

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DE BANCADA
EXPERIMENTAL PARA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE
MICRO-TURBINA A GÁS**

Carlos Eduardo Souza Batista

**SÃO PAULO
2006**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DE BANCADA
EXPERIMENTAL PARA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE
MICRO-TURBINA A GÁS**

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia Mecânica**

Carlos Eduardo Souza Batista

**Orientador:
Guenther Carlos Krieger Filho**

**Área de concentração:
Engenharia Térmica**

**SÃO PAULO
2006**

FICHA CATALOGRÁFICA

Batista, Carlos Eduardo Souza

**Projeto, construção e montagem de bancada experimental
para câmara de combustão de micro-turbina a gás / C.E.S. Batista. - São Paulo, 2006.**

71 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Combustão 2.Turbina a gás I.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

RESUMO

O recente problema de racionamento de energia elétrica pôs em cheque a disponibilidade de energia no Brasil. Bastou um intemperismo nos regimes de chuva e por consequência baixos níveis de pluviosidade para constatar-se a nossa grande dependência das usinas hidrelétricas. Faz-se necessária portanto uma maior diversificação dos meios de obtenção de energia elétrica. Dentre as diversas alternativas de geração, as turbinas a gás mostram-se como uma solução viável e inteligente. Isso ocorre em função de uma menor razão peso/potência, característica que lhes confere maior facilidade no transporte e manejo do conjunto. Isso favoreceria a geração elétrica distribuída. Viabiliza-se então a construção de uma micro-turbina a gás utilizando-se um conjunto turbo-compressor automotivo. A idéia é estudar a fabricação de uma micro-turbina (potências de até 50kW), seja para acionamento mecânico ou mesmo geração elétrica, de baixo custo, já que o conjunto turbo-compressor é da linha de fabricação de motores automotivos (caminhões). Neste sentido, o projeto da câmara de combustão é a parte mais crítica do desenvolvimento. No presente trabalho, será projetada, construída e experimentada uma câmara de combustão para as condições de um turbo-compressor automotivo. Para que a câmara possa ser analisada deverá ser projetada e construída a bancada experimental. Os objetivos do presente estudo são: projeto, construção e montagem da bancada experimental de teste e da câmara de combustão para micro-turbina a gás. A bancada é projetada de forma a possibilitar a avaliação de parâmetros como: eficiência de combustão, estabilidade da chama, vazão de gases/combustível e temperaturas na entrada e saída da câmara e perda de pressão na câmara. Uma série de testes foi feita e concluiu-se que a câmara atende ao esperado e tem desempenho satisfatório.

Palavras-chave: Engenharia Mecânica. Micro-turbina a gás. Câmara de combustão

ABSTRACT

The recent problem of electric energy rationing brings up doubts about the availability of energy in Brazil. It was enough to disequilibrium in the rain regimen and therefore low levels of rainfall to evidence our great dependence of the hydro electric power plants. A bigger diversification of the ways of attainment of electric energy becomes necessary therefore. Amongst the diverse alternatives of generation, the gas turbines reveal as a viable and intelligent solution. This occurs in function of a lesser reason weight/power, what confers them greater easiness in the transport and handling of the set. This would favor the distributed electric generation. The construction of a micro gas turbine is made possible then using a set automobile turbo-compressor. The idea is to study the manufacture of a micro-turbine (powers of until 50kW) either for mechanical drive or until electric generation, of low cost, since the joint turbo-compressing is of the manufacture line of automobile engines (trucks). Thus, the combustion chamber project is the most critical part of the development. In the present work, it will be projected, constructed and tried a combustion chamber for the automobile turbo-compressing conditions. So that the chamber can be analyzed will have projected and to be constructed the test rig. The objectives of the present study are: project, construction and assembly of the test rig of test and the combustion chamber for micro gas turbine. The bench is projected in order to make possible the evaluation of parameters as: combustion efficiency, flame stability, gas outflow, fuel outflow, temperatures in the entrance and exit of the chamber and loss of pressure through the chamber. A series of tests had been made and it concluded that the chamber corresponds to the waited one and have satisfactory performance.

Keywords: Mechanical Engineering, Micro gas turbine, Combustion chamber.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	3
2. OBJETIVOS.....	4
3. METODOLOGIA	5
4. ANÁLISES PARCIAIS.....	6
4.1 ESTUDO DAS CARTAS DO COMPRESSOR E TURBINA	6
4.2 PROJETO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	6
4.2.1 <i>Projeto do Casing</i>	7
4.2.2 <i>Projeto do Difusor</i>	10
4.2.3 <i>Projeto do Liner</i>	15
4.2.4 <i>Redimensionamentos</i>	16
4.2.5 <i>Dimensionamento dos Furos do Liner</i>	17
4.2.6 <i>Projeto do Swirler</i>	26
5. RESULTADOS.....	33
5.1 CONSTRUÇÃO DA PRÉ-CÂMARA.....	33
5.2 TESTE DE ESTABILIDADE DE CHAMA	34
5.3 MONTAGEM DA BANCADA DE TESTES	34
5.4 CONSTRUÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	38
5.5 TESTES NA BANCADA	40
5.6 SIMULAÇÃO SIMPLIFICADA DO CICLO.....	44
6. CONCLUSÕES	45
7. REFERÊNCIAS.....	46
ANEXO A – DESENHOS DE FABRICAÇÃO	47
ANEXO B – CARTAS E CURVAS	66
ANEXO C – INVENTÁRIO.....	71

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 4.1 – Esquema da Câmara de Combustão	7
Fig. 4.3 – Difusor cônico em desenho tridimensional e corte radial.....	10
Fig. 4.4 – Diagrama para projeto de difusores cônicos.....	12
Fig. 4.5 – Dimensões do Difusor, Liner e Casing.....	17
Fig. 4.6 – Diagrama para dimensionamento dos furos no Liner.....	18
Fig. 4.7 – Diagrama para determinação do coeficiente de descarga do furo	21
Fig. 4.8 – desenho técnico das principais dimensões.....	25
Fig. 4.9 – Câmara em corte	26
Fig. 4.10 – Ilustração de um Swirler de vãos planos	27
Fig. 4.11 – Padrão de fluxo na saída do Swirler	27
Fig. 4.12 – Fluxo de reversão em função do ângulo de vão.....	28
Fig. 4.13 – Fluxo de reversão em função de SN	29
Fig. 4.14 - Coeficiente de perda de pressão em função do ângulo de vão	31
Fig. 5.1 – Pré-câmara em corte	33
Fig. 5.3 – Foto da pré-câmara operando	35
Fig. 5.10 – Desenho de fabricação (vista isométrica)	38
Fig. 5.11 – Detalhe do desenho de fabricação (Casing e Liner em corte)	39
Fig. 5.15 – Gráfico do rendimento em função da vazão de ar para 25 l/min de gás..	43
Fig. 5.16 - Gráfico do rendimento em função da vazão de ar para 30 l/min de gás ..	43

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1 – Perdas de pressão em Câmaras de Combustão.....	9
Tabela 5.1 - Leituras na bancada.....	41
Tabela 5.2 - Leituras com conversões.....	41
Tabela 5.3 - Cálculos para cada leitura	42

1. INTRODUÇÃO

O recente problema de racionamento de energia elétrica pôs em cheque a disponibilidade de energia no Brasil. Bastou um intemperismo nos regimes de chuva e por conseqüência baixos níveis de pluviosidade para constatar-se a nossa grande dependência das usinas hidrelétricas. Faz-se necessária portanto uma maior diversificação dos meios de obtenção de energia elétrica.

Dentre as diversas alternativas de geração, as turbinas a gás mostram-se como uma solução viável e inteligente. Isso ocorre em função de uma menor razão peso/potência, característica que lhes confere maior facilidade no transporte e manejo do conjunto. Isso favoreceria a geração elétrica descentralizada.

Algumas desvantagens podem ser apontadas como menor potência líquida fornecida, menor rendimento e maior sensibilidade à qualidade do combustível (em comparação com ciclo rankine) [3]. Entretanto, as vantagens justificam seu estudo.

Viabiliza-se então a construção de uma micro-turbina a gás utilizando-se um conjunto turbo-compressor automotivo. A idéia é estudar a fabricação de uma micro-turbina (potências de até 50kW), seja para acionamento mecânico ou mesmo geração elétrica, de baixo custo, já que o conjunto turbo-compressor é da linha de fabricação de motores automotivos (caminhões). Neste sentido, o projeto da câmara de combustão é a parte mais crítica do desenvolvimento.

No presente trabalho, será construída e experimentada uma câmara de combustão já projetada [2] para as condições de um turbo-compressor automotivo. Para que a câmara possa ser analisada deverá ser projetada e construída a bancada experimental.

2. OBJETIVOS

Os objetivos do presente estudo podem ser resumidos nos seguintes pontos:

- Projetar e construir uma câmara de combustão de micro-turbina a gás;
- Projetar e montar a bancada experimental de teste da câmara de combustão de micro-turbina a gás;
- Avaliar o desempenho da câmara de combustão;

3. METODOLOGIA

A partir dos fluxo mássico de ar no turbo-compressor automotivo projeta-se a câmara de combustão. Feito isso faz-se os desenhos técnicos afim de viabilizar sua construção. Construída a câmara passa-se para a fase se testes.

A câmara deve ser montada sobre a bancada experimental de testes para ser avaliado o seu desempenho. A bancada é projetada de forma a possibilitar a avaliação de parâmetros como: eficiência de combustão, estabilidade da chama, vazão de gases/combustível, temperaturas na entrada e saída da câmara e perda de pressão na câmara.

Na bancada, o ar é fornecido à câmara por um ventilador de acionamento elétrico com fluxo mássico equivalente ao do turbo-compressor automotivo. Essa equivalência é obtida analisando-se a carta do compressor (turbo-compressor automotivo) fornecida pelo fabricante.

Realiza-se então os testes afim de verificar necessidades de mudanças.

4. ANÁLISES PARCIAIS

4.1 Estudo das cartas do compressor e turbina

Isso foi feito pela simples observação atenciosa das cartas, que constam no anexo B. O objetivo era a localização do fluxo mássico e rotação apropriada, levando-se em conta o melhor rendimento possível.

Concluiu-se que o projeto da Câmara de Combustão deveria partir das seguintes premissas:

- Razão de pressão: 1,8
- Fluxo mássico: 0,2 kg/s
- Rotação: 80.000 rpm

4.2 Projeto da Câmara de Combustão

Esta constitui a etapa mais crítica do projeto. Uma Câmara mal projetada compromete a combustão e, conseqüentemente o trabalho líquido produzido, principal objetivo da turbina a gás.

Segundo *Lefebvre* [1], o processo de combustão deve satisfazer uma série de requisitos. Dentre os mais importantes pode-se citar:

- Alta eficiência da combustão de forma a garantir que seja liberada a maior parcela de calor possível;
- Limites de funcionamento extensos, o que permite operação com várias combinações de pressão, velocidade, mistura, entre outros;
- Baixa perda de pressão;
- Temperatura de saída compatível com o limite estabelecido pelo fabricante da turbina;

Cabe aqui, portanto, uma divisão do projeto da Câmara em quatro partes básicas, apresentadas a seguir:

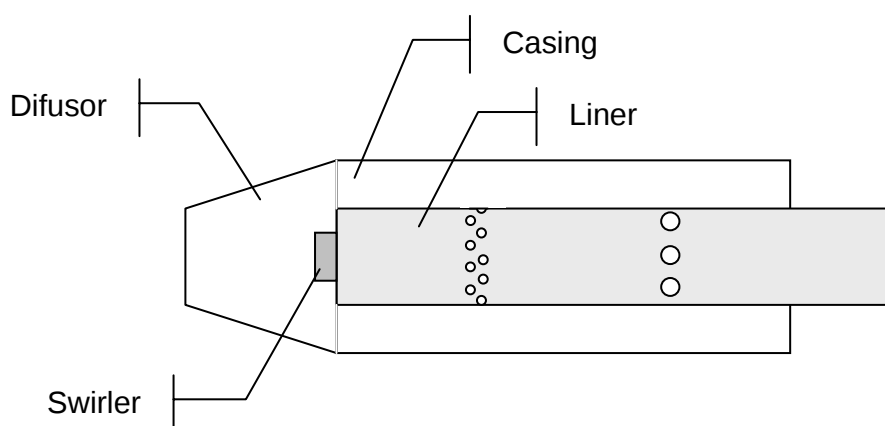


Fig. 4.1 – Esquema da Câmara de Combustão

4.2.1 Projeto do Casing

Baseando-se nas referências [1] e [2] projeta-se a Câmara de Combustão, começando pelo *Casing*, que é a parte externa da Câmara (conforme indicado na fig. 1). É pelo *Casing* que passa todo o ar de diluição, quando a combustão fica contida somente no *Liner*.

Precisa-se antes de uma análise aerodinâmica da Câmara como um todo, de forma a determinar a divisão interna dos fluxos de ar. Isso visa a minimização da perda de carga e maximização da eficiência dos processos de combustão, mistura e resfriamento. Para facilitar o entendimento, dividiremos a Câmara em seções, como o mostrado a seguir:

Seção 1 – saída do compressor (fora da Câmara)

Seção 2 – entrada do Difusor

Seção 3 – saída do Difusor / entrada no *Liner* e *Casing*

Seção 4 – saída da Câmara / entrada da Turbina

O fluxo de ar entra na Câmara e na saída do Difusor ele se divide, parte para a combustão, parte para diluição e resfriamento. A parte que se destina à combustão passa necessariamente pelo *Swirler*. O restante passa por fora do *Liner* e entra nele pelos furos, conforme figura 2.

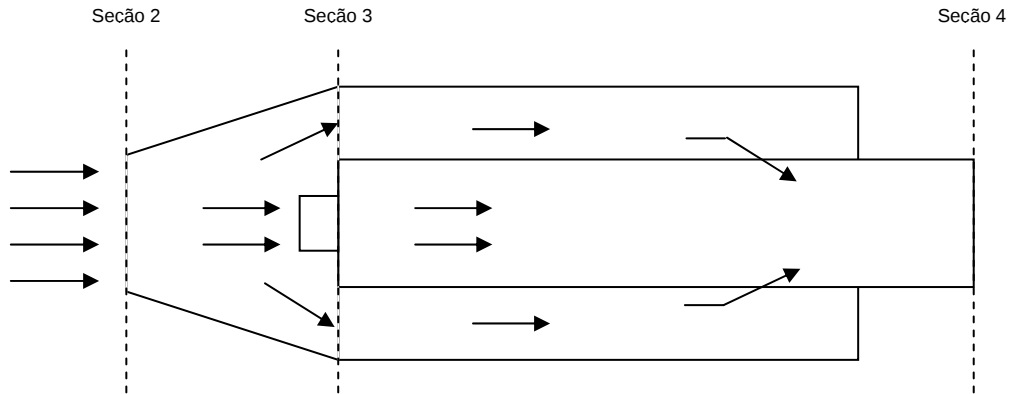


Fig. 4.2 – Esquema da Câmara com os fluxos

A definição de cada fluxo se baseia na literatura existente e recomendações de outros projetistas. Foram adotados os seguintes valores para fluxo mássico de resfriamento (m_{res}) e fluxo mássico para estabilização da chama (m_{est}):

$$m_{\text{res}} = 65\%$$

$$m_{\text{est}} = 35\%$$

Necessita-se ainda definir os parâmetros de referência, que recebem esse nome por possibilitar a comparação entre projetos diferentes.

O primeiro é a velocidade de referência (U_{ref}), medida na maior área da Câmara, ou seja, a área do casco externo que recebe o nome de A_{ref} .

$$U_{\text{ref}} = m^* / (\rho_3 A_{\text{ref}}) \quad (1)$$

A pressão dinâmica de referência é dada por:

$$q_{\text{ref}} = \rho_3 (U_{\text{ref}})^2 / 2 \quad (2)$$

Há ainda a perda de pressão do combustor, dada por ΔP_{2-4} , sendo:

$$\Delta P_{2-4} = \Delta P_{\text{Difusor}} + \Delta P_{\text{Liner}} \quad (3)$$

A referência [1] apresenta valores típicos de adimensionais de acordo com o tipo de Câmara de Combustão usada. A tabela a seguir resume esses valores:

Tabela 4.1 – Perdas de pressão em Câmaras de Combustão

Tipo de Câmara	$\Delta P_{2-4} / P_3$	$\Delta P_{2-4} / q_{\text{ref}}$
Tubular	0,05 – 0,07	37
Tubo-anular	0,04 – 0,06	28
anular	0,04 – 0,06	20

Pode-se então projetar o *Casing*, ou seja, determinar a A_{ref} , que é a área de sua própria seção, pela seguinte expressão:

$$A_{\text{ref}} = \left[\frac{\Delta P_{2-4}}{q_{\text{ref}}} \cdot \frac{R}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_3 \cdot T_3^{0.5}}{P_3} \right)^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_{2-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (4)$$

À essa altura já estão determinados todos os termos da equação acima:

- $\Delta P_{2-4} / q_{\text{ref}} = 37$ (tabela 1)
- $R = 287 \text{ kJ/(kg K)}$ (constante do ar)
- $\dot{m}_3 = 0,2 \text{ kg/s}$
- $T_3 = 352,5 \text{ K}$ (calculado considerando compressão isoentrópica, com $p_2/p_1 = 1,8$)
- $P_3 = 181800$ (1,8 vezes a pressão atmosférica)
- $\Delta P_{2-4} / P_3 = 0,05$ (segundo a faixa proposta na tabela 1)

Calculando, chega-se ao seguinte valor:

$$A_{\text{ref}} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Como o diâmetro do *Casing* sai de:

$$D_{Casing} = (4 A_{ref} / \pi)^{1/2} \quad (5)$$

Fica-se com:

$$D_{Casing} = 90 \text{ mm}$$

4.2.2 Projeto do Difusor

O aumento de pressão no compressor também aumenta a velocidade de saída do fluido. Porém, isso pode comprometer o processo de combustão, já que prejudica o mistura entre o ar e o combustível. A mistura precisa de um período de tempo para ocorrer de forma efetiva. O difusor serve, portanto, para diminuir a velocidade do fluido, antes de entrar na Câmara de Combustão.

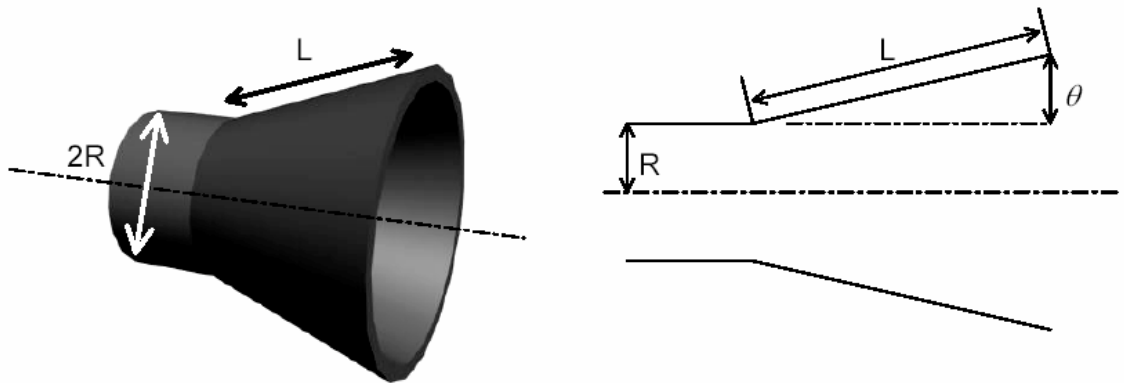


Fig. 4.3 – Difusor cônico em desenho tridimensional e corte radial

O que define a eficiência do difusor é sua razão de área (AR) e é definida como:

$$AR = 1 + 2 \cdot \frac{L}{R} \cdot \sin(\theta) + \left(\frac{L}{R} \cdot \sin(\theta) \right)^2 \quad (6)$$

Um difusor tem como objetivo converter energia cinética em energia estática. Mensura-se esse efeito pela definição do coeficiente de recuperação de pressão (c_p), que se deriva da equação de Bernoulli e da continuidade.

$$c_p = (p_s - p_e) / q_e \quad (7)$$

onde:

p_s : pressão estática na entrada

p_e : pressão estática na saída

q_e : pressão dinâmica na entrada ($q = \rho u^2/2$)

Valores típicos de c_p estão entre 0.4 e 0.9, segundo [1].

O rendimento do difusor é definido como:

$$\eta = c_p / (1 - 1/AR^2) \quad (8)$$

O coeficiente de perda de carga no difusor é definido como:

$$\lambda = 1 - \eta \quad (9)$$

E a variação da pressão no difusor fica:

$$\Delta P_{\text{difusor}} = \lambda q_e (1 - 1/AR^2) \quad (10)$$

O dimensionamento do difusor compreende a determinação de suas principais dimensões: R (conforme fig. 2) e N (projeção da dimensão L no eixo axial). Assim:

$$N = L \cos(\theta) \quad (11)$$

A referência [1] apresenta um diagrama que relaciona c_p , AR, N e R.

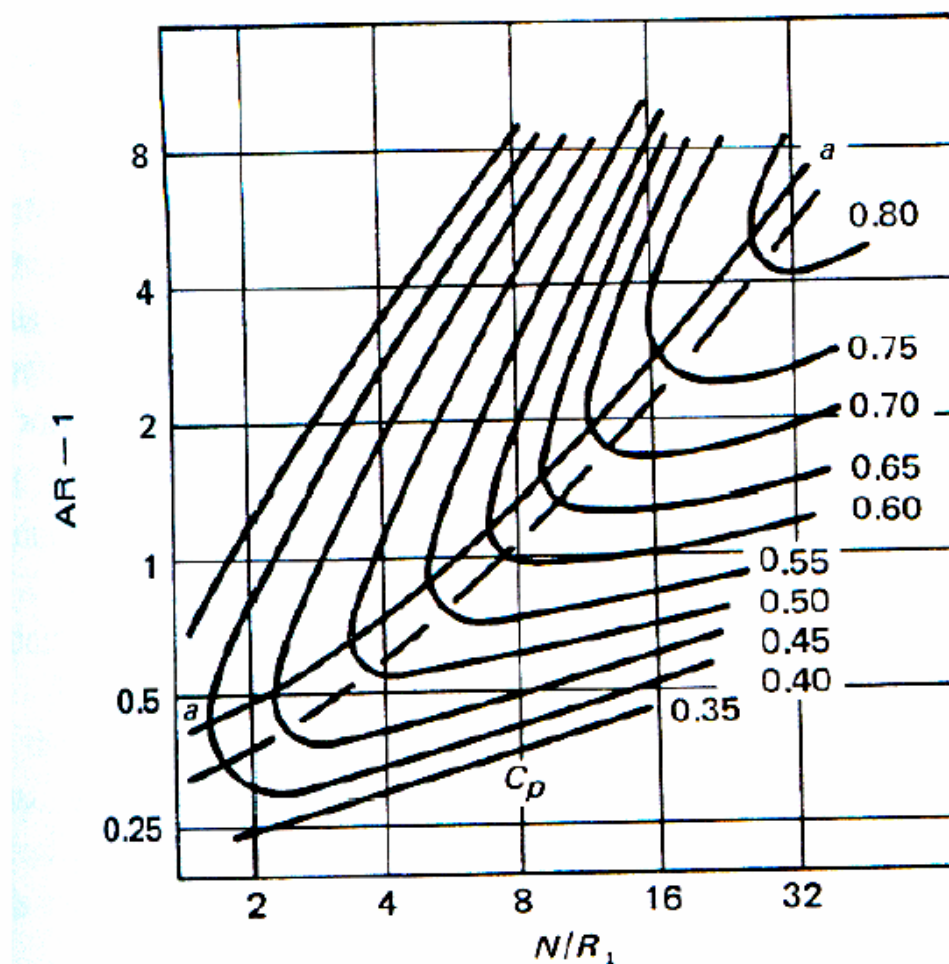


Fig. 4.4 – Diagrama para projeto de difusores cônicos

A partir desse diagrama e da equação 6 determinam-se as dimensões principais, comprovando-se as hipóteses seguintes [1]:

- i. Escoamento subsônico
- ii. N° de Reynolds maior que 25000
- iii. Difusor livre do fenômeno de “stall”

Passaremos então à prova das hipóteses, partindo-se dos dados existentes:

Fluxo mássico ($\dot{m}^*$) = 0,2 kg/s

D = 48 mm (saída do compressor)

Calcula-se a velocidade de entrada no difusor pela seguinte expressão:

$$V_1 = m^* / (\rho_1 \pi D^2/4) \quad (12)$$

Onde:

ρ : densidade do ar (usado 1,129 kg/m³)

Com o cálculo, chega-se a

$$V_1 = 97,8 \text{ m/s}$$

Para provar a hipótese de escoamento subsônico, precisa-se de calcular o número de Mach. Temos essa condição para $Ma < 1$. O número de Mach é dado por:

$$Ma = V / c \quad (13)$$

Onde:

c : velocidade do som no fluido

A velocidade do som é dada por:

$$c = \sqrt{kRT} \quad (14)$$

Onde:

T : temperatura do fluido (usado $T = 328,1 \text{ K}$)

k : constante universal dos gases (usado $k = 1,4$)

Chega-se à seguinte velocidade do som:

$$c = 363,1 \text{ m/s}$$

E, por consequência, ao seguinte número de Mach:

$$Ma = 0,27$$

Como $Ma < 1$, está comprovada a hipótese de escoamento subsônico.

