

Sys 1998176

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

TURBO-COMPRESSOR:

projeto

Autor: Ronaldo Gavioli

Orientadores: Eng. Nedo Eston de Eston

Eng. Oswaldo Garcia

1982

S U M Á R I O

Os turbo-compressores têm sido desenvolvidos com o objetivo de reduzir o tamanho e o peso de motores de combustão interna, para uma determinada característica de potência e torque, pois ao invés de aumentar a cilindrada do motor, ou seja, trocar os pistões e cilindros, o compressor eleva a pressão de entrada nos cilindros e assim conseguimos uma maior pressão média efetiva na combustão, o que resultará em mais potência, melhorando o rendimento total do motor, porque as perdas mecânicas são constantes neste caso.

Este trabalho tem como finalidade dar ao projetista uma seqüência de cálculo para se construir um turbo-compressor movido por turbina de gases perdidos de um motor de automovel de quatro tempos.

O turbo-compressor tem sua aplicação favorecida nos motores a álcool etílico, por causa da alta taxa de compressão que se pode adotar para este combustível, sem problemas de detonação nas câmaras de combustão.

Como exemplo de cálculo, escolhemos o motor do Fiat 147 a álcool, de 1.300 cm³ de deslocamento volumétrico, por ser um motor de concepção moderna, econômico, e portanto de grande alcance popular.

RESUMO DOS PRINCIPAIS SÍMBOLOS E ÍNDICES

Índices

- 0 uma posição no fluxo não perturbado pelo rotor, no lado da sucção, portanto fora do canal das pás do rotor,
1 uma posição no fluxo congruente para as pás do rotor, no lado da sucção, dentro do canal das pás do rotor,
2 uma posição no fluxo congruente para as pás do rotor, no lado da pressão, dentro do canal das pás do rotor,
3 uma posição do fluxo não perturbado no lado da pressão, portanto fora do canal das pás do rotor,
s uma posição na extremidade de sucção da máquina (tomada de sucção),
d uma posição na extremidade de pressão da máquina (tomada de pressão),
u grandeza relativa à direção tangencial,
m um componente no plano longitudinal,
i uma grandeza relativa ao trabalho interno ou ao raio interno.

Símbolos

- u velocidade tangencial,
c velocidade absoluta da partícula flúida,
w velocidade relativa da partícula flúida
D=2r diâmetro do rotor,
b largura da pá,
d_n diâmetro do cubo do rotor,
Y trabalho específico interno,
Y_{pá} trabalho específica nas pás (disponível),
Y_{pá∞} trabalho específico nas pás para número infinito de pás infinitamente finas (trabalho teórico),
Z perdas, ou índice de Mach,
A superfície,
V vazão volumétrica,
ḡ vazão em massa,
R constante dos gases,

P	potência no eixo da máquina,
P_r	potência devido ao atrito de labirinto nas paredes externas do motor,
T	temperatura absoluta,
p	pressão flúida ou coeficiente de potência mínima,
S_q	coeficiente característico de som,ção
a	velocidade do som,
g	aceleração da gravidade local,
k	coeficiente de estrangulamento, ou expoente de uma adiabática-isentrópica,
z	número de pás do rotor,
c_p	calor específico a pressão constante,
c_v	calor específico a volume constante,
h	rotação por unidade de tempo,
t	distribuição das pás no círculo paralelo, ou temperatura em graus centígrados,
s	espessura das pás,
K	vórtice,
η	rendimento,
Ψ'	coeficiente de potência mínima,
α	ângulo entre u e c,
β	ângulo entre w e a direção negativa de u,
ρ	massa específica,
∇	deslocamento volumétrico do motor (cilindrada),
F	razão em massa combustível/ar,
v	volume específico,
Y_c	fator de compressão adiabática,
σ	espessura das pás medida na direção tangencial,
τ_{ad}	tensão admissível de escoamento,
d	diâmetro do eixo,
M	momento torçor (torque),
φ	ângulo de desenvolvimento da espiral,
ξ	raio da circunferência da caixa espiral de seção circular.

