 1990).

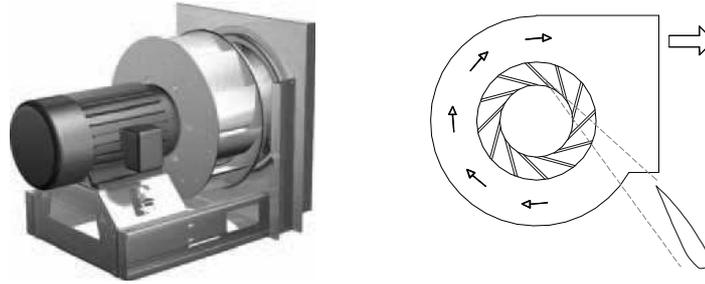


Figura 17 - Ventilador Airfoil
 Fonte: Chicago Blower Argentina, 2006

Como desvantagem, este tipo de rotor exige do projeto maior detalhe de perfil de asa e ângulo de posição em relação ao rotor. Desta maneira este tipo de rotor pode proporcionar dificuldades na sua confecção gerando um aumento no custo do ventilador. Já a vantagem deste ventilador é referente ao melhor rendimento estático, em torno de 86%, como pode ser visualizado na Figura 18 (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

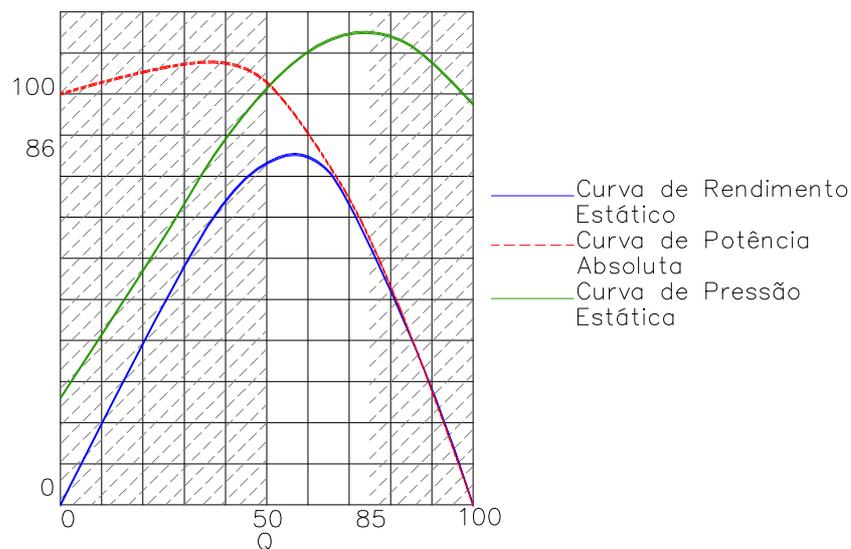


Figura 18 - Curvas características para ventilador Airfoil
 Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

1.1.3.4 Número de entradas e número de estágio

Os ventiladores centrífugos ainda podem ser classificados de acordo com o número de entradas de fluido no rotor e pelo número de estágio.

Para situações onde são necessárias grandes vazões, utilizam-se os ventiladores de duas entradas. Este tipo de rotor pode oferecer até o dobro da vazão com o mesmo diâmetro de rotor e formatos de pá, além de eliminar as forças axiais geradas pelo empuxo (MACINTYRE, 1990). Na Figura 19 (a) é demonstrado um rotor de uma entrada. Na figura (b), tem-se um rotor de dupla sucção.

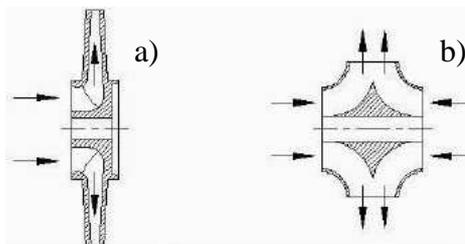


Figura 19 - Classificação de rotores
Fonte: Silva, 2009

Segundo o número de rotores, os ventiladores podem ser classificados por estágio, onde cada rotor equivale a um estágio. Este tipo de ventilador é utilizado para atingir grandes pressões, esta característica é possível devido ao fluido adquirir energia no primeiro estágio, e esta energia ser somada nos estágios seguintes.

1.2 GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS, TERMINOLOGIAS E DEFINIÇÕES

Na operação de um sistema de ventilação é necessário para o dimensionamento adequado dos equipamentos o conhecimento das grandezas envolvidas no processo. Estas grandezas caracterizam as condições em que vai operar o processo, podendo ser classificadas em grandezas psicrométricas, desempenho do ventilador e as pressões envolvidas no sistema.

Com base na norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), pode se caracterizar as grandezas psicrométricas nos seguintes itens:

- Temperatura Total: existe através da energia interna e da energia cinética do ar. Se o ar estiver em repouso, a temperatura total será igual à temperatura estática.
- Temperatura Estática: existe somente em virtude da energia interna do ar.
- Ar Padrão: o ar padrão é definido com densidade de 0,075 lbm/ft³ (1,204 kg/m³), com uma taxa de calor específico de 1,400 e viscosidade de $1,222 \times 10^{-5}$

lbm/ft-s. Esta condição pode ser encontrada em condições próximas a 68°F (20°C), com umidade relativa de 50% e pressão de 29,92 in Hg (~1 atm).

As variáveis de desempenho e condições de funcionamento dos ventiladores, segundo Macintyre (1990) e para Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009], são variáveis referentes ao equipamento, podendo ser classificada de uma maneira macro em:

- Pressão Total do Ventilador: é a diferença entre a pressão total na entrada do ventilador e a pressão total na saída do ventilador.

- Pressão Estática do Ventilador: é a medida de energia total acrescentada ao fluido através das pás do rotor do ventilador.

- Pressão Estática com Vazão Nula: nessa condição de operação o duto de saída do ventilador deve estar completamente fechado, sem nenhum fluxo, fornecendo a pressão estática.

- Pressão Dinâmica do Ventilador: é a pressão correspondente a velocidade média na saída do ventilador.

- Vazão: é o volume de fluido em movimento por unidade de tempo, independente da densidade do ar.

- Potência Absorvida pelo Ventilador: é toda a potência requerida pelo ventilador, tanto para movimentar o ar em uma dada pressão como as perdas pelos acessórios e acoplamentos utilizados no ventilador. Pode ser calculada segundo a equação 1:

$$P_{abs} = \frac{Q}{1.020} \times \frac{P_t}{\eta_t} \quad \dots(1)$$

Onde P_{abs} é a potência absorvida em kW, Q é a vazão em m^3/s , P_t é a pressão total em Pascal (Pa), η_t é o rendimento total do ventilador (adimensional) e 1.020 é o fator para uniformização de unidades.

- Rendimento Total do Ventilador: é definido como o total de energia fornecida em vazão e pressão em função da potência absorvida pelo ventilador.

$$\eta_t = \frac{Q}{1.020} \times \frac{P_t}{P_{abs}} \quad \dots(2)$$

Onde η_t é o rendimento total do ventilador (adimensional), Q é a vazão em m^3/s , P_t é a pressão total em Pascal (Pa), P_{abs} é a potência absorvida e 1.020 é o fator para uniformização de unidades.

ou

$$\eta_t = \frac{Q \times P_t \times K_p}{6.362 \times H} \quad \dots(3)$$

Onde η_t é o rendimento total do ventilador (adimensional), Q é a vazão em cfm, P_t é a pressão total em in.wg, K_p é o coeficiente de compressibilidade, H é a potência de entrada do ventilador em HP e 6.362 é o fator para uniformização de unidades.

A Equação 2 respeita o sistema internacional de unidades e não leva em consideração o coeficiente de compressibilidade do ar.

A Equação 3 respeita o sistema americano de unidades, em que a norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) sugere o uso do valor de K_p de 0,99 para ventiladores com pressões totais acima de 12 polegadas de água manométrica (in.wg).

- Rendimento Estático: pode ser calculado multiplicando-se o rendimento total pela razão das pressões estática e total, através da equação:

$$\eta_e = \eta_t (P_e / P_t) \quad \dots(4)$$

Onde η_e é o rendimento estático, η_t é o rendimento total do ventilador, P_e é a pressão estática.

Outras grandezas referentes aos ventiladores com relação às pressões do sistema são citadas pela Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009] e a norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), sendo classificadas como:

- Pressão Dinâmica: é a parte da pressão total de ar, que existe somente em virtude da taxa de movimento, sendo proporcional a energia cinética. A pressão dinâmica é sempre positiva, sendo exercida na direção do fluxo do fluido.

- Pressão Absoluta: é o valor da pressão com base no valor zero na temperatura absoluta. Esta pressão é sempre positiva.

- Pressão Total: é a pressão existente em virtude do grau de compressão do ar e da taxa de movimento, energia cinética. É a soma algébrica das pressões dinâmica e estática em um ponto, logo, é igual à pressão estática quando o fluido estiver em repouso.

- Perda de pressão: é a parte da pressão total utilizada para vencer a turbulência e o atrito das paredes internas do sistema.

Apesar das equações existentes para verificar as interdependências das grandezas, não se permite realizar um estudo baseado puramente em

considerações teóricas, Macintyre (1990). Os fabricantes de ventiladores necessitam recorrer a ensaios laboratoriais a fim de relacionar uma grandeza em função da outra, elaborando tabelas e curvas de acordo com a necessidade existente.

As curvas de desempenho dos ventiladores permitem aos usuários uma leitura fácil, tornando a análise do comportamento do ventilador, bem como a escolha do tipo ou tamanho um processo fácil e rápido.

1.3 CURVA DE DESEMPENHO DOS VENTILADORES

As curvas de desempenho dos ventiladores são gráficos de representação da capacidade de operação de um ventilador, fornecido para cada ventilador específico em um determinado projeto. Segundo GREENHECK FAN CORP (2005), as curvas de desempenho mostram a relação entre a quantidade de ar, ou vazão que um ventilador entrega para uma quantidade diferente de pressão de ar gerada, também indicando a potência requerida para um dado fluxo.

A regra geral é que o gráfico seja construído de acordo com a Figura 20, onde ao longo do eixo das abscissas, eixo x, se encontra a vazão, e no eixo das ordenadas, eixo y, a pressão, a potência e a eficiência (TECHSPECS, 1996).

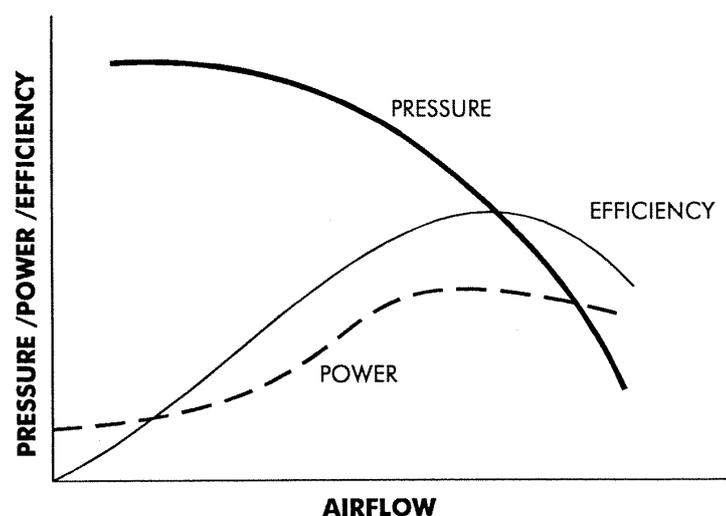


Figura 20 - Exemplo de curva de vazão: desempenho do ventilador numa certa velocidade

Fonte: TECHSPECS, 1996

As curvas de desempenho normalmente abrangem todo o intervalo de vazão

do ventilador, desde a descarga fechada, vazão zero, até a descarga livre, ou seja, com vazão máxima. Em um único gráfico pode-se apresentar os dados de pressão total, pressão estática, vazão, rendimento estático, rendimento total e potência requerida, conforme pode ser visualizado na Figura 21 (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

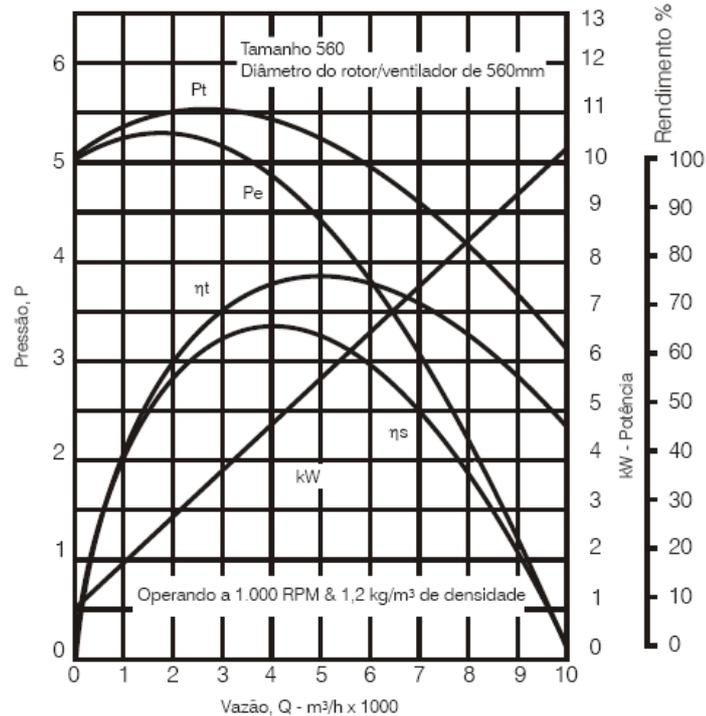


Figura 21 - Curva de desempenho de ventilador
Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

Com base no GREENHECK FAN CORP (2005), um gráfico de desempenho do ventilador necessita de três informações básicas, a leitura da vazão em uma determinada pressão e a correspondente potência absorvida. Assim a compreensão e leitura correta das curvas necessitam de duas fases distintas.

A primeira leitura que deve ser realizada em um gráfico é para uma dada medida de pressão estática, deve-se verificar a vazão que um dado tamanho e tipo de ventilador irá proporcionar, com rotação fixa e ar padrão.

A escala da pressão deve estar situada no eixo vertical, no lado esquerdo do gráfico e a vazão deve ser lida no eixo horizontal, situado na parte inferior, conforme demonstrado na Figura 22 (GREENHECK FAN CORP, 2005).

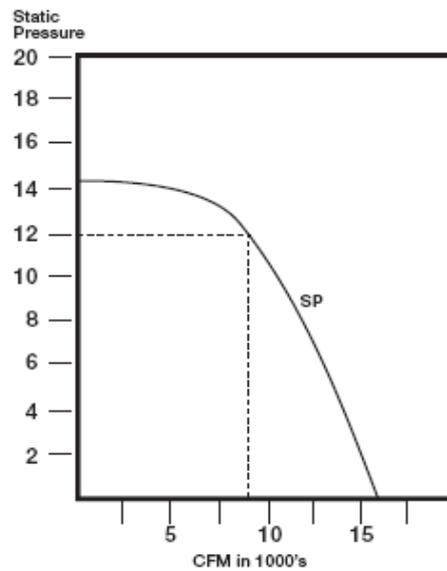


Figura 22 - Desempenho para um dado tamanho e RPM de ventilador
 Fonte: GREENHECK FAN CORP (2005)

A segunda leitura necessária é para definir qual a potência absorvida pelo ventilador. A potência absorvida deve ser apresentada ao longo do eixo vertical, no lado direito do gráfico (GREENHECK FAN CORP, 2005). Para realizar a leitura, deve-se partir do ponto de interseção entre a pressão e a vazão, traçando-se uma linha no sentido vertical até encontrar a curva da potência absorvida. A partir deste ponto, seguir horizontalmente até a escala vertical a direita do gráfico, que indica a potência absorvida pelo ventilador nas condições definidas. Isto pode ser visto na Figura 23.

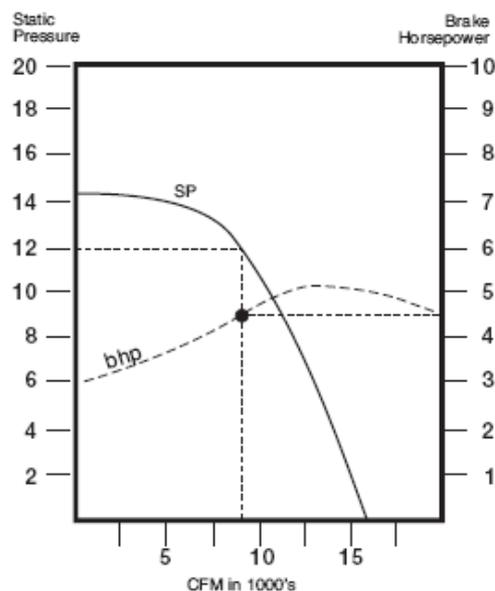


Figura 23 - Potência requerida
 Fonte: GREENHECK FAN CORP (2005)

Apesar de ser predominante a representação gráfica da relação entre a pressão total versus a vazão para as curvas características de ventiladores, existem outros tipos de curvas.

Derivada da curva de vazão, a curva de vazão-múltipla, é caracterizada por ter sua capacidade de operação mensurada em uma única curva para um dado tamanho e tipo de ventilador, com gás padrão e com duas velocidades ou mais. Para o autor apenas deve-se separar as curvas de velocidades diferente, quando há razões para sua necessidade, sejam estas razões provenientes do ventilador ou do sistema, devido a um acúmulo de curvas tornarem o gráfico de difícil leitura (TECHSPECS, 1996).

Normalmente para este tipo de gráfico, são cruzados os dados de vazão com pressão estática, potência requerida e em casos especiais com a eficiência estática.

As curvas de vazões de múltipla-performance são em geral aplicadas para ventiladores vaneaxiais. Este tipo de curva se diferencia de três modos das curvas de vazão-múltipla. A primeira diferença é que a pressão utilizada nas curvas de velocidade de múltipla-performance é a pressão total. A segunda diferença é a medição do rendimento total do ventilador para cada situação do gráfico, e a terceira diferença é que a pressão e a eficiência são expressas graficamente em uma seção da curva, enquanto a potência absorvida é expressa em uma seção separada para facilitar a leitura do gráfico (TECHSPECS, 1996).

As curvas de desempenho variam conforme o tipo de rotor do ventilador, gerando características únicas para cada formato de pá, conforme pode ser visualizado na seção 1.1 do presente trabalho.

As curvas de desempenho podem apresentar pontos de instabilidade, decorrentes da perda de sustentação aerodinâmica do ventilador. Esta instabilidade ocorre em praticamente em todos os ventiladores, sendo de maior magnitude para os ventiladores centrífugos tipo aerofólio e menor para os ventiladores de pás curvadas para frente (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

A Figura 24 apresenta a curva de um dado ventilador com ponto de instabilidade.

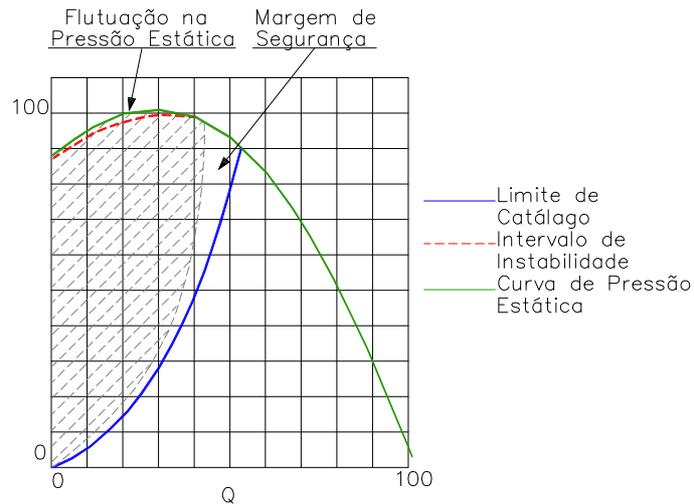


Figura 24 - Instabilidade do ventilador

Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

As curvas mencionadas são úteis para seleção do melhor tipo e tamanho de ventilador a ser utilizado para uma dada aplicação, além de serem úteis para prever o funcionamento em situações onde há alteração em um ou mais parâmetros de operação como pressão, velocidade e/ou vazão.

Para um dimensionamento adequado do ventilador a ser selecionado é necessário o conhecimento dos parâmetros de processos. Estes parâmetros podem ser representados graficamente em forma de curvas, sendo denominado pelos autores já citados de curvas de resistência do sistema.

A resistência do sistema é o somatório das perdas de pressão do sistema, onde estão inclusos os componentes como filtros, serpentinas, dampers, dutos, curvas, entre outros (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

Através das curvas de desempenho do ventilador e das curvas do sistema é possível determinar o ponto de operação de um ventilador cruzando as curvas e encontrando o ponto de interseção, conforme pode ser visualizado na Figura 25.

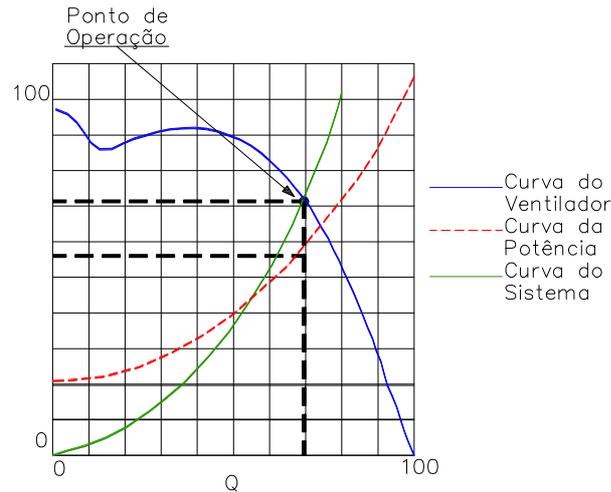


Figura 25 - Ponto de Operação

Fonte: Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009]

Com base na Figura 25 é possível visualizar que na alteração da curva original de resistência do sistema, há alteração no ponto de operação, conseqüentemente gerando variações na pressão, vazão e potência absorvida do ventilador.

A ANSI/AMCA 210-85 (1985) admite no certificado de avaliação que o ventilador possua uma tolerância de 2,5% para mais ou para menos na vazão, e 5% para mais ou para menos na pressão, além de exigir que a curva de resistência do sistema deva ter fator de segurança de 20% para mais ou para menos, gerando assim não apenas um ponto de operação, mas sim, uma área de operação, conforme pode ser visualizado na Figura 26 (TECHSPECS, [19-]).