Calcula-se o número de Reynolds pela seguinte expressão:

$$Re = V D / \nu \quad (15)$$

Onde:

ν : viscosidade cinemática do fluido (usado $\nu = 17,8 \cdot 10^{-6}$, das tabelas referência)

Chega-se ao Reynolds de:

$$Re = 260000$$

Como $Re > 25000$, está comprovada a segunda hipótese.

A terceira hipótese será garantida pela observação no diagrama da fig. 4.

Com isso, e com o auxílio da equação 6, pode-se determinar as dimensões do Difusor. A razão AR pode agora ser determinada pois já tem-se a dimensão do *Casing* e da saída do compressor.

$$AR = A_{Casing} / A_{saída compressor} \quad (16)$$

Como $D_{Casing} = 90 \text{ mm}$ e $D_{saída compressor} = 48 \text{ mm}$, fica-se com:

$$AR = 3,5$$

Entra-se no diagrama da fig. 4 com $AR - 1 = 2,5$ e, adotando-se $C_p = 0,6$, obtém-se :

$$N / R_1 = 10$$

Como $R_1 = 24 \text{ mm}$, fica-se com:

$$N = 240 \text{ mm}$$

E, da equação 6, tira-se:

$$\theta = 5^\circ$$

E, da equação 11:

$$L = 240,9 \text{ mm}$$

Com isso, pela equação 8, tem-se o rendimento:

$$\eta = 0,65$$

E coeficiente de perda de carga, pela equação 9:

$$\lambda = 0,35$$

4.2.3 Projeto do Liner

Sabe-se que uma maior área de seção do *Liner* diminuiria a perda de pressão no mesmo. Porém isso diminuiria a área anular (entre o *Casing* e o *Liner*) o que aumentaria a velocidade do fluxo de ar de resfriamento, diminuindo a eficiência desse processo.

A referência [1] recomenda área do *Liner* como sendo cerca de 60% da área do *Casing*. E é nisso que será baseado esse projeto.

Ficamos portanto com a seguinte área do *Liner*:

$$A_{Liner} = 3817 \text{ mm}^2$$

Resultando em:

$$D_{Liner} = 69,7 \text{ mm}$$

4.2.3.1 Comprimento do *Liner*

O *Liner* se constitui de três regiões: a primeira recebe o nome de zona primária, seguida pela zona intermediária e, finalmente pela zona de diluição as quais serão melhor apresentadas futuramente. A referência [1] recomenda comprimento de $0,8.D_{Liner}$ para a zona primária e $1,5.D_{Liner}$ para cada uma das duas regiões restantes.

Com isso chega-se a:

$$L_{primária} = 50,8 \text{ mm}$$

$$L_{intermediária} = L_{diluição} = 105 \text{ mm}$$

E, portanto, o comprimento total fica:

$$L_{Liner} = L_{Câmara} = 260,8 \text{ mm}$$

4.2.4 Redimensionamentos

É preciso, nesses dimensionamentos, que seja facilitado o processo de construção, para com isso, minimizarem-se os custos. Adota-se portanto para diâmetros do *Casing* e *Liner* medidas de tubos Schedule, em polegadas. Chega-se finalmente a:

$$D_{Casing} = 4'' = 101 \text{ mm}$$

$$D_{Liner} = 2^{1/2}'' = 63,5 \text{ mm}$$

Pelas mesmas razões e como o Difusor deve se acoplar ao *Casing*, temos uma pequena modificação de dimensões. Os números finais são apresentados na figura a seguir.

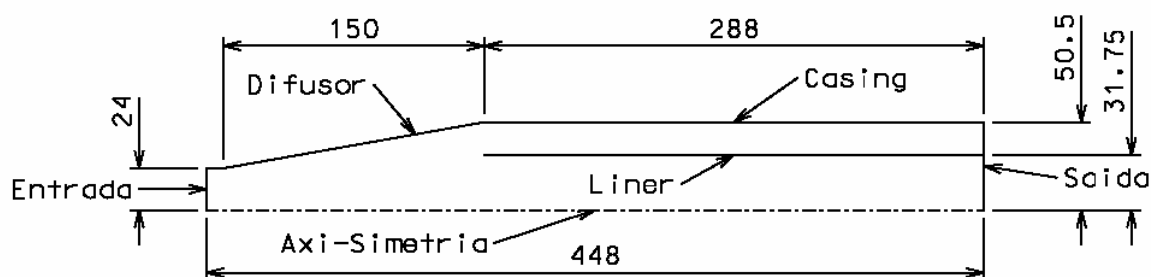


Fig. 4.5 – Dimensões do Difusor, Liner e Casing

4.2.5 Dimensionamento dos Furos do Liner

A metodologia a se seguir é a recomendada na referência [1] e utiliza principalmente o diagrama apresentado na figura a seguir.

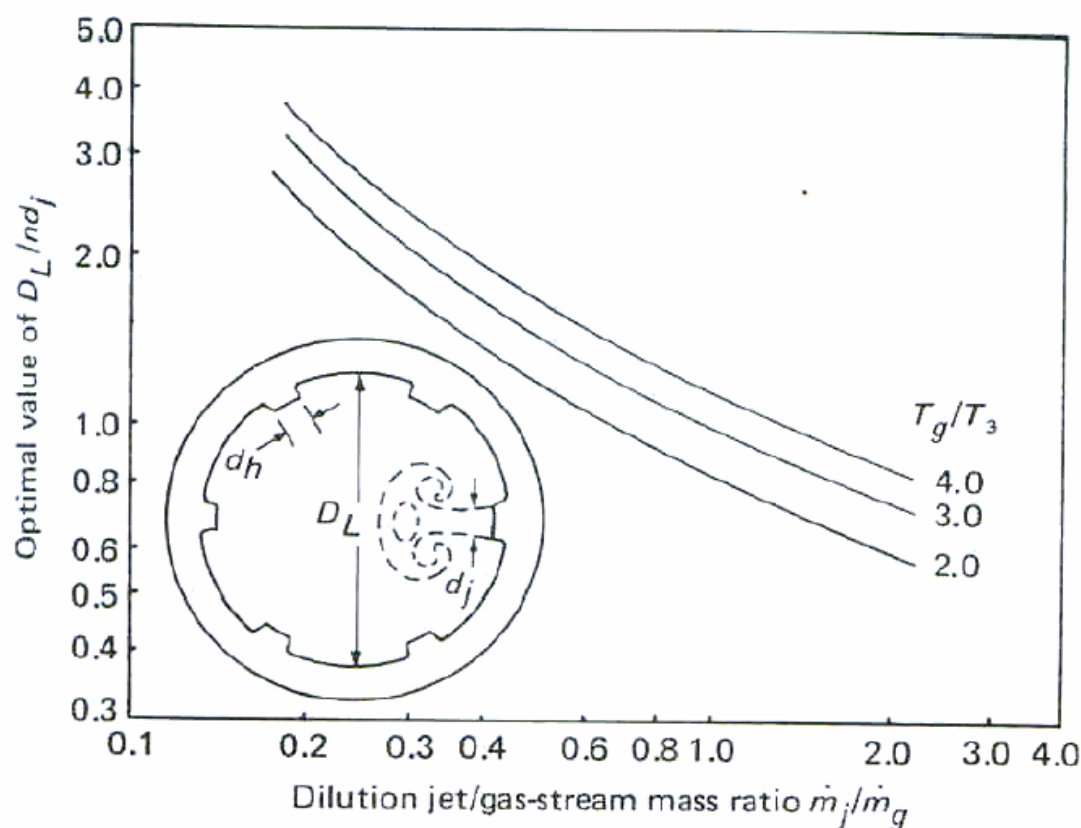


Fig. 4.6 – Diagrama para dimensionamento dos furos no Liner

O diagrama relaciona a fração de fluxo mássico para a diluição com o valor ótimo de $D_L / (n.d_j)$, onde n representa o número de furos em linha no *Liner* e d_j o diâmetro do jato de ar que passa por cada furo.

4.2.5.1 Zona Primária

Na zona primária foi adotado não serem feitos furos, pois será utilizado o *Swirler*, ele será o encarregado de acrescentar uma componente tangencial ao fluxo, não sendo preciso jatos de ar para a mistura.

4.2.5.2 Zona Intermediária

É nessa região que a combustão se completa, sendo por isso importante para a Câmara. A referência [1] recomenda tamanhos limitados de Y (comprimento do jato de ar para dentro do *Liner*).

$$Y_{\text{máx}} = 0,14 D_L \quad (17)$$

Com isso, ficamos com:

$$Y_{\text{máx}} = 9 \text{ mm}$$

É preciso calcular a velocidade do jato e isso é feito pela seguinte expressão:

$$U_j = (2 \cdot \Delta P_L / \rho_3)^{1/2} \quad (18)$$

A equação seguinte é obtida da referência [1] e auxilia no cálculo de n e d_j :

$$n \cdot d_j^2 = 15,25 \cdot m_j^* / (P_3 \Delta P_L / T_3)^{1/2} \quad (19)$$

Como visto na equação 19, é necessária a determinação da perda de pressão no *Liner* (ΔP_L). Isso é feito através da expressão 10 e 3.

Com os valores já obtidos a equação 10 retorna:

$$\Delta P_{\text{Difusor}} = 3162,5 \text{ Pa}$$

Adotando $P_3 = 182385 \text{ Pa}$ (pela razão de pressão) e observando a tabela 1 obtemos:

$$\Delta P_{2-4} = 9119,25 \text{ Pa}$$

Finalmente a equação 3 retorna:

$$\Delta P_{Liner} = \Delta P_L = 5956,8 \text{ Pa}$$

Assim, a velocidade do jato resulta em:

$$U_j = 94,7 \text{ m/s}$$

O adimensional J relaciona pressão dinâmica do jato de ar com a pressão dinâmica do gás dentro do *Liner*.

$$J = \rho_j U_j^2 / \rho_g U_g^2 \quad (20)$$

Como $m_g^* = \rho_g U_g A_L = 0,07 \text{ kg/s}$ (determinado anteriormente: 35% do fluxo total) e usando $\rho_g = 0,7 \text{ kg/s}$, obtêm-se:

$$U_g = 31,6 \text{ m/s}$$

Com isso, tem-se J aproximado:

$$J = 9$$

A referência [1] traz a seguinte expressão para cálculo do diâmetro do jato:

$$Y_{\text{máx}} / d_j = 1,25 J^{0,5} m_g^* / (m_g^* + m_j^*) \quad (21)$$

Numericamente fica-se com:

$$d_j = 3,4 \text{ mm}$$

Para o cálculo do diâmetro do furo propriamente dito tem-se a seguinte expressão:

$$d_f = d_j / C_D^{0,5} \quad (22)$$

onde:

C_D : coeficiente de descarga do furo

A figura a seguir retirada da referência [1] define C_D .

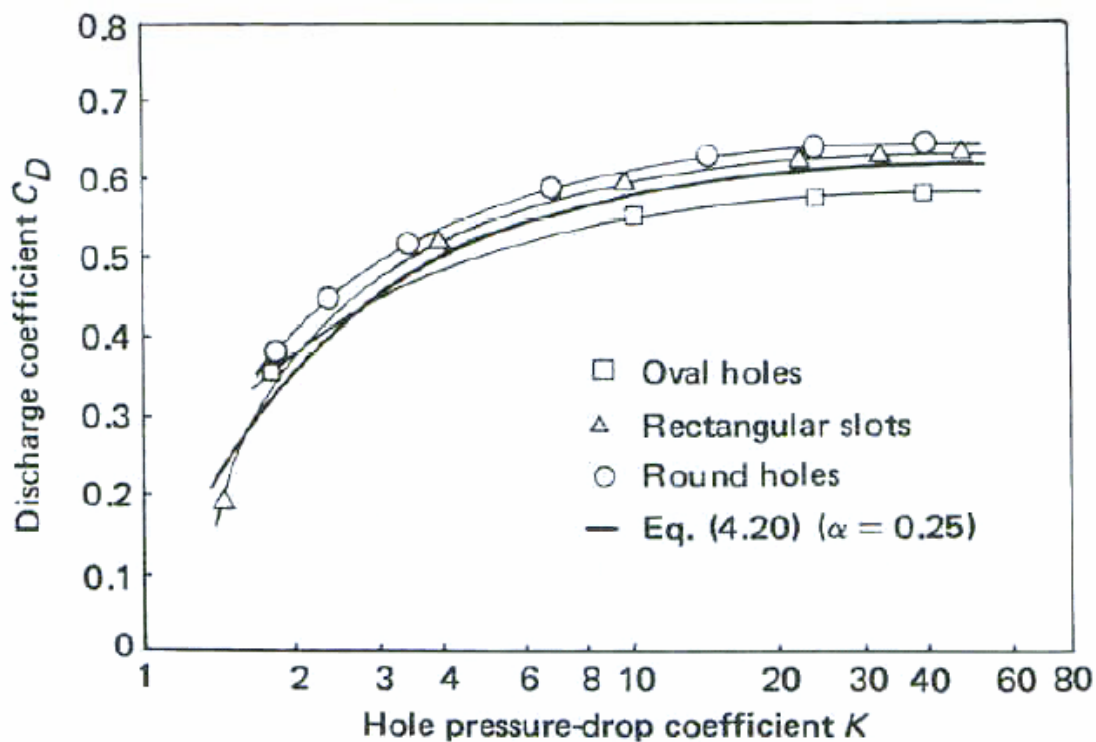


Fig. 4.7 – Diagrama para determinação do coeficiente de descarga do furo

O coeficiente K representa a razão entre a pressão dinâmica do jato e a pressão dinâmica do ar na região entre o *Liner* e o *Casing*, chamada de anular.

A referência [1] mostra que K é calculado da seguinte forma:

$$K = 1 + \Delta P_L / q_{an} \quad (23)$$

Onde:

q_{an} : pressão dinâmica no anular

A pressão dinâmica no anular é calculada como o seguinte:

$$q_{an} = \rho_{an} U_{an}^2 / 2 \quad (24)$$

Já a velocidade no anular é calculada pela expressão:

$$U_{an} = m^*_{an} / (\rho_{an} A_{an}) \quad (25)$$

Com:

$$\rho_{an} = 1,3274 \text{ kg/m}^3$$

$$m^*_{an} = 0,13 \text{ kg/s}$$

$$A_{an} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Tem-se:

$$U_{an} = 39,17 \text{ m/s}$$

E:

$$q_{an} = 1018,5 \text{ Pa}$$

Portanto:

$$K = 6,8$$

Do diagrama da fig. 7, o coeficiente de descarga dos furos é, aproximadamente:

$$C_D = 0,57$$

Com isso chega-se ao diâmetro dos furos:

$$d_f = 4,5 \text{ mm}$$

Da expressão 19 chega-se ao número de furos:

$$n = 22,5$$

Mais uma vez, por razões construtivas, tem-se que aproximar os valores, chegando ao seguinte:

$$d_f = 5 \text{ mm}$$

$$n = 20 \text{ furos (2 linhas de 10 furos)}$$

A posição dos furos é determinada pelo comprimento da zona primária, ou seja, serão feitos à aproximadamente 50 mm da entra do *Liner*.

4.2.5.3 Zona de Diluição

O dimensionamento dos furos dessa região se baseia no diagrama da fig. 6. Entra com duas razões: fluxo mássico de diluição sobre fluxo mássico dos gases e temperatura dos gases sobre temperatura do ar na seção 3. A saída é o valor ótimo de $D_L / (n d_j)$.

Temos que:

$$m^*_{\text{j}} = 0,1 \text{ kg/s}$$

$$m^*_{\text{g}} = 0,1 \text{ kg/s (0,05 do Swirler e 0,05 da Intermediária)}$$

Portanto:

$$m^*_{\text{j}} / m^*_{\text{g}} = 1$$

A temperatura dos gases (T_g) pode ser aproximada pela temperatura de chama adiabática (T_{AC}). Usando a teoria de entalpia de formação chega ao seguinte:

$$T_{AC} = T_g = 2215 \text{ K}$$

Com isso:

$$T_g / T_3 = 6,28$$

Do diagrama da fig. 6 sai, aproximadamente:

$$D_L / n d_j = 1,5$$

Como já se tem D_L , chega-se a:

$$n d_j = 42,3 \text{ mm}$$

E com o auxílio da equação 19 chega-se a:

$$d_j = 20,5 \text{ mm}$$

$$n = 2,05$$

O diâmetro do furo, segundo a equação 22:

$$d_f = 27,2 \text{ mm}$$

Por razões construtivas, ficar-se-á com o seguinte:

$$d_f = 20 \text{ mm}$$

$$n = 4 \text{ furos}$$

A posição dos furos é determinada pelo comprimento da zona primária mais o da zona intermediária, o que resulta em aproximadamente 155 mm da entrada do *Liner*.

Um desenho técnico mostrando todas as dimensões determinadas até o momento é apresentado a seguir. O fluxo, nesse caso, ocorre da direita para a esquerda.

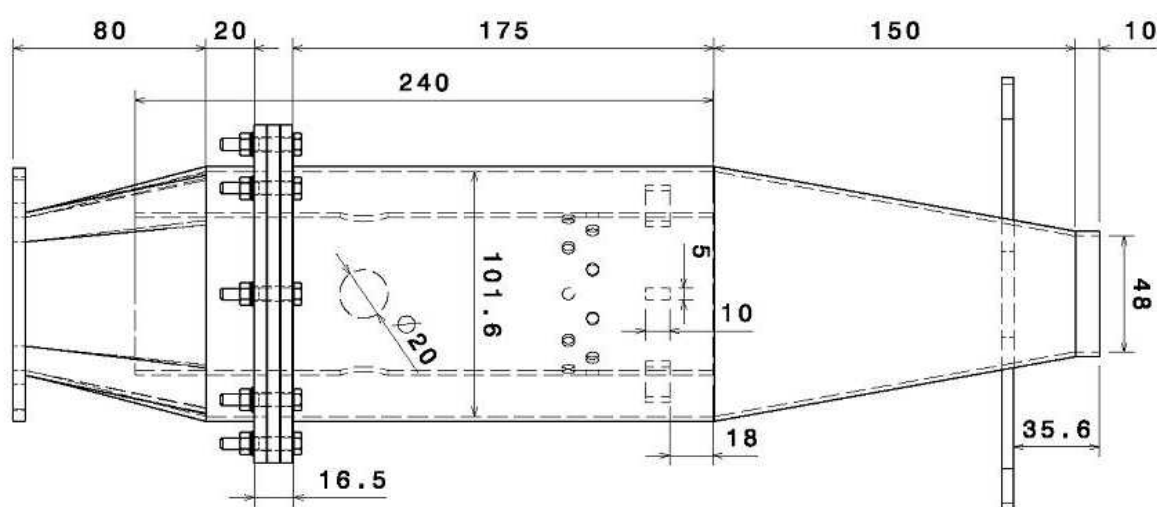


Fig. 4.8 – desenho técnico das principais dimensões

Para ilustrar melhor é apresentado o desenho tridimensional, em corte. O fluxo, nesse caso, é de cima para baixo.

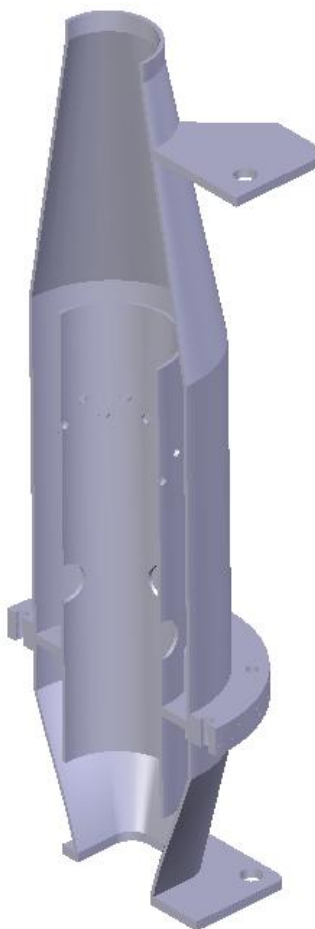


Fig. 4.9 – Câmara em corte

4.2.6 Projeto do Swirler

O *Swirler* é o responsável por deixar a chama mais estável, uma vez que provoca uma melhor mistura do ar com o combustível e deixa o fluxo de gás mais compacto. Isso é possível graças ao fenômeno chamado de recirculação na zona primária.

A figura a seguir mostra a notação de um *Swirler* convecional.