Í N D I C E

PARTE I - CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

<u>Capítulo 1 - O MOTOR ASPIRADO</u>	1
1.1) Rendimento Volumétrico	1
1.2) Massa de Ar Aspirada	2
1.3) Rendimento Térmico no Freio	3
<u>Capítulo 2 - O MOTOR SUPERCARREGADO</u>	4
2.1) Massa de Ar no Motor Supercarregado	4
2.2) Potência no Motor Supercarregado	5
2.3) Pressão de Descarga	5
2.4) Temperatura de Descarga	6

PARTE II - O PROCESSO DE CÁLCULO

<u>Capítulo 3 - CONCEITOS BÁSICOS</u>	7
3.1) Movimento Absoluto e Relativo	7
3.2) Trabalho Específico Interno γ	9
3.3) As Perdas e os Rendimentos	9
<u>Capítulo 4 - O MECANISMO DO FLUXO NO ROTOR</u>	11
4.1) Equação Fundamental	11
4.2) Cálculo Para Levantar em Consideração o Número Finito de Pás	12
- Aresta de Pressão	
- Aresta de Sucção	
- Redução de Potência em Compressores	
<u>Capítulo 5 - LIMITE ULTRA-SÔNICO DOS COMPRESSORES</u>	15
5.1) Coeficiente de Som S_q	15
<u>Capítulo 6 - PROJETO DO ROTOR</u>	17
6.1) Resistência do Eixo	17
6.2) Cálculo das Pás	17
- A forma das pás	
- Extremidade da pá na aresta de sucção	
- Extremidade da pá na aresta de pressão	

6.3) Número de Pás	20
6.4) Consideração da Compressibilidade	21
<u>Capítulo 7 - O SISTEMA DIRETOR</u>	23
7.1) A Caixa Espiral	23
- Caixa espiral com seção circular	
<u>PARTE III - O PROJETO DO TURBO-COMPRESSOR</u>	
<u>Capítulo 8 - MATERIAIS RECOMENDADOS</u>	26
8.1) Turbina	26
- Rotor	
- Carcaça	
8.2) Compressor	27
- Rotor	
- Carcaça	
8.3) Eixo	27
8.4) Mancais	28
<u>Capítulo 9 - CÁLCULO DO COMPRESSOR</u>	29
9.1) Diâmetro do Eixo	29
9.2) As Pás do Rotor	30
9.3) Efeitos da Compressibilidade	33
9.4) Cálculo da Espiral	34
<u>Capítulo 10 - CÁLCULO DA TURBINA</u>	35
10.1) As Pás do Rotor	36
10.2) Cálculo da Espiral	37
<u>Capítulo 11 - OBSERVAÇÕES COMPLEMENTARES</u>	39
11.1) Lubrificação	39
11.2) Válvula de Segurança	39
11.3) Modificações no Motor Original	40
BIBLIOGRAFIA	41
Anexo I - Rotor do Compressor	42
" II - Tabela para construção da caixa espiral do compressor	43
" III - Rotor da Turbina	44
" IV - Tabela para construção da caixa espiral da turbina	45

P A R T E - I

C A R A C T E R Í S T I C A S

D O M O T O R

CAPÍTULO - 1

O MOTOR ASPIRADO

O motor que pretendemos super-carregar é o do Fiat 147 a álcool, cujas características são assinaladas abaixo:

Ciclo: Otto, 4 tempos.

Número e posição dos cilindros: 4 em linha.

Diâmetro: $d = 76,0$ mm.

Curso: $s = 71,5$ mm.

Cilindrada total: $V = 1297,4$ cm³

Taxa de compressão: 11,2:1

Potência máxima: 61 CV a 5200 rpm (SAE)

Torque máximo: 11,53 kgf.m a 3000 rpm (SAE)

Potência no torque máximo: 48 CV (SAE)

Temperatura da água de refrigeração: 85 - 99°C

Diâmetro da válvula de admissão: $D = 32$ mm.

1.1) Rendimento Volumétrico

O rendimento volumétrico é definido como a razão entre a massa de ar que entra nos cilindros e a massa de ar que encheria os cilindros nas mesmas condições. Esse rendimento depende das condições de abertura das válvulas e é calculado segundo a referência 1. Sejam:

$$a = 20,2 \sqrt{T} \quad \text{velocidade do som da mistura (m/s)} \quad 1.1$$

$$C_v = \text{coeficiente de escoamento da válvula}$$

Para as condições do motor em questão, $C_v = 0,35$

$$v_p = \frac{2 n s}{60} \quad \text{Velocidade média do pistão (m/s)} \quad 1.2$$

$$n = \text{rotação do motor (rpm)}$$

No caso de potência máxima, $n = 5200$ rpm, e a velocidade

média do pistão fica $V_p = 12,4 \text{ m/s}$

$$Z = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot \frac{V_p}{C_v \cdot a} \quad \text{número de Mach na entrada} \quad (1.3)$$

A velocidade do som, para $t = 30^\circ\text{C}$, $T = 303^\circ\text{C}$, segundo a equação 1.1:

$$a = 352 \text{ m/s}$$

Substituindo os valores na equação 1.3, encontramos o valor $Z = 0.57$

Para encontrarmos o valor da eficiência volumétrica, re- produzimos na figura 1.1 os resultados da referência 1.