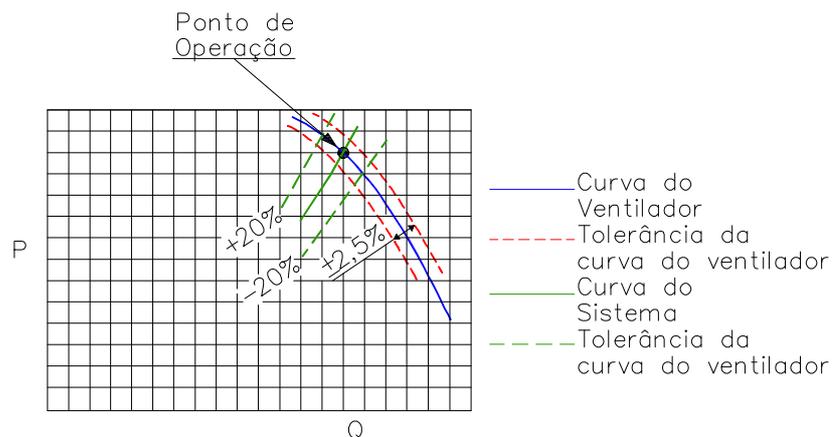


Figura 26 - Desempenho de ventilador com taxas de tolerância certificadas

Fonte: TECHSPECS, [19-]

No caso de alterações dos parâmetros operacionais, haverá alterações na curva de desenvolvimento do ventilador pela mudança da área de trabalho dentro do

gráfico, podem-se projetar os novos pontos de operação do ventilador com base nas curvas desenvolvidas em laboratório, utilizando as leis dos ventiladores.

1.4 LEIS DOS VENTILADORES

Durante o ciclo de vida de um ventilador podem ser realizadas alterações nas condições de operação seja por necessidade do processo ou de manutenção. Através das leis dos ventiladores, é possível prever com precisão o desempenho dos ventiladores com alterações na densidade do ar, vazão, pressão e potência.

As leis dos ventiladores para vazões de fluidos incompressíveis são expressões matemáticas utilizadas para ventiladores de desempenho e condições de operação similar. Estas leis podem ser deduzidas através de condições de similaridade, análise dimensional, entre outros.

A similaridade completa entre ventiladores ocorre em três níveis: entre a geometria de câmara e rotor, similaridade cinética, que compreende a velocidade do fluido, velocidade periférica do rotor e ângulos de pás, e similaridade dinâmica, referentes às forças envolvidas, pressões, densidades do fluido, viscosidade, entre outros (ANSI/AMCA 210-85,1985).

A Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009] recomenda que as leis dos ventiladores apenas devem ser utilizadas para calcular um novo ponto de operação do ventilador dentro da curva de mesmo rendimento, e não uma nova curva de desempenho, apesar da norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) apresentar relação entre curvas de rendimento totais dos ventiladores para situações onde há variação na densidade do ar ou na velocidade do rotor, como pode ser visualizado na Equação 5.

$$\eta_{tc} = \eta_t \quad \dots(5)$$

Onde η_t é o rendimento total do ventilador e η_{tc} é o rendimento total em um novo ponto de operação ANSI/AMCA 210-85 (1985).

As equações das leis dos ventiladores mais encontradas na literatura compreendem o cálculo da potência, pressão e vazão, conforme estão descritas abaixo:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad \dots(6)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad \dots(7)$$

$$P_{abs_2} = P_{abs_1} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad \dots(8)$$

Onde Q é a vazão em m³/s, P é a pressão (total, estática ou dinâmica) em Pascal (Pa), d é a densidade do gás em kg/m³, N é a rotação do ventilador em rpm, D é o diâmetro em m do rotor e Pabs é a potência absorvida pelo ventilador em kW Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009] .

Em situações de mudanças na densidade do ar três leis são aplicadas:

- Efeito da mudança na densidade com vazão constante

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{P_{abs_2}}{P_{abs_1}}\right) \quad \dots(9)$$

$$= P_1 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad \dots(10)$$

$$Q_2 = Q_1 \quad \dots(11)$$

- Efeito da mudança na densidade com pressão estática constante

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{N_2}{P_{abs_1}}\right) \quad \dots(12)$$

$$= Q_1 \cdot \left(\frac{P_{abs_2}}{P_{abs_1}}\right) \quad \dots(13)$$

$$= Q_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right) \quad \dots(14)$$

$$P_2 = P_1 \quad \dots(15)$$

- Efeito da mudança na densidade com vazão constante, sistema constante e tamanho fixo do ventilador

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \quad \dots(16)$$

$$= Q_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad \dots(17)$$

$$= Q_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right) \quad \dots(18)$$

$$Pabs_2 = Pabs_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad \dots(19)$$

Onde Q é a vazão em m³/s, P é a pressão (total, estática ou dinâmica) em Pascal (Pa), d é a densidade do gás em kg/m³, N é a rotação do ventilador em rpm, D é o diâmetro em m do rotor e Pabs é a potência absorvida pelo ventilador em kW Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009].

A norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), ainda apresenta outras leis dos ventiladores para cálculos da pressão dinâmica, pressão estática e eficiência estática, que não serão abordadas com maior ênfase por não serem relevantes ao presente estudo.

Para utilização das leis dos ventiladores e determinação de suas curvas, torna-se importante a medição da vazão.

1.5 MEDIDA DE VAZÃO

Quando se tem fluido em movimento, a vazão é uma das variáveis mais freqüentemente utilizadas para caracterizar as condições do escoamento.

A vazão é definida através de uma quantidade de fluido - líquido gás ou vapor - que passa através de uma secção reta por unidade de tempo. Essa vazão pode ser medida em termos de unidade de massa / unidade de tempo (vazão mássica) ou unidade de volume / unidade de tempo (vazão volumétrica) (DELMÉE, 2003).

Em dutos, a determinação da vazão de um fluido pode ser alcançada com a determinação da velocidade do mesmo e da seção ao escoamento. A velocidade do escoamento é facilmente obtida, utilizando-se as medidas de pressão estática e total ou de estagnação, obtidas através de um tubo de Pitot (SCHNEIDER, 2003).

Pode ser visualizado na Figura 27, um demonstrativo do tubo de Pitot, com os pontos de medições e as pressões envolvidas no processo.

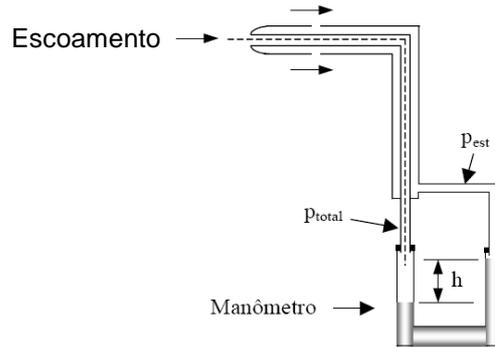


Figura 27 - Tubo de Pitot ou Sonda de Prandtl

Fonte: Nicolau; Güths, 2001

Antes de iniciar os cálculos para a definição da vazão, é necessário avaliar as condições em que o fluido estará sendo medido, para definir se o fluido pode ser tratado como incompressível ou compressível. Além disso, é necessário verificar se o fluxo é turbulento ou laminar, isso pode ser realizado calculando-se o número de Reynolds (Equação 20). De acordo com a norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), 2400 fpm ou 12,2m/s é a velocidade mínima para utilização de um tubo Pitot.

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad \dots(20)$$

Onde:

v : é a velocidade em m/s,

D : é o diâmetro interno da tubulação em m,

ν : é a viscosidade do fluido em m^2/s ,

R_e : abaixo de 2000, regime laminar,

entre 2000 e 4000, regime transitório,

acima de 4000, regime turbulento (DELMÉE, 2003).

A medição de vazão através do tubo de Pitot é fundamentada na teoria da medição de vazão por pressão diferencial, onde a equação de Bernoulli é a base para os cálculos. A equação de Bernoulli para calcular a velocidade dos fluidos não compressíveis é dada abaixo.

$$v = \sqrt{2gh \frac{\rho_m - \rho_f}{\rho_f}} \quad \dots(21)$$

Onde:

v : é a velocidade em m/s,

ρ_f : massa específica do fluido em escoamento, dado em kg/m^3 ,

ρ_m : massa específica do líquido manométrico, dado em kg/m^3 ,

g: é a aceleração gravitacional em m^2/s ,

h: diferença de altura lida no manômetro em mca (DELMÉE, 2003).

A vazão volumétrica do ar é determinada a partir da equação da continuidade:

$$Q = A \cdot v \quad \dots(22)$$

Onde:

A: é a área da seção transversal da tubulação em m^2 ;

v: é a velocidade obtida através da equação 9, dada em m/s (DELMÉE, 2003).

A área da seção transversal do duto de sucção foi calculada por:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \dots(23)$$

Onde:

D: é o diâmetro interno da tubulação em m (DELMÉE, 2003).

Como as medições realizadas através do tubo de Pitot são locais, ou seja, referentes ao ponto de coleta para uma medição confiável e precisa, são necessárias medições em vários pontos no tubo. As medições devem ser efetuadas ao longo dos raios de um mesmo plano, com defasagens iguais entre as fileiras de furos (ROMA, 2006). Dalmée (2003) sugere no mínimo 4 raios de medições, além da utilização de dois tubos de Pitot, sendo um fixo, garantindo que não haverá alterações no processo, e o outro móvel, para realizar as medições nos demais pontos.

A norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) recomenda que as medições com o tubo de Pitot sejam realizadas nos pontos, conforme indicado na Figura 28, onde as distâncias são estabelecidas em termos do diâmetro interno do tubo (D).

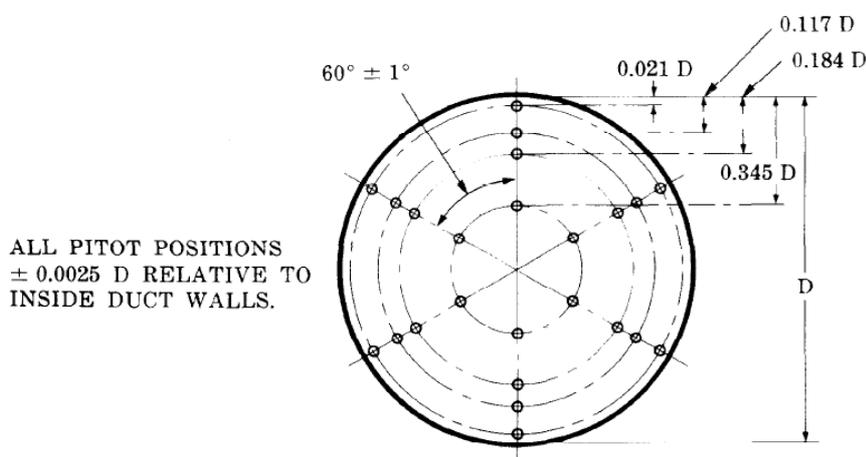


Figura 28 - Pontos de medições no duto
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

Através das medições nos pontos indicados, é possível obter o perfil médio de velocidade, caracterizando se o escoamento é laminar ou turbulento, além de fornecer a velocidade média para o cálculo da vazão. Na Figura 29 pode-se visualizar o efeito do atrito do ar nas paredes do tubo para um regime laminar e turbulento.

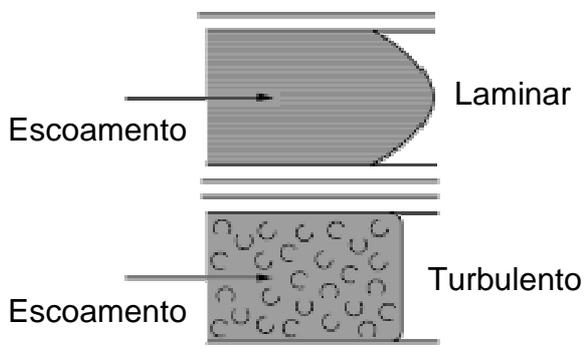


Figura 29 - Fluxo de um fluido em um tubo
Fonte: THE OMEGA, 1995

Além da medição da diferença entre a pressão total e a pressão estática, através do tubo de Pitot, a norma solicita a medição da pressão estática para realização dos cálculos de rendimento e das curvas de desempenho em função da pressão total versus a vazão. O ponto de medição da pressão estática deve ser através de um furo com diâmetro de 1,52 mm (0,06 in), preferencialmente, podendo ter até 3,18 mm (1,125 in), com comprimento 2,5 vezes o seu diâmetro (Figura 30).

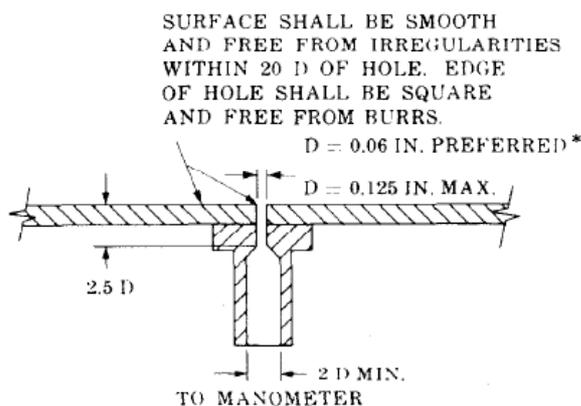


Figura 30 – Especificação para a tomada de pressão estática
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

Para que não haja interferência no escoamento, estes orifícios (Figura 30) são muito pequenos. Isto representa uma dificuldade na execução da furacão e também uma possibilidade de ocorrência de entupimento durante as medições, Benedict (1984) sugere para contornar esta possibilidade que seja realizada a medição da pressão estática em quatro pontos defasados em 90°, conforme demonstrado na Figura 31.

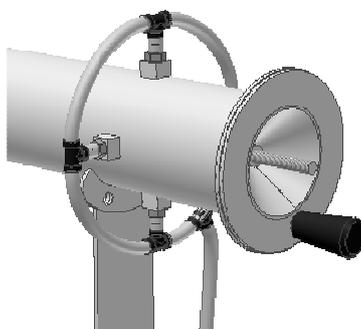


Figura 31 - Pontos de medição pressão estática
Fonte: elaborado pelo autor

Conforme já mencionado, o tubo de Pitot tem limitações quanto a sua gama de utilização no que se refere à velocidade do fluido. Outras limitações como ângulo de ataque, perturbações devido à turbulência e escoamento pulsantes, são citados por Roma (2006), como sendo efeitos que afetam a acurácia das medições.

A influência do ângulo de ataque pode apresentar desvios positivos na pressão estática, diminuindo a pressão de estagnação, com desvios negativos em relação ao valor esperado. Pode-se visualizar este comportamento na Figura 32 (SCHNEIDER, 2003):

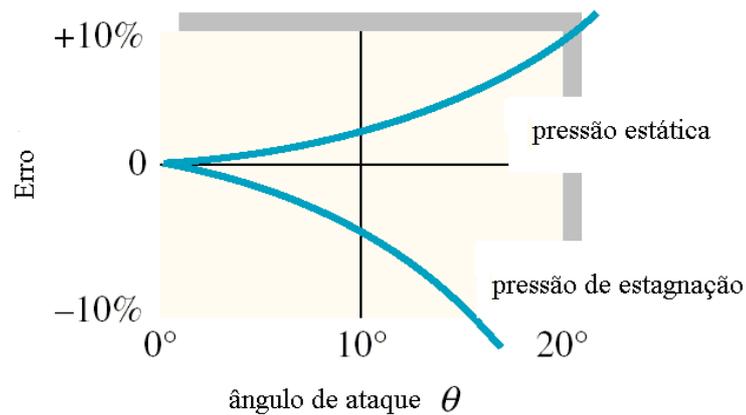


Figura 32 - Influência do ângulo de ataque em um tubo de Pitot
Fonte: Schneider, 2003

Como pode ser visto, têm-se que garantir que o ângulo de ataque esteja sempre paralelo ao escoamento (Figura 32). E para minimizar o erro referente à turbulência do fluido, a norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), exige a colocação de uma grade de linearização do fluxo, construída de acordo com a Figura 33.

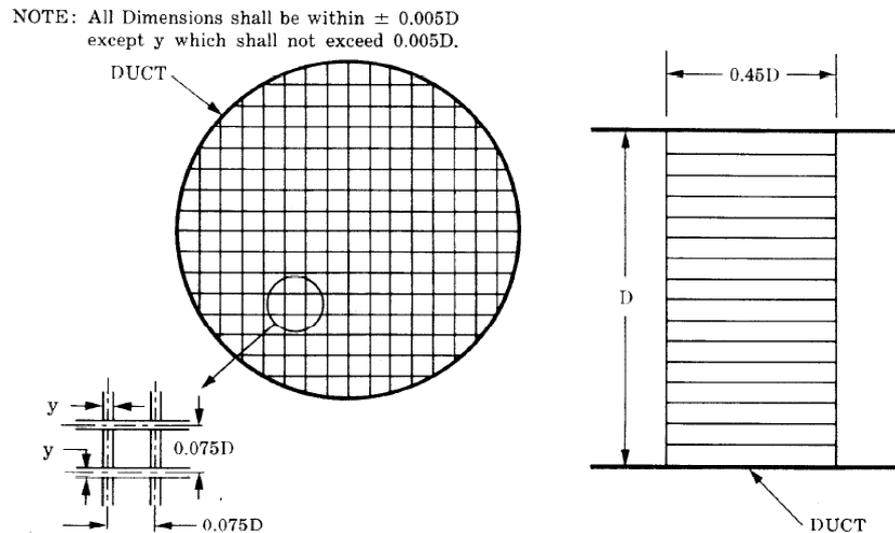


Figura 33: Direcionador de fluxo
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

O efeito da grade sobre o escoamento é de homogeneização da turbulência, evitando oscilações nas medições das pressões.

2 HISTÓRICO DA EMPRESA

Fundada com objetivo de ser uma escola de formação profissional no ramo metalúrgico, em 11 de junho de 1974, manteve-se, em seus primeiros anos, graças à fabricação de peças para os tratores da AGRALE, de Caxias do Sul.

Em outubro de 1977 a empresa foi assumida pela família Seibt, passando a denominar-se METALÚRGICA SEIBT LTDA, iniciando a produção de moinhos para moagem de plásticos em 1980. Em 13 de janeiro de 1987, passou a denominar-se SEIBT MÁQUINAS PARA PLÁSTICOS LTDA, tendo como acionistas os Srs. Breno Theodoro Seibt, Carlos Henrique Seibt, Rubens Antonio Seibt e Marcos Antonio Seibt, sendo que os dois últimos são representados pelo espólio, pois ambos são falecidos.

Situada na Avenida Germânia, 2100, Vila Germânia, no município de Nova Petrópolis/RS, em uma área própria de 11.000m², com mais de 2.000m² de área construída, conta, hoje, com mais de 55 colaboradores em regime de CLT e consultorias terceirizadas em diversas áreas.

A linha de produtos fornecidos pela empresa, atualmente, oferece uma variação acima de 100 possibilidades de composição, estando destacados a seguir a gama e produtos fabricados pela empresa.

- Moinhos – moagem de plásticos;
- Linhas de reciclagem – separação, moagem, lavagem e secagem de PET, PE e PP, fabricadas para atender a reciclagem de produtos pós-consumo;
- Ventiladores – acessório normalmente acoplado nos moinhos para transporte e/ou secagem do plástico moído ou granulado;
- Extrusoras – fundir, extrusar e granular plástico;
- Picotadores – transforma o fio extrusado em grãos;
- Separadores de pó – separa o pó gerado no processo de moagem do granulado;
- Trituradores – destinado a moagem pesada, ou seja, moagem de borras de plástico.

A gama de ventiladores fabricados pela empresa são do tipo radial, de pás retas e rotores semi-aberto com diâmetro de 180 mm até 640 mm, acionados por motores que variam de 0,5cv (2 pólos) até 25cv (4 pólos).

Os motivos que levaram a construção da bancada de teste foram a exigência do mercado e a concorrência, que faz com que as empresas necessitem melhorar e aprimorar seus equipamentos constantemente. Para a Seibt, mais de 58% do tempo disponibilizado pelo setor de engenharia é utilizado para atender a adaptações, melhorias e inovações solicitadas pelos clientes e necessidades do mercado.

Apesar do ventilador ser um equipamento considerado acessório, dentro de uma linha de reciclagem ou moagem, este produto é fundamental para o bom funcionamento do sistema. Suas funções além do transporte dos materiais incluem o aumento do fluxo de passagem do material pela peneira do moinho, refrigeração do material processado através do fluxo de ar gerado, realização da secagem de materiais com alto índice de umidade, através da força centrífuga, e separação do pó gerado nos processos citados.

As necessidades de alterações fizeram com que a engenharia modificasse o projeto original dos ventiladores bem como as curvas de desempenho dos mesmos. Estas alterações foram baseadas em conhecimentos empíricos sem a devida verificação do desempenho ou ganho gerado pela alteração e também não existem registros dos critérios utilizados.

O objetivo da empresa com a construção de uma bancada é fornecer ao setor de engenharia de desenvolvimento base para levantamento dos novos dados de desempenho do ventilador VCS180, bem como suporte para possíveis alterações, tendo sua principal finalidade a avaliação da diferença entre os projetos. As modificações citadas podem estar relacionadas ao tamanho, tipo ou formato de rotor, por não ser possível, muitas vezes, a previsão dos resultados através das leis dos ventiladores.

Para construção da bancada de teste foi utilizado um ventilador centrífugo Seibt com rotor diâmetro de 180 mm, denominado pela empresa como VCS 180. A escolha do ventilador foi baseada principalmente em seu tamanho, disponibilidade e custo de montagem, uma vez que é um dos menores ventiladores construídos pela empresa citada.

Esta bancada não terá a finalidade de oferecer ao fabricante a possibilidade de fornecimento de laudos de desempenho dos ventiladores, será utilizada como uma ferramenta de auxílio no desenvolvimento, aprimoramento e dimensionamento de ventiladores, itens que respondem diretamente ao setor de engenharia. No

entanto, com algumas validações que podem ser realizadas em laboratórios específicos, poderá ser utilizada como fonte de fornecimento de laudos para o ventilador em estudo.

Para o levantamento das curvas de desempenho dos demais tamanhos de ventiladores centrífugos fabricados pela empresa há a necessidade de construir bancadas de acordo com a área de saída do ventilador, mantendo as orientações e especificações da norma ANSI/AMCA 210-85 (1985).

3 METODOLOGIA

Para realizar a análise comparativa entre dois rotores do ventilador VCS 180 realizou-se uma pesquisa bibliográfica, e em seguida realizou-se o projeto da bancada de teste com base na norma ANSI/AMCA 210-85 (1985). A fabricação da bancada e a montagem foram realizadas nas dependências da empresa fabricante do ventilador e os testes no laboratório disponibilizado pela Feevale.

Os dados foram coletados em ficha de teste (Apêndice B), utilizando para o cálculo da vazão do fluido a equação de Bernoulli (25) e a equação da continuidade (26). Através dos dados de pressão, potência absorvida, rendimento e vazão montaram-se as curvas de desempenho para cada rotor testado, fornecendo análise comparativa entre o rotor 1, projeto original, e o rotor 2, projeto atual.

3.1 PROJETO E MONTAGEM

A vista geral da bancada de teste de ventilador, para levantamento das curvas de desempenho, está representada na Figura 34.