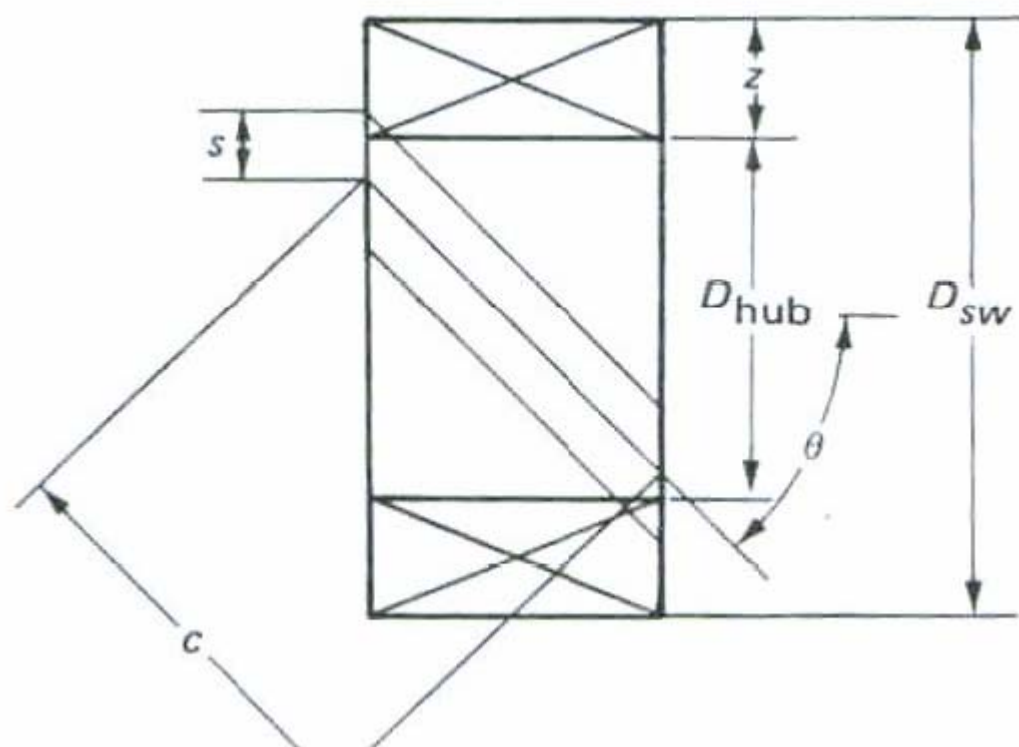


Fig. 4.10 – Ilustração de um Swirler de vãos planos

A figura a seguir mostra o padrão de fluxo do *Swirler*. Admite-se fluxo simétrico em torno do eixo horizontal. Sobre a linha tracejada o fluxo axial é nulo.

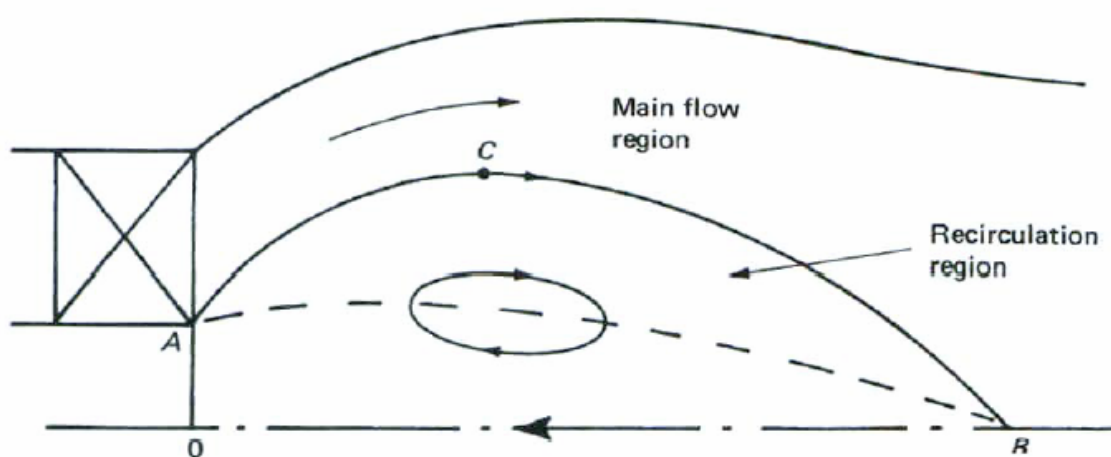


Fig. 4.11 – Padrão de fluxo na saída do Swirler

A referência [1] define o número de Swirl, que é um adimensional para definir o montante de fluxo recirculado e se apresenta da seguinte forma:

$$S_N = 2 G_m / (D_{SW} G_t) \quad (26)$$

Onde:

G_m : fluxo axial de momento angular

G_t : impulso axial

Recomenda-se $S_N > 0,6$ para recirculação significativa e eficiente. Admite-se ainda que o ângulo ótimo de vãos planos $\theta = 60^\circ$ e que a relação usual $z/c = 0,4$.

A figura a seguir estabelece uma relação entre a razão do fluxo de reversão sobre o fluxo total que passa pelo *Swirler* com o ângulo dos vãos e seu tipo.

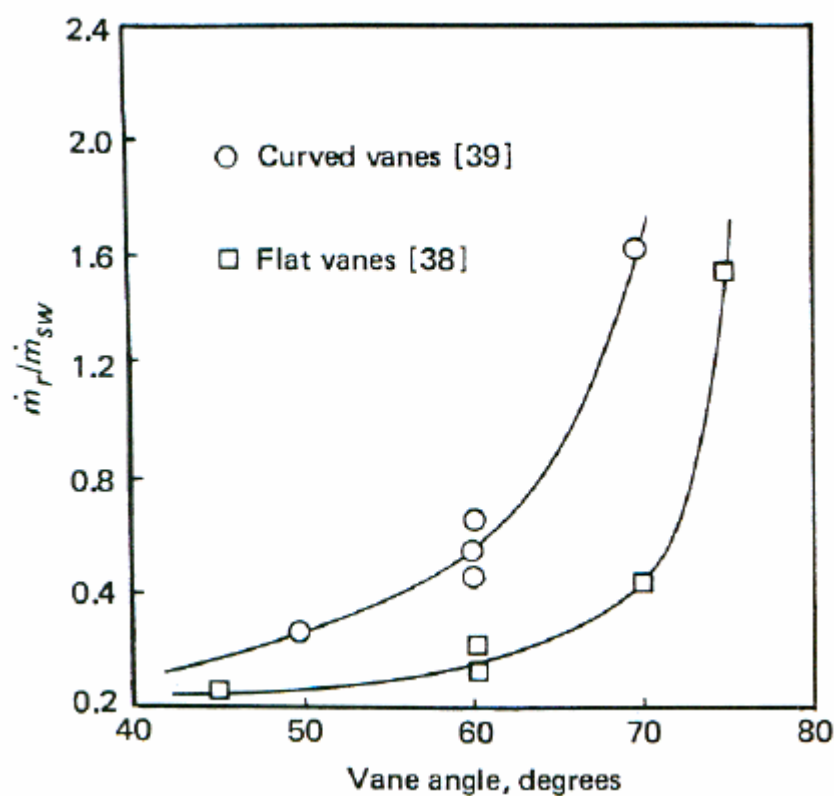


Fig. 4.12 – Fluxo de reversão em função do ângulo de vão

Observando a figura 12 e, considerando $\theta = 60^\circ$, tem-se a razão entre o fluxo mássico de reversão e o fluxo total de aproximadamente:

$$\dot{m}_r^* / \dot{m}_{sw}^* = 0,25$$

Com isso pode-se definir o número de Swirl, com o auxílio da figura apresentada a seguir.

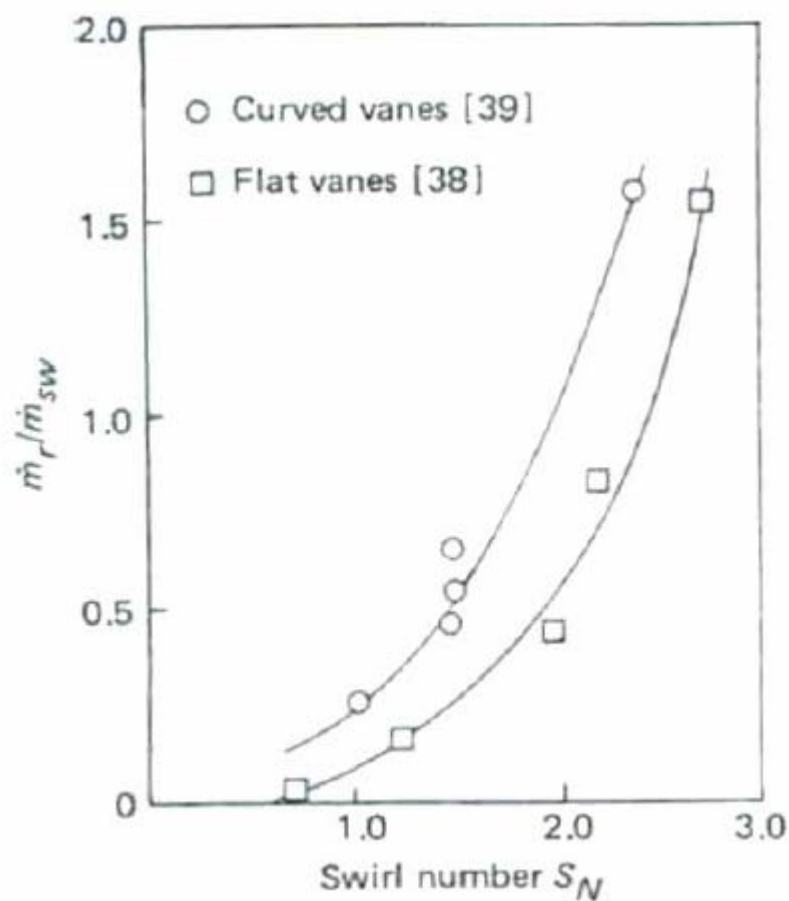


Fig. 4.13 – Fluxo de reversão em função de SN

Da figura 13 tem-se:

$$S_N = 1,5$$

Como $S_N > 0,6$ mostra-se que a colocação do *Swirler* é bem significativa.

O dimensionamento é feito pelo método de perda de pressão, que é definida [1] como:

$$\Delta P_{sw} = K_{sw} \cdot q_{ref} \cdot \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 \cdot \sec^2(\theta) - \left(\frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3} \right) \quad (27)$$

onde:

ΔP_{sw} : perda de pressão no *Swirler*

A_{sw} : área frontal do *Swirler*

K_{sw} : constante que depende do tipo de vão. Para vão planos vale 1,3.

Ou ainda:

$$m^*_{sw} = \{ 2 \rho_3 \Delta P_{sw} / [K_{sw} ((\sec\theta / A_{sw})^2 - 1/A_L^2)] \}^{0,5} \quad (28)$$

Pela figura seguinte determina-se a relação $\Delta P_{sw} / (0,5\rho U_{inlet}^2)$, para número de vãos entre 12 e 16.

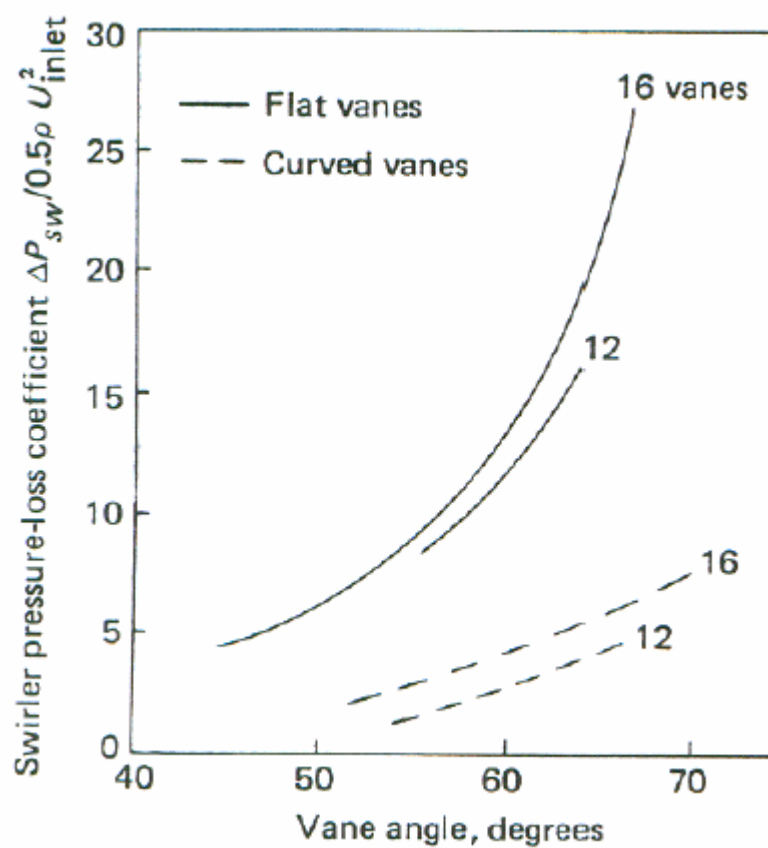


Fig. 4.14 - Coeficiente de perda de pressão em função do ângulo de vão

Pela observação da figura 14 tem-se, aproximadamente:

$$\Delta P_{sw} / (0,5\rho U_{inlet}^2) = 11,5$$

com:

$$U_{inlet} = 21,2 \text{ m/s}$$

Tem-se:

$$\Delta P_{sw} = 3101,1 \text{ Pa}$$

Usando

$$m^*_{sw} = 0,05 \text{ kg/s}$$

$$\theta = 60^\circ$$

$$\rho_3 = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$K_{sw} = 1,3$$

$$A_L = 3,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Na expressão 28, chega-se a:

$$A_{sw} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Adotando-se 10 mm como o diâmetro interno do *Swirler*, tem-se finalmente:

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$D = 41,7 \text{ mm}$$

$$z = 15,85 \text{ mm}$$

$$c = 39,6 \text{ mm } (z/c = 0,4)$$

$$L = c \cdot \cos(60^\circ) = 19,8 \text{ mm}$$

Conclui-se com isso o projeto do *Swirler*. Podem ainda surgir dificuldades construtivas que exigiram pequenas mudanças.

5. RESULTADOS

5.1 Construção da *pré-câmara*

Chamou-se de *pré-câmara* a peça composta apenas por *Swirler* e *Liner*, que servirá para verificar a estabilidade de chama bem como a eficiência do *Swirler*.

Ela seguiu as dimensões projetadas para *Swirler* e *Liner*, com exceção dos furos deste último.

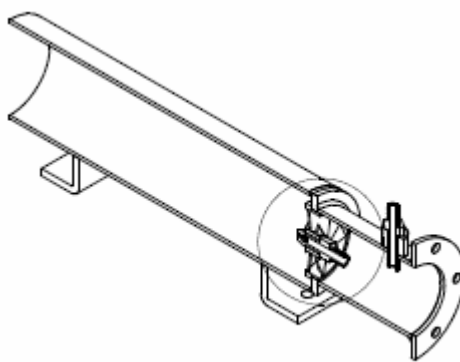


Fig. 5.1 – Pré-câmara em corte



Fig. 5.2 – Foto da pré-câmara construída

No anexo A encontra-se o desenho técnico usado na construção da peça.

5.2 Teste de estabilidade de chama

Teste feito a partir da constatação visual da estabilidade da chama, variando-se vazões de ar e combustível. Os resultados foram satisfatórios, uma vez que não se notou apagamento de chama em nenhum dos testes, a não ser quando a vazão de combustível era insuficiente para os limites de flamabilidade do GLP.

Portanto, pode-se concluir com segurança que o *Swirler* é eficiente e câmara apresentou chama estável.

5.3 Montagem da bancada de testes

A bancada de testes será a principal ferramenta de visualização das características dos processos que ocorrerão na câmara de combustão.

Ela deverá ser capaz de avaliar parâmetros como vazão de ar, consumo de combustível, pressão de trabalho, perda de carga da câmara e temperaturas de entrada e saída. Através destes dados será possível calcular-se a eficiência de combustão, por exemplo.

A bancada começou a ser montada desde a construção e testes da pré-câmara. Mesmo que ainda bem simplificada, possibilitou os testes de estabilidade de chama. Nesse primeiro momento ela constava da pré-câmara, de um ventilador nela montado que sopraria o ar necessário na combustão, de um tanque de GLP e um medidor de vazão desse mesmo gás.

O ventilador usado nessa etapa um ventilador siroco e o medidor de vazão de gás foi um rotâmetro próprio para GLP (modelos e fornecedores no anexo C).



Fig. 5.3 – Foto da pré-câmara operando

Após a construção da câmara completa, a bancada também foi completada obedecendo à proposta inicial do que deveria ser capaz de medir.

Um esquema simplificado da bancada completa é apresentado a seguir:

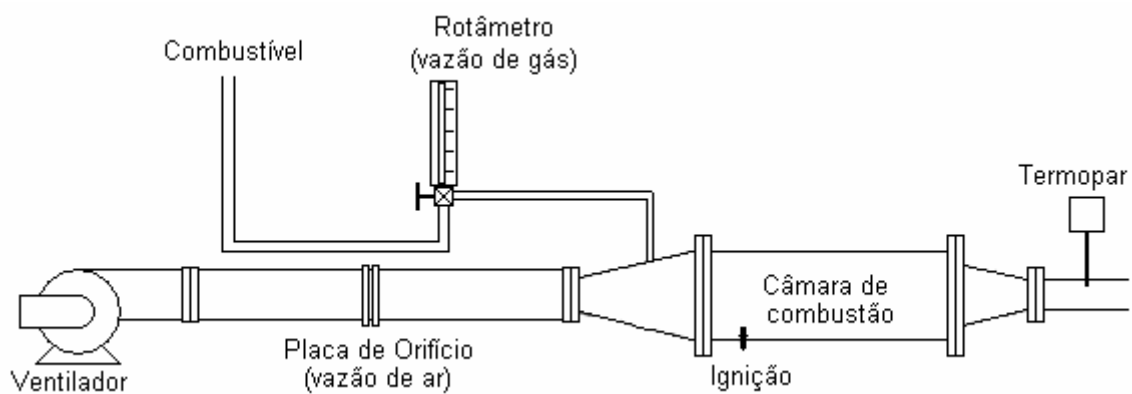


Fig. 5.4 – Esquema da bancada experimental

Para as tomadas de dados serão necessários uma série de equipamentos. Parte deles foi adquirida, parte em construída:

- Ventilador (para simular a vazão de ar do turbo-compressor);
- Rotâmetro (para medir vazão de combustível);

- Medidor de vazão placa de orifício (para medição da vazão de ar).
- Termopares (medição de temperaturas na entrada e saída da câmara);
- Tomadas de pressão.

Nessa condição, para a simulação da vazão através do combustor inteiro, foi necessário o uso de um soprador de maior vazão para a perda de carga do sistema. O ventilador obtido foi conseguido por doação de *Ventiladores Bernauer S.A.* e sua carta de operação está no anexo B.



Fig. 5.5 - Fotos do ventilador instalado

O medidor de vazão placa de orifício foi construído obedecendo à norma 5167-2 de 2003. Para a leitura também foi construído um manômetro em “U”.



Fig. 5.6 - Foto do medidor de vazão



Fig. 5.7 - Foto do manômetro em "U"

Os termopares e outros medidores de temperatura foram obtidos por empréstimo somente para os testes no próprio departamento.



Fig. 5.8 - Foto da medição de temperatura

Demais equipamentos adquiridos e fabricações foram possibilitadas pela verba de taxa de bancada da Agência Nacional de Petróleo – ANP, através do PRH-19, graças à bolsa conseguida para esse projeto desde 2005.



Fig. 5.9 - Câmara operando na bancada

5.4 Construção da câmara de combustão

Após testes de estabilidade, onde se verificou que o desempenho do *Swirler* na função de facilitar a estabilização da chama foi considerado satisfatório, procedeu-se para a construção da câmara completa. Os desenhos técnicos para a fabricação estão no anexo A.

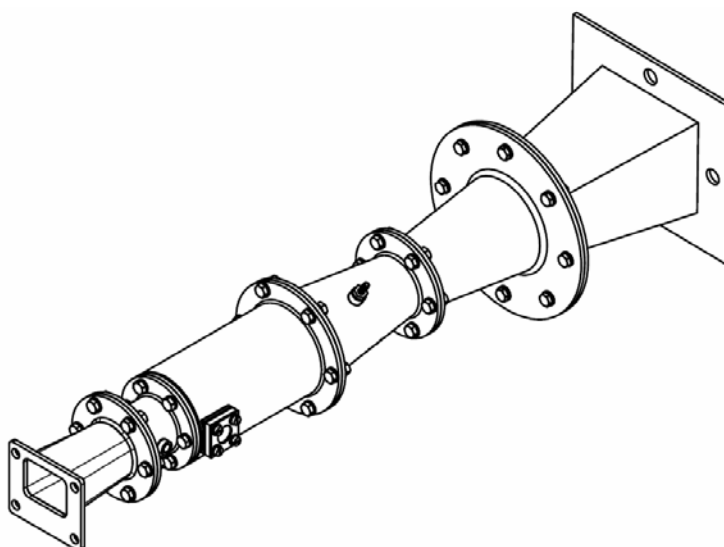


Fig. 5.10 – Desenho de fabricação (vista isométrica)

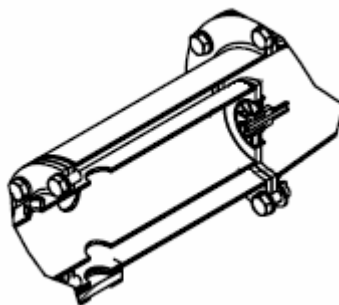


Fig. 5.11 – Detalhe do desenho de fabricação (Casing e Liner em corte)



Fig. 5.12 - Câmara de Combustão montada



Fig. 5.13 - Câmara de Combustão operando



Fig. 5.14 - Câmara de Combustão operando

5.5 Testes na bancada

Algumas medições simplificadas foram feitas a fim de avaliar qualitativamente a capacidade da bancada e obter alguns dados sobre a câmara de combustão.

Um parâmetro relevante seria a relação entre a energia efetivamente transferida ao fluido (ar) com a energia despejada na câmara em forma de combustível (GLP). Chamar-se-á essa grandeza por “eficiência de combustão” (η_{comb}).

As medições foram feitas para diferentes vazões de combustível e ar. Para cada configuração foram tomadas as temperaturas de entrada e saída.

Modelando o GLP como propano (C_3H_8) e considerando o volume de controle da câmara de combustão, fez-se um balanço de energia.

As tabelas a seguir apresentam as leituras. Para cálculo da vazão mássica de ar são necessárias as pressões à montante da placa e a diferença de pressão a D e $\frac{1}{2}$ D. A vazão de combustível volumétrica é dada pelo rotâmetro; para obter vazão mássica foi considerada a pressão de 1 bar e 25 °C. A leitura de temperatura é dada em miliVolts e é necessária uma tabela de conversão para termopares tipo J (que foi o usado).

Tabela 5.1 - Leituras na bancada

Leitura	P1 (mmCA)	ΔP (mmCA)	Q_{comb} (l/min)	Tensão (mV) entrada	Tensão (mV) saída
1	362	163	25	1,0	34,0
2	406	185	25	1,1	29,1
3	440	203	25	1,0	25,3
4	468	217	25	1,0	20,0
5	362	164	30	1,1	36,2
6	440	202	30	1,0	30,1
7	504	231	30	1,1	25,0
8	523	239	30	1,0	24,1

Fazendo as conversões necessárias chega-se a:

Tabela 5.2 - Leituras com conversões

Leitura	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	T_e (° C)	T_s (° C)
1	0,0463	0,002262	22	616
2	0,0493	0,002262	22	531
3	0,0516	0,002262	22	463
4	0,0534	0,002262	22	367
5	0,0464	0,002714	22	653
6	0,0515	0,002714	22	548
7	0,0551	0,002714	22	458
8	0,0560	0,002714	22	441

A energia despejada na câmara pelo combustível é simplificada e calculada a partir da vazão mássica do combustível e do PCI (Poder Calorífico

Inferior) do Propano (C_3H_8). O PCI do Propano encontrado na literatura é 11.079 kcal/kg que é igual a 46.385,6 kJ/kg.

Já a energia transferida ao fluido será calculada pela vazão mássica de ar e com a temperatura, chegando à entalpia.