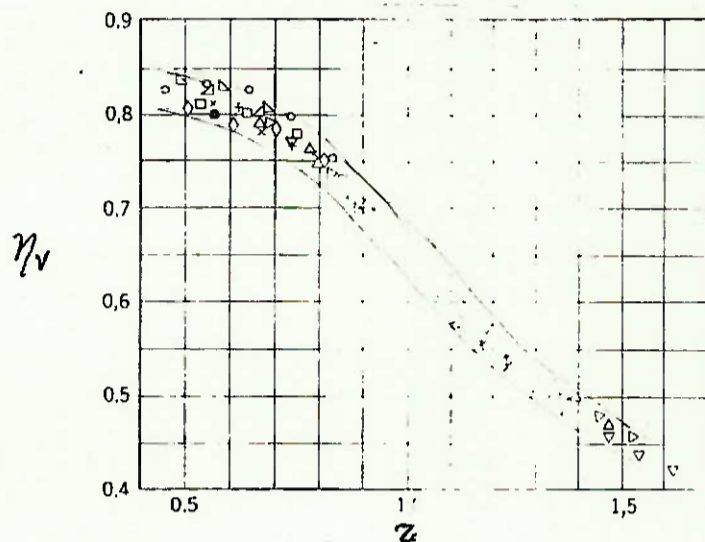


Figura 1.1 - rendimento volumétrico vs. número de Mach.

$$\eta_v = 0,8$$

1.2) Massa de ar aspirada

A massa de ar que entra nos cilindros, no caso de potência máxima ($n = 5200 \text{ rpm}$) é dada pela equação 1.4:

$$\dot{m}_{\text{ar}} = V \eta_v \rho n/2 \quad 1.4$$

Para gases perfeitos, $p = \rho RT$ $R = 29,23 \text{ kgf.m}^2/\text{kg}^\circ\text{K}$

Nas condições de entrada, $p = 9800 \text{ kgf/m}^2$

$$T = 303^\circ\text{K}$$

$$\rho = 1,11 \text{ kg/m}^3$$

Com esses valores encontramos a vazão em massa da equação

1.4

$$\dot{m}_{\text{ar}} = 180 \text{ kg/h}$$

1.3) Rendimento Térmico no Freio

A potência desenvolvida por um motor é dada pela equação 1.5:

$$P = \dot{m}_{ar} \cdot F \cdot pci \cdot \eta_t / 632 \quad (CV) \quad 1.5$$

$F = 0,111$ para motores a álcool

$pci = 6400 \text{ kcal/kg}$ para álcool etílico

Como sabemos que $P = 61 \text{ CV}$, encontramos o valor do rendimento térmico no freio:

$$\eta_t = 0,31$$

O M O T O R S U P E R - C A R R E G A D O

O álcool hidratado admite taxa de compressão até 13:1, sem grandes problemas para o motor original (detonação, excesso de carga sobre o cabeçote e mancais) contanto que a potência máxima não seja exigida por longos períodos.

Para o nosso caso, vamos reduzir a taxa de compressão de 11,2:1 para 9,5:1.

Queremos que o turbo-compressor comprima o ar com uma relação de pressão $p_2/p_1 = 1,4$ no caso de potência máxima.

Considerando compressão adiabática no compressor, a relação de volumes específicos será:

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k} \quad 2.1$$

Para o ar, considerado gás perfeito, $k = 1,4$

$$v_1/v_2 = 1,27$$

A taxa de compressão equivalente será, pela equação 2.2

$$r^{\frac{1}{k}} = \frac{v_1}{v_2} r \quad 2.2$$

$$r' = 12,1:1$$

2.1) Massa de ar no Motor Super-carregado

Para calcularmos a massa de ar que entra no motor super-carregado, devemos encontrar a temperatura do ar que sai do compressor T_2 .

$$Y_c = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1 \quad 2.3$$

A equação 2.3 define o fator de compressão adiabática. A temperatura na saída do compressor será dada por:

$$T_2 = T_1 (1 + Y_c/\eta_c) \quad 2.4$$

O rendimento do compressor pode ser considerado igual a 0,70. A temperatura de entrada é $T_1 = 303^{\circ}\text{K}$.

Com esses dados encontramos na equação 2.4 o valor

$$T_2 = 346^{\circ}\text{K} \quad t_2 = 73^{\circ}\text{C}$$

Esta temperatura não admite refrigeração