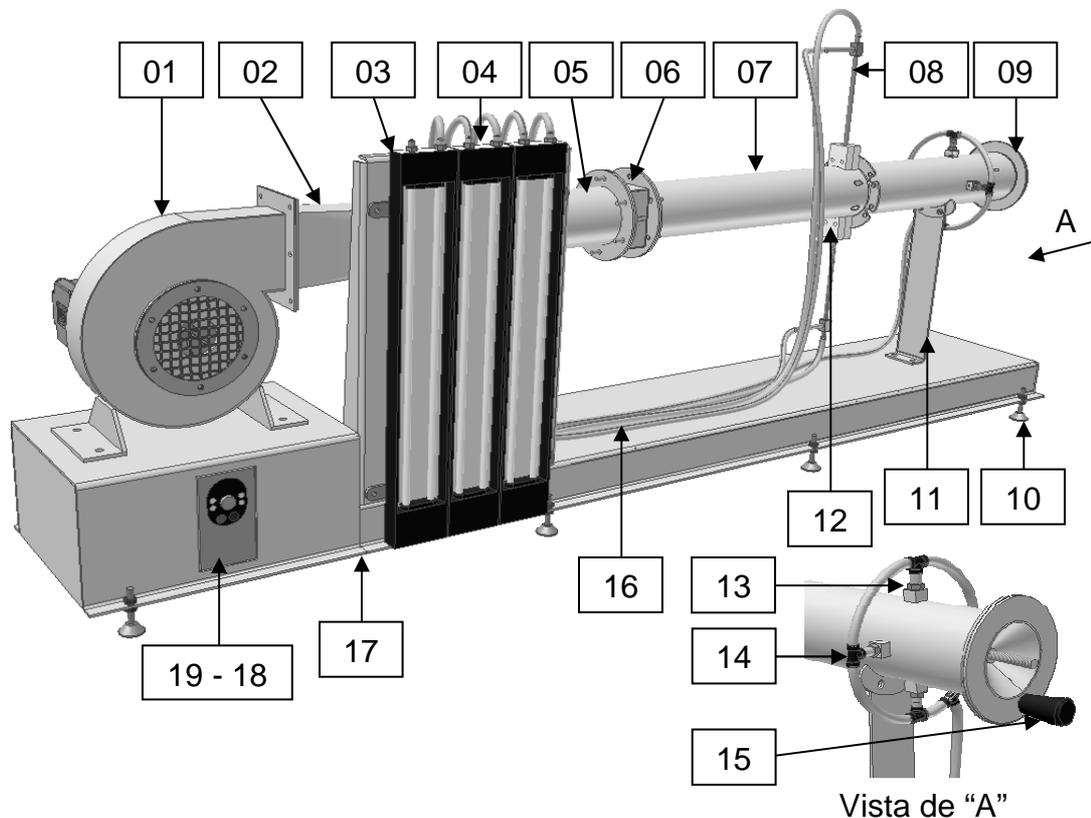


Figura 34 - Esquema da bancada de teste de ventilador:
Fonte: elaborado pelo autor

Onde:

- 01- VCS180
- 02- Bocal Saída Ø88,9 x 240 mm
- 03- Manômetro em "U" 200 mm
- 04- Manômetro em "U" 300 mm
- 05- Duto Ø3.1/2" x 306 mm
- 06- Sup. Direcionador de fluxo
- 07- Duto Ø3.1/2" x 800 mm
- 08- Tubo Pitot
- 09- Cone de restrição
- 10- Pés reguladores
- 11- Suporte do tubo 800 mm
- 12- Suporte fix. tubo Pitot
- 13- Espigão Macho 1/8"
- 14- T p/ mangueira Ø 10 mm
- 15- Cabo; 16- Mangueira Ø10 mm
- 17- Base da bancada
- 18- Inversor Freqüência
- 19- Suporte do Inversor de freqüência.

A bancada da Figura 34 foi desenvolvida com base na norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), sendo os desenhos de conjunto e de cada peça detalhada em Apêndice A do presente trabalho.

A tubulação foi construída em aço carbono, com parede de 1,9 mm, sendo dimensionada a área do tubo através da área de saída do ventilador. A espessura da parede do tubo foi escolhida conforme padrão de fornecimento das siderúrgicas.

A norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) solicita que a área da tubulação deve ter uma variação máxima de 5% para mais ou para menos em relação à área de saída do ventilador. Os dutos receberam flanges de acoplamento, com seis furações para uma boa distribuição da carga que proporciona melhor vedação entre os dutos. Para garantir a vedação, foi colocada uma fina camada de vedante a base de silicone.

O bocal de saída do VCS 180, ou transição de saída, foi construído através de chapa de aço carbono (SAE 1020), dobrada em 24 pontos, munida de flanges no acoplamento retangular e no lado do acoplamento circular, mantendo as exigências

dos ângulos citadas na norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), conforme demonstrado na Figura 35.

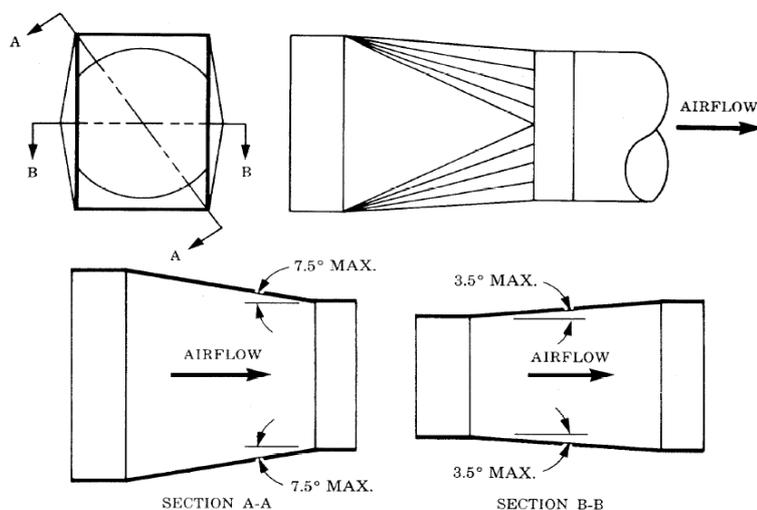


Figura 35 - Transição retangular para redondo, saída do ventilador
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

O fluxo de ar foi gerado através do Ventilador Centrífugo Seibt 180, também denominado de VCS180, de pás radiais com rotor medindo 180 mm de diâmetro, montado sem duto de sucção, conforme o tipo B de instalação citado pela norma ANSI/AMCA 210-85.

A abertura de sucção do ventilador é de 80 mm, protegida por grade retangular 10 x 10 mm, e descarga com seção retangular de 54 x 102 mm. O ventilador foi acionado por um motor trifásico de corrente alternada de marca Weg, modelo W21 com rotação nominal de 3450 rpm em 60 Hz, potência de 0,5 cv, 2 pólos, fator de potência variando de 0,6 para 50% da corrente nominal a 0,83 para 100% da corrente nominal e rendimento variando de 54,2% para 50% da corrente nominal a 62,9% para 100% da corrente nominal (Weg, [19-]).

O motor foi ligado a um inversor de frequência da marca Schneider Elétric, modelo Altivar 31, com capacidade até 0,75 cv possibilitando a variação da velocidade, fornecimento de dados como intensidade da corrente elétrica, diferença de potencial, além de facultar a ligação do motor trifásico em corrente monofásica.

Devido à descarga do ventilador formar uma região de grande turbulência, há formação de grandes vórtices, ocorrendo oscilações na leitura das velocidades e pressões. A norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) solicita que seja instalado no duto de descarga um direcionador de fluxo, também denominado de retificador ou estabilizador, destacado na Figura 36.

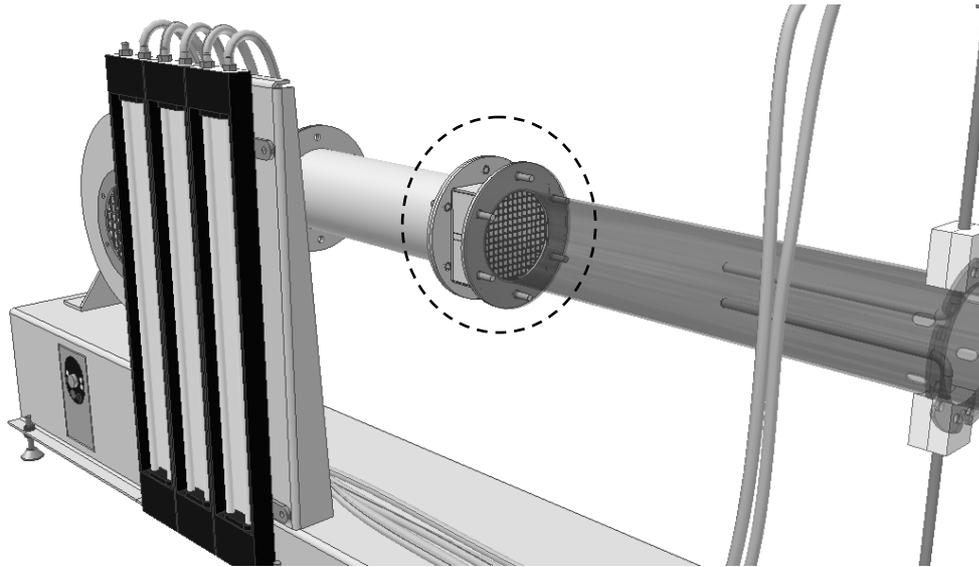


Figura 36 - Direcionador de fluxo
Fonte: elaborado pelo autor

As especificações da norma ANSI/AMCA 210-85 (1985) para construção do direcionador de fluxo podem ser visualizadas na Figura 14, porém devido à dificuldade de fabricação e elevado custo para manter as tolerâncias exigidas pela norma, montou-se um direcionador de maneira artesanal, com chapas de inox 304 de espessura 0,4 mm. O processo de corte das chapas foi realizado através de disco de corte com espessura 0,8 mm, juntando-se todas as chapas e fixando-as através de morsa e grampos mecânicos, proporcionando espaçamentos iguais para todas as chapas, variando apenas as dimensões dos espaços de maneira uniforme no sentido axial do tubo. A variação do tamanho dos espaços do direcionador foi de 0,6 mm para mais ou para menos.

Devido ao direcionador ter sido construído com formato quadrado, a fim de viabilizar a construção, houve a necessidade da fabricação de uma câmara para instalação do direcionador. Esta câmara teve a finalidade de manter a área de fluxo do ar idêntica a área interna do tubo, conforme pode ser visualizado no desenho 05, no Apêndice A. Para vedar os espaços da grade que não corresponde à área do tubo, foi utilizada massa de calafetar.

O direcionador, bem como seu posicionamento, visa diminuir os vórtices gerados pelo movimento circular do rotor do ventilador, podendo manter as distâncias para a instalação do tubo de Pitot e do ponto de medição de pressão estática, conforme figura abaixo.

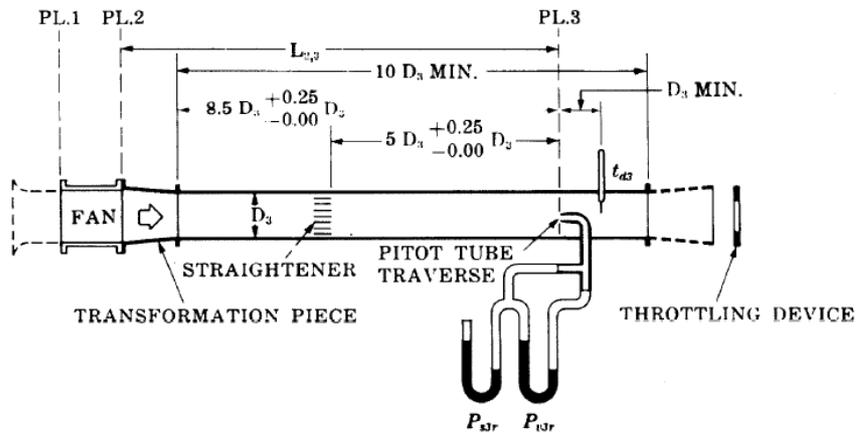


Figura 37 - Pontos de medições e dimensões do duto de saída
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

O tubo de Pitot utilizado possui diâmetros de 8 mm (0,312 in) externo e 3 mm (0,125 in) interno, com comprimento da haste interna de 160 mm, de acordo com a Figura 38.

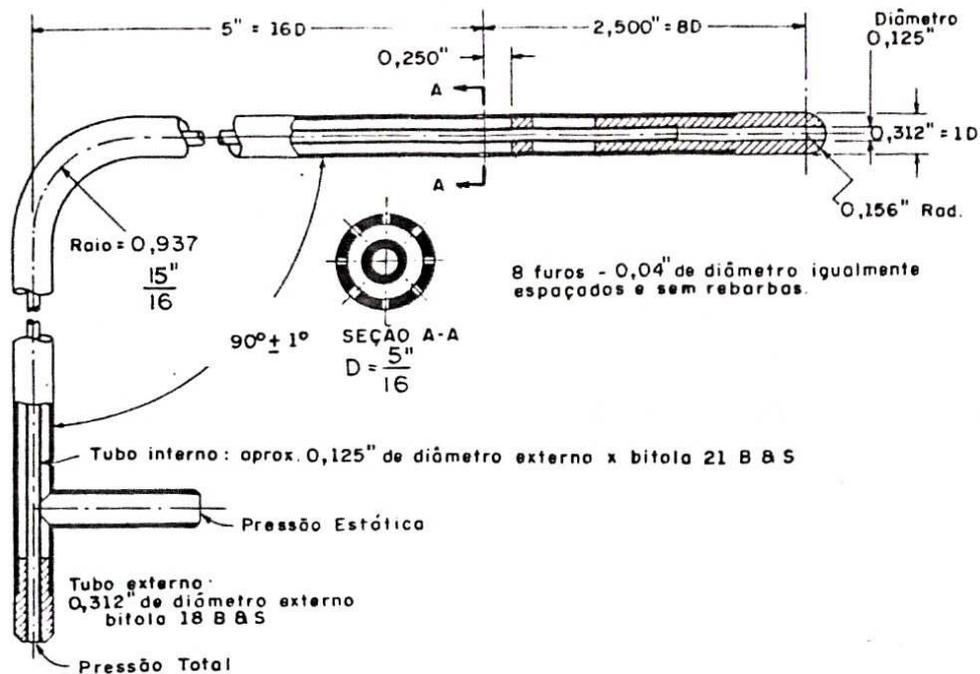


Figura 38 - Medidas padrões para tubo de Pitot
Fonte: ANSI/AMCA 210-85 (1985)

Os tubos de Pitot foram fixados no duto de saída através de suportes que possibilitam a regulação no sentido radial do duto e no sentido angular, possibilitando a realização das medições nos pontos determinados. Isto pode ser visto na Figura 39. Os suportes foram fabricados em nylon e parafusados em flange soldada no duto de saída, os respectivos desenhos podem ser visualizados no Apêndice A.

Para realizar as medições nos seis pontos de cada raio, conforme solicitado pela norma, foi fabricado o tubo de saída com seis orifícios, eqüidistantes a 60° , conforme demonstrado no desenho 06 do Apêndice A.

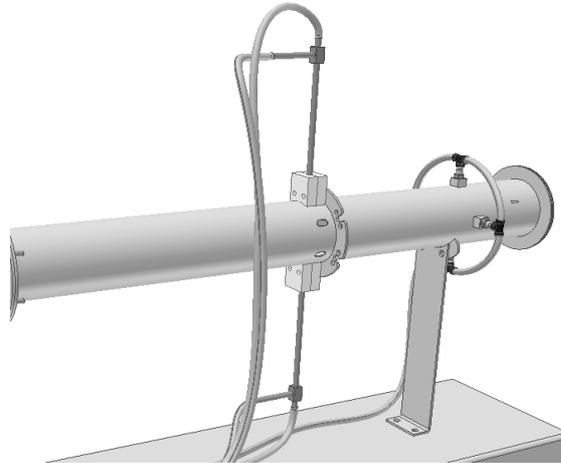


Figura 39 - Suporte de fixação do tubo Pitot
Fonte: elaborado pelo autor

Como a colocação do tubo de Pitot exigiu um raio de curvatura, devido ao pequeno diâmetro do tubo de saída, foi necessário fazer um orifício de formato oblongo para compensar a inclinação do tubo Pitot.

O alinhamento do tubo de Pitot com o tubo de saída foi realizado através de um esquadro a laser apoiado no flange de saída. As distâncias de profundidade das medições, ou raios de medições, foram determinadas através da Figura 28, apenas o raio da extremidade de $0,021D$ (1,79 mm) não pode ser utilizado devido a esta medida ser menor que o raio externo do tubo de Pitot (4 mm).

A variação de vazão e conseqüentemente das pressões é conseguida através da colocação na ponta do duto de saída de um cone estrangulador, podendo variar a vazão conforme a abertura da área de saída. Esta regulagem foi realizada através de uma barra roscada soldada no centro do duto de saída, possibilitando rosquear o cone estrangulador, conforme pode ser visualizado na Figura 40.

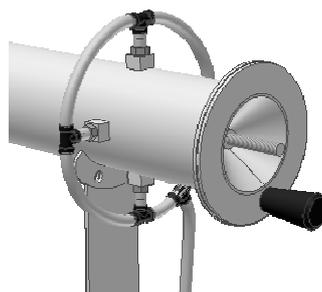


Figura 40 - Sistema de regulagem de pressão e vazão
Fonte: elaborado pelo autor

A ligação entre os manômetros de tubo em “U”, com os tubos de Pitot e com o ponto de medição de pressão estática, foi feita através de mangueiras de ar, fabricada em PU, com 10 mm de diâmetro, comumente utilizada em sistema de ar comprimido. No desenho número 13 (Apêndice A) pode-se visualizar a montagem das mangueiras e seus respectivos manômetros.

3.2 MATERIAIS UTILIZADOS

A tabela abaixo resume as principais características dos equipamentos e acessórios utilizados para montagem da bancada de teste para o experimento realizado.

Tabela 1 - Resumo dos equipamentos e acessórios

(continua)

Equipamento/Acessórios	Especificação
Ventilador	Modelo: VCS 180 Marca: Seibt Máquinas Diâmetro do rotor: 180 mm Tipo de rotor: radial de pás retas / semi-aberto Motor: Marca Weg, 0,5 cv – 2p Saída de ar: 54x102
Bocal de saída	Dimensões: Conforme desenho anexo Material: SAE 1020 Fabricação: Seibt Máquinas
Manômetro	Modelo: MCU Marca: Salcas Escala: 300 mm
Manômetro	Modelo: MCU Marca: Salcas Escala: 200 mm
Dutos	Diâmetro: 3 ½” Material: ST 52 Fabricação: Seibt Máquinas

Tabela 1 - Resumo dos equipamentos e acessórios

(conclusão)

Equipamento/Acessórios	Especificação
Cone de restrição	Material: SAE 1020 Fabricação: JL Soldas
Tubo de Pitot	Modelo: 160-8 Marca: Dwyer Dimensões: 5/16" x 8" Material: Inox 304
Espigão Macho	Modelo: Rosca 1/8", 18 fios Fornecedor: Salvi Casagrande Med. E Aut. LTDA
T para mangueira Ø 10mm	Modelo: TPU 10 x 1,5 Marca: Bel Air

Fonte: elaborado pelo autor

O investimento aproximado para fabricação e montagem da bancada de teste de ventilador foi em torno de R\$ 5.250,00 divididos em itens fabricados e itens padrões comprados, conforme Tabelas 2 e 3.

Tabela 2 - Custo dos Itens fabricados

Itens fabricados	Custo unit.	Quantidade	Custo Total
01 Ventilador VCS 180	R\$ 1.800,00	01	R\$ 1.850,00
02 Bocal Saída Ø88,9 x 240 mm	R\$ 191,00	01	R\$ 191,00
05 Duto Ø3.1/2" x 30 6mm	R\$ 66,00	01	R\$ 66,00
06 Sup. Direcionador de fluxo	R\$ 272,00	01	R\$ 272,00
07 Duto Ø3.1/2" x 800 mm	R\$ 346,00	01	R\$ 346,00
09 Cone de restrição	R\$ 77,00	01	R\$ 77,00
11 Suporte do tubo 800 mm	R\$ 15,00	01	R\$ 15,00
12 Suporte fix. tubo Pitot	R\$ 38,00	02	R\$ 38,00
17 Base da bancada	R\$ 535,00	01	R\$ 535,00
19 Suporte Inversor Frequência	R\$ 42,00	01	R\$ 42,00
		Total	R\$ 3432,00

Fonte: elaborado pelo autor

O item de maior impacto no custo dos itens fabricados é o ventilador, correspondendo a aproximadamente 54% dos itens citados e 35% do valor total da

bancada. O investimento em itens comprados prontos, ou padrões de mercado, estão relacionados na tabela 3.

Tabela 3 - Custo dos itens padrões de mercado

Itens comprados		Custo unit.	Quantidade	Custo Total
03	Manômetro em "U" 200 mm	R\$ 130,00	02	R\$ 260,00
04	Manômetro em "U" 300 mm	R\$ 136,00	01	R\$ 136,00
08	Tubo Pitot	R\$ 305,00	02	R\$ 610,00
10	Pés reguladores	R\$ 3,85	08	R\$ 30,80
13	Espigão Macho 1/8"	R\$ 3,20	08	R\$ 25,60
14	T p/ mangueira Ø 10 mm	R\$ 2,45	10	R\$ 24,50
15	Cabo	R\$ 4,70	01	R\$ 4,70
16	Mangueira Ø 10 mm	R\$ 3,50 / m	7,8 m	R\$ 27,30
18	Inversor de frequência	R\$ 700,00	01	R\$ 700,00
			Total	R\$ 1818,90

Fonte: elaborado pelo autor

O cálculo do investimento realizado considera lucro, impostos bem como custos fixos e indiretos. Apenas não será abordado com maior profundidade devido à empresa Seibt Máquinas para Plásticos Ltda considerar este item relevante para estratégia da organização.

3.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O fluido utilizado para realizar o levantamento das curvas de desempenho do ventilador foi o ar ambiente. Deste modo, controlaram-se as temperaturas de bulbo seco e bulbo molhado do ar ambiente e a temperatura do fluido no duto de saída em um dos orifícios de inserção do tubo de Pitot. Medições futuras exigirão a avaliação da pressão atmosférica, para correção dos dados utilizando-se o gráfico do Anexo A.

Primeiramente realizou-se a medição da pressão para analisar o coeficiente de perda de carga existente entre o plano X e Y (Figura 41). Para isto, conectou-se as tomadas de pressões estáticas no manômetro 1, observando a diferença de pressões estáticas geradas sem o cone estrangulador (vazão máxima).

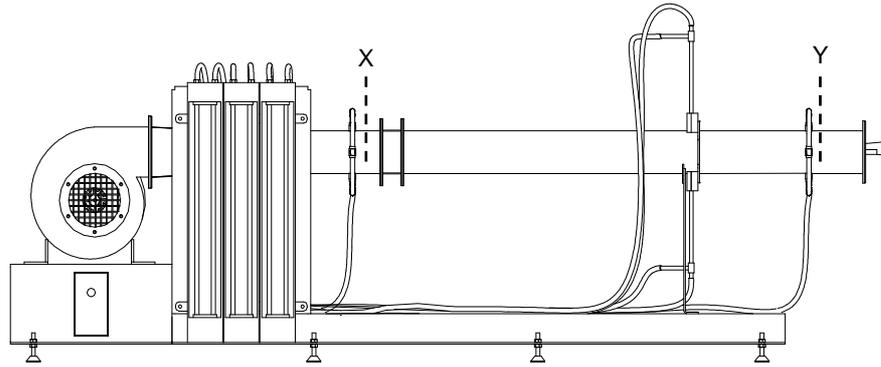


Figura 41 Pontos de medição da perda de carga
Fonte: elaborado pelo autor

O cálculo do coeficiente de perda de carga entre dois pontos pode ser calculado através da equação 24.