Com isso chega-se aos seguintes valores:

Tabela 5.3 - Cálculos para cada leitura

Leitura	$E_{comb} \text{ (kW)}$ $\dot{m}_{comb} \text{ PCI}$	$E_{transf} \text{ (kW)}$ $\dot{m}_{ar} \Delta h$	$\eta_{comb} \text{ (\%)}$
1	104,9	29,0	27,6
2	104,9	26,2	25,0
3	104,9	23,6	22,5
4	104,9	18,9	18,0
5	125,9	30,9	24,5
6	125,9	28,3	22,5
7	125,9	24,9	19,8
8	125,9	24,3	19,3

Para as quatro primeiras medidas onde tem-se vazão de combustível de 25 l/min, pode montar o seguinte gráfico:

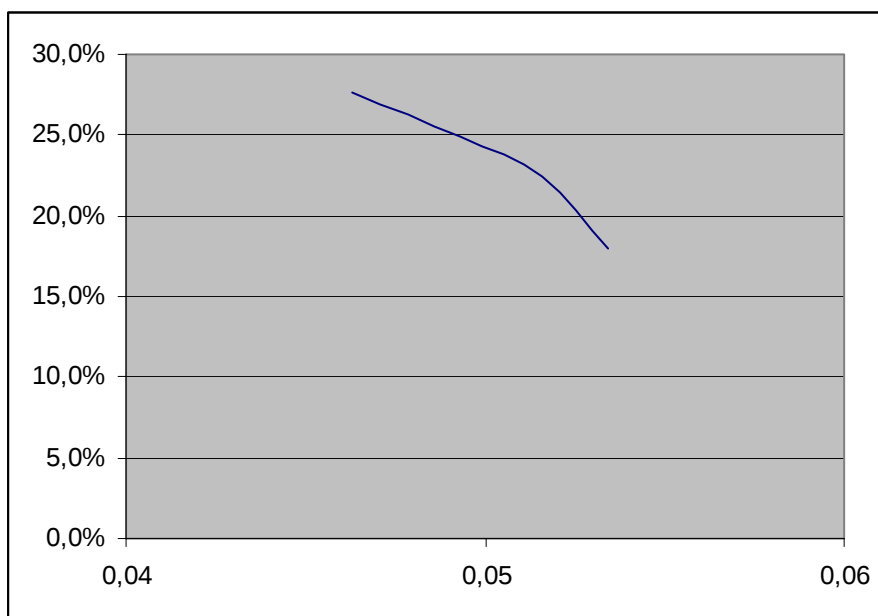


Fig. 5.15 – Gráfico do rendimento em função da vazão de ar para 25 l/min de gás

Já para as quatro últimas, onde a vazão de combustível é 30 l/min, tem-se:

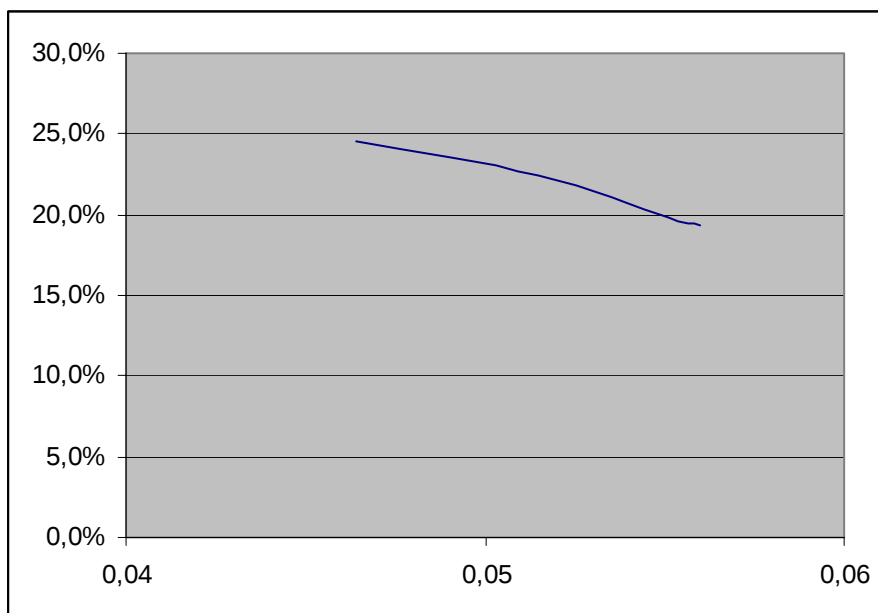


Fig. 5.16 - Gráfico do rendimento em função da vazão de ar para 30 l/min de gás

Observa-se claramente que para esse intervalo de medidas que o rendimento só cai com o aumento da vazão de ar, para as duas vazões de combustível.

5.6 Simulação simplificada do ciclo

Fez-se uma simulação do ciclo da turbina a gás, baseado no ciclo Brayton, usando o software EES™. Foram usados os dados de operação do turbo-compressor, na condição de 80 rpm.

As condições de contorno são:

- Rendimento do compressor: 0,75
- Rendimento da turbina: 0,84
- Temperatura limite de saída da câmara: 700 °C
- Vazão de combustível (Propano): 36,8 l/min = 0,00333 kg/s

Como resultado obteve-se:

- $q = 773,1$ kJ/kg (combustível)
- $w_c = 73,47$ kJ/kg (trabalho compressor)
- $w_t = 143,4$ kJ/kg (trabalho turbina)
- $w_{liq} = 69,95$ kJ/kg (trabalho líquido)
- $\eta = 9,05\%$ (rendimento)

Com a vazão mássica de ar de 0,2 kg/s:

- $Q = 154,6$ kW
- $W_c = 14,7$ kW
- $W_t = 28,7$ kW
- $W_{liq} = 14$ kW

6. CONCLUSÕES

O projeto da câmara de combustão apresentou relativa facilidade, visto de já seguia de um trabalho iniciado. A construção, no entanto, mostrou-se difícil. A primeira dificuldade é quanto a orçamento. Foram necessários vários orçamentos para cada compra até se chegar a valores possíveis. Vale ainda ressaltar que seria impossível a realização do projeto sem o apoio da Agência Nacional de Petróleo, ANP, através do PRH-19.

A fabricação de uma peça, o *Swirler*, é considerada crítica, por se tratar de dimensões reduzidas. A fabricação fica portanto restrita a lugares que possuam solda fina.

Observa-se claramente que para o intervalo de medidas realizadas que o rendimento só cai com o aumento da vazão de ar, para as duas vazões de combustível.

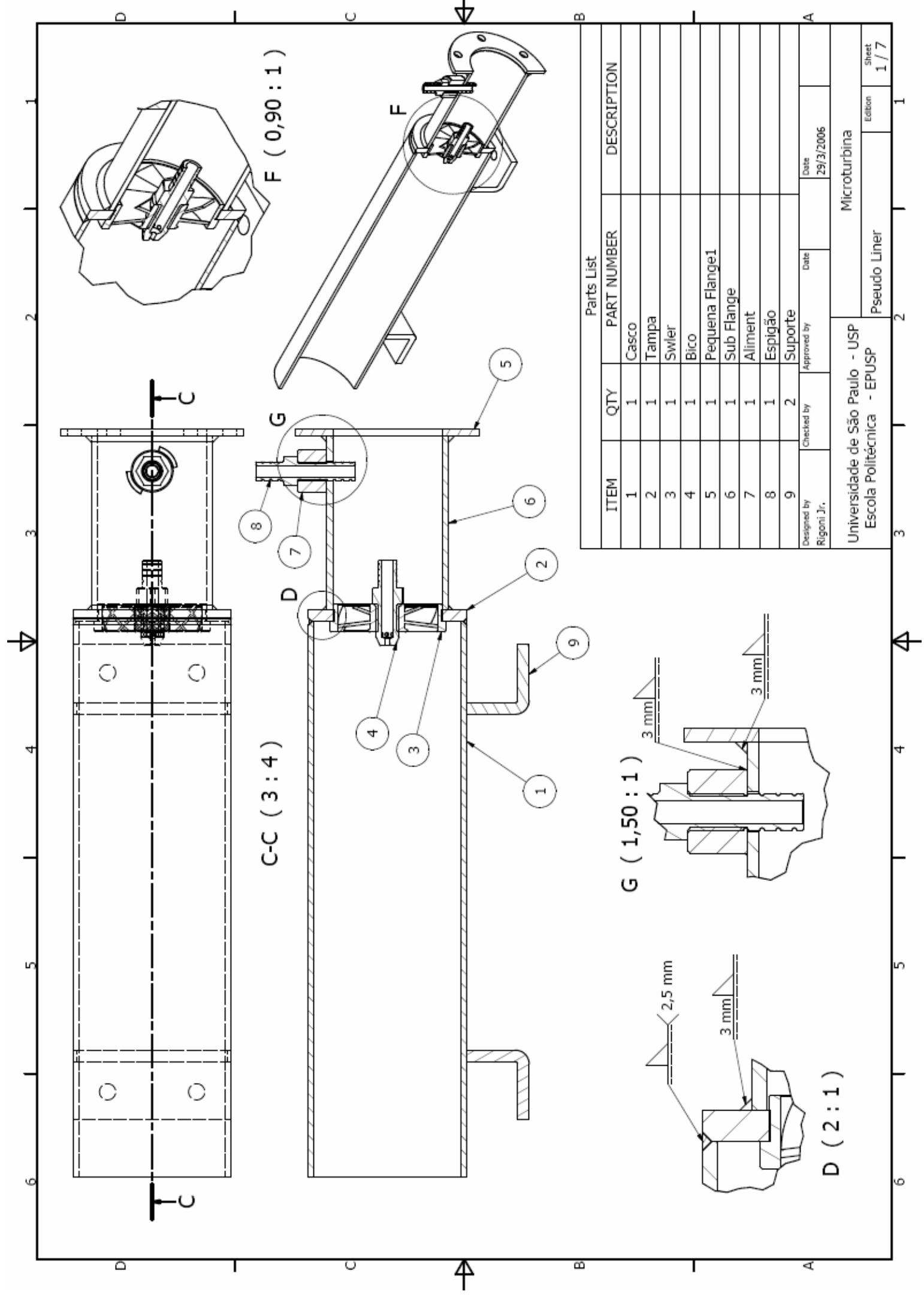
No entanto o aumento de rendimento com a diminuição da vazão de ar não é infinito. Há certamente um máximo de rendimento para uma vazão de ar, com a vazão de combustível fixa. Portanto há de se fazer medidas mais detalhadas para tal verificação.

Tomando valores iguais de vazão de ar, como nas medidas 3 e 6 por exemplo, não há variação do rendimento (22,5%), mesmo para duas vazões diferentes de combustível (25 l/min e 30 l/min). No entanto, logicamente, o aumento de combustível aumenta a temperatura de saída dos gases da câmara (463 °C e 548 °C, respectivamente). Fica nesse caso como limitação a temperatura de saída da câmara. Como ela foi projetada para ser montada em um turbo-compressor e esse apresenta limitações de temperatura nas palhetas de sua turbina, há de se verificar tal condição.

7. REFERÊNCIAS

- [1] Lefebvre AH. Gas Turbine Theory. Editora McGraw-Hill, 1983.
- [2] Donadio DLS. PME-EPUSP. Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a Gás a partir de Conjunto Turbo-Compressor Pré-Existente, 2004
- [3] Santos FA dos. UnB. Projeto e estudo de desempenho da câmara de combustão de uma microturbina. ENCIT 2002.
- [4] Krieger G. Centrais Termoelétricas a Gás, 1997
- [5] Wylen GJV. Fundamentos da Termodinâmica. Editora Edgard Blücher Ltda. 6ª ed., 2003.
- [6] Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. LTC Editora. 5ª ed., 2003.
- [7] Cohen H. Gas Turbine Theory. Editora Longman Group UK Limited. 3ª ed., 1972.

ANEXO A – DESENHOS DE FABRICAÇÃO



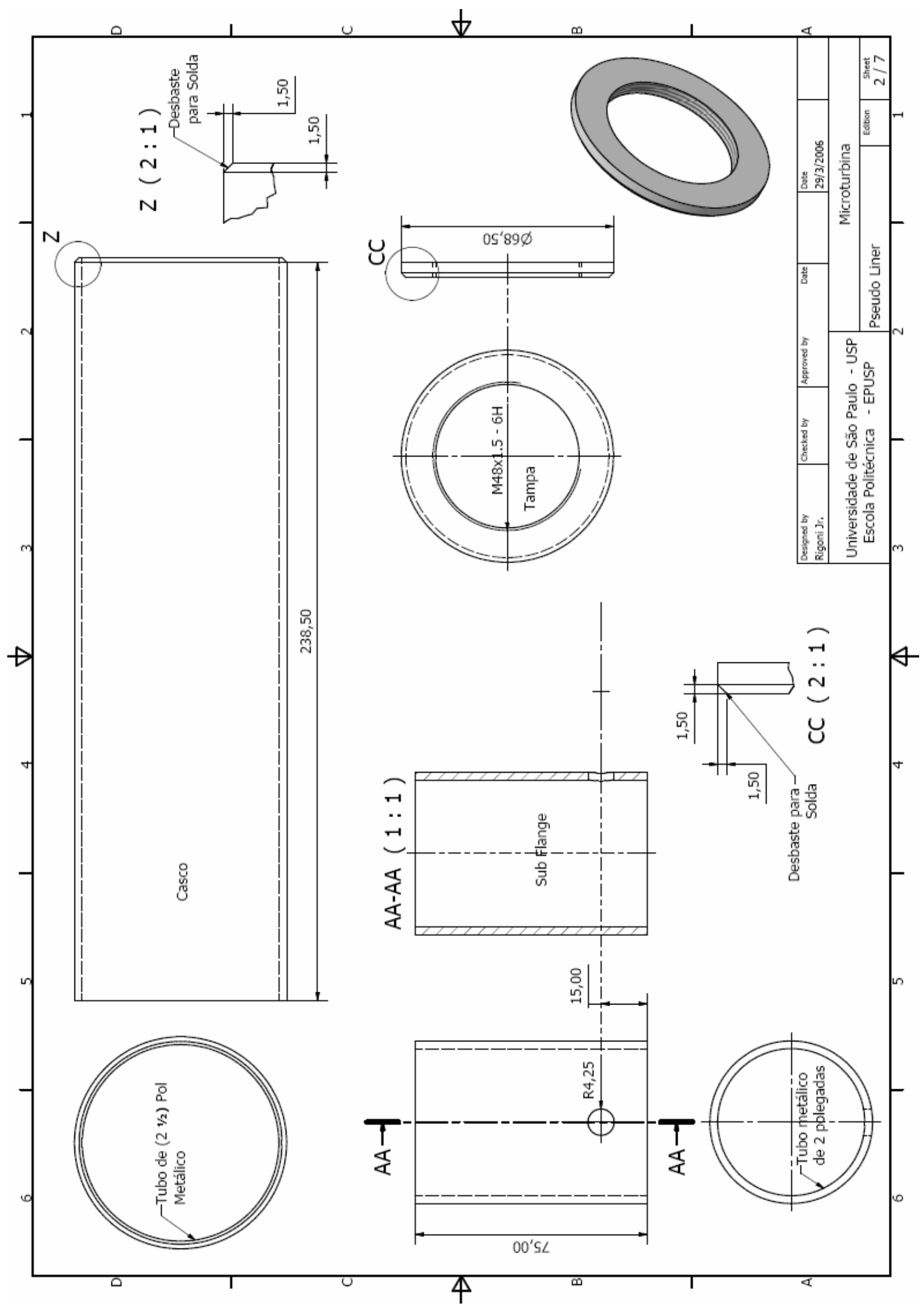
C-C (3 : 4)

F (0,90 : 1)

G (1,50 : 1)

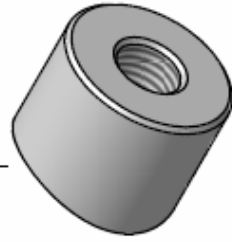
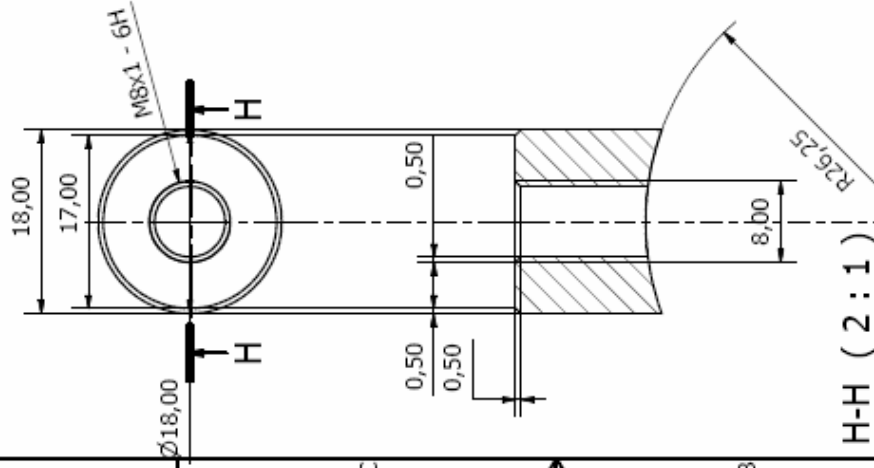
D (2 : 1)

Parts List				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	
1	1	Casco		
2	1	Tampa		
3	1	Swirler		
4	1	Bico		
5	1	Pequena Flange1		
6	1	Sub Flange		
7	1	Aliment		
8	1	Espigão		
9	2	Suporte		
Designed by Rigonil Jr.		Checked by	Approved by	Date 29/3/2006
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP			Microturbina	
			Pseudo Liner	
			Edition	
			Sheet	
			1 / 7	

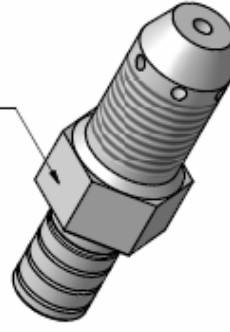
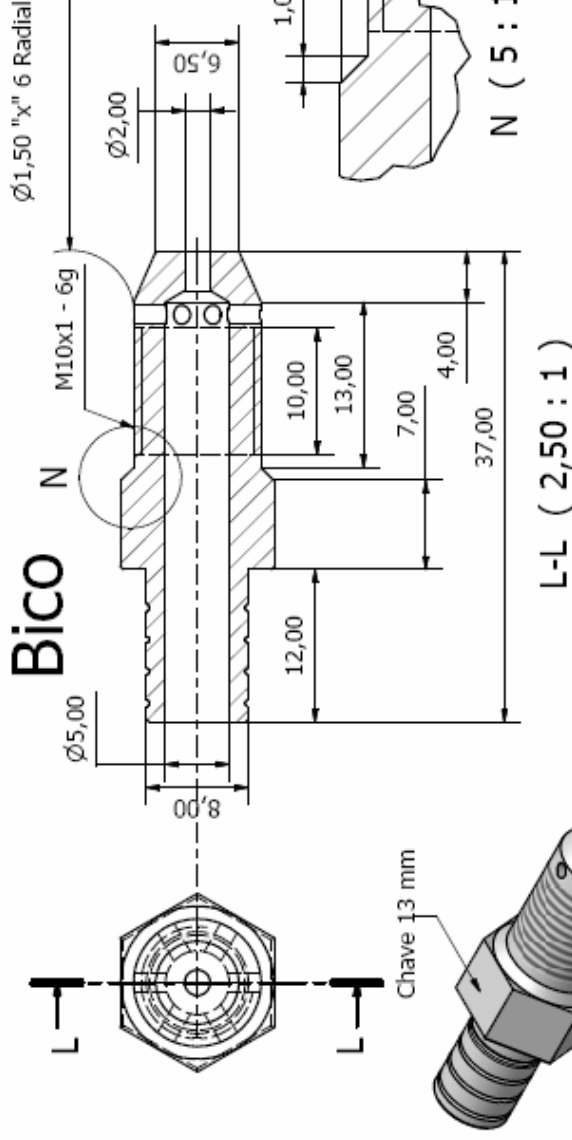


Designed by Rigoni Jr.	Checked by	Approved by	Date	Date 29/3/2006	Microturbina	
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP						
Pseudo Liner					Edition	Sheet 2 / 7

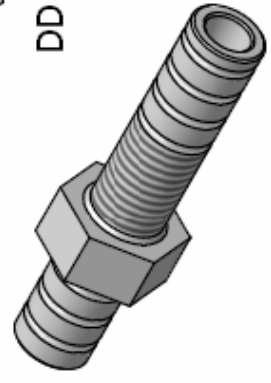
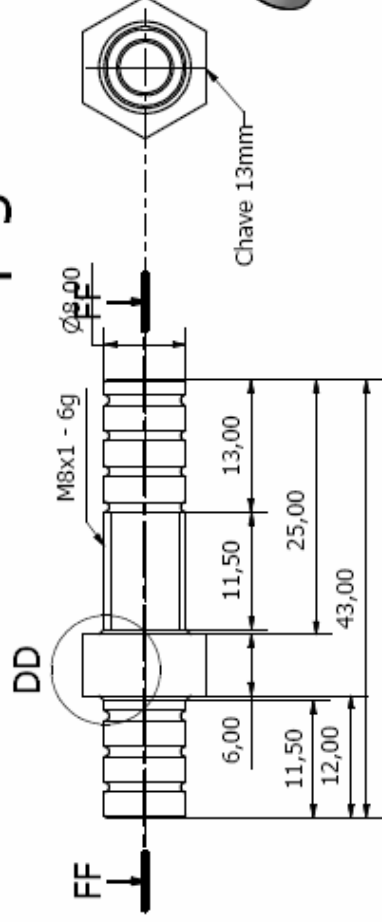
Aliment



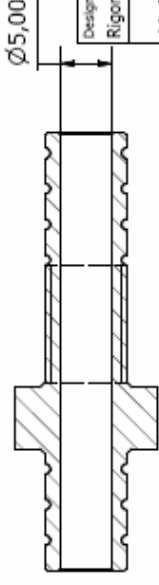
Bico



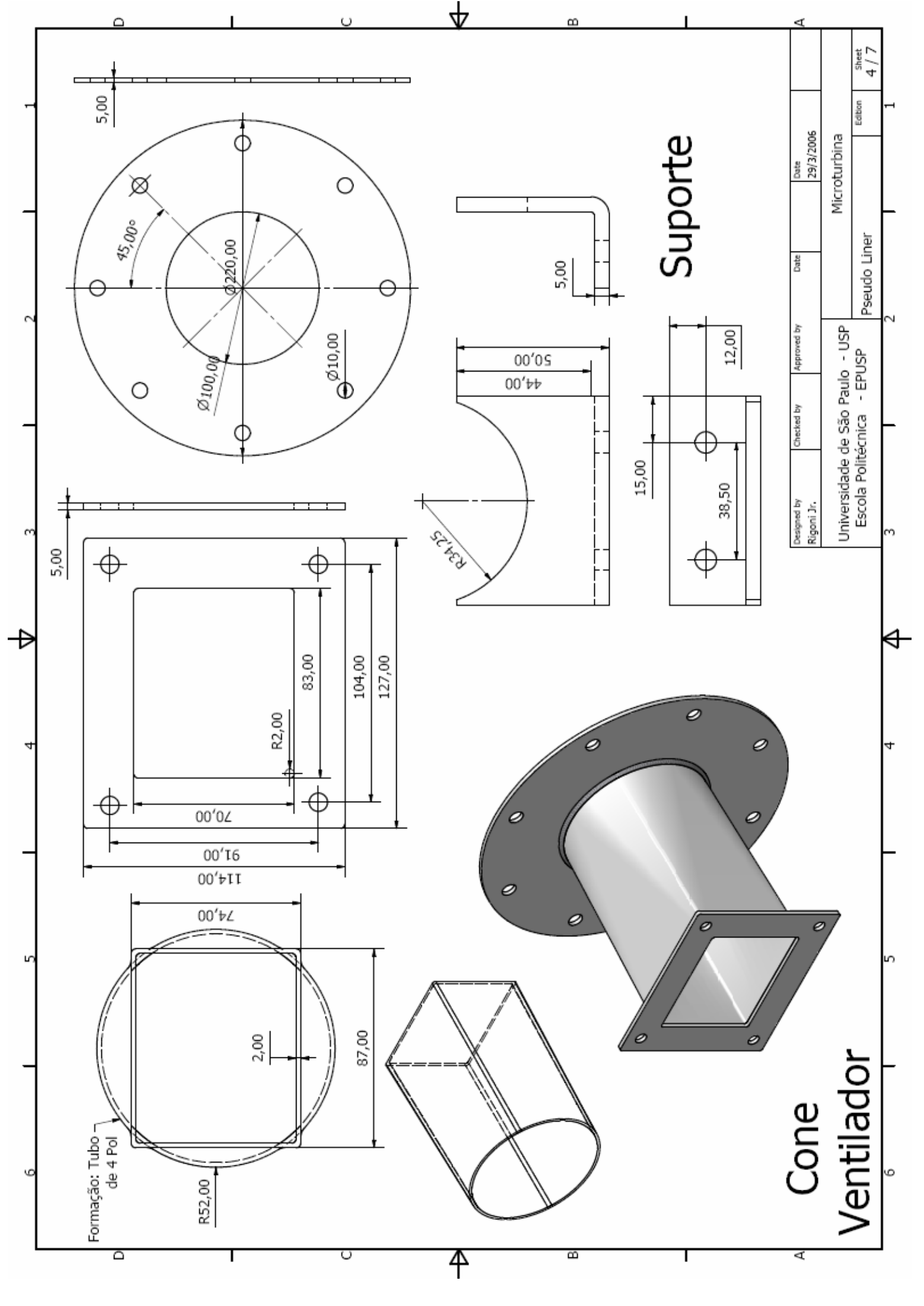
Espigão



FF-FF (2:1)



Designed by Rigoni Jr.	Checked by	Approved by	Date 29/3/2006	Microturbina	Sheet 3 / 7
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP			Pseudo Liner		



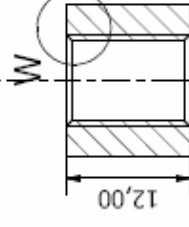
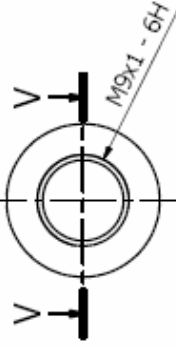
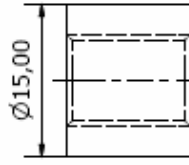
Designed by Rigoni Jr.	Checked by	Approved by	Date 29/3/2006	Sheet 4 / 7
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP				Pseudo Liner
Microturbina				Edition 4 / 7

Cone
Ventilador

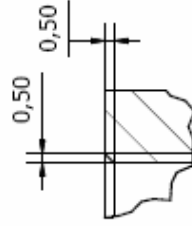
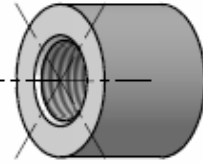
Suporte

Swiler

Centro Swiler

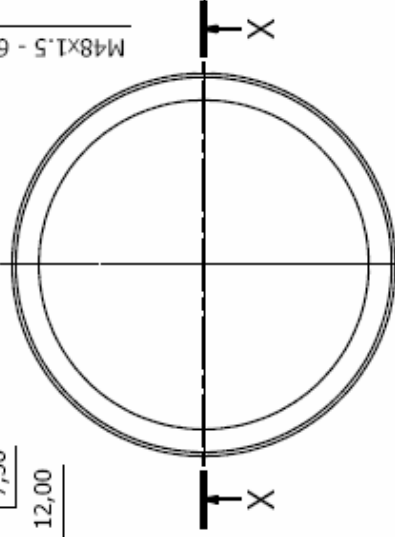
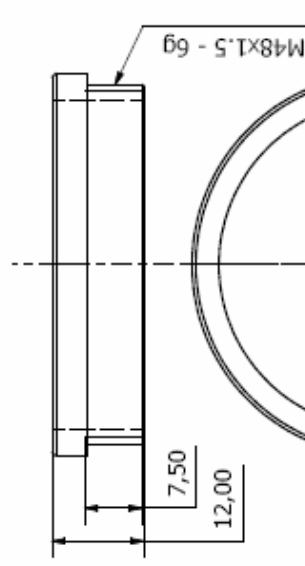


V-V (2 : 1)

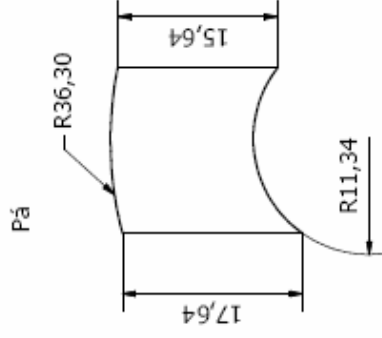
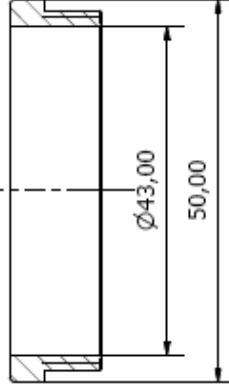


W (4 : 1)

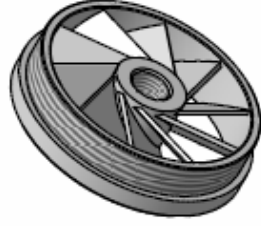
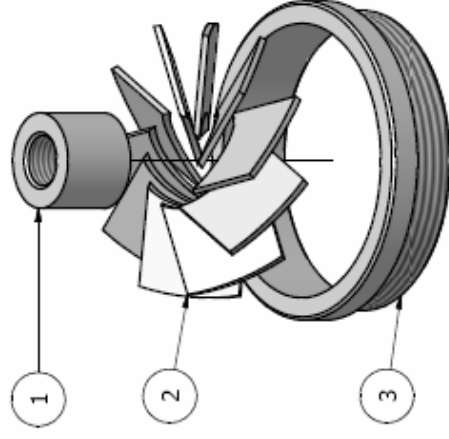
Capa Swiler



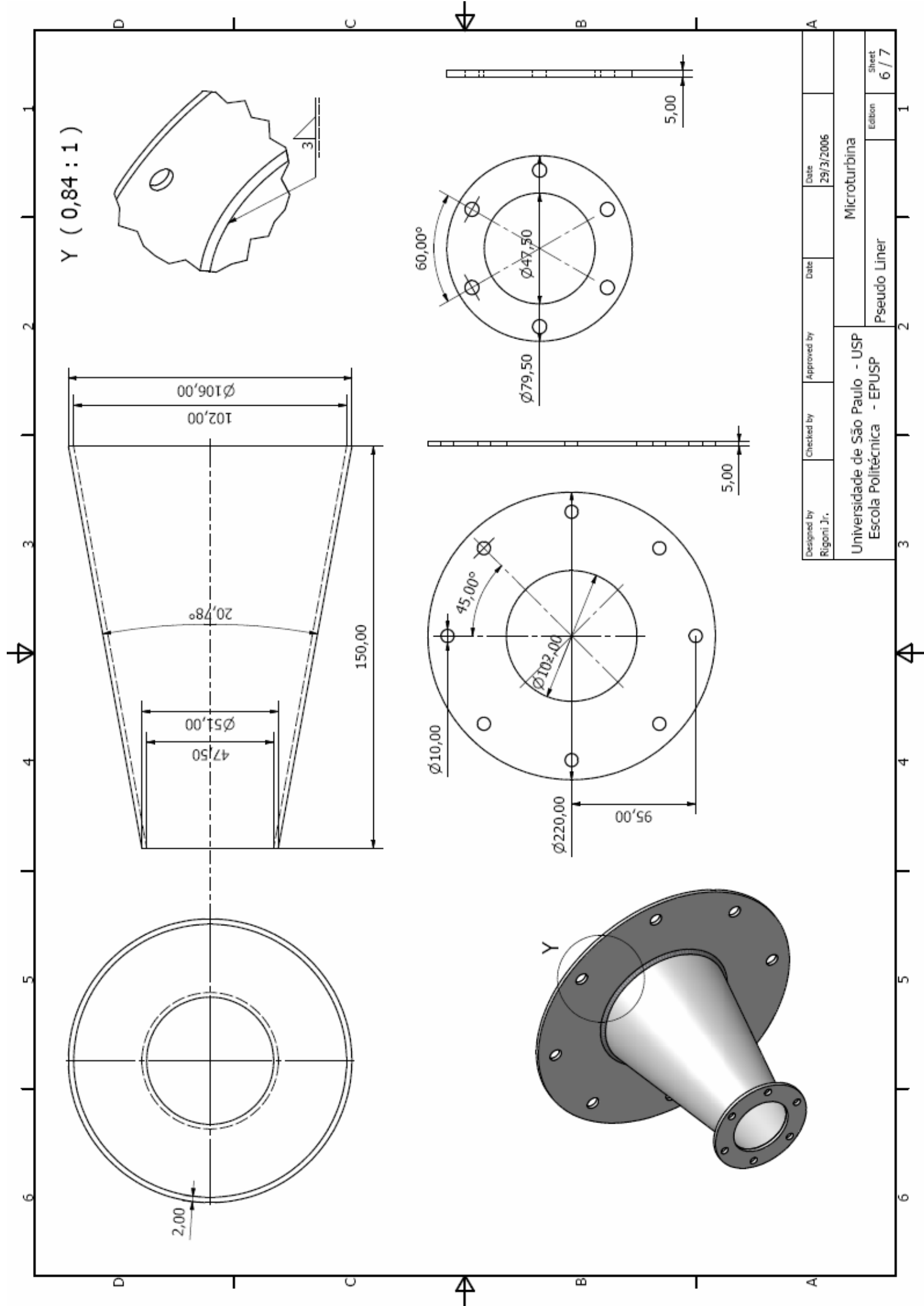
X-X (1,50 : 1)



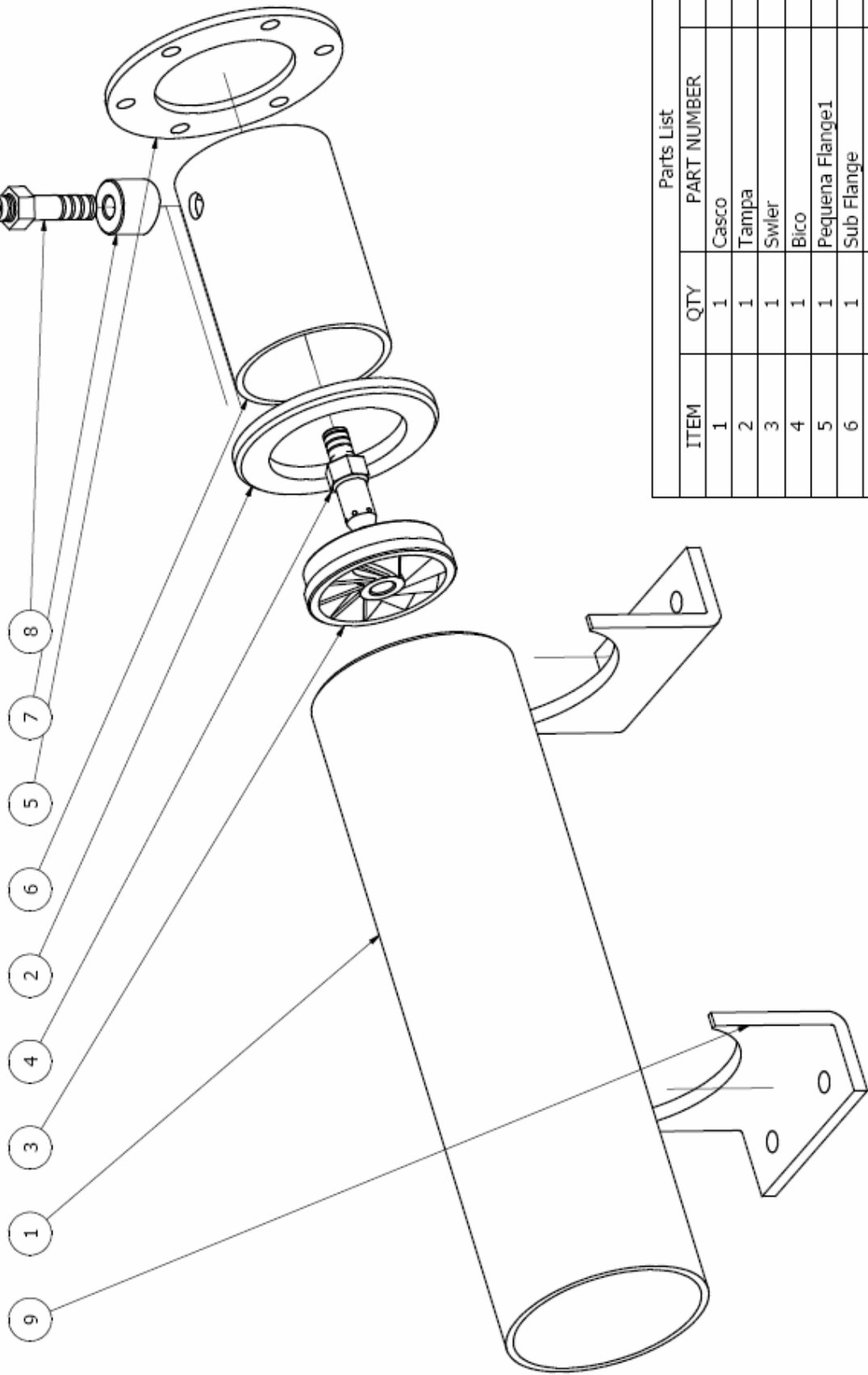
Importante: As 10 pás, ficam dispostas em 50° com o eixo central do Swiler.
A corda dá pá forma um ângulo de 50° com o eixo central do Swiler.



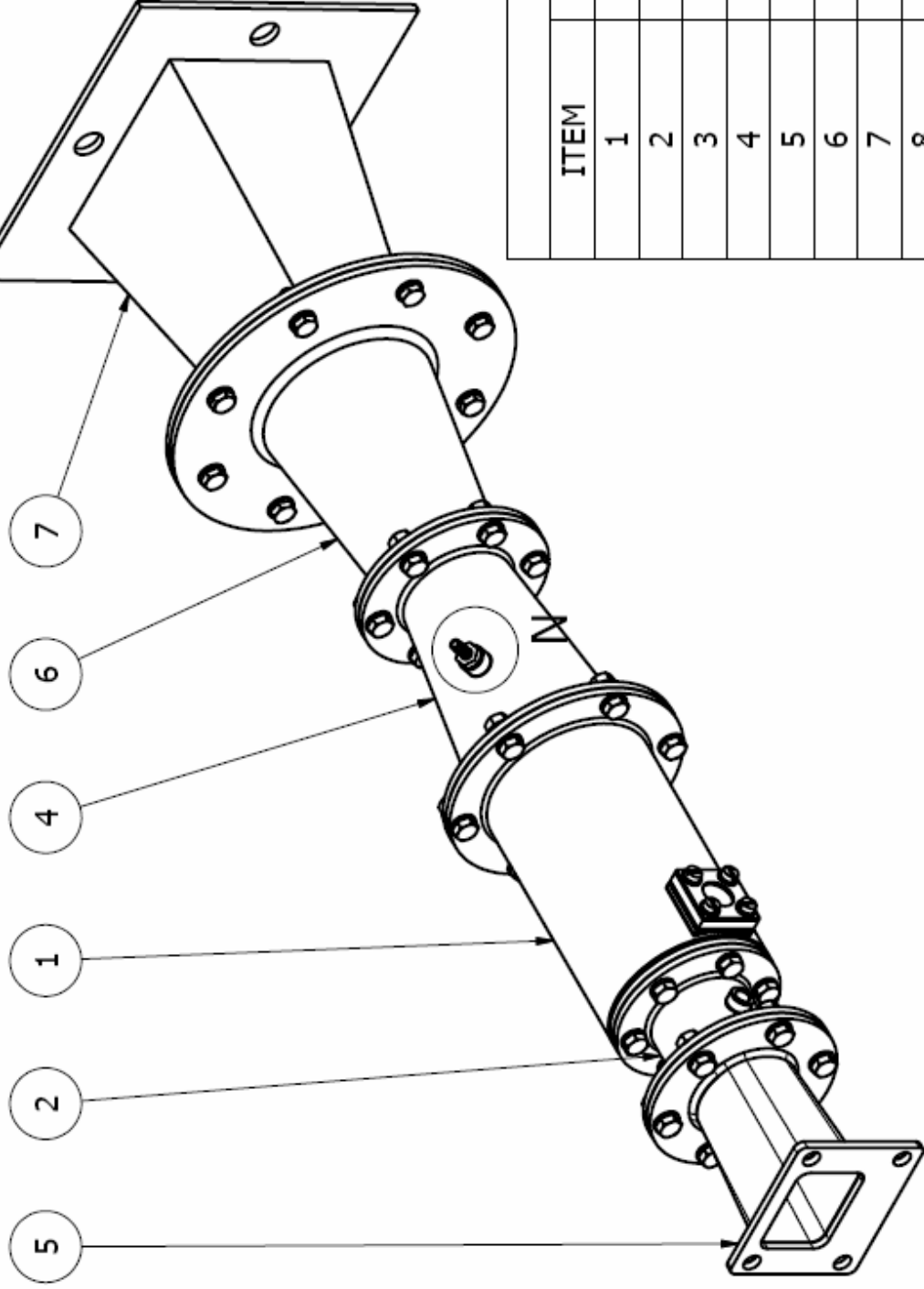
Parts List			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Centro Swirl	
2	10	Pas	
3	1	Capa Swirl	
Designed by Rigoni Jr.		Checked by	Date
Approved by		Date	29/3/2006
Universidade de São Paulo - USP			
Escola Politécnica - EPUSP			
Microturbina			
Pseudo Liner		Edition	Sheet
		5 / 7	5 / 7



Designed by Rigoni Jr.	Checked by	Approved by	Date 29/3/2006	Date
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP				Pseudo Liner
Microturbina				Edição
				Sheet 6 / 7



Parts List				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	
1	1	Casco		
2	1	Tampa		
3	1	Swirler		
4	1	Bico		
5	1	Pequena Flange1		
6	1	Sub Flange		
7	1	Aliment		
8	1	Espigão		
9	2	Suporte		
Designed by Rigonil Jr.		Checked by	Approved by	Date 29/3/2006
Universidade de São Paulo - USP Escola Politécnica - EPUSP			Microturbina	
			Pseudo Liner	
			Edition 7 / 7	



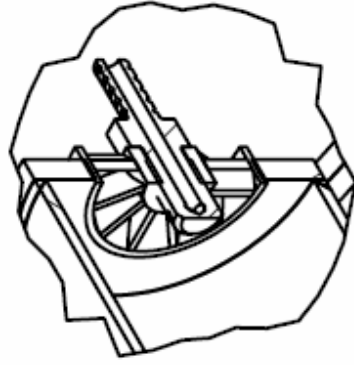
Parts List

ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Casco
2	1	Liner
3	1	Montagem
4	1	difusor
5	1	Bocal
6	1	Cone 2
7	1	Cone
8	1	Bico
16	1	Moldura Ext
18	1	Vidro

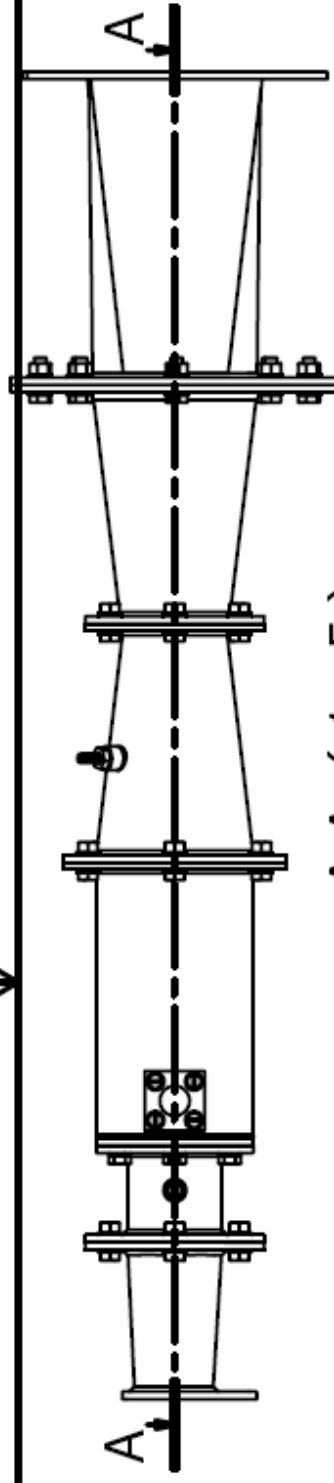
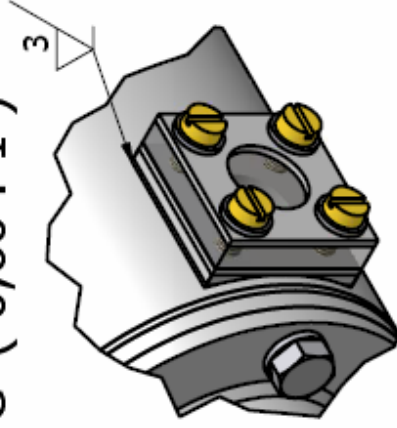
Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date
			7/10/2006

Montagem def		Sheet 1 / 11
--------------	--	-----------------

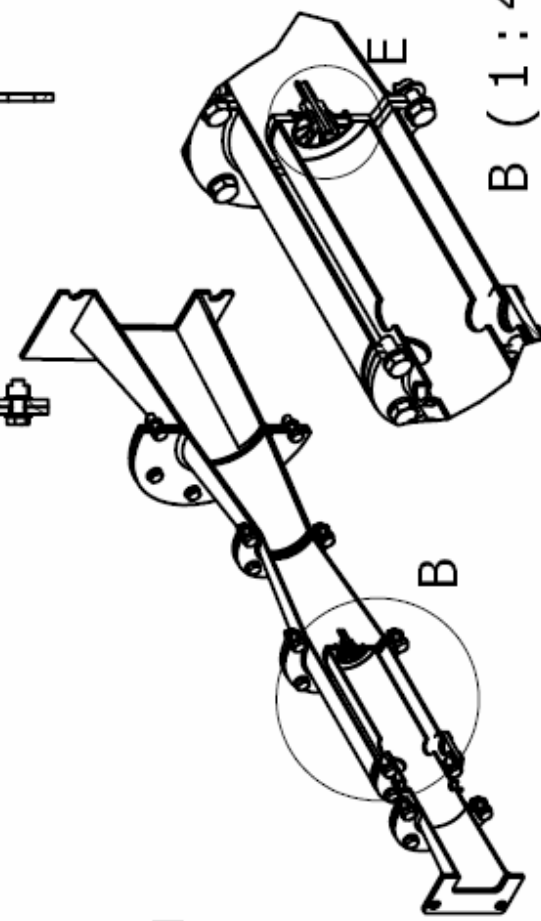
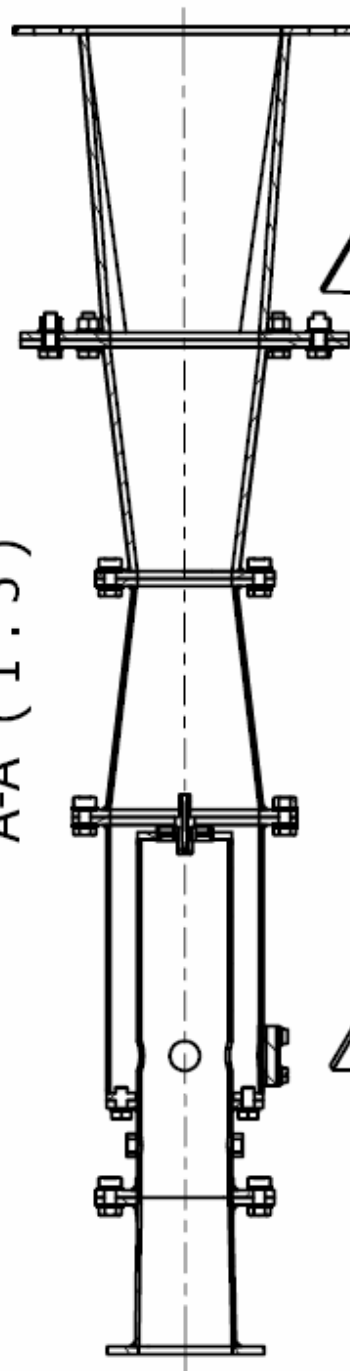
E (3 : 4)