Coeficiente de perda de carga:

$$K_{SV} = \Delta P / Q^2 \quad \dots(24)$$

Onde K_{SV} é o coeficiente de perda de carga, ΔP é a diferença de pressão entre pontos e Q é a vazão em m^3/s .

Os dados coletados do ventilador, como velocidade e corrente requerida, foram medidos durante todo o decurso do experimento, nos momentos e de acordo com os procedimentos de testes descritos no Apêndice C. A velocidade foi medida diretamente no eixo do motor através de um tacômetro, já a intensidade da corrente elétrica requerida pelo motor e a diferença de potencial foram medidas através de um multímetro de alicate da marca Fluke, modelo 179 e averiguado no inversor de frequência.

A leitura das pressões foram realizadas através dos manômetros tubo em “U”, sendo a pressão dinâmica lida nos manômetros 2 e 3, e a pressão estática no manômetro 1. A partir das pressões coletadas, pode-se calcular as médias das vazões para cada unidade de abertura do cone, fornecendo dados para a construção das curvas característica do ventilador.

Parâmetros do ventilador, como área de sucção, área de saída, potência e rotação foram mantidos estáveis durante todo o teste de levantamento das curvas do ventilador para ambos os rotores utilizados. Estes rotores possuem o mesmo diâmetro, quantidade de pás e a mesma posição de montagem, porém sua principal diferença está na área da pá. O rotor 1, projeto original do ventilador, possui pás com 20° de chanfro no lado externo, conforme pode ser visualizado na Figura 42.

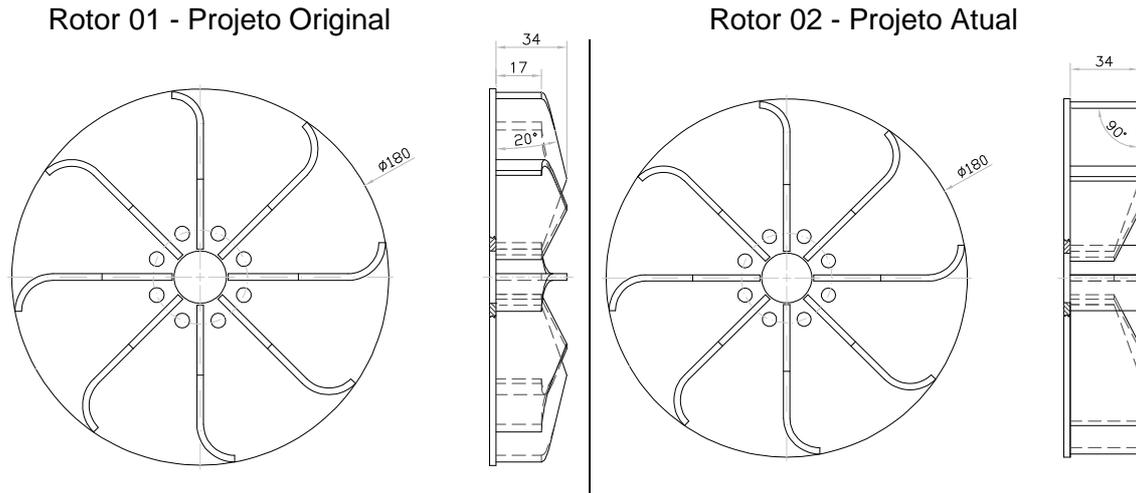


Figura 42 – Rotores testados
Fonte: Seibt Máquinas para Plásticos Ltda

A distinção entre os rotores está no formato da pá do rotor. No rotor 1 (Figura 42), a pá possui a maior largura, 34 mm, próximo ao centro do raio do rotor, havendo uma redução gradativa para 17 mm até a extremidade do rotor, correspondendo a uma área de 1886,5 mm².

No rotor 2, projeto atual (Figura 42), as pás não possuem chanfro no lado externo, ou seja, a largura da pá após atingir o valor máximo de 34 mm é mantida constante até a extremidade do rotor, correspondendo a uma área de 2089,4 mm².

Para a obtenção da curva de desempenho dos ventiladores, foram realizados testes experimentais em duplicata seguindo os procedimentos no Apêndice C.

O ventilador foi testado com as características da Tabela 4. Estas características foram mantidas durante todo o percurso do teste.

Tabela 4 - Resumo dos parâmetros de teste experimental para obtenção das curvas de desempenho

(continua)

Parâmetros	Descrição
Motor	Marca: Weg Potência: 0,5 cv N° de pólos - rotação nominal: 2p – Frequência - Voltagem: 60 Hz – 2/3V Trifásico Carcaça: 63 Forma construtiva: B5 E

Tabela 4 - Resumo dos parâmetros de teste experimental para obtenção das curvas de desempenho

(conclusão)

Parâmetros	Descrição
Rotor	Diâmetro do rotor: 180 mm Tipo de rotor: radial de pás retas / semi-aberto
Frequência	60 Hz
Diferença de potencial	225 V
Temperatura média de bulbo seco	28,7 °C
Temperatura média de bulbo úmido	24,3 °C
Densidade do ar	1,204 kg/m ³
Rotação média rotor modelo 1:	3561 rpm
Rotação média rotor modelo 2:	3545 rpm

Fonte: elaborado pelo autor

Os testes experimentais foram realizados no mesmo dia para o rotor modelo 1 e modelo 2, afim de obter as mesmas condições ambientais para ambos os testes.

Para determinar as curvas de desempenho do ventilador, tiveram-se como base de cálculo as equações abaixo:

- Determinação da vazão através da equação de Bernoulli (25) e da equação da continuidade (26):

$$v = \sqrt{2gh \frac{\rho_m - \rho_f}{\rho_f}} \quad \dots(25)$$

Onde v é a velocidade em m/s, ρ_f é a massa específica do fluido em escoamento em dado em kg/m³, ρ_m é a massa específica do líquido manométrico dado em kg/m³, g é a aceleração gravitacional em m²/s e h é a diferença de altura lida no manômetro em mca.

$$Q = A \cdot v \quad \dots(26)$$

Onde A é a área da seção transversal do tubo de saída em m², que pode ser calculada pela equação abaixo.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \dots(27)$$

Onde D é o diâmetro em m.

- Determinação da potência requerida através da equação:

$$P = V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta \cdot \sqrt{3} \quad \dots(28)$$

Onde V é a diferença de potencial em V , I é a corrente requerida pelo motor em A , $\cos \varphi$ é o fator de potência e η é o rendimento do motor.

Os dados de fator de potência e o rendimento foram obtidos através das curvas de desempenho encontradas no catálogo de motores da empresa fabricante do mesmo.

- Determinação do rendimento total

$$\eta_t = \frac{Q}{1.020} \cdot \frac{P_t}{P_{abs}} \quad \dots(29)$$

Onde η_t é o rendimento total do ventilador, Q é a vazão em m^3/s , P_t é a pressão total em Pascal (Pa) e P_{abs} é a potência absorvida.

- Determinação do rendimento mecânico:

$$\eta_m = P_{abs} / P_{ot} \quad \dots(30)$$

Onde η_m é o rendimento mecânico, P_{abs} é a potência absorvida e P_{ot} é a potência nominal.

Para encontrar a melhor distribuição dos dados, realizou-se a média com o desvio padrão para todos os pontos determinados. O cálculo do desvio padrão foi com base na Equação 31

Equação do desvio padrão

$$S = \left[\sum (x_i - \bar{x})^2 / (n - 1) \right]^{0,5} \quad \dots(31)$$

Onde S é o desvio padrão, n é o número de pontos, x_i é o ponto em análise e \bar{x} é a média aritmética.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O projeto da bancada para levantamento das curvas de desempenho do ventilador em estudo, foi realizado de forma a atender o máximo das exigências citadas pela norma ANSI/AMCA 210-85 (1985), respeitando a necessidade de minimizar o custo de fabricação da mesma. Para isto a empresa disponibilizou um ventilador VCS 180, equipamentos e acessórios existentes em estoque para o desenvolvimento e montagem da bancada de teste.

A bancada foi projetada para ventiladores centrífugos com área de saída de 5688 mm² com variações de 285 mm² para mais ou para menos. O maior desafio encontrado na construção da bancada foi a fabricação do direcionador de fluxo, exigindo um processo artesanal para o corte e montagem deste item. Apesar das adaptações, durante o processo de coleta dos dados de pressões estáticas e dinâmicas não houve oscilações nos manômetros.

As medições realizadas para ambos os rotores, das diferenças de pressão estática nos planos X e Y da Figura 41, tiveram uma média de 4 mmca, fornecendo através dos cálculos realizados (Equação 24) um coeficiente de perda de carga de 1724. Como não é mencionado pela norma e pelas referências consultadas os valores aceitos para este tipo de bancada, não foi possível avaliar a interferência deste item nos resultados encontrados, sugerindo realizar estudo específico para melhor análise deste item.

Os manômetros verticais utilizados para leitura das pressões estática e dinâmica são com escala de 200 mm e 300 mm, oferecendo leituras de 1 mm. O fluido utilizado nos manômetros foi água deionizada com corante, respeitando as cores do desenho 13 (Apêndice A), para facilitar as leituras.

A caracterização do ventilador para ambos os rotores utilizados nos experimentos foi realizada pela construção de curvas de pressão estática, potência absorvida e rendimento em função da vazão. Foram também elaboradas as curvas de pressão dinâmica em função da vazão, uma vez que a pressão dinâmica corresponde à velocidade média na saída do ventilador.

Os resultados são apresentados na seqüência, sendo considerado o rotor 1 como projeto original e área de 1887 mm² e o rotor 2 como sendo o projeto atual com área correspondente de 2089 mm².

Para tanto foram realizados os testes em duplicata, sendo que o segundo foi realizado para alguns pontos aleatórios com o objetivo de verificar os dados coletados. As medições correspondentes ao primeiro ensaio constam no Apêndice D.

Os dados de pressão foram coletados para 14 aberturas do cone estrangulador, sendo o número e quantidade de giros definidos de forma empírica, de acordo com a queda da pressão estática. ASME (1946) sugere fazer a leitura de pressões em cinco posições diferentes do cone estrangulador, sendo que dois destes pontos correspondem ao cone de restrição fechado, vazão nula, e sem cone estrangulador, vazão máxima. Foram escolhidos os 14 pontos, pois o objetivo era o levantamento das curvas, e uma maior quantidade corresponde a um melhor delineamento das mesmas.

Para se ter idéia da relação entre a quantidade de giros, abertura e a respectiva pressão, montou-se a tabela 5. Nesta tabela está relacionado o número de pontos de abertura do cone estrangulador, com a respectiva redução média da pressão estática, bem como o desvio padrão correspondente, sendo que um giro no sentido anti-horário corresponde a 1,5mm de abertura.

Tabela 5 – Pontos de medições da pressão estática (P_e)

(continua)

	Abertura (mm)	Redução da P_e acumulada (mmca)	Desvio padrão
Saída fechada	0	-	-
1 giro a-h	1,5	2,3	0,75
2 giros a-h	3,0	4,9	0,38
3 giros a-h	4,5	8,3	0,20
4 giros a-h	6,0	11,5	0,26
5 giros a-h	7,5	13,7	0,26
8 giros a-h	12	18,5	0,75
11 giros a-h	16,5	23,5	0,45
14 giros a-h	21	28,0	0,71
17 giros a-h	25,5	30,1	0,38

Tabela 5 – Pontos de medições da pressão estática (Pe)

(conclusão)

	Abertura (mm)	Redução da Pe acumulada (mmca)	Desvio padrão
20 giros a-h	30	32,1	0,00
26 giros a-h	39	33,7	0,38
32 giros a-h	48	34,5	0,41
Saída livre	~	35,5	0,32

Fonte: elaborado pelo autor

Com os dados de pressão da Tabela 5 construiu-se a Figura 43 que mostra a relação da abertura com a redução da pressão estática, evidenciando que a pressão estática tende a zero quanto menor a restrição na área de abertura do duto de saída, conforme mencionado por Macintyre (1990), Clezar e Nogueira (1999), Schneider (2003), entre outros.

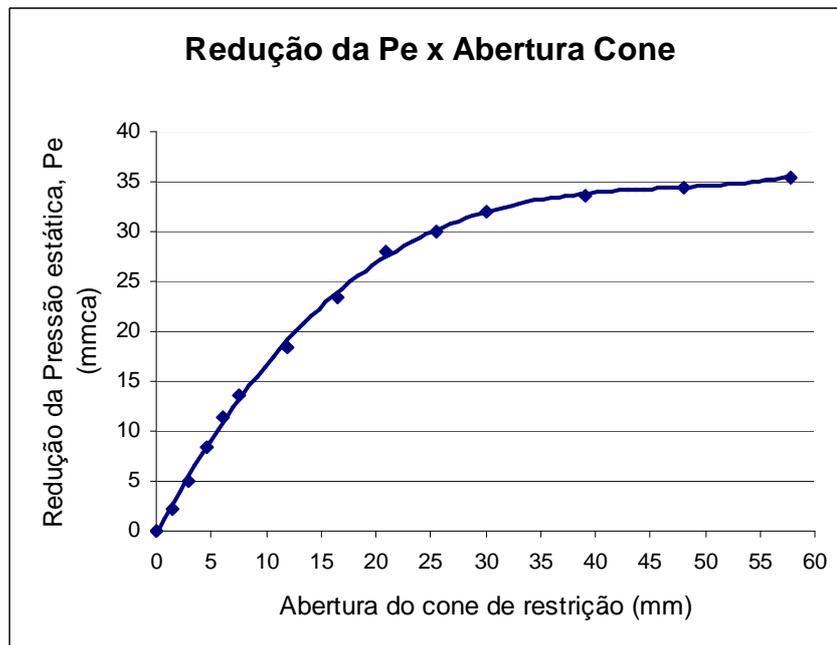


Figura 43 – Relação da abertura com a redução da pressão estática

Fonte: elaborado pelo autor

A média das vazões encontradas para cada raio de medição da pressão dinâmica, através do tubo de Pitot, para os dois rotores é apresentada na tabela 6.

Tabela 6 – Variação da vazão nos raios de medições de acordo com a abertura do cone de restrição

Abertura do Cone	Vazão Média (m ³ /s) – Rotor 1			Vazão Média (m ³ /s) – Rotor 2		
	Raio 1	Raio 2	Raio 3	Raio 1	Raio 2	Raio 3
Saída fechada	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1 giro a-h	0,03	0,03	0,03	0,05	0,05	0,05
2 giros a-h	0,05	0,05	0,05	0,07	0,07	0,07
3 giros a-h	0,07	0,07	0,07	0,09	0,09	0,09
4 giros a-h	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
8 giros a-h	0,10	0,11	0,11	0,13	0,13	0,14
11 giros a-h	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,14
14 giros a-h	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,14
17 giros a-h	0,14	0,14	0,14	0,15	0,15	0,15
20 giros a-h	0,14	0,14	0,14	0,16	0,16	0,16
26 giros a-h	0,14	0,14	0,14	0,16	0,16	0,16
32 giros a-h	0,14	0,14	0,14	0,17	0,17	0,17
Saída livre	0,14	0,14	0,14	0,17	0,17	0,17

Fonte: elaborado pelo autor

Observou-se que, para ambos os rotores, não houve variação significativa entre os raios de medições, conforme demonstrado na Tabela 6, sugerindo que o fluxo gerado pelo ventilador é turbulento homogêneo. Isto pode ser confirmado através do cálculo do Número de Reynolds, cujo resultado foi acima de 4000. Apesar do fluxo ser turbulento, não houve flutuação na medida da pressão, confirmando que o dispositivo direcionador de fluxo estava cumprindo o seu papel, ou seja, homogeneizando o tamanho dos vórtices do fluxo.

Através dos testes experimentais do ventilador VCS 180, obteve-se as seguintes caracterizações para os rotores 1 e 2:

Tabela 7 – Caracterização dos rotores

	Vazão Máxima (m ³ /s)	Pe Máxima (mmca)	Pe Máxima (Pa)	Pot. Máxima requerida (kW)
Rotor 01	0,14	34	333,4	0,28
Rotor 02	0,17	37	362,9	0,30

Fonte: elaborado pelo autor

De acordo com os dados demonstrados na Tabela 7, tem-se que o rotor 2 obteve um desempenho acima do rotor 1 de 8,8% em relação à pressão estática, com um acréscimo na potência absorvida de 8,1%. A vazão máxima encontrada para o rotor 2 é de 0,17 m³/s, 21,4% maior em relação à vazão medida no rotor 1, que era de 0,14 m³/s.

As melhorias obtidas através do novo rotor podem ser quantificadas através das curvas de desempenho obtidas para cada rotor.

Através da curva que relaciona a pressão estática com a vazão (Figura 44) pode-se observar que a faixa de utilização do ventilador para o rotor 1 é de 0,05 m³/s a 0,12 m³/s, com pressões estática variando de 29,6 mmca (290,3 Pa), até 11,4 mmca (111,8 Pa), já para o rotor 2, a faixa de vazão a ser utilizado corresponde desde 0,06 m³/s a 0,14 m³/s com pressões equivalentes de 34,8 mmca (341,3 Pa) e 12,4 mmca (121,4 Pa). Deste modo obteve-se um ganho médio de 16,6% na vazão e 15,1% na pressão estática. As faixas de utilização dos ventiladores correspondem de 35% da vazão até 80% da vazão, conforme descrito pelo Otam Ventiladores Industriais Ltda [entre 2000 e 2009].

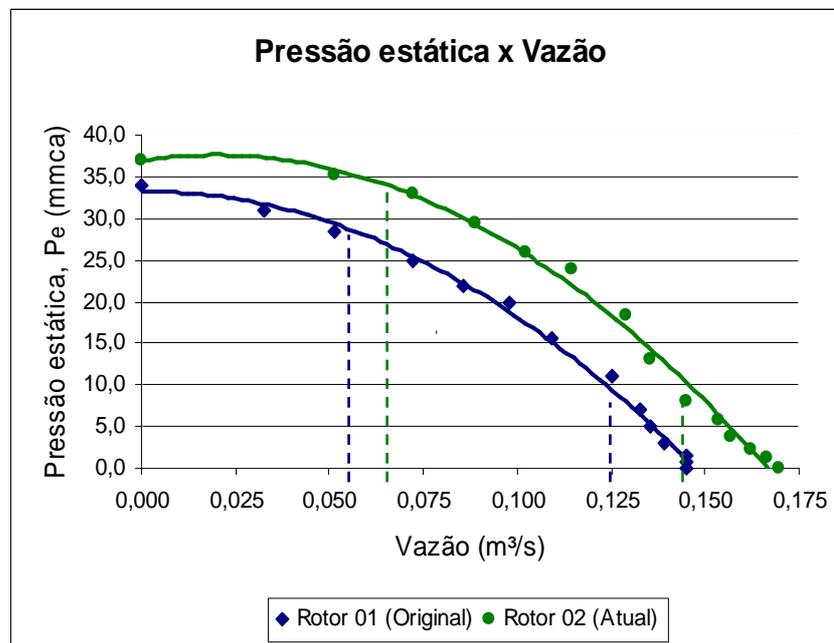


Figura 44 – Pressão estática em função da vazão

Fonte: elaborado pelo autor

De acordo com os autores mencionados nas referências, a pressão estática bem como a pressão total diminui com o aumento da vazão. Este comportamento também foi encontrado nos rotores testados, conforme pode ser visto nas Figuras 44 e 45.

O uso dos ventiladores fora da zona de utilização não é recomendado, pois corresponde a zonas onde pode ocorrer instabilidade, apesar de que isto foi pouco perceptível nas curvas obtidas.

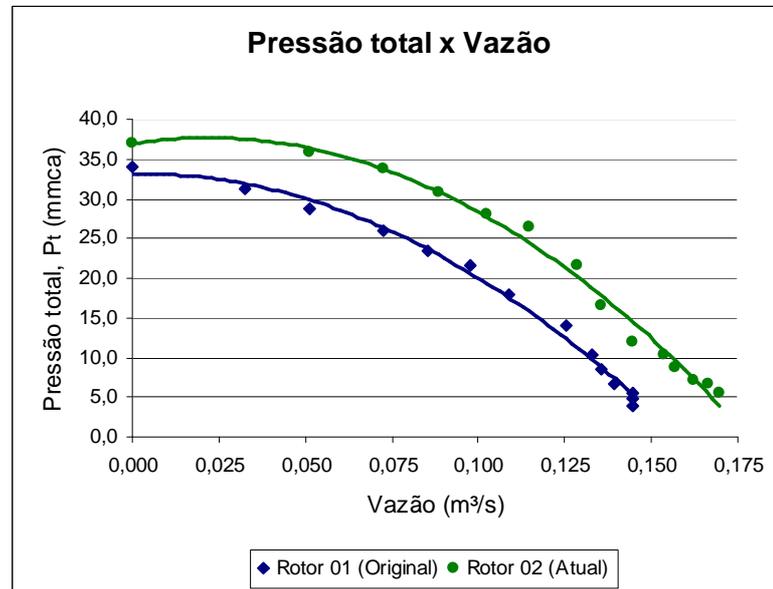


Figura 45 – Pressão total em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 46 são apresentadas as curvas de pressão dinâmica em função da vazão. As curvas estão sobrepostas confirmando que as pressões dinâmicas estão diretamente relacionadas com a vazão para os dois rotores. Como era esperado, com o aumento da vazão, há o aumento da pressão dinâmica, mantendo a mesma proporcionalidade para ambas as curvas, como já descrito na revisão bibliográfica.

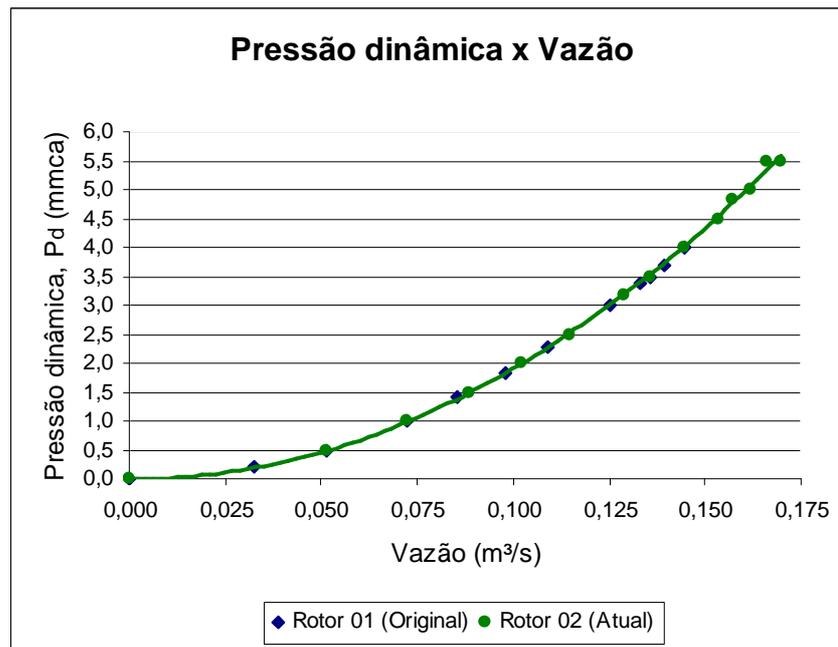


Figura 46 – Pressão dinâmica em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

Os resultados evidenciam que o ganho de vazão do rotor 2 é superior a 21% em relação ao do rotor 1. Já as pressões dinâmicas máximas referentes ao rotor 1 e 2, consecutivamente, são 4,0 mmca (39,2 Pa) e 5,5 mmca (53,9 Pa). Isto corresponde a um aumento de 37,5% na pressão dinâmica.

A potência máxima absorvida pelo ventilador para os respectivos rotores foi de 0,37 cv para o rotor 1 e 0,40 cv para o rotor 2, sugerindo um rendimento mecânico de 74% e 80% respectivamente.

No gráfico da potência absorvida em função da vazão, observou-se que ao invés da potência absorvida aumentar com o aumento da vazão ela manteve-se praticamente estável, com um pequeno decréscimo em função do aumento da vazão, como pode ser visualizado na Figura 47. Isto contraria o que é apresentado na literatura para ventiladores radiais de rotor semi-aberto e pás retas (MACINTYRE, 1990, CLEZAR E NOGUEIRA, 1999, SCHNEIDER, 2003).

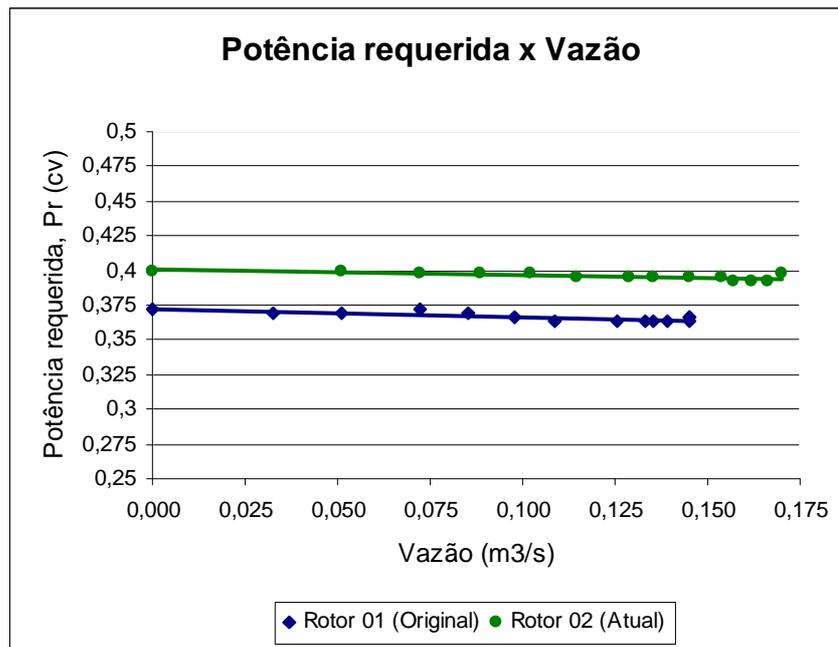


Figura 47 – Potência absorvida em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 48 são apresentados os gráficos da rotação do motor em função da vazão. Isto pode ser realizado, pois em motores assíncronos a rotação é constante com o escorregamento (BOCCASIUS, 2008). Analisando a Figura 48 confirma-se o decréscimo na potência absorvida, uma vez que a rotação aumenta em função do aumento da vazão.

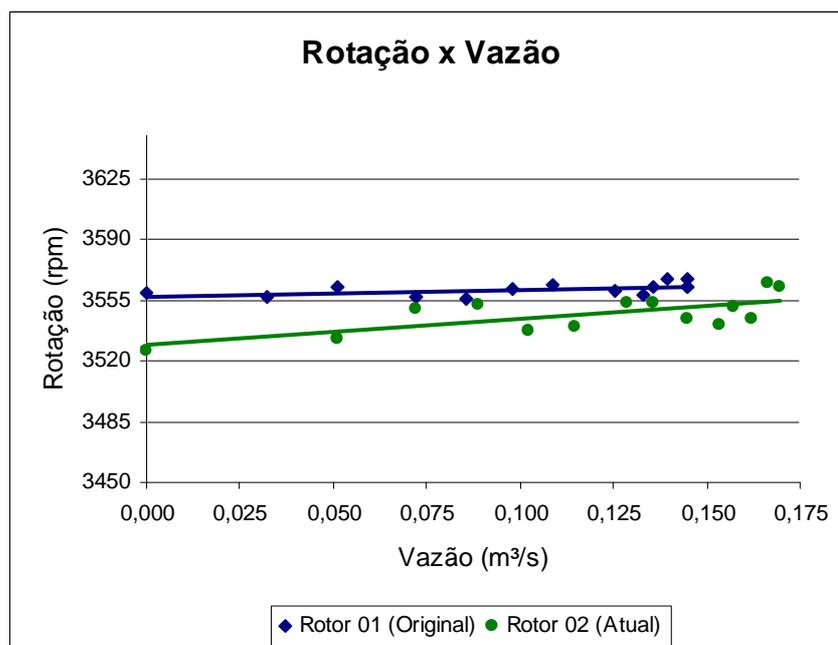


Figura 48 – Rotação em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

Os testes experimentais realizados sugerem que este fenômeno pode ser decorrente dos seguintes itens:

a) O fluido dentro do rotor não estar atingindo a velocidade média do rotor devido à formação de recirculação na câmara, aumentando o atrito do rotor com o fluido. Este aspecto está sendo sugerido, devido ao fluido estar aumentando a temperatura gradativamente com fluxo zero. Sendo detectado através da medição da temperatura do fluido através dos orifícios de inserção do tubo Pitot;

b) Haver escape de ar pelo bocal na região de entrada ao lado da região de alta pressão da câmara. Isto ocorre quando o cone de restrição está obstruindo o fluxo de ar (baixas vazões). Através da Figura 49, é possível visualizar a área de descarga pelo bocal de entrada.

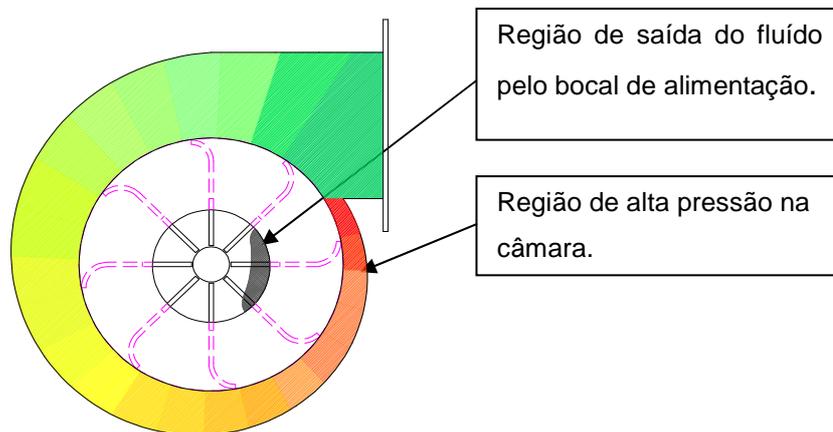


Figura 49 – Distribuição da pressão na câmara
Fonte: elaborado pelo autor

c) A construção da câmara não está adequadamente projetada para as dimensões do rotor. Detectado através do cálculo de rendimento do ventilador, onde se obteve resultados significativamente baixos em relação aos valores citados no corpo do presente trabalho.

O rendimento total do ventilador para ambos os rotores foram respectivamente de 7,5% para o rotor 1 e 9,9% para o rotor 2. Apesar de ambos ainda estarem significativamente baixo, o rotor 2 apresentou um ganho de 2,8 pontos percentuais, o que significa uma melhoria de 32%.

Através das curvas de rendimento total e estático em função da vazão (Figura 50 e 51), é possível confirmar que o melhor rendimento dos ventiladores está dentro da faixa de 35% a 80% da vazão, indicando que a faixa de utilização está de

acordo com a literatura (OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA, [entre 2000 e 2009]).

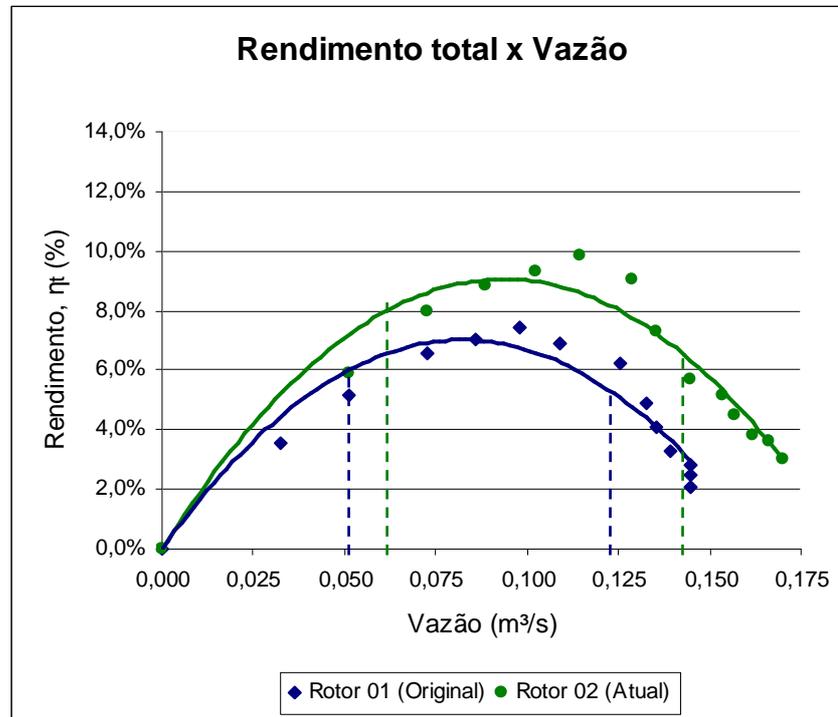


Figura 50 – Rendimento total em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

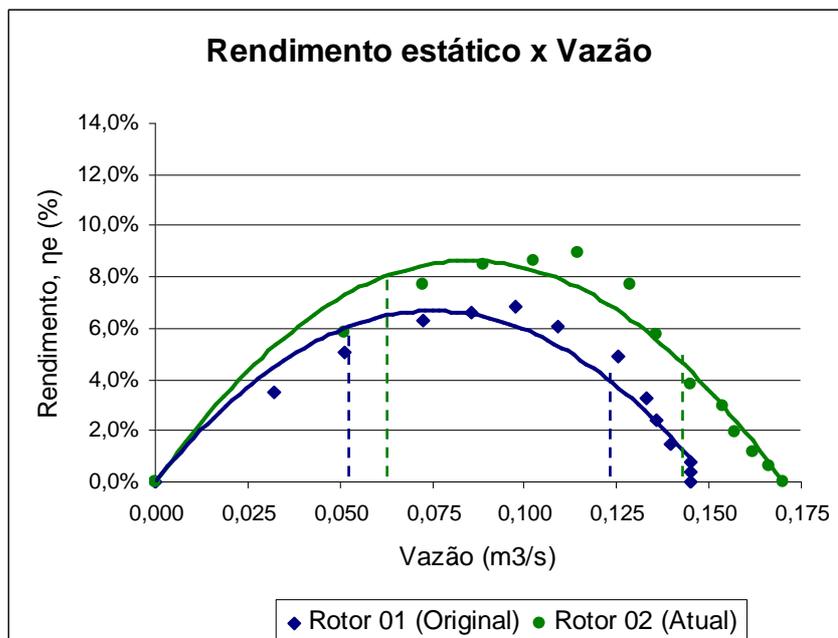


Figura 51 – Rendimento estático em função da vazão
Fonte: elaborado pelo autor

Concluindo estão apresentadas na Figura 52 todas as informações referentes à caracterização do ventilador com seus respectivos rotors da forma

como elas devem ser apresentadas pelo fabricante (GREENHECK FAN CORP, 2005).

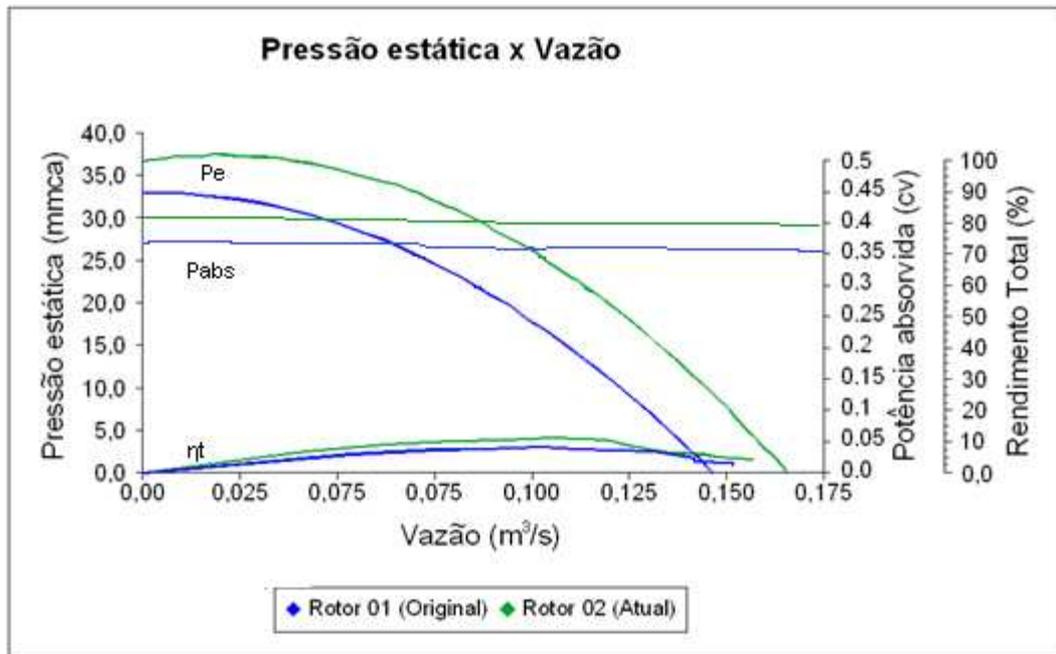


Figura 52 – Curva de desempenho dos rotores 1 e 2

Fonte: elaborado pelo autor

Nesta figura fica mais uma vez evidente o ganho do rotor 2, projeto atual, em relação ao rotor 1, projeto original, em todos os aspectos, pressão estática, vazão e rendimento total.

CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada a construção da bancada de teste com o objetivo de fazer uma análise comparativa entre o projeto original do ventilador centrífugo VCS 180 e o projeto atual do mesmo ventilador da marca Seibt Máquinas para Plásticos Ltda, através do levantamento das curvas de desempenho.

Ambos os rotores do ventilador avaliado são semi-aberto e pás retas, alterando apenas o formato e a área da pá, mantendo os parâmetros como rotação, potência e câmara do ventilador igual para ambos os testes.

Através das condições estudadas e com embasamento teórico mencionado no corpo do trabalho, conclui-se que:

- a) A bancada projetada e montada com base na norma ANSI/AMCA 210-85 pode ser utilizada para testes em ventiladores centrífugos com área de saída de 5688 mm² com variações de 285 mm² para mais ou para menos;
- b) O coeficiente de perda de carga foi de 1724. Uma vez que não é mencionado pela norma e pelas referências consultadas os valores aceitos para este tipo de bancada, não foi possível avaliar a interferência deste item nos resultados encontrados. Como a bancada visa analisar as melhorias entre projetos, pode-se concluir que a perda de carga não é expressiva para este estudo realizado;
- c) O direcionador de fluxo, apesar das adaptações realizadas, atendeu as necessidades de diminuir e padronizar o tamanho dos vórtices gerados pelo rotor;
- d) Para os testes efetuados a bancada atendeu as necessidades de levantamento das curvas de desempenho do ventilador estudado, sendo um bom referencial para estudos de melhoria e desenvolvimento de ventiladores de porte similar ao avaliado.
- e) O investimento realizado para construção da bancada foi de aproximadamente R\$ 5.250,00, sem considerar os equipamentos auxiliares utilizados no laboratório;
- f) O rotor 2, projeto atual, com área de pá 9,7% maior que ao rotor 1, projeto antigo, teve um desempenho superior, como esperado. Este desempenho compreende pressão estática e dinâmica, vazão, rendimento do ventilador e rendimento mecânico;

- g) Com base nos resultados obtidos, o rotor 2 obteve um desempenho acima do rotor 1 de 8,8% em relação à pressão total, ou pressão de estagnação, com um acréscimo proporcional a potência absorvida de 8,1%. A vazão máxima encontrada para o rotor 2 é de 0,17 m³/s, 21,4% maior em relação à vazão do rotor 1, que era de 0,14 m³/s;
- h) O rendimento total do ventilador para ambos os rotores foram de 7,5% para o rotor 1 e 9,9% para o rotor 2. Apesar de ambos os rotores obterem um rendimento baixo, o rotor 2 apresentou um ganho de 2,4 pontos percentuais, o que significa uma melhoria de 32%. Já o rendimento mecânico calculado para os rotores foi respectivamente de 74% e 80%.

Em trabalhos futuros sugere-se:

- Para a bancada:
 - a) Utilizar manômetro inclinado com precisão de 0,1 mm, com o objetivo de apurar a pressão estática e dinâmica e conseqüentemente o aumento da vazão;
 - b) Melhorar sistema de fixação do tubo Pitot, a fim de facilitar o posicionamento, vedação e medição nos pontos mencionados;
 - c) Construir a tubulação e parte da câmara do ventilador com material transparente, viabilizando o estudo do fluxo do fluido;
 - d) Medir o fator de potência do motor do ventilador através de equipamento específico para este fim;
 - e) Automatizar os medidores de pressão e velocidade de ar para que a análise seja contínua ao longo do transportador. Manter os medidores atuais para aferição.
- Para execução de outros testes:
 - a) Realizar estudo do fluxo do fluido na câmara do ventilador;
 - b) Analisar a influência da área da pá com relação às pressões, vazão e potência absorvida;
 - c) Avaliar dimensões do rotor em relação à câmara.
 - d) Analisar influência da perda de carga gerada pelos direcionadores de fluxo;

A coleta das pressões através da bancada de teste, possibilitou a construção das curvas de desempenho do ventilador para os rotores 1 (projeto original) e 2 (projeto atual), facultando a avaliação entre os projetos, logo, conclui-se que a bancada de teste atendeu o objetivo do presente trabalho.

REFERÊNCIAS

AMERICAN NATIONAL STANDARD. **ANSI/AMCA 210-85 Standard**. Arlington Heights, IL 60004: Air Movement and Control Association, Inc. 1985.

ASME. Test code for fans. **New York**, 1946, p.5-17.

BENEDICT, R.P. **Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements**. 3 ed. New York: John Wiley & Sons, 1984.

BOCCASIU, P. A. D., **Apostila Motores Elétricos**. Disciplina de Instalações Elétricas Industrial, 2008.

CHICAGO BLOWER ARGENTINA. **Classificación de los Ventiladores Industriales**. Buenos Aires, [entre 1990 e 2009]. Disponível em: <http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm>. Acesso em: 11 out. 2009.

CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, A. C. R. **Ventilação Industrial**. 1 ed. Florianópolis: UFSC, 1999.

DELMÉE, G.J. **Manual de Medição de Vazão**. 3 ed. São Paulo, SP: Edgard Blücher Ltda., 2003.

GREENHECK FAN CORP. **The basics of fan performance tables, fan curves, system resistance curves and fan laws**. Schofield, 2005.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2 ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1990.

NICOLAU, V.P.; GÜTHS, S. **Medição de Velocidade de Escoamento com o tubo de Pitot**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA. **MANUAL Técnico Otam.**, Porto Alegre, [entre 2000 e 2009].

PARR3D. **Aspiração de Pó – Dados Técnicos**. Porto Alegre, [entre 1990 e 2009]. Disponível em: <http://www.parr3d.com.br/32/18201.html?*session*id*key*=*session*id*val*>>. Acesso em: 11 out. 2009.

PIMENTA, J. **Introdução a Ventilação Aplicada a Engenharia de Segurança do Trabalho: Ventiladores e Coletores**. Brasília: Universidade de Brasília, 2009.

PRODANOV, C.C., FREITAS, E.C. **Metodologia do Trabalho Científico: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico**. Novo Hamburgo: Feevale, 2009.

ROMA, W.N.L. **Fenômenos de transporte para engenharia**. 2 ed. São Carlos, SP: RiMa, 2006.

SCHNEIDER, P.S. **Medição de Pressão em Fluidos**. Apostila da disciplina de Medições Térmicas. Engenharia Mecânica. Porto Alegre: UFRGS, 2003.

SILVA, D.C. **Ventiladores**, MG: CEFET, 2009.

STEIN, J., HYDMAN, M.M. **Development and Testing of the Characteristics Curve Fan Model**. ASHARE Transactions, 2004.