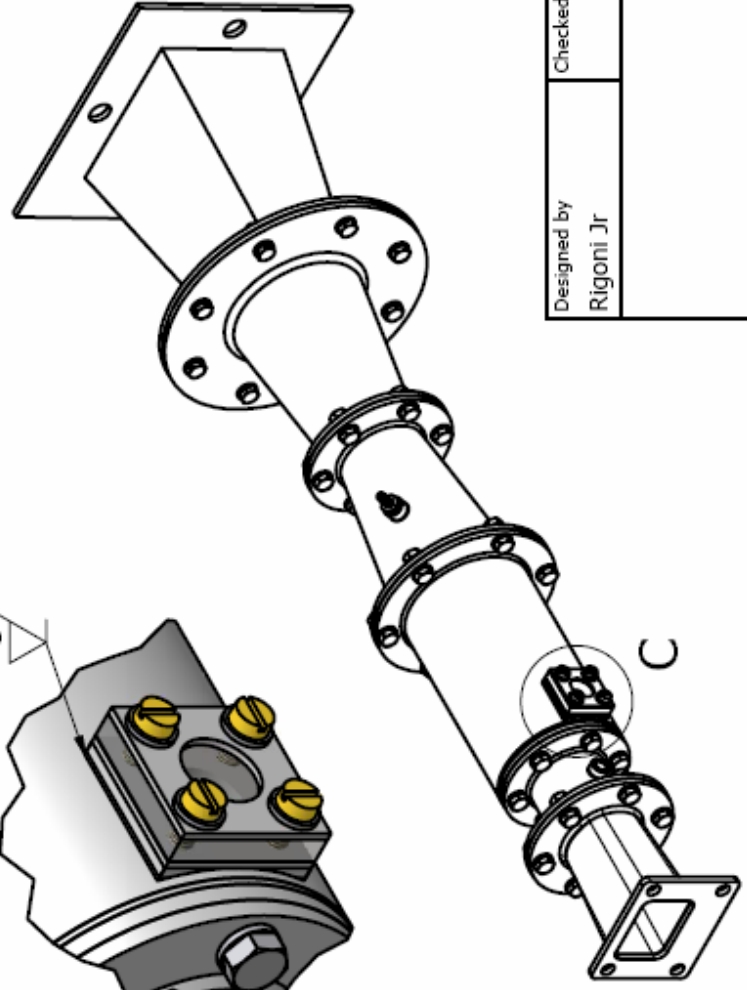
C (0,60 : 1)



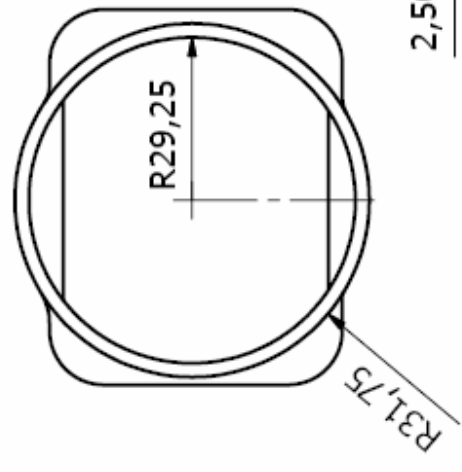
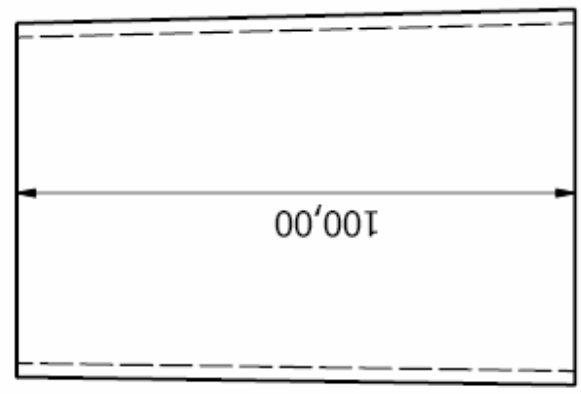
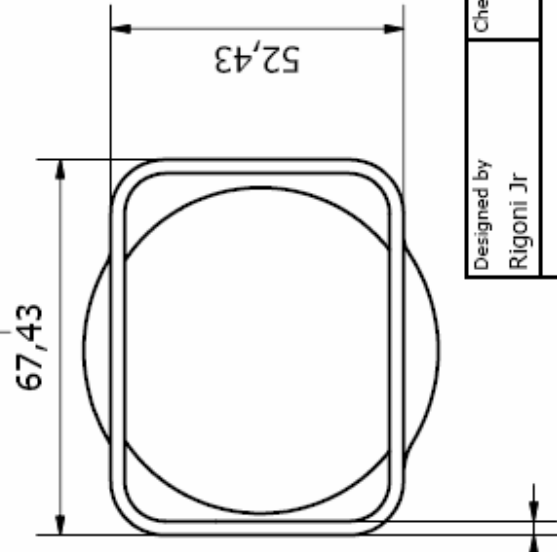
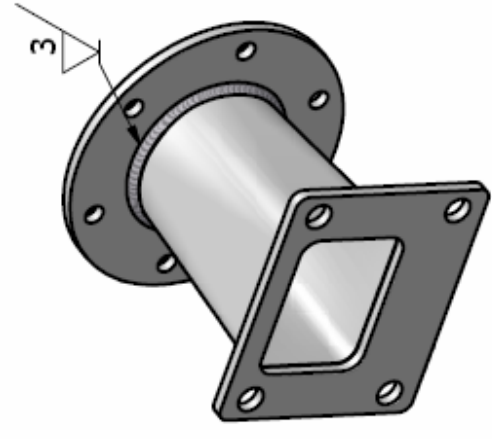
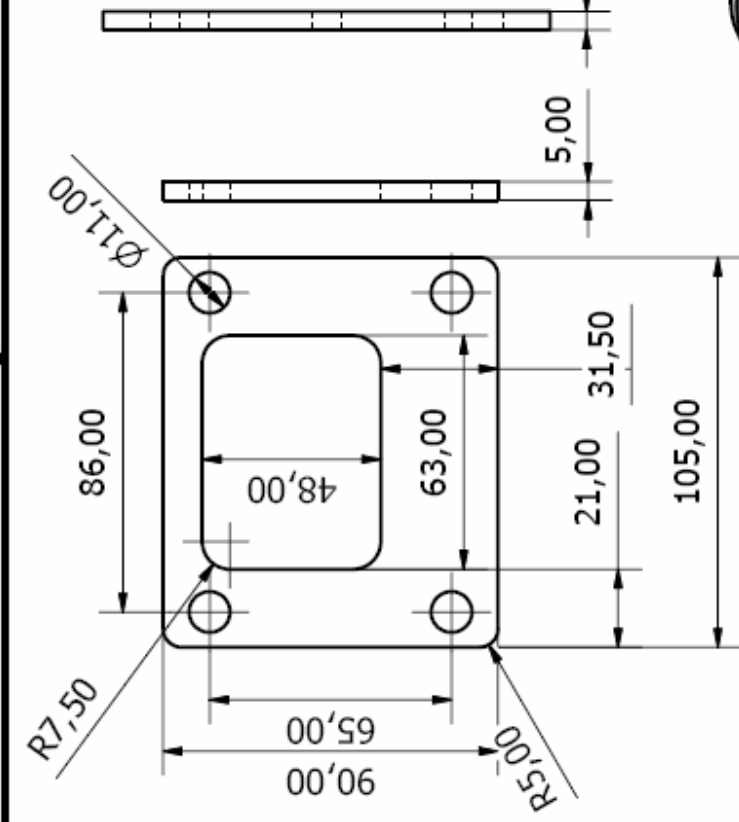
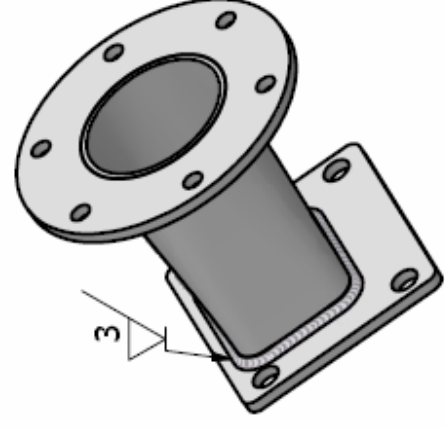
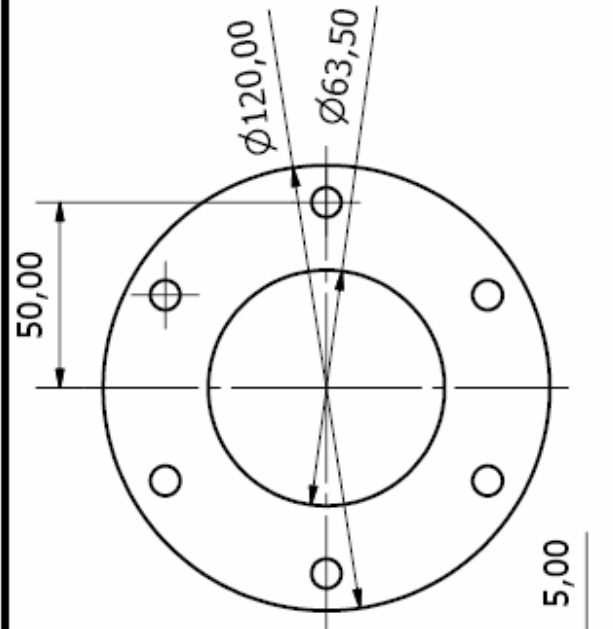
A-A (1 : 5)



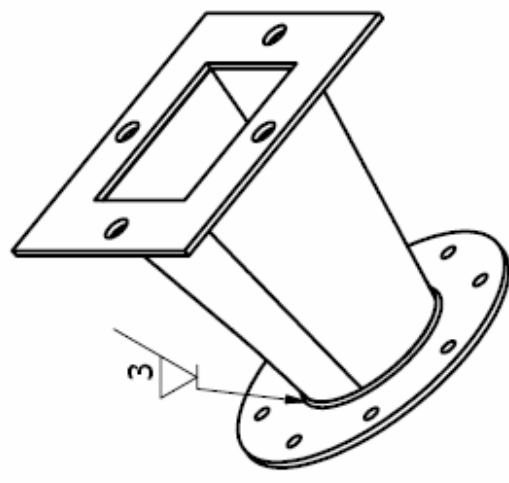
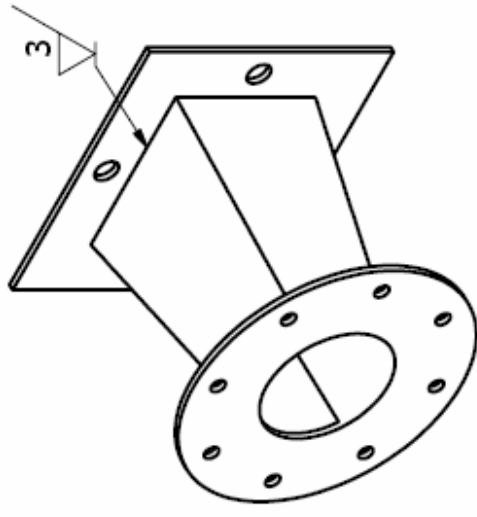
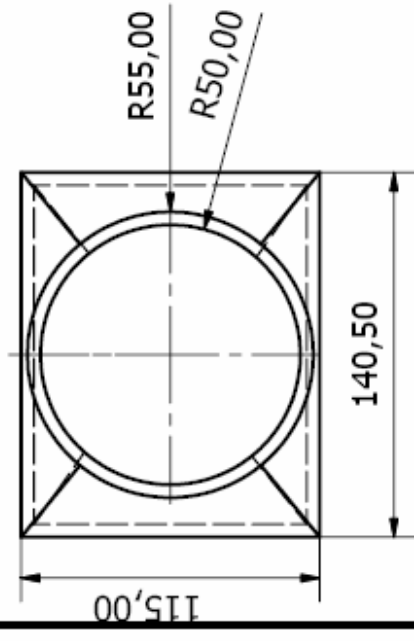
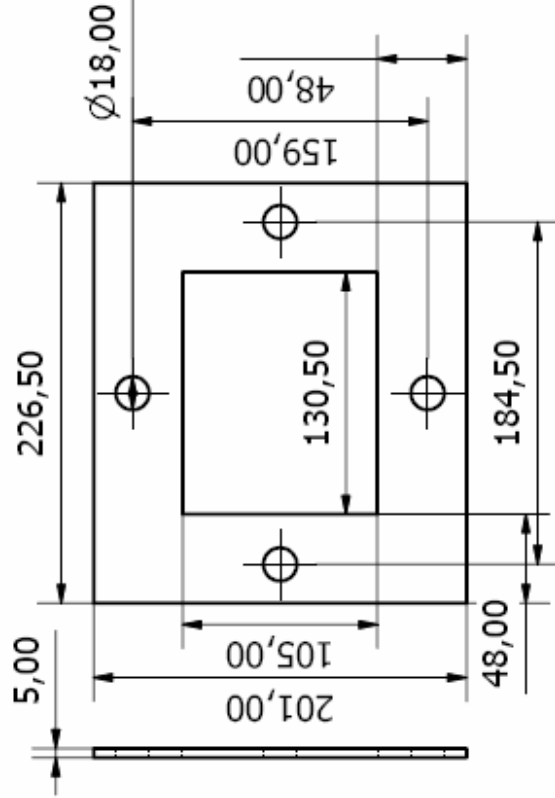
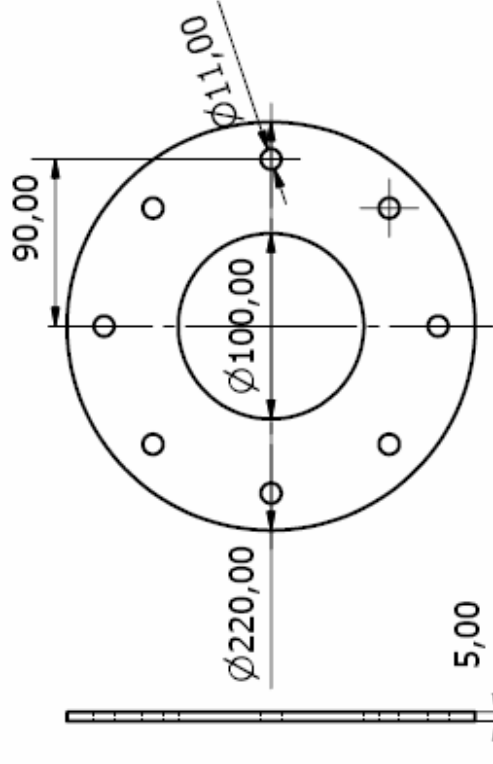
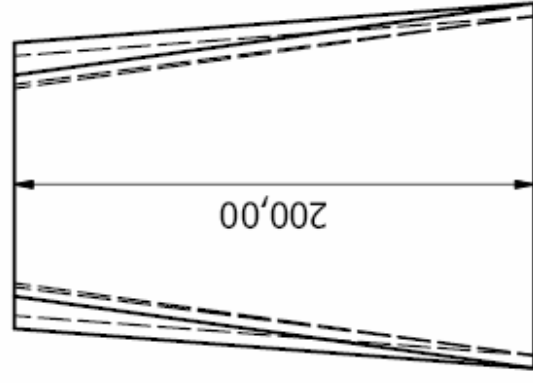
B (1 : 4)



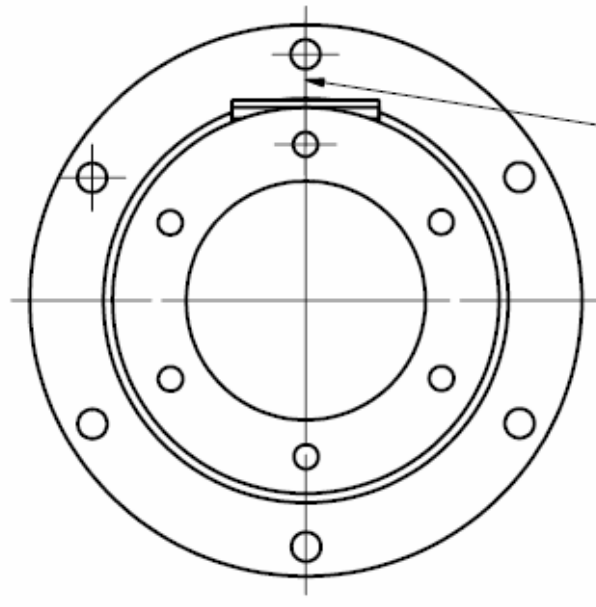
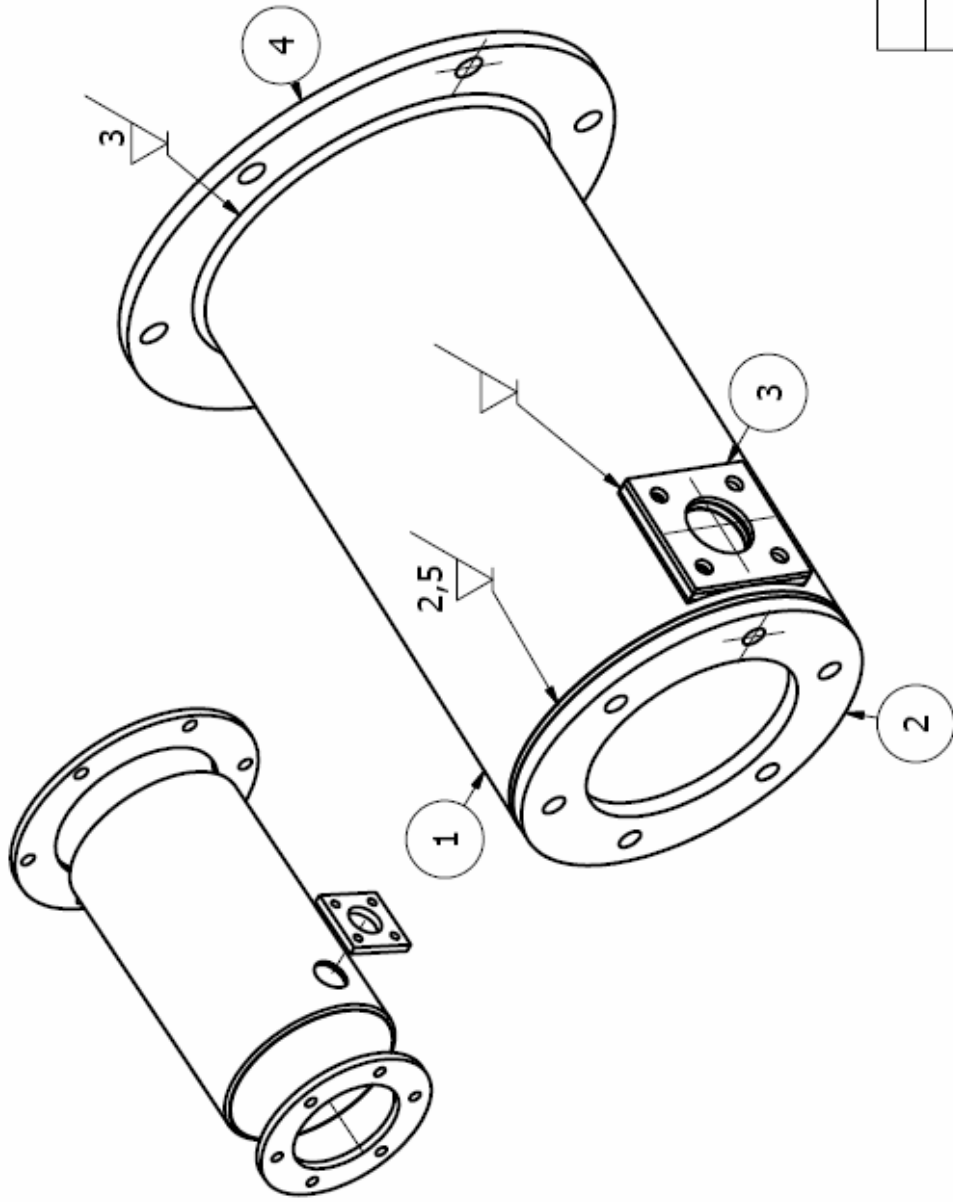
Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date	Date
			7/10/2006	
Montagem def				
				Sheet 2 / 11



Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date 7/10/2006	Aço 1020	
Carlos Eduardo (0xx11) 3091 9685 Escola Politécnica Universidade de São Paulo Depto. Eng. Mecânica				Montagem def	Sheet 3 / 11



Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date 7/10/2006	Aço 1020	
				Montagem def	Sheet 4 / 11
				Edition	



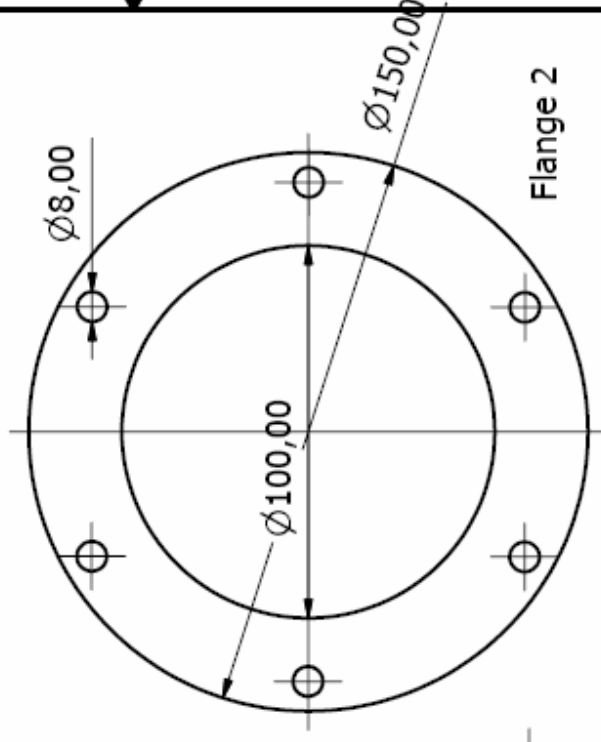
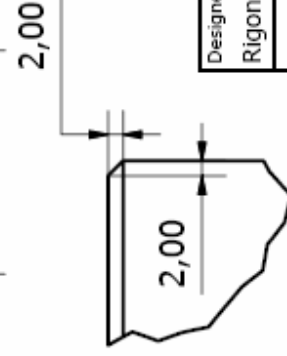
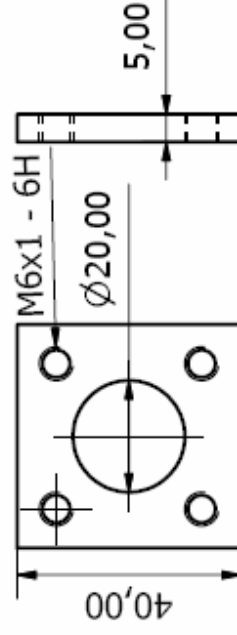
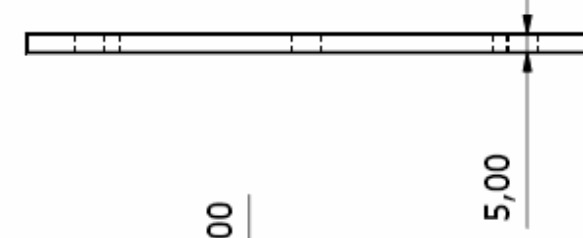
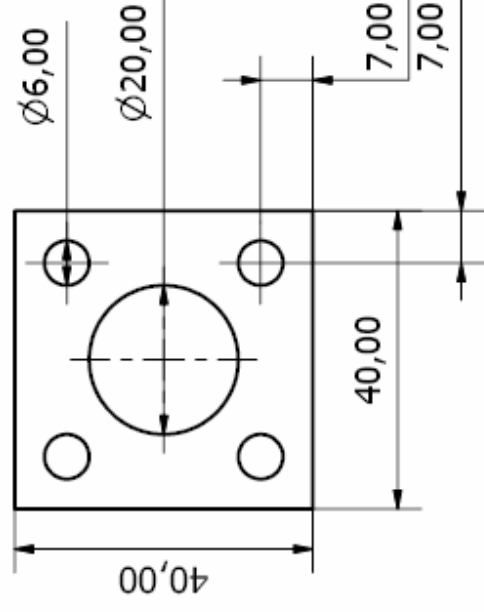
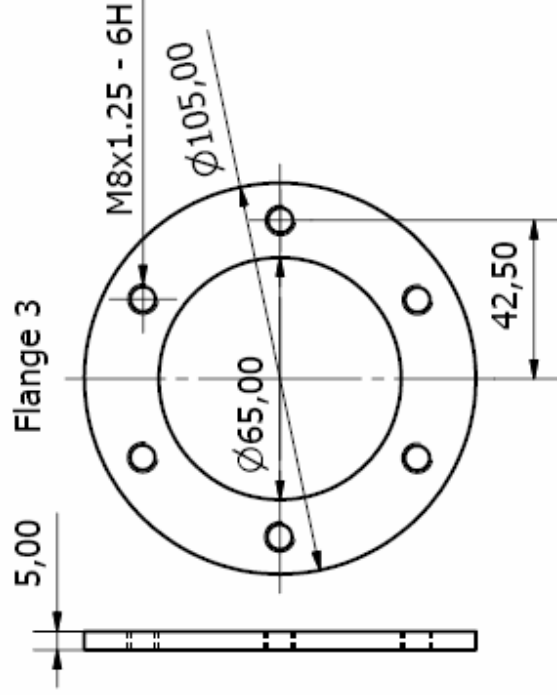
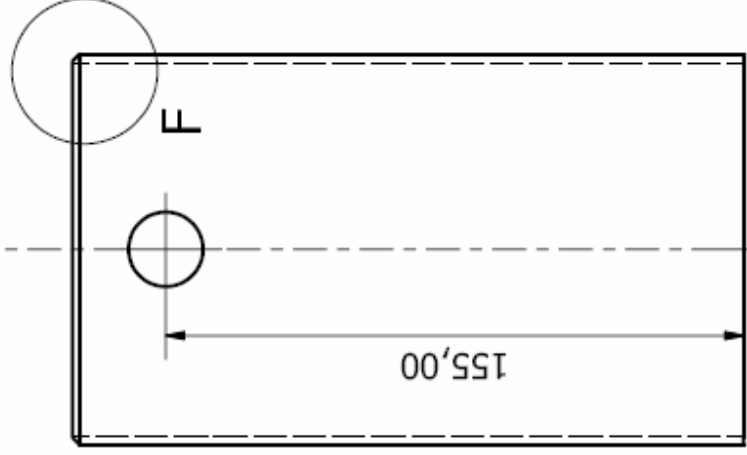
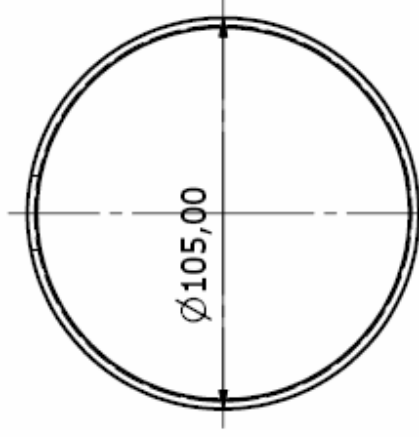
Alinhamento Concentrico
Flange 2 e 3
com Moldura

Parts List			
ITEM	QTY	PART NUMBER	
1	1	Casco	
2	1	Flange 3	
3	1	Moldura	
4	1	Flange 2	

Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date	Date
				7/10/2006
Montagem def			Edition	Sheet
				5 / 11

Tubo Metalico

4 Pol - Mod Incendio



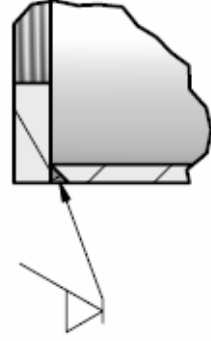
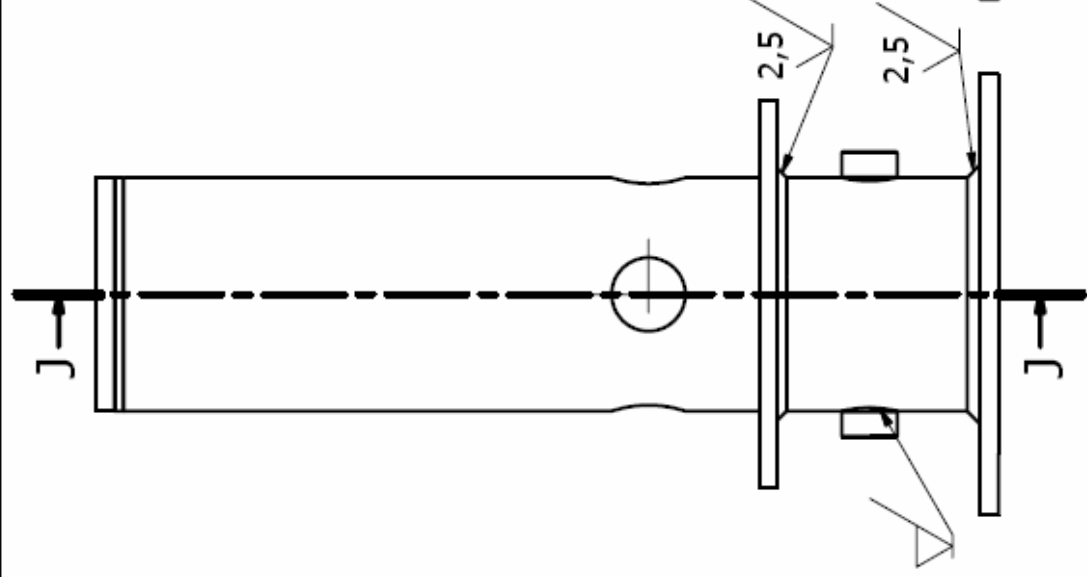
Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date 7/10/2006
--------------------------	------------	-------------	-------------------

Montagem def

Edition

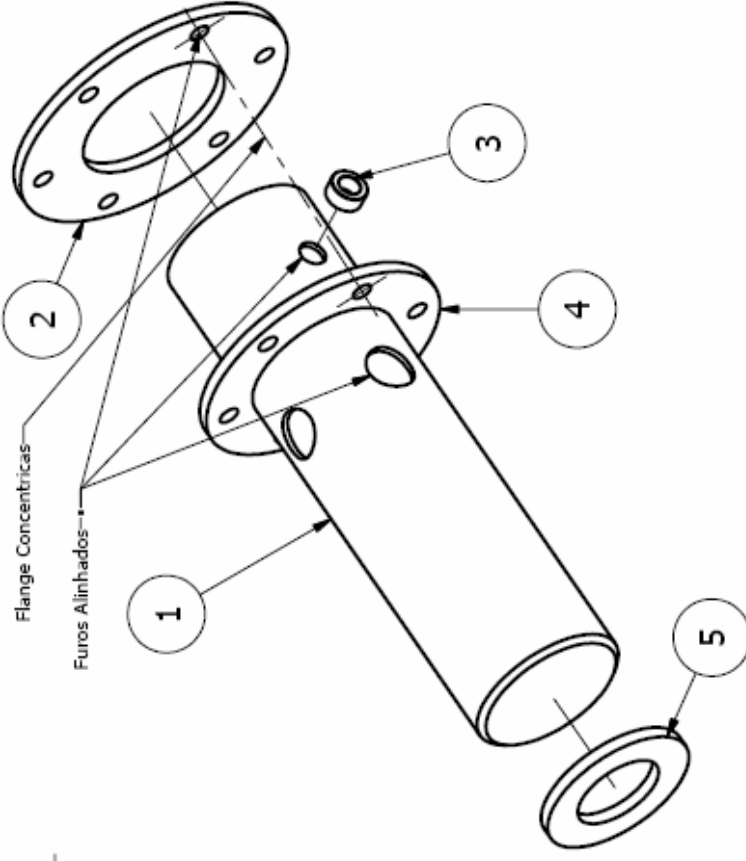
Sheet
6 / 11

F (1:1)



L (1:1)

J-J (1:2)



Flange Concentricas

Furos Alinhados

Parts List

ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Liner
2	1	Flange 4
3	2	Rosca vela
4	1	Flange 3a
5	1	Parede Swirl

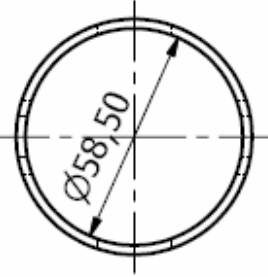
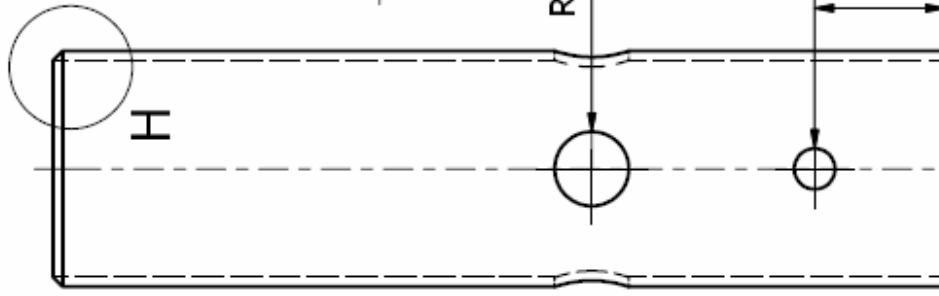
Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date	Date
			7/10/2006	

Montagem def

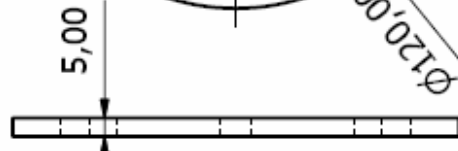
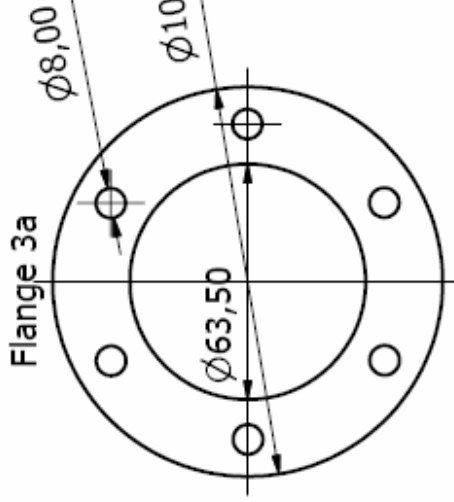
Edition

Sheet

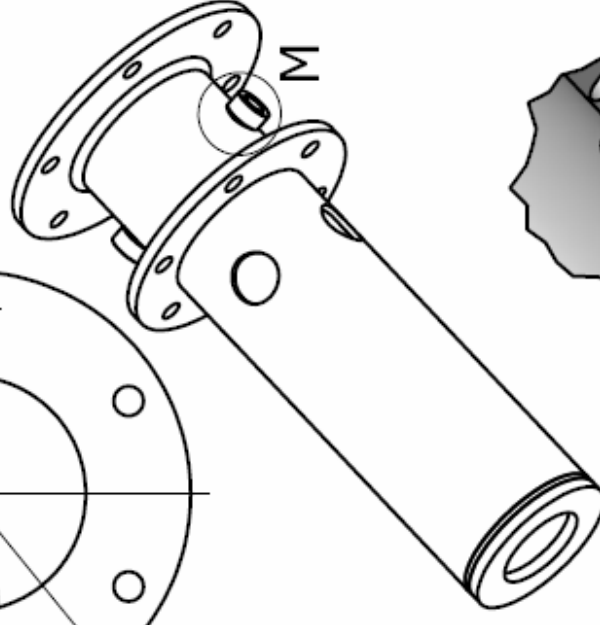
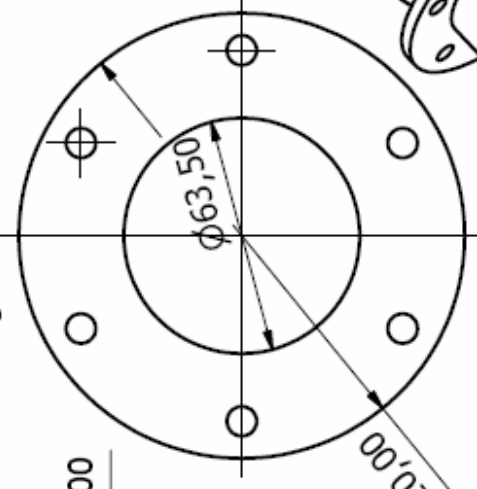
7 / 11



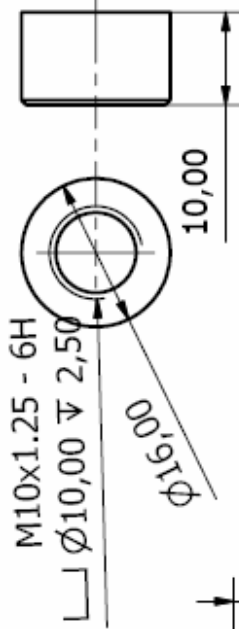
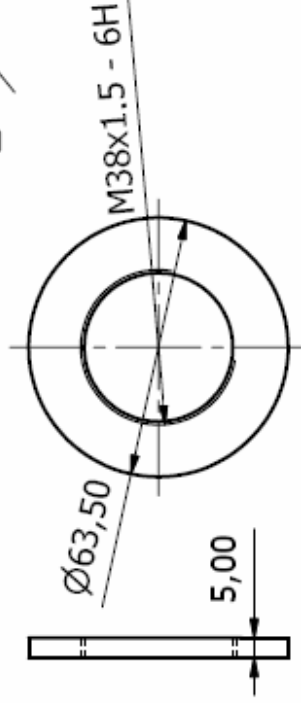
H (1 : 1)



Flange 4



M (1 : 1)



Designed by
Rigoni Jr

Checked by

Approved by

Date

Date

7/10/2006

Montagem def

Edition

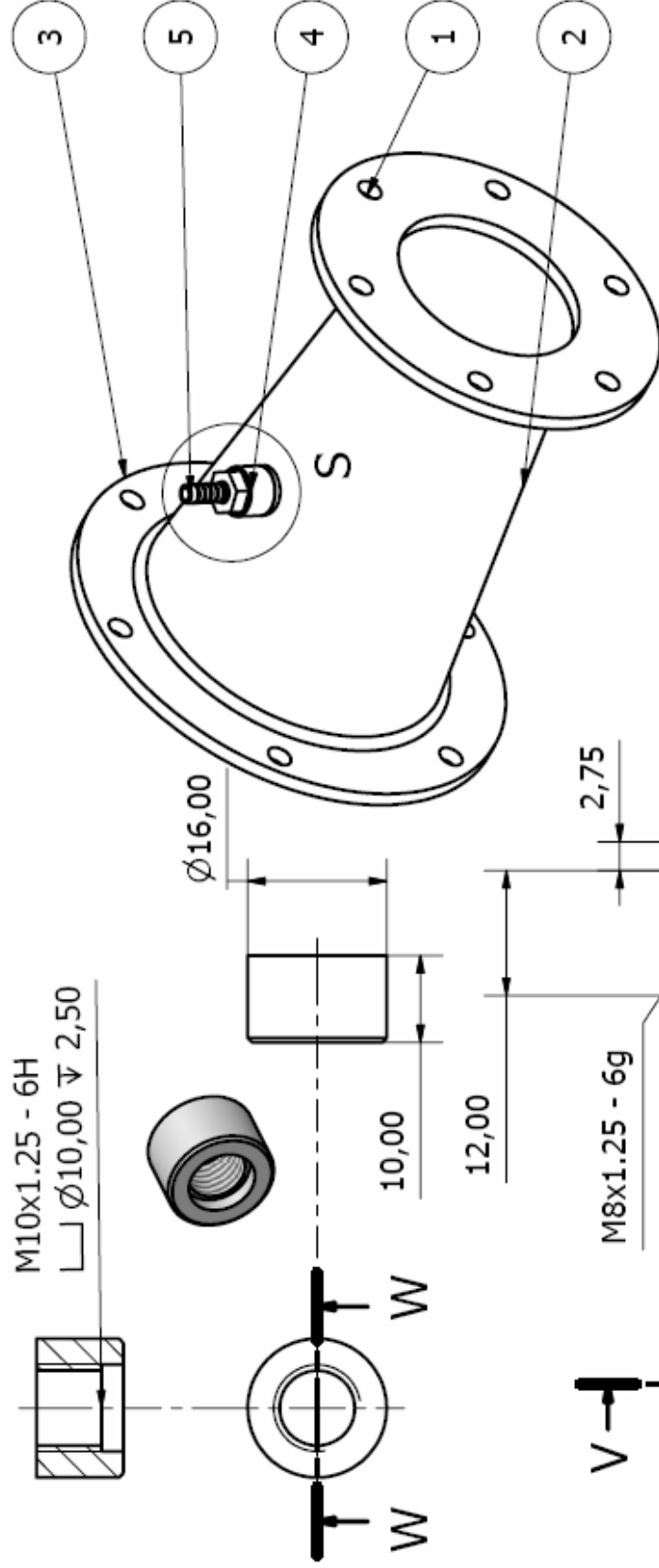
Sheet

8 / 11

W-W (1,25 : 1)

M10x1.25 - 6H
 $\perp$ $\varnothing 10,00 \nabla 2,50$

S (1 : 1)

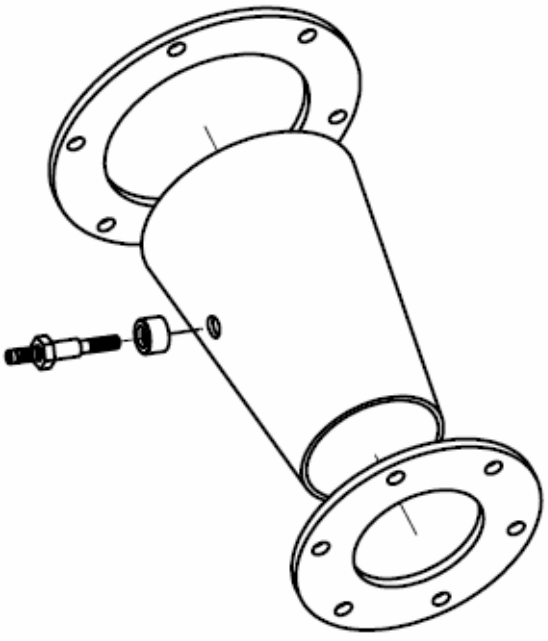
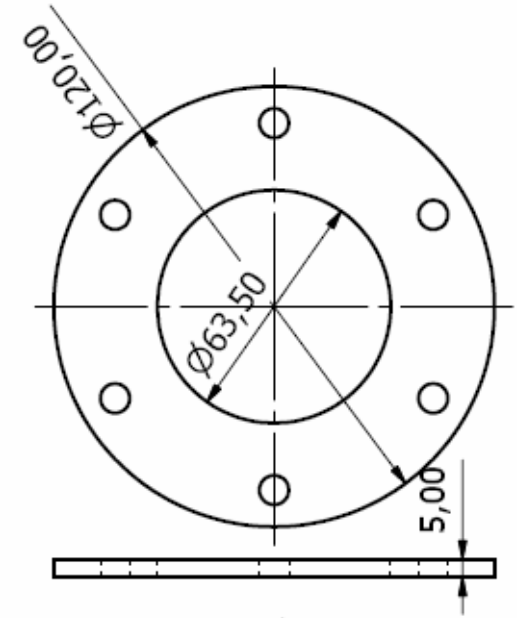
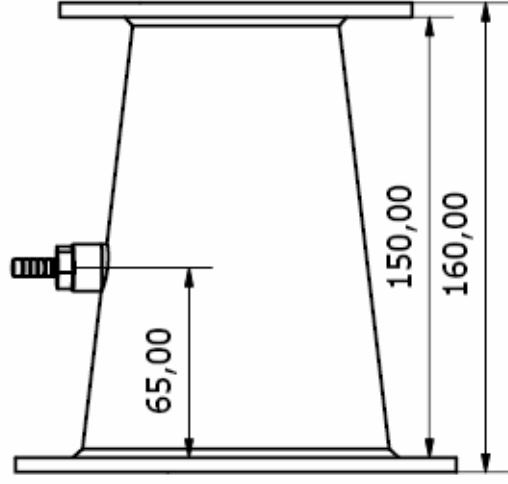
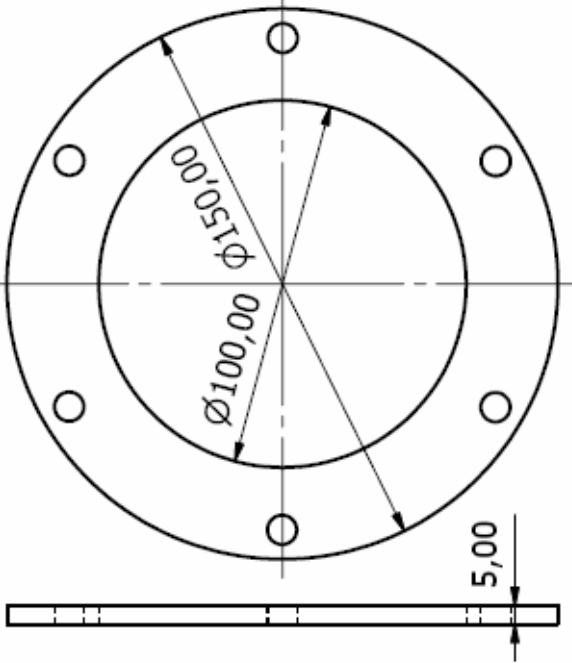
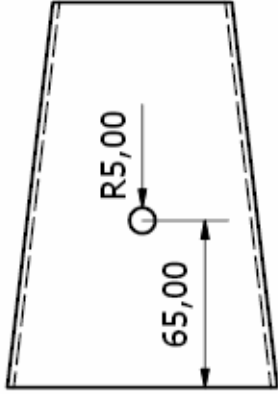
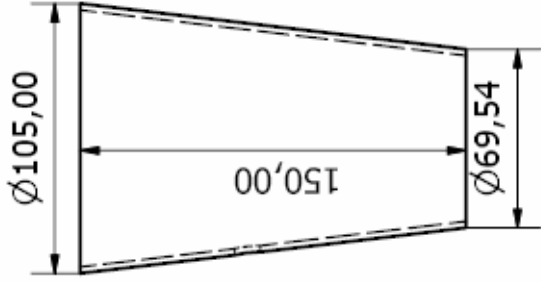
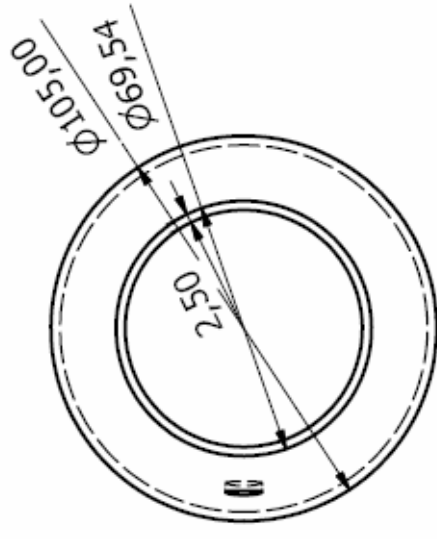