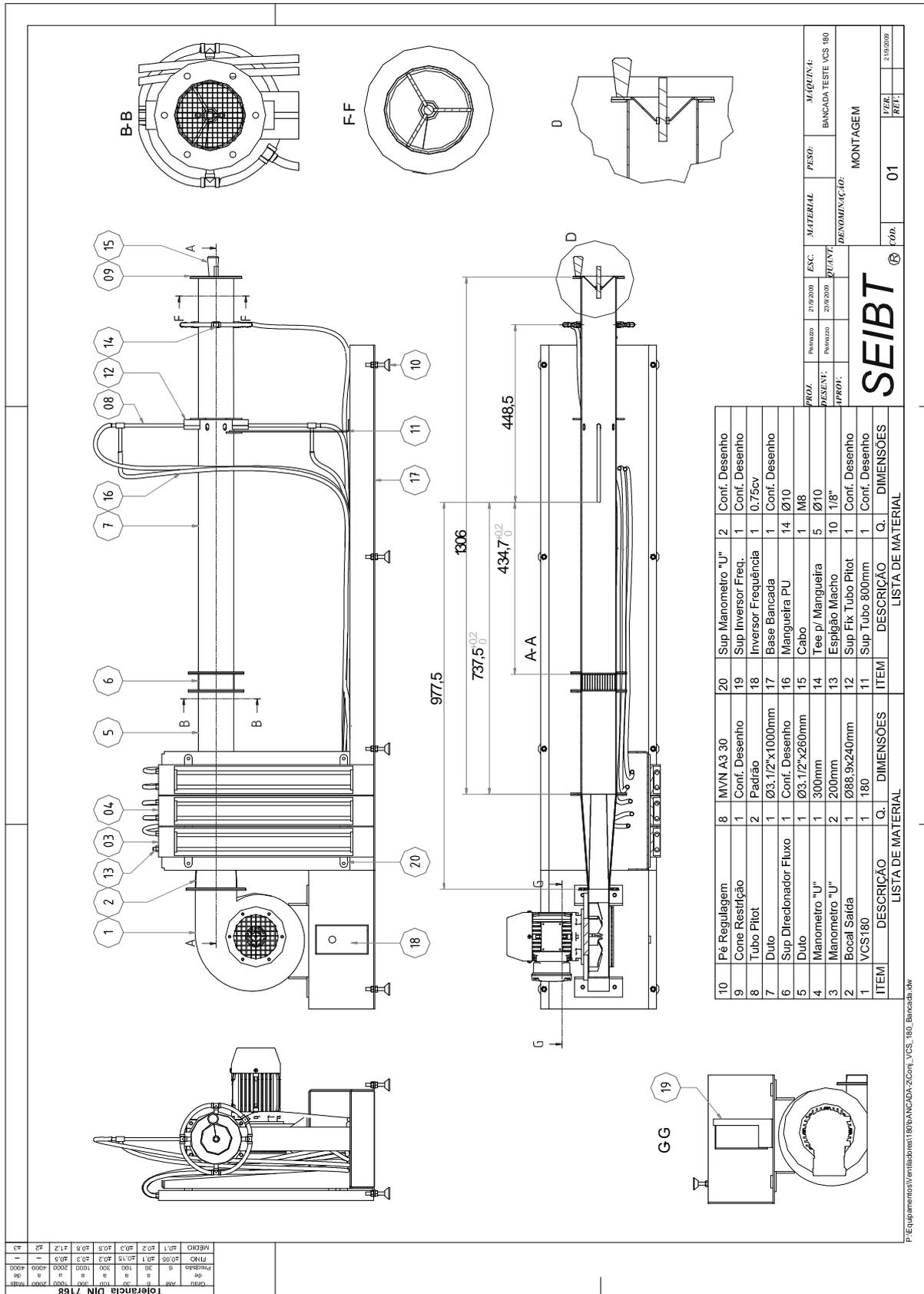
TECHSPECS. **The Fan Performance Curve**. Volume IV, nº1. Arlington Heights: [19-].

TECHSPECS. **The Fan Performance Curve**. Volume XI, nº2. Arlington Heights: 1996.

THE OMEGA. **Flow and Level Measurement**. Vol. 4. Stamford: OMEGA Press, [entre 1998 e 2009]. Disponível em: <http://www.omega.com/literature/transactions/volume4/T9904-07-DIFF.html#diff_1>. Acesso em: 6 out. 2009.

Weg Equipamentos Elétricos S.A. **Catálogo de motores trifásicos**. Jaguará do Sul, [19 -] Disponível em: [http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Geral/Central-de-Downloads/Resultado-da-Busca/\(byURL\)/br%7CProdutos-e-Servicos%7CMotores%7CMotores-Eletricos-Industriais%7CW21/\(group\)/4](http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Geral/Central-de-Downloads/Resultado-da-Busca/(byURL)/br%7CProdutos-e-Servicos%7CMotores%7CMotores-Eletricos-Industriais%7CW21/(group)/4). Acesso em: 2 out. 2009.

APÊNDICE A – DESENHOS DA BANCADA DE TESTE



SEIBT

MONTAGEM

Proj. 21/03/2008
Desen. 20/03/2008
Aprov. _____

PROJ. Prolongado
DESEN. Prolongado
APROV. _____

ESQ. 21/03/2008
PUNTO 20/03/2008

MATERIAL
PESO:
MÁQUINA:
BANCADA TESTE VCS 180

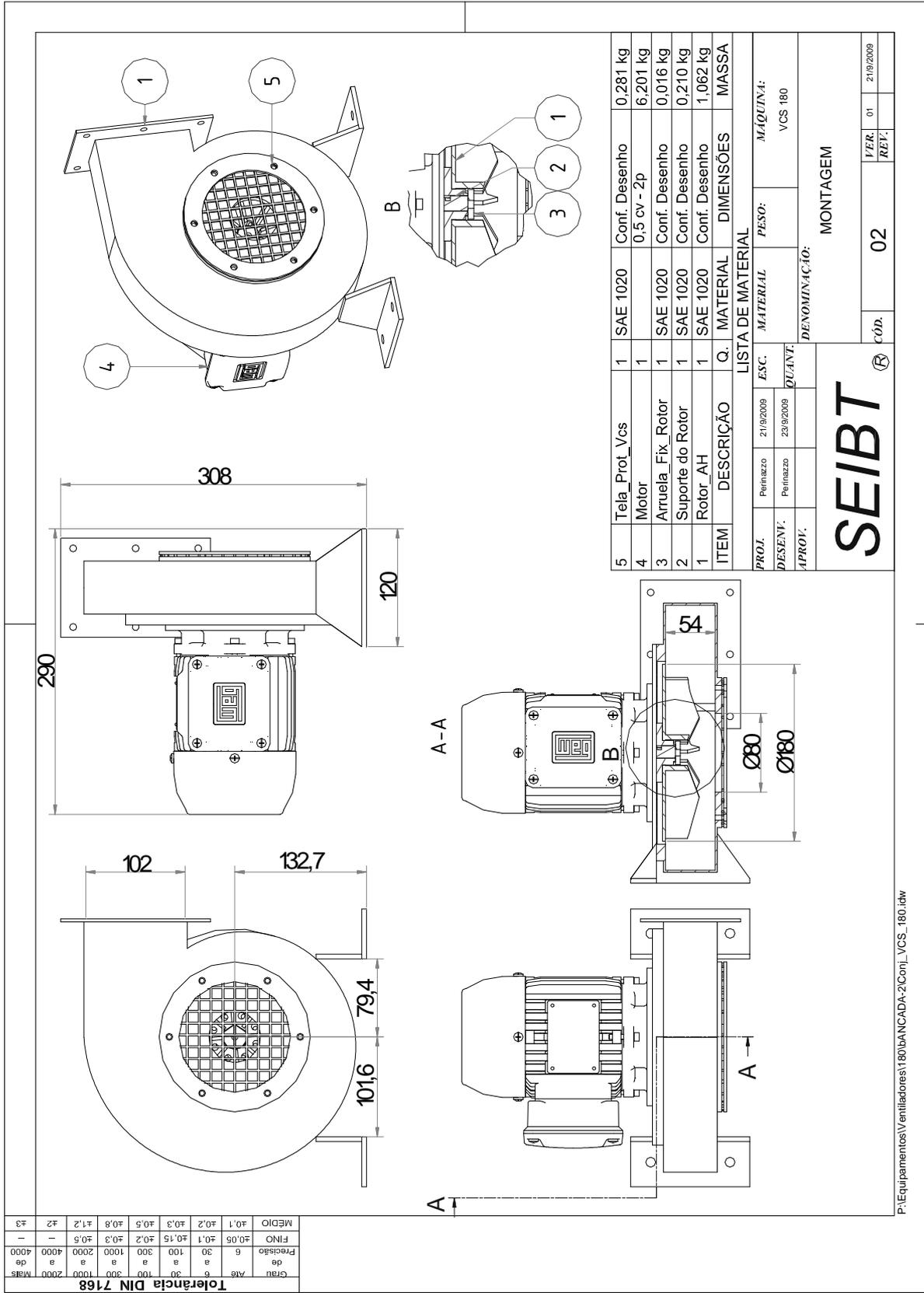
DENOMINAÇÃO:
MONTAGEM

01
FOLHA
REF.:

Tolerância DIN 7168

Classe	Desvio	Tolerância
AS	±0,1	±0,1
A	±0,2	±0,2
B	±0,3	±0,3
C	±0,5	±0,5
D	±0,8	±0,8
E	±1,2	±1,2
F	±2,0	±2,0
G	±3,0	±3,0
H	±5,0	±5,0
J	±7,0	±7,0
K	±10,0	±10,0
M	±15,0	±15,0
N	±20,0	±20,0
P	±30,0	±30,0
R	±50,0	±50,0
S	±70,0	±70,0
V	±100,0	±100,0
X	±150,0	±150,0
Z	±200,0	±200,0
ZS	±250,0	±250,0
ZE	±300,0	±300,0
ZE	±400,0	±400,0
ZE	±500,0	±500,0
ZE	±600,0	±600,0
ZE	±800,0	±800,0
ZE	±1000,0	±1000,0

P:\Equipamentos\Verificadores\180\BANCADA-2\Conf_VCS_180_Bancada.dwg



Tolerância DIN 7168		Grau		Ave		de		a		a		de	
Precisão		30		100		300		1000		2000		4000	
FINO	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2
MEDIO	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2

**FLANGE DO DESENHO
CORTE A LASER (016734)**

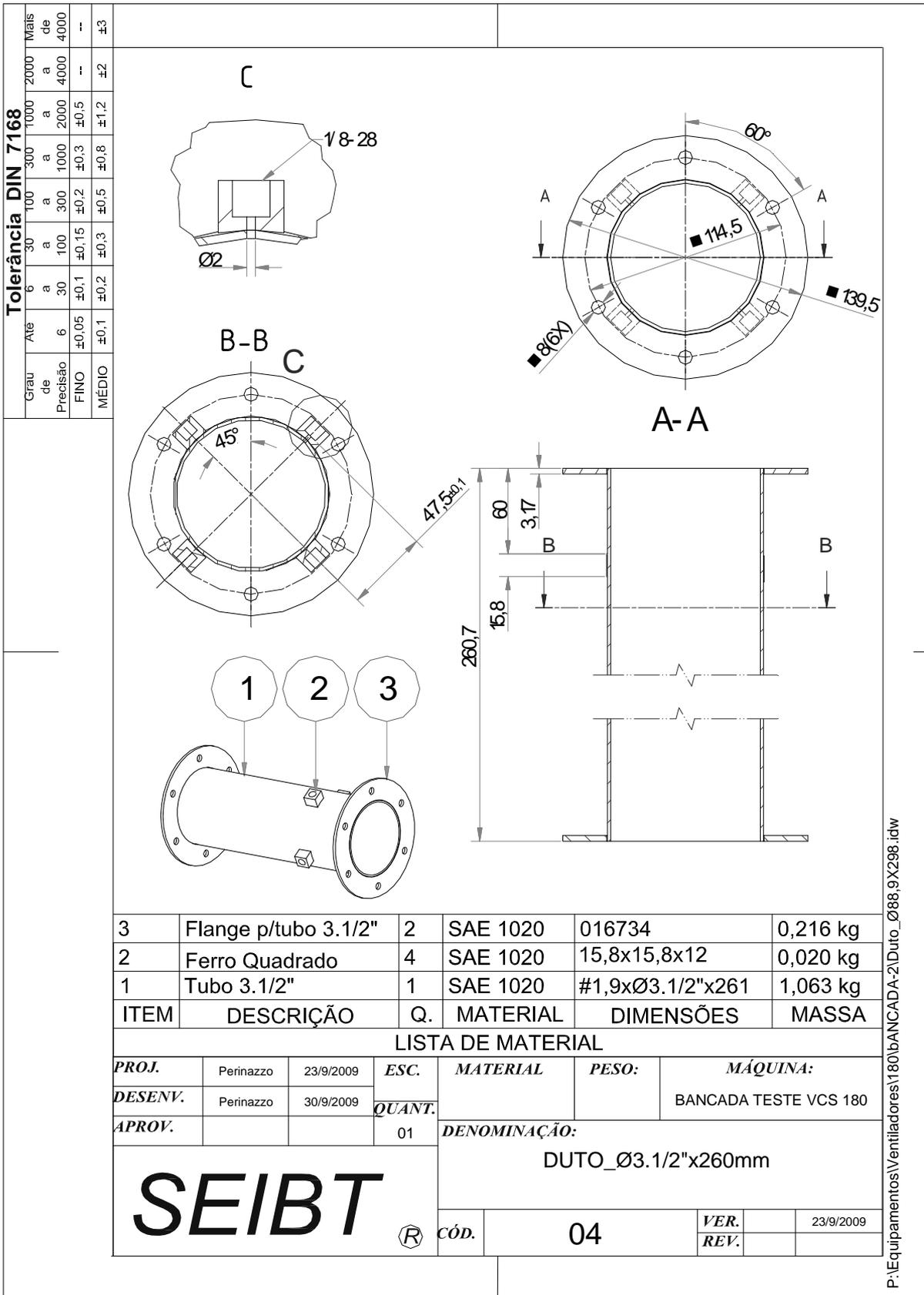
4	Flange p/tubo 3. 1/2"	1	SAE 1020	016734	0,216 kg
3	Chapa	1	SAE 1020	CD	1,016 kg
2	Ferro Chato	2	SAE 1020	3.17X22.2X58	0,030 kg
1	Ferro Chato	2	SAE 1020	3.17X22.2X148,4	0,082 kg
ITEM	DESCRIÇÃO	Q.	MATERIAL	DIMENSÕES	MASSA

LISTA DE MATERIAL

PROJ.	Perifazzo	22/09/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:	MÁQUINA:
DESENH.	Perifazzo	22/09/2009	QUANT.		BANCADA TESTE VCS 180	
APROV.						

DE NOMINAÇÃO:
BOCAL SAÍDA Ø88,9x240mm

SEIBT	®	Cód.	03	FER.	22/09/2009
		REV.			



Tolerância DIN 7168	Grau A6	de 100 a 300	Precisão 6 a 30	FNO ±0,05	MEDIO ±0,1
2000	1000	300	1000	±0,2	±0,2
4000	2000	1000	300	±0,15	±0,3
-	-	-	-	±0,5	±0,8
42	±1,2	±0,5	±0,3	±0,2	±0,1
43	-	-	-	-	-

Colocar Direcionador de ar antes de soldar a chapa.

Colocar massa de calafetar na área invisível, antes de soldar o segundo flange.

Chapa Desenvolvida

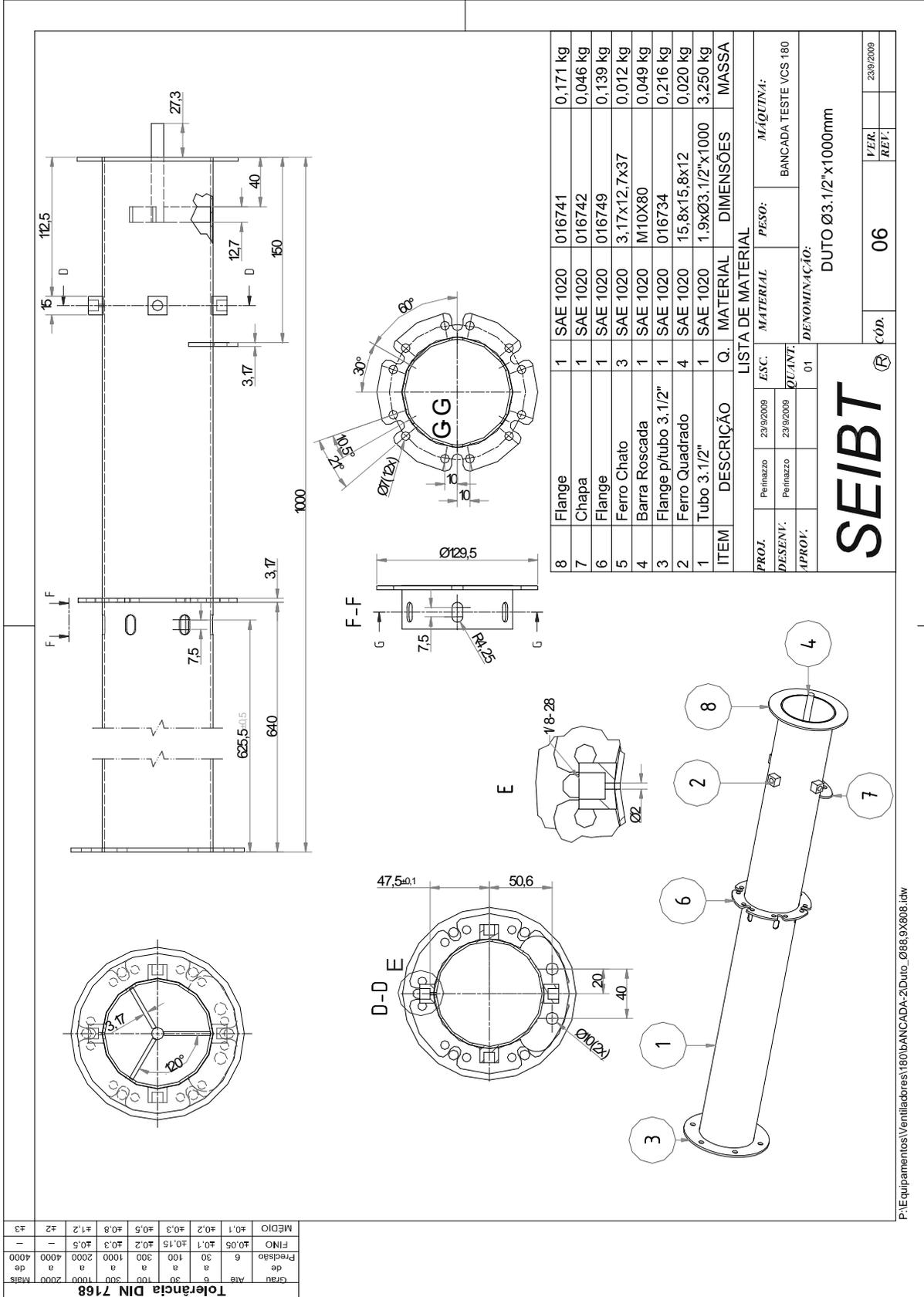
Dobrar 90° #1,9

ITEM 04

4	Chapa	28	INOX 304	CD	0,010 kg
3	Flange	2	SAE 1020	16734	0,231 kg
2	Chapa	1	SAE 1020	1,9x39x87	0,051 kg
1	Chapa	1	SAE 1020	CD	0,153 kg
ITEM DESCRIÇÃO Q. MATERIAL DIMENSÕES					MASSA

LISTA DE MATERIAL					
PROJ.	Permazzo	8/10/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:
DESENV.	Permazzo	8/10/2009	QUANT.		MAQUINA:
APROV.					BANCADA TESTE VCS 180
DENOMINAÇÃO:					
DIRECIONADOR DE AR					
				CÓD.	05
				VER.	8/10/2009
				REF.	

P:\Equipamentos\Ventiladores\180lb\BANCADA-2\Sup_Direcionador_Ar.dwg



ITEM	DESCRIÇÃO	Q.	MATERIAL	DIMENSÕES	MASSA
8	Flange	1	SAE 1020	016741	0,171 kg
7	Chapa	1	SAE 1020	016742	0,046 kg
6	Flange	1	SAE 1020	016749	0,139 kg
5	Ferro Chato	3	SAE 1020	3,17x12,7x37	0,012 kg
4	Barra Roscada	1	SAE 1020	M10X80	0,049 kg
3	Flange p/tubo 3.1/2"	1	SAE 1020	016734	0,216 kg
2	Ferro Quadrado	4	SAE 1020	15,8x15,8x12	0,020 kg
1	Tubo 3.1/2"	1	SAE 1020	1,9xØ3,1/2"x1000	3,250 kg

LISTA DE MATERIAL			
PROJ.	ESC.	MATERIAL	PESO:
Peimazzo	23/9/2009		MAQUINA:
Peimazzo	23/9/2009		BANCADA TESTE VCS 180
DESENI:		QUANT:	
		01	
DPROV:		DENOMINAÇÃO:	
		DUTO Ø3.1/2"x1000mm	

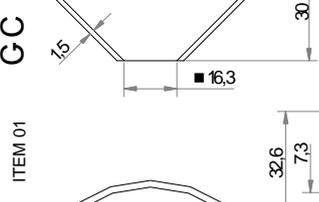
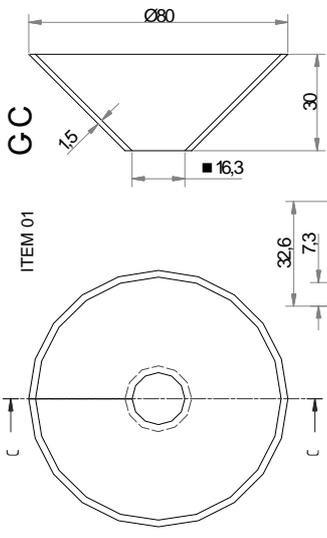
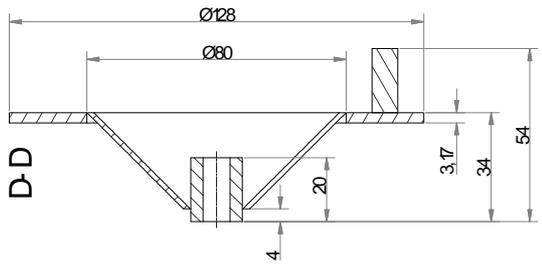
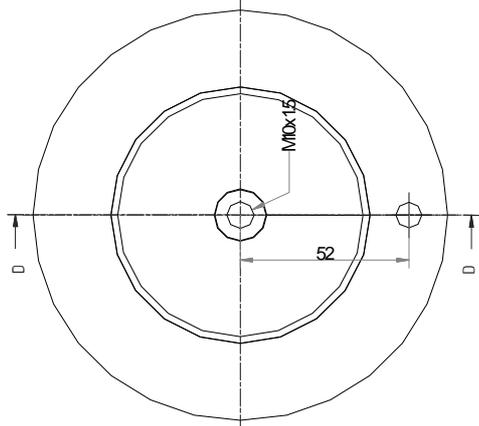
SEIBT

CÓD. 06

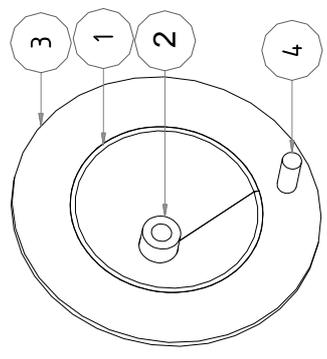
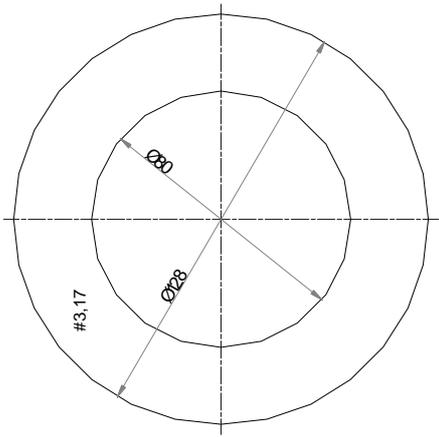
VÉR. 23/9/2009
RET.