Parts List

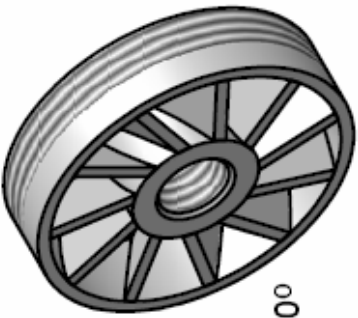
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Flange 4
2	1	Difusor
3	1	Flange 2
4	1	Rosca
5	1	Espigão

Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date	Date
			7/10/2006	

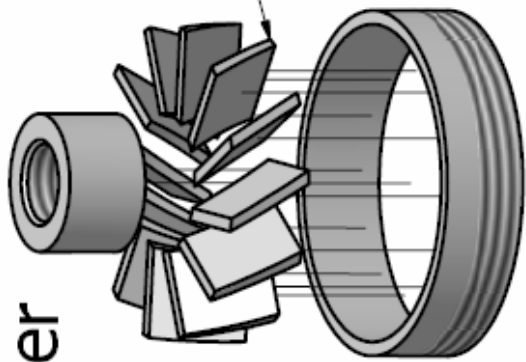
Montagem def		Sheet 9 / 11
--------------	--	-----------------



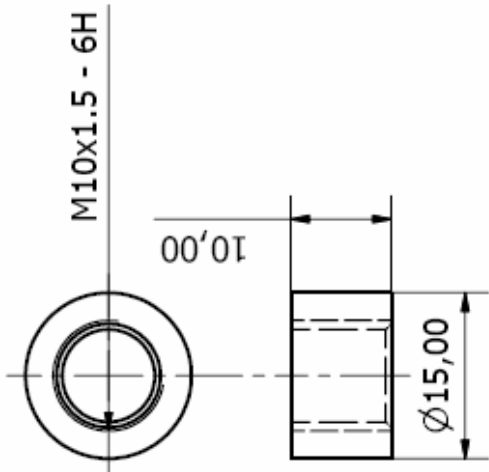
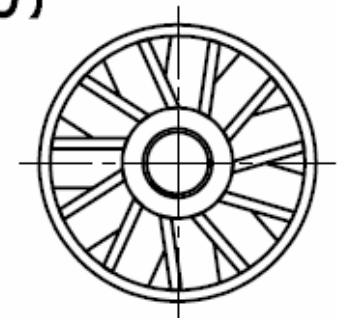
Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date 7/10/2006	Sheet 10 / 11
Montagem def				Edition



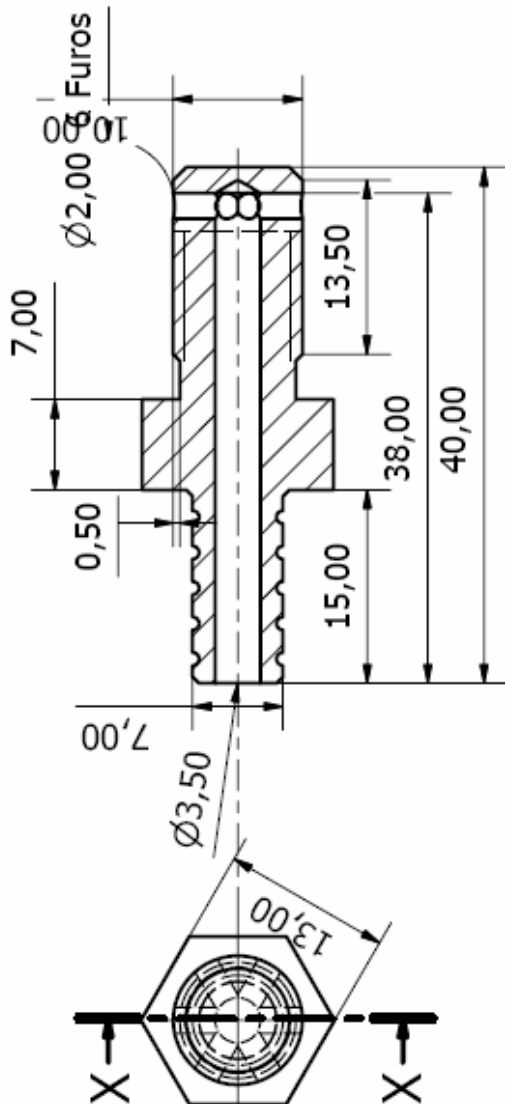
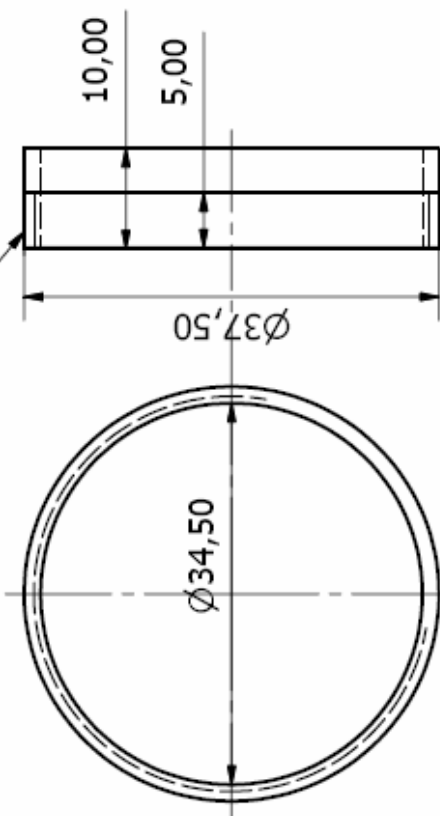
11 Pás Fixas
Anguladas á 60°
com o
eixo centro.



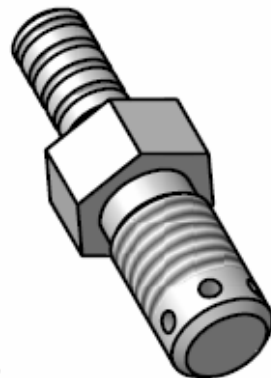
Swiler



M38x1.5 - 4g6g



X-X (1,75 : 1)

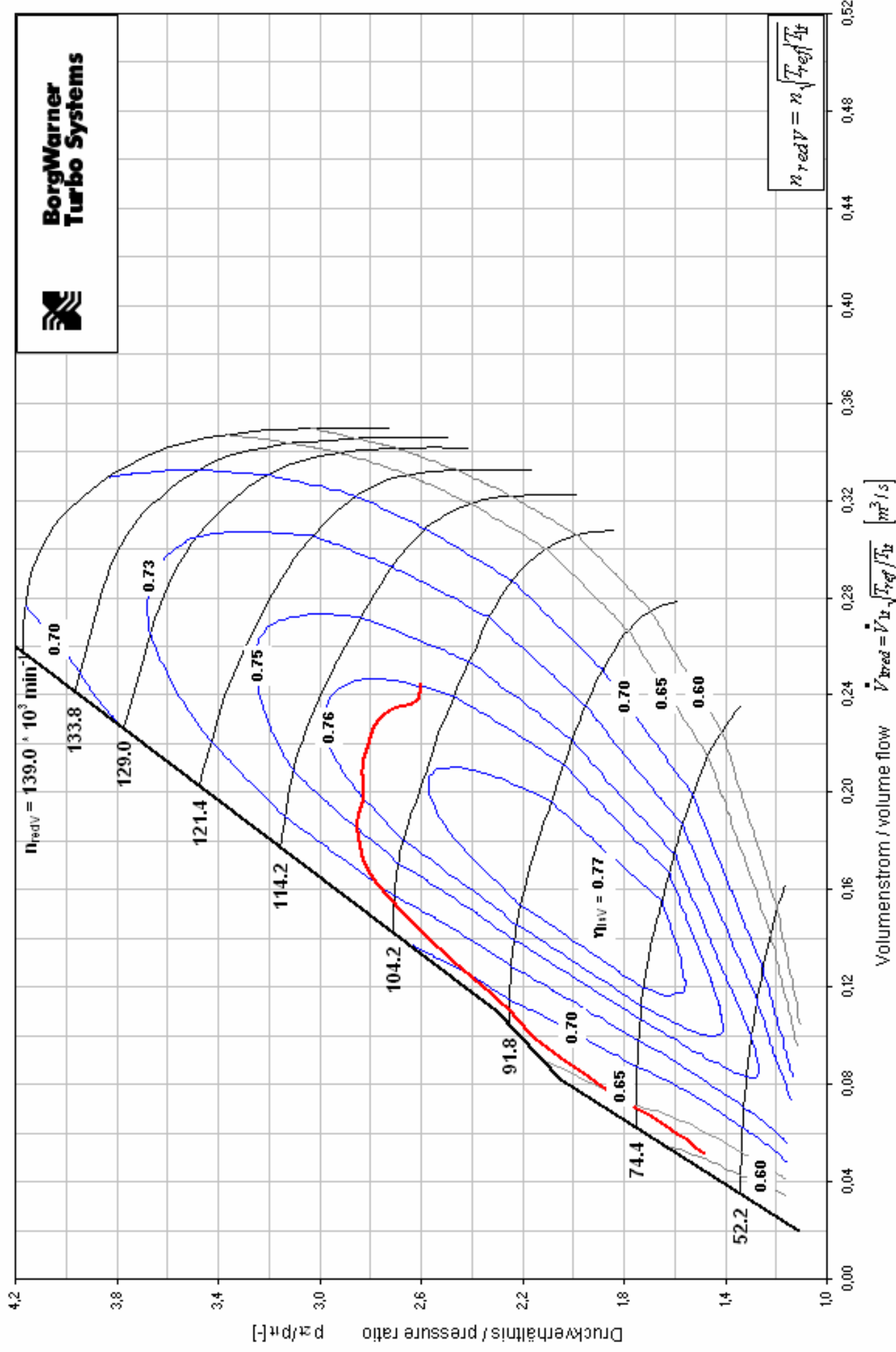


Designed by Rigoni Jr	Checked by	Approved by	Date 7/10/2006
Montagem def			
Edition			Sheet 11 / 11

ANEXO B – CARTAS E CURVAS



**BorgWarner
Turbo Systems**



Versuchs-Nr.	Bemerkung:	p _{ref}	T _{ref}	Ersteller:	Datum:	Zeichnungsnummer				
		981 hPa	293 K	Held	05.12.00					
Verdichterrad-FT	Verdichterrad-RT	Verdichtergehäuse-FT			Verdichtergehäuse-RT	Rückwand-FT				
						d ₁	d ₂	b ₂	b _{0m}	Spalt
						54,7	77	4,85	3,4	0,4

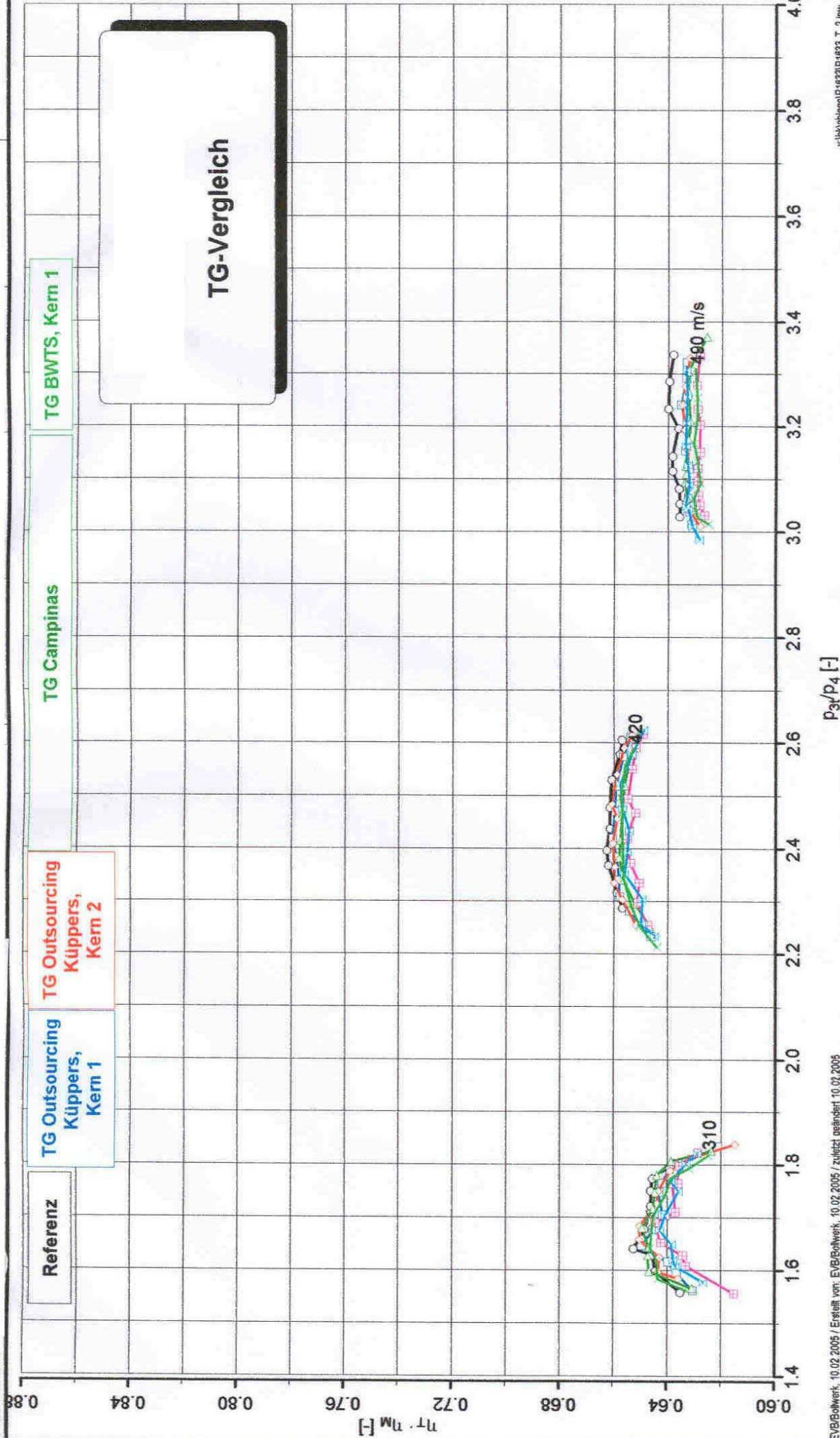
Turbinenkennfeld

$\eta_T \cdot \eta_M \cdot p_3/p_4$ -Diagramm



BorgWarner
Turbo Systems

Vers.-Nr.	0212861	Symbol	○	0212871	□	0212881	◇	0212891	△	0212901	■	0212911	⊠	0212921	×
Vers.-Dat.	08.02.2005			08.02.2005		08.02.2005		08.02.2005		08.02.2005		08.02.2005		08.02.2005	
Turbine															
Lfr-Nr															
TG-FT-Nr															
Plan-Position															



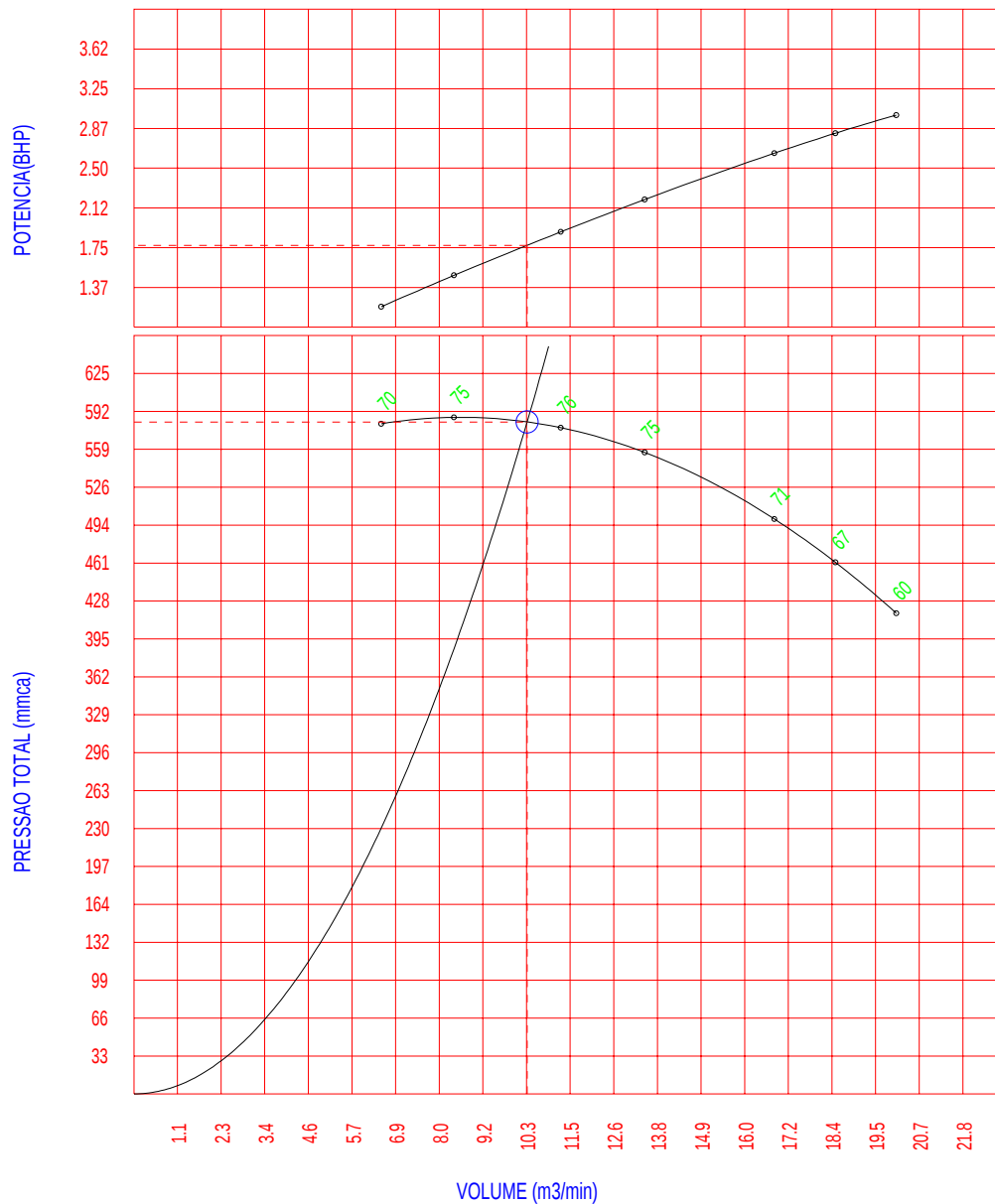


Ventilador Centrifugo
VBR - 622 / 500 --3%

DIAM. ROTOR : 472 mm
TEMPERATURA : 20 :C
DENSIDADE : 1.20 kg/m3

ROTACAO : 3380 rpm
VAZAO DE PROJETO : 10 m3/min
PRES TOT PROJETO : 583 mmca

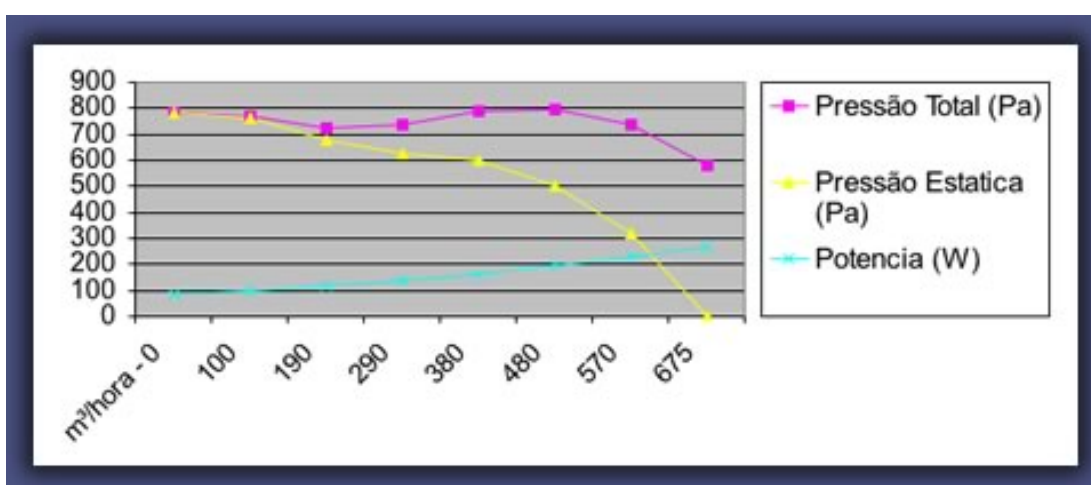
OST : 50380-1



Ventilador Siroco modelo SV-51

Simple aspiração
Acionamento direto
Carcaça em alumínio fundido
Rotor em aço bicromatizado

Vazão: 11,2 m³/min
Pressão: 80 mmCA
Peso: 10 kg
Potência: 0,50 cv
Rotação (rpm): 3500
Tensão (V): 220/380
Ciclo (Hz): 60



ANEXO C – INVENTÁRIO

Equipamento/Serviço	Empresa	Valor (R\$)
Turboalimentadores K27.2-906/5399	BorgWarner Brasil Ltda.	2.793,66 ⁽³⁾
Ventilador Siroco SV-51	Ventbras Indústria Eletrometalúrgica Ltda.	803,00 ⁽¹⁾
Válvula reguladora de pressão p/ cilindro GLP 45 kg com fluxômetro modelo UMF 1010 Escala 0 a 60 l/min	UMF gas control Usimafer Indústria e Comércio Ltda.	331,67 ⁽²⁾
Peças em PVC (tubos e flanges)	Plastolândia Plásticos Industriais Ltda.	569,40 ⁽²⁾
Fabricação da pré-câmara	Engecall Engenharia, Projetos e Cadeiraria Industrial Ltda.	310,00 ⁽²⁾
Ventilador Centrífugo VBR 622/450+6%	Ventiladores Bernauer S.A.	500,00 ⁽³⁾
Fabricação da Câmara de Combustão	Kansai Ferramentaria e Usinagem Industrial Ltda.	1.753,00 ⁽¹⁾

Fontes de recursos:

⁽¹⁾ Agência Nacional de Petróleo – ANP, PRH-19

⁽²⁾ Departamento de Engenharia Mecânica, LETE

⁽³⁾ Doação