P:\Equipamentos\Ventiladores\180lb\BANCADA-2D.uro_Ø88,9X808.idw

Tolerância DIN 7168		2000		2000		2000	
Cra	Ale	6	30	100	300	1000	2000
de	a	a	a	a	a	a	a
4000	4000	2000	1000	300	100	30	6
FS	FS	FS	FS	FS	FS	FS	FS
43	42	41,2	40,8	40,5	40,3	40,2	40,1
43	42	41,2	40,8	40,5	40,3	40,2	40,1
43	42	41,2	40,8	40,5	40,3	40,2	40,1
43	42	41,2	40,8	40,5	40,3	40,2	40,1



ITEM 03

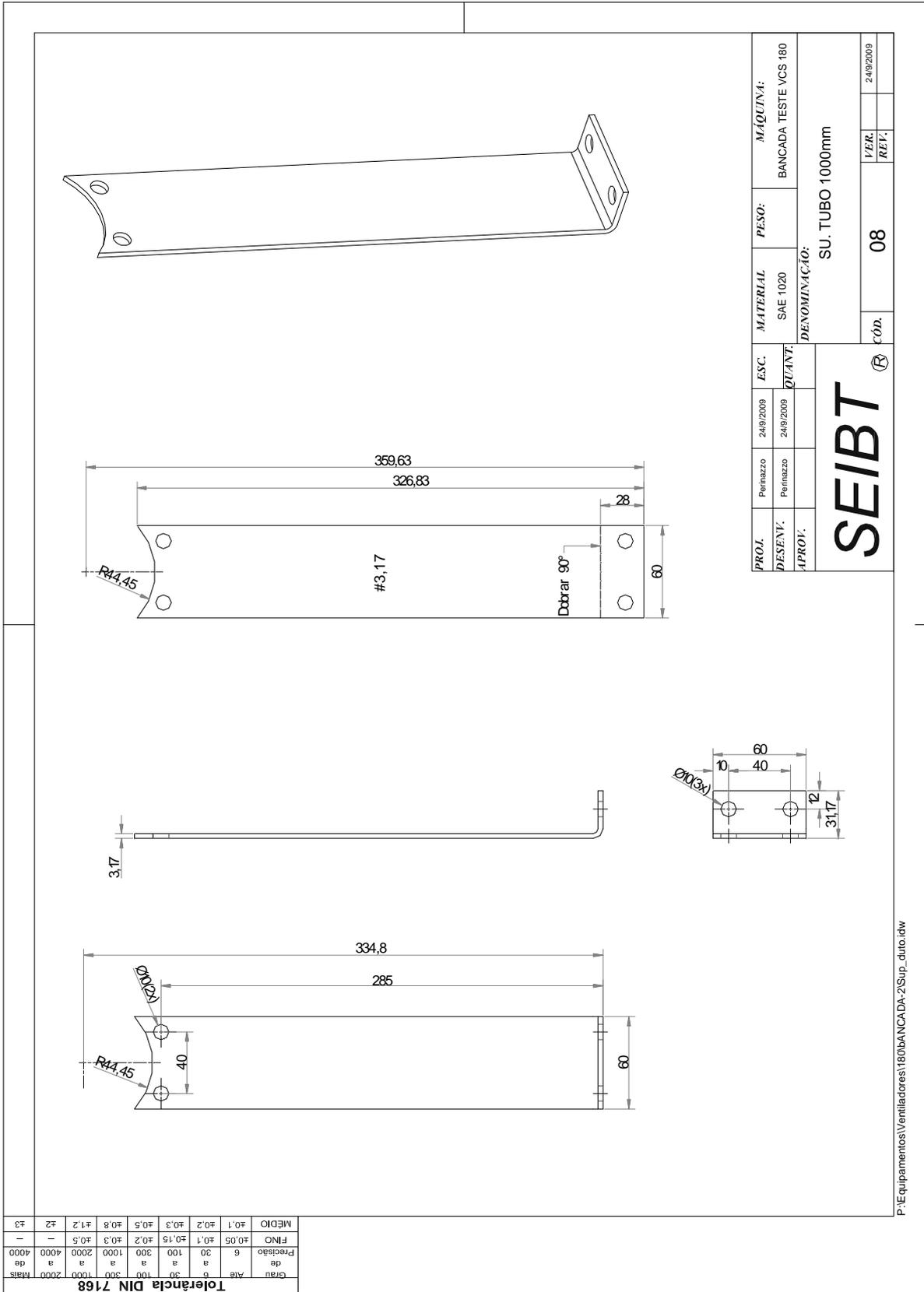


ITEM	DESCRIÇÃO	Q.	MATERIAL	DIMENSÕES	MASSA
4	Barra Roscada	1	SAE 1020	M8x20	0,008 kg
3	Chapa	1	SAE 1020	CD	0,195 kg
2	Trefilado	1	SAE 1020	Ø15,8x20	0,025 kg
1	Cone_Saída	1	SAE 1020	CD	0,075 kg

LISTA DE MATERIAL			
PROJ.	ESC.	MATERIAL	PIESO:
Perinazzo	25/9/2009	SAE 1020	BANCADA TESTE VCS 180
DESENV.	QUANT.	DESENV.	DESENV.
Perinazzo	25/9/2009	SAE 1020	BANCADA TESTE VCS 180
APROV.	01	DESENV.	DESENV.

MÁQUINA:			
BANCADA TESTE VCS 180			
DENOMINAÇÃO:			
CONE RESTRIÇÃO			
CÓD.	07	VER.	25/9/2009
		REF.	

SEIBT

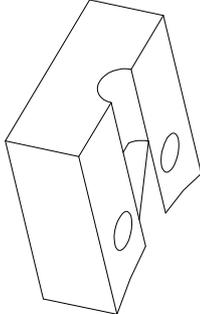
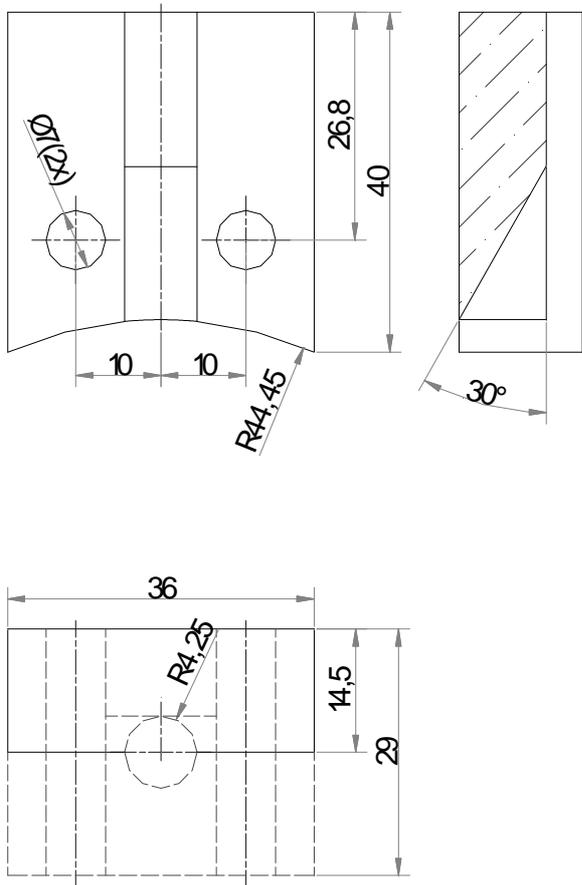


PROJ.	Perinazzo	24/9/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:	MÁQUINA:
DESENH.	Perinazzo	24/9/2009	QUANT.	SAE 1020	BANCADA TESTE VCS 180	
APROV.				DENOMINAÇÃO: SU. TUBO 1000mm		
SEIBT ®			Cód.		08	
			VER.	REF.		24/9/2009

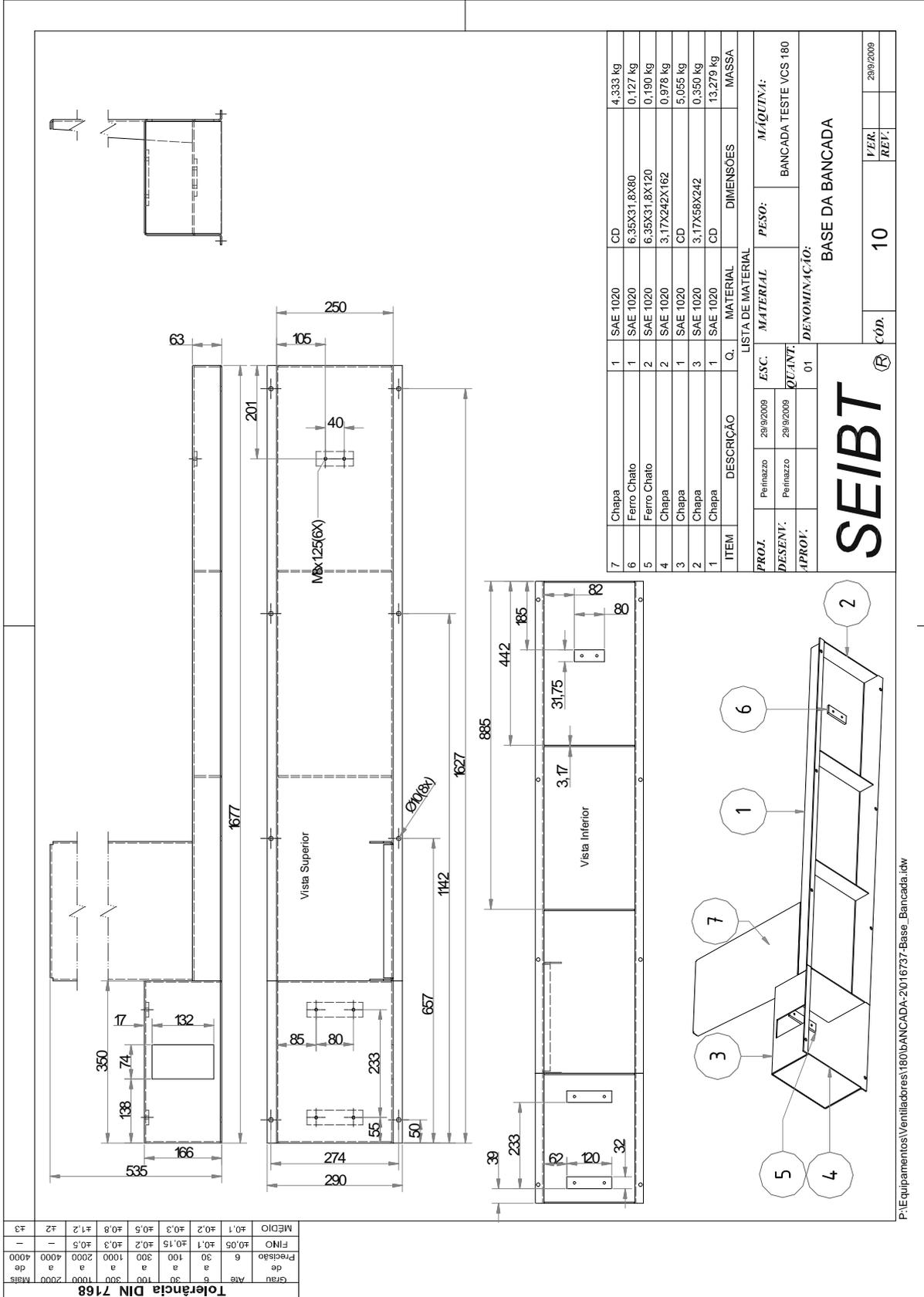
Tolerância DIN 7168

Grav	de	de	de	de	de	de	de	de	de
6	30	100	300	1000	2000	4000	8000	15000	30000
±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	±1,2	±2	±3	±5
MÉDIO	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±5

Tolerância DIN 7168															
Grau de Precisão		Até 6		30		100		300		1000		2000		Mais de 4000	
FINO		±0,05		±0,1		±0,15		±0,2		±0,3		±0,5		±1,2	
MÉDIO		±0,1		±0,2		±0,3		±0,5		±0,8		±1,2		±3	

PROJ.	Perinazzo	8/10/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:	MÁQUINA:		
DESENV.	Perinazzo	8/10/2009	QUANT.	Nylon-6/6		BANCADA TESTE VCS 180		
APROV.				04	DENOMINAÇÃO:			
<h1>SEIBT</h1>				SUP FIX TUBO PITOT				
				CÓD.	09	VER.		8/10/2009
						REV.		



Tolerância DIN 7168		2000 Mais	1000	300	1000	2000	4000	4000	1	42	43
GRAU	Ab	6	30	100	300	1000	2000	4000	1	42	43
de											
Precisão											
FINO	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	±1,0	±1,2	1	42	43
MÉDIO	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±1,5	±2,0	1	42	43

7	Chapa	1	SAE 1020	CD	4,333 kg
6	Ferro Chato	1	SAE 1020	6,35X31,8X80	0,127 kg
5	Ferro Chato	2	SAE 1020	6,35X31,8X120	0,190 kg
4	Chapa	2	SAE 1020	3,17X242X162	0,978 kg
3	Chapa	1	SAE 1020	CD	5,065 kg
2	Chapa	3	SAE 1020	3,17X58X242	0,350 kg
1	Chapa	1	SAE 1020	CD	13,279 kg
ITEM	DESCRIÇÃO	Q.	MATERIAL	DIMENSÕES	MASSA
LISTA DE MATERIAL					
PROJ.	Peimazzo	29/9/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:
DESENI.	Peimazzo	29/9/2009	QUANT.		
PROV.			01		
DENOMINAÇÃO: BANCADA TESTE VCS 180					
SEIBT					
BASE DA BANCADA					
CÓD.					10
VER.					29/9/2009
RET.					

P:\Equipamentos\Ventiladores\180lb\BANCADA-21016737-Base_Bancada.idw

Tolerância DIN 7168 Grau A/B 6 a 30 a 100 a 300 a 1000 a 2000 a 4000 a 10000 MBS	MÉDIO ±0,1 FNO ±0,05 Precisão 6 a 30 a 100 a 300 a 1000 a 2000 a 4000 a 10000 MBS	±0,1 ±0,2 ±0,15 ±0,1 ±0,2 ±0,3 ±0,5 ±0,8 ±1,2	±0,1 ±0,2 ±0,15 ±0,1 ±0,2 ±0,3 ±0,5 ±0,8 ±1,2	±0,1 ±0,2 ±0,15 ±0,1 ±0,2 ±0,3 ±0,5 ±0,8 ±1,2	±0,1 ±0,2 ±0,15 ±0,1 ±0,2 ±0,3 ±0,5 ±0,8 ±1,2	±0,1 ±0,2 ±0,15 ±0,1 ±0,2 ±0,3 ±0,5 ±0,8 ±1,2
--	---	---	---	---	---	---

ITEM 01

Chapa Desenvolvida

ITEM 03

Chapa Desenvolvida

ITEM 07

Chapa Desenvolvida

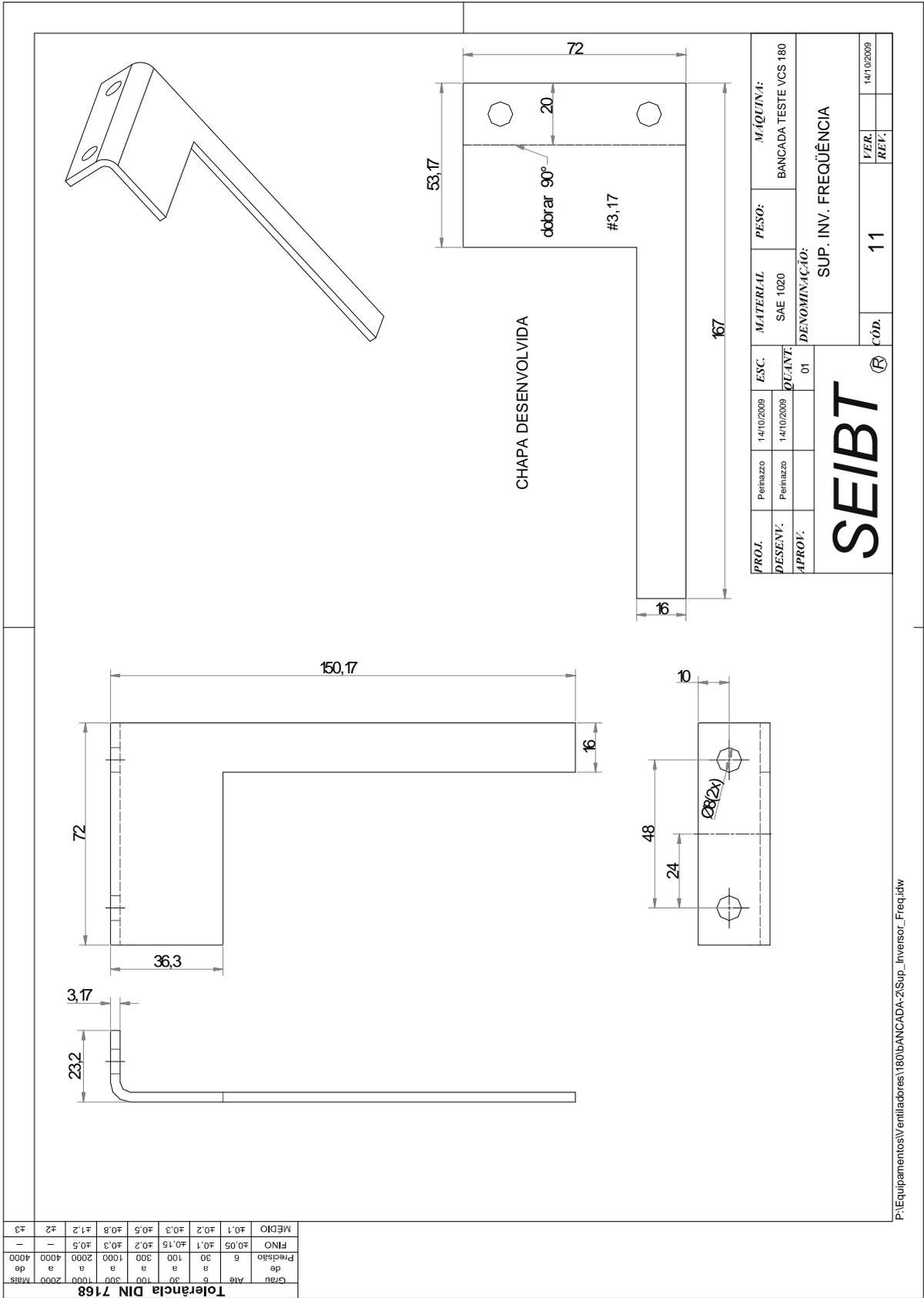
ITEM 07

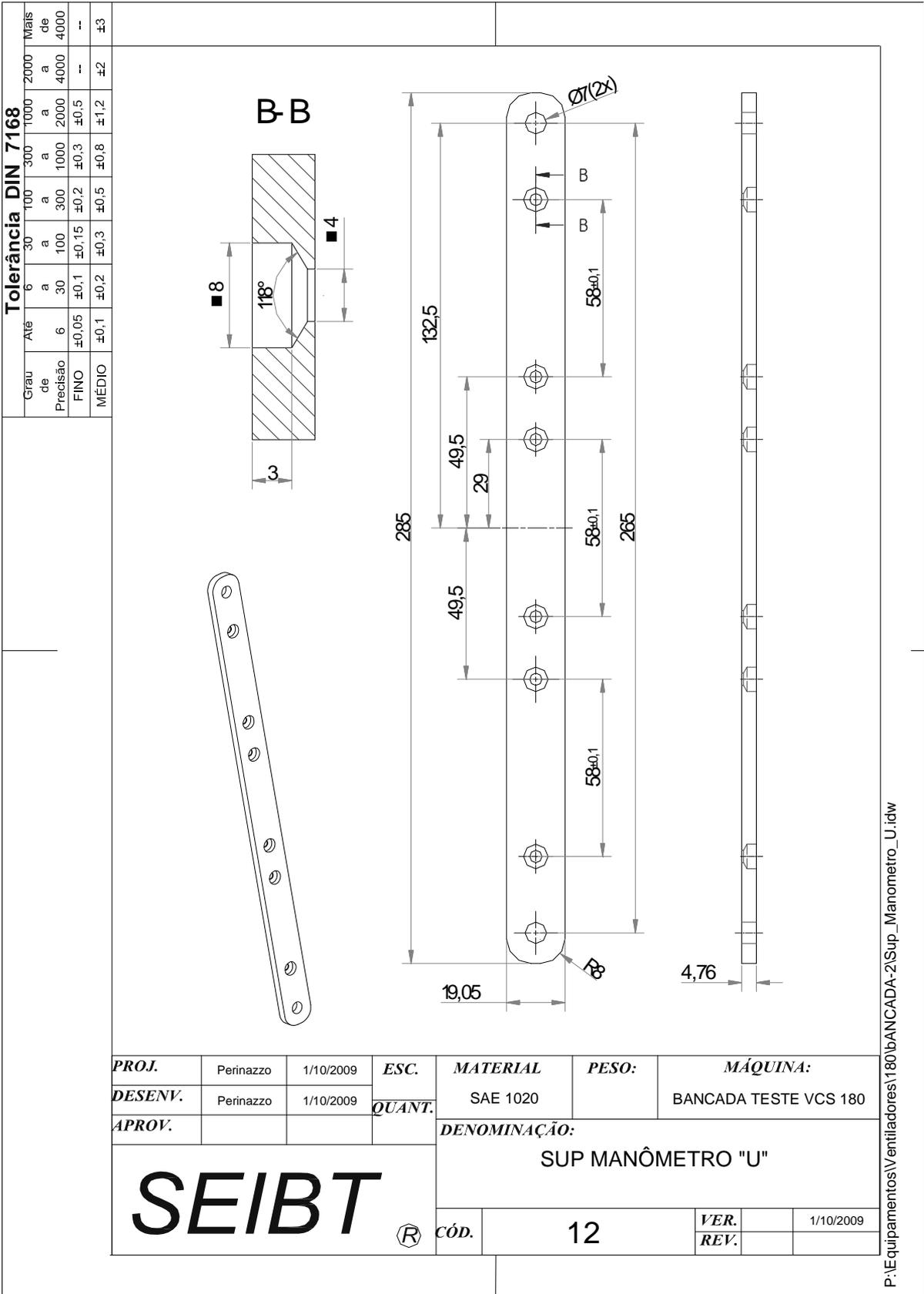
Chapa Desenvolvida

TODAS AS DOBRAS 90°

PROJ.	Perimazzo	24/9/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:	MAQUINA:
DESENV.	Perimazzo	24/9/2009	QUANT.			BANCADA TESTE VCS 180
APROV.				DENOMINAÇÃO: BASE BANCADA DE TESTE		
DETALHE DE CHAPARIA						
CÓD.						10.1
VER.						24/9/2009
RET.						

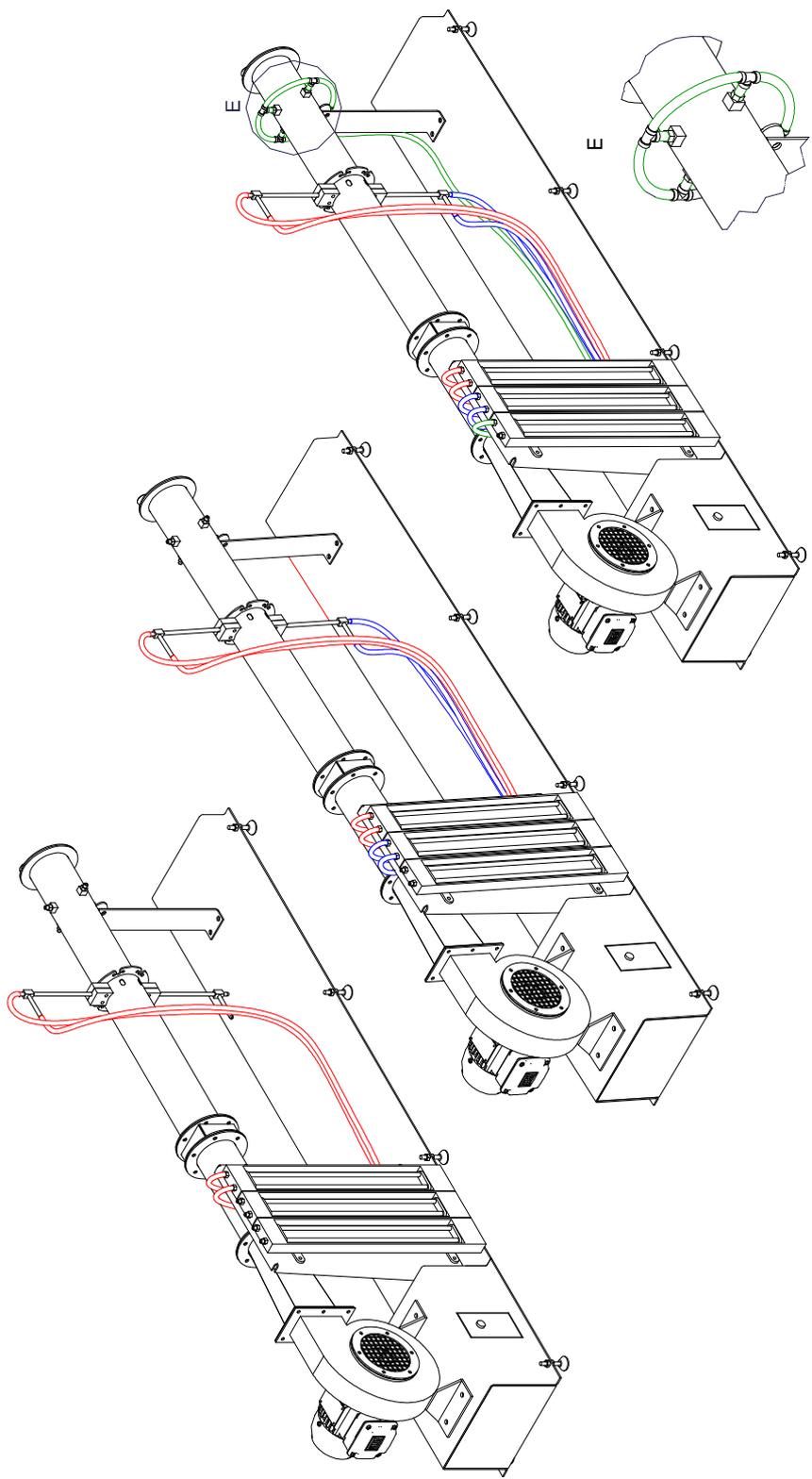
P:\Equipamentos\Ventiladores\180\BANCADA-2016737-Base_Bancada.dwg





PROJ.	Perinazzo	1/10/2009	ESC.	MATERIAL	PESO:	MÁQUINA:
DESENV.	Perinazzo	1/10/2009	QUANT.	SAE 1020		BANCADA TESTE VCS 180
APROV.				DENOMINAÇÃO:		
SEIBT				SUP MANÔMETRO "U"		
				cód.	12	VER.
				REV.		

MONTAGEM DAS MANGUEIRAS



PROJ.:	21/02/09	ESC.:	23/02/09	MATERIAL:	MAQUINAR
DESENH.:		QUANT.:		PESO:	BANCADA TESTE VC 190
APROV.:				DESIGNAÇÃO:	ORIENTAÇÃO PARA CONECTAR OS TUBOS
SEIBT				13	21/02/09
				VER.	REF.

MEMO	40,1	40,2	40,3	40,4	40,5	40,6	40,7	40,8	40,9	41,0	41,1	41,2	41,3
FNDO	40,05	40,15	40,25	40,35	40,45	40,55	40,65	40,75	40,85	40,95	41,05	41,15	41,25
Preço	30	100	300	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000
CMU	MS	6	20	60	180	360	720	1440	2880	5760	11520	23040	46080

Tolerância DIN 7168

P:\Equipamentos\Ventiladores e 1800\BANCADA-2\Contl_VCS_180_Bancada.dwg

APÊNDICE B – FICHA DE TESTE EM BANCADA

FICHA DE TESTE EM BANCADA							
Equipamento: VCS 180				Data: _____			
Temperatura de bulbo seco: _____				Responsável: _____			
Temperatura de bulbo úmido: _____							
Pressão atmosférica: _____							
Densidade do ar: _____							
Raio de medição: _____				Teste nº: _____			
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Média
Pressão de estagnação							
Pressão estática	1 giro a-h						
	2 giros a-h						
	3 giros a-h						
	4 giros a-h						
	5 giros a-h						
	8 giros a-h						
	11 giros a-h						
	14 giros a-h						
	17 giros a-h						
	20 giros a-h						
	26 giros a-h						
	32 giros a-h						
	Saída livre						
Pressão Dinâmica	1 giro a-h						
	2 giros a-h						
	3 giros a-h						
	4 giros a-h						
	5 giros a-h						
	8 giros a-h						
	11 giros a-h						
	14 giros a-h						
	17 giros a-h						
	20 giros a-h						
	26 giros a-h						
	32 giros a-h						
	Saída livre						

Corrente requerida	1 giro a-h							
	2 giros a-h							
	3 giros a-h							
	4 giros a-h							
	5 giros a-h							
	8 giros a-h							
	11 giros a-h							
	14 giros a-h							
	17 giros a-h							
	20 giros a-h							
	26 giros a-h							
	32 giros a-h							
	Saída livre							
Rotação do eixo	1 giro a-h							
	2 giros a-h							
	3 giros a-h							
	4 giros a-h							
	5 giros a-h							
	8 giros a-h							
	11 giros a-h							
	14 giros a-h							
	17 giros a-h							
	20 giros a-h							
	26 giros a-h							
	32 giros a-h							
	Saída livre							

APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DOS TESTES

1. Aferir os equipamentos auxiliares: esquadro a laser, tacômetro, multímetro, barômetro e termômetro. O tubo de Pitot, se construído conforme especificação, não há necessidade de aferir (ANSI/AMCA 210-85);
2. Montar o ventilador com o rotor 01, projeto original, com área de pá menor;
3. Fixar o ponto para tomada de pressão dinâmica com o tubo de Pitot;
4. Conectar as tomadas de pressão estática e pressão dinâmica com os manômetros de tubo em U, conforme Desenho 12;
5. Ajustar o ângulo e posição do tubo de Pitot, através de um paquímetro e do esquadro a laser;
6. Ligar o inversor de frequência através do botão verde;
7. Ajustar o inversor de frequência do motor do ventilador para a frequência de uso no Brasil, 60 Hz (Sentido horário aumenta a frequência e anti-horário diminui);
8. Verificar possíveis vazamentos em todo o sistema através do método de bolha de sabão. Este procedimento deve ser realizado com o cone de restrição fechado e o ventilador ligado;
9. Ajustar as réguas graduadas dos manômetros de tubo em U;
10. Medir a rotação do motor do ventilador com auxílio de um tacômetro;
11. Anotar a pressão de estagnação lida no manômetro, e a corrente requerida pelo motor, através do multímetro e averiguar no inversor de frequência;
12. Alterar a vazão através do cone de restrição, seguindo os seguintes critérios:
 - a. Girar uma volta anti-horária para as primeiras 5 medições de pressões, corrente requerida pelo motor e rotação do eixo do motor;
 - b. Girar 3 voltas para as próximas 5 medições de pressões, corrente requerida pelo motor e rotação do eixo do motor;
 - c. Girar 6 voltas para as medições seguintes até a saída livre, coletando os dados de pressões, corrente requerida pelo motor e rotação do eixo do motor;
 - d. Anotar os dados nas fichas de teste;
13. Alterar a posição do tubo Pitot, mantendo o alinhado e com o ventilador ligado, certificar se a pressão continua estável através do manômetro que esta conectado com o tubo de Pitot fixo;

14. Realizar os procedimentos citados no item 5, 10, 11 e 12, para todos os pontos da figura 9, menos para os pontos do raio 0,021D devido a este ser menor que o raio do tubo Pitot;
15. Trocar o rotor do ventilador, colocando o rotor 02, projeto atual. Para realizar este procedimento deve-se:
 - a. Desenergizar o equipamento;
 - b. Soltar os 06 parafusos sextavado de fixação da flange traseira do ventilador com auxílio de chave tamanho 10mm;
 - c. Deslocar todo o conjunto, motor, flange e rotor, observando o comprimento do cabo elétrico;
 - d. Soltar o parafuso allen de fixação do rotor, com auxílio de chave tamanho 4;
 - e. Substituir o rotor;
 - f. Realizar a montagem seguindo o procedimento de modo inverso;
 - g. Observar o torque de aperto dos parafusos conforme lista abaixo:
 - i. Parafuso M6, classe 8.8 = 6 N.m
 - ii. Parafuso M5, classe 10.9 = 8 N.m
 - h. Realizar o aperto dos parafusos de fixação da flange alternando a posição de aperto;
16. Realizar medições para o segundo rotor, conforme procedimentos já citados;

Tabela 8 – Dados coletados para o raio 0,117 D (~10 mm) – Rotor 2

(conclusão)

		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Corrente requerida	20 voltas aberta	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
	26 voltas aberta	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
	32 voltas aberta	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
	Saída livre	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 9 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 2

(continua)

		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Pressão estática	Fechado	37	37	37	37	37	37
	1 volta aberta	35,5	35,5	35	35	35,5	35,5
	2 voltas abertas	32,5	33	33	33	32,5	32,5
	3 voltas abertas	29	29,5	29	29,5	29,5	29,5
	4 voltas abertas	26	26	26	26	26	26
	5 voltas abertas	23,5	23,5	24	24	24	24
	8 voltas abertas	18	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5
	11 voltas abertas	13	13	13	13	13	13
	14 voltas abertas	8	7,5	8,5	8,5	7,5	8
	17 voltas abertas	5,5	6	5,5	5,5	5,5	6
	20 voltas abertas	3,5	4	3,5	4	4	4
	26 voltas abertas	1,5	1,5	2	2	3	3
	32 voltas abertas	1	1,5	1	1	1,2	1,5
	Saída livre	0	0	0	0	0	0
Pressão Dinâmica	Fechado	0	0	0	0	0	0
	1 volta aberta	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	2 voltas abertas	1	1	1	1	1	1
	3 voltas abertas	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	4 voltas abertas	2	2	2	2	2	2
	5 voltas abertas	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	8 voltas abertas	3	3	3	3	3	3
	11 voltas abertas	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	14 voltas abertas	4	4	4	4	4	4
	17 voltas abertas	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
	20 voltas abertas	4,5	4,5	5	4,5	4,5	5
	26 voltas abertas	5	5	5	5	5	5
	32 voltas abertas	5	5,3	5	5,5	5,3	5,3
	Saída livre	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5

Tabela 9 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 2

(conclusão)

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Fechado	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49
1 volta aberta	1,49	1,48	1,49	1,48	1,49	1,48
2 voltas abertas	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48
3 voltas abertas	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48
4 voltas abertas	1,48	1,48	1,47	1,48	1,47	1,48
5 voltas abertas	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
8 voltas abertas	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
11 voltas abertas	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
14 voltas abertas	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
17 voltas abertas	1,47	1,47	1,47	1,47	1,46	1,47
20 voltas abertas	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
26 voltas abertas	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
32 voltas abertas	1,46	1,47	1,46	1,47	1,46	1,47
Saída livre	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 10 – Dados coletados para o raio 0,345 D (~ 29,4 mm) – Rotor 2

(continua)

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Fechado	37	37	37	37	37	37
1 volta aberta	35,5	35,5	35	35	35,5	35,5
2 voltas abertas	32,5	33	33	32,5	32,5	33
3 voltas abertas	29	29	29	29,5	29,5	29,5
4 voltas abertas	26	26	26	26	26	26
5 voltas abertas	23,5	24	23,5	24	24	24
8 voltas abertas	18	18	18	18	18	18,5
11 voltas abertas	13	13	13	13	13	13
14 voltas abertas	8	7,5	8,5	8,5	8	7,5
17 voltas abertas	5,5	6	6	6	6	6
20 voltas abertas	3,5	4	3,5	4	3,5	4
26 voltas abertas	1,5	2	2	2	2	2
32 voltas abertas	1	1,2	1	1	1,2	1,5
Saída livre	0	0	0	0	0	0
Fechado	0	0	0	0	0	0
1 volta aberta	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
2 voltas abertas	1	1	1	1	1	1
3 voltas abertas	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
4 voltas abertas	2	2	2	2	2	2
5 voltas abertas	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

Tabela 10 – Dados coletados para o raio 0,345 D (~ 29,4 mm) – Rotor 2

(conclusão)

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	
Pressão Dinâmica	8 voltas aberta	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	11 voltas aberta	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	14 voltas aberta	4	4	4	4	4	4
	17 voltas aberta	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
	20 voltas aberta	4,5	5	5	4,5	4,5	4,5
	26 voltas aberta	5	5	5	5	5	5
	32 voltas aberta	5,5	5,2	5,5	5,2	5,2	5,2
	Saída livre	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Corrente requerida	Fechado	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49
	1 volta aberta	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49
	2 voltas aberta	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48
	3 voltas aberta	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48
	4 voltas aberta	1,48	1,48	1,48	1,48	1,47	1,48
	5 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	8 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	11 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	14 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	17 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	20 voltas aberta	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
	26 voltas aberta	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46
	32 voltas aberta	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47
	Saída livre	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 11 – Dados coletados para o raio 0,117 D (~ 10 mm) – Rotor 1

(continua)

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	
Pressão estática	Fechado	34	34	34	34	34	34
	1 volta aberta	31	31	31	31	31	31
	2 voltas aberta	28,5	28	28,5	28,5	28,5	28
	3 voltas aberta	25	25	25	25	25	25
	4 voltas aberta	22	22	22	22	22	22
	5 voltas aberta	20	20	19,5	20	19,5	20
	8 voltas aberta	15,5	16	15,5	15,5	15,5	16
	11 voltas aberta	11	11,5	10,5	11	10,5	11,5
	14 voltas aberta	7	7	7	7	7	7
	17 voltas aberta	5	5	5	5	5	5
	20 voltas aberta	3	3	3	3	3	3
	26 voltas aberta	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Tabela 11 – Dados coletados para o raio 0,117 D (~ 10 mm) – Rotor 1

(conclusão)

		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Pe	32 voltas aberta	1	1	0,5	1	0,5	1
	Saída livre	0	0	0	0	0	0
Pressão Dinâmica	Fechado	0	0	0	0	0	0
	1 volta aberta	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	2 voltas abertas	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	3 voltas abertas	1	1	1	1	1	1
	4 voltas abertas	1	1,5	1,5	1	1	1
	5 voltas abertas	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	8 voltas abertas	2	2	2	2	2	2
	11 voltas abertas	3	3	3	3	3	3
	14 voltas abertas	3	3,5	3,5	3	3,5	3
	17 voltas abertas	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	20 voltas abertas	3,5	3,5	3,5	3,7	4	3,7
	26 voltas abertas	4	4	4	4	4	4
	32 voltas abertas	4	4	4	4	4	4
	Saída livre	4	4	4	4	4	4
	Corrente requerida	Fechado	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
1 volta aberta		1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
2 voltas abertas		1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
3 voltas abertas		1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
4 voltas abertas		1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
5 voltas abertas		1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
8 voltas abertas		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
11 voltas abertas		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
14 voltas abertas		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
17 voltas abertas		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
20 voltas abertas		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
26 voltas abertas		1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
32 voltas abertas		1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
Saída livre		1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 12 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 1

(continua)

		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Pressão estática	Fechado	34	34	34	34	34	34
	1 volta aberta	31	31	31	31	31	31
	2 voltas abertas	28,5	28	28,5	28,5	28	28,5
	3 voltas abertas	25	25	25	25	25	25

Tabela 12 – Dados coletados para o raio 0,184 D (~15,7 mm) – Rotor 1

(conclusão)

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Pressão estática	4 voltas aberta	22	22	22	22	22
	5 voltas aberta	20	20	19,5	20	20
	8 voltas aberta	15,5	16	15,5	15,5	16
	11 voltas aberta	11	11,5	10,5	11	11,5
	14 voltas aberta	7	7	7	7	7
	17 voltas aberta	5	5	5	5	5
	20 voltas aberta	3	3	3	3	3
	26 voltas aberta	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	32 voltas aberta	1	1	0,5	1	1
Saída livre	0	0	0	0	0	
Pressão Dinâmica	Fechado	0	0	0	0	0
	1 volta aberta	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	2 voltas aberta	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	3 voltas aberta	1	1	1	1	1
	4 voltas aberta	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	5 voltas aberta	2	2	2	2	2
	8 voltas aberta	2,5	2	2,5	2	2,5
	11 voltas aberta	3	3	3	3	3
	14 voltas aberta	3,2	3,5	3,5	3,5	3,5
	17 voltas aberta	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	20 voltas aberta	3,5	3,7	3,5	3,7	4
	26 voltas aberta	4	4	4	4	4
	32 voltas aberta	4	4	4	4	4
Saída livre	4	4	4	4	4	
Corrente requerida	Fechado	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	1 volta aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	2 voltas aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	3 voltas aberta	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	4 voltas aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	5 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
	8 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	11 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	14 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	17 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	20 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	26 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
	32 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
Saída livre	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 13 – Dados coletados para o raio 0,345 D (~ 29,4 mm) – Rotor 1

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Pressão estática	Fechado	34	34	34	34	34
	1 volta aberta	31	31	31	31	31
	2 voltas aberta	28,5	28,5	28,5	28,5	28
	3 voltas aberta	25	25	25	25	25
	4 voltas aberta	22	22	22	22	22
	5 voltas aberta	19,5	19,5	20	20	20
	8 voltas aberta	16	15,5	15,5	15,5	16
	11 voltas aberta	11	11	10,5	11	11,5
	14 voltas aberta	7	7	7	7	7
	17 voltas aberta	5	5	5	5	5
	20 voltas aberta	3	3	3	3	3
	26 voltas aberta	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	32 voltas aberta	0,5	1	1	1	1
	Saída livre	0	0	0	0	0
Pressão Dinâmica	Fechado	0	0	0	0	0
	1 volta aberta	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	2 voltas aberta	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	3 voltas aberta	1	1	1	1	1
	4 voltas aberta	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	5 voltas aberta	2	2	2	2	2
	8 voltas aberta	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	11 voltas aberta	3	3	3	3	3
	14 voltas aberta	3,5	3,5	3,5	3	3,5
	17 voltas aberta	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	20 voltas aberta	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
	26 voltas aberta	4	4	4	4	4
	32 voltas aberta	4	4	4	4	4
	Saída livre	4	4	4	4	4
Corrente requerida	Fechado	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	1 volta aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	2 voltas aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	3 voltas aberta	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	4 voltas aberta	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
	5 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
	8 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	11 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	14 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	17 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	20 voltas aberta	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37
	26 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
	32 voltas aberta	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
	Saída livre	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37

Fonte: elaborado pelo autor

ANEXO A - TABELA DE DENSIDADE PSICOMÉTRICA

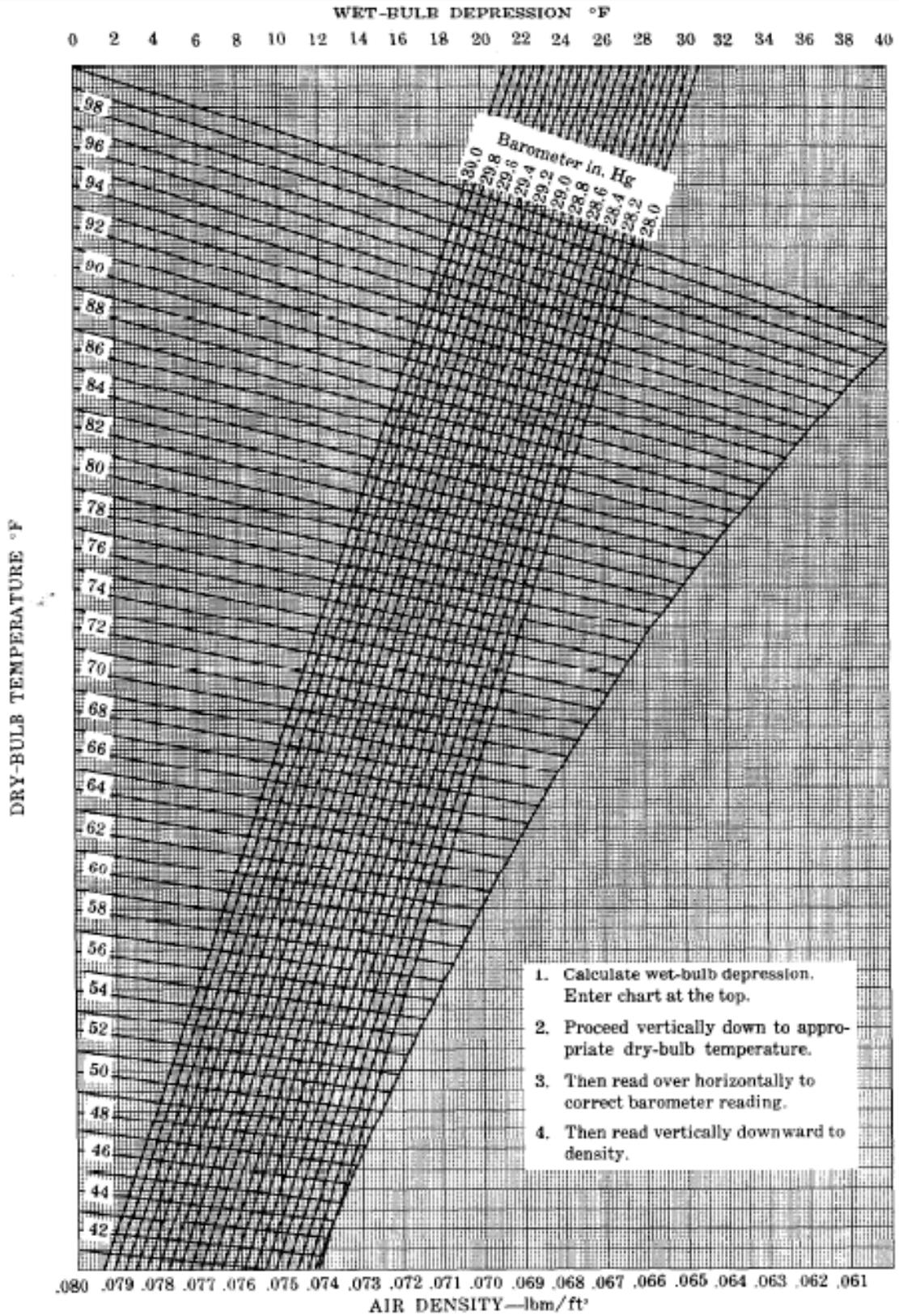


Figure 17 Psychrometric Density Chart

FONTE: NORMA ANSI/AMCA 210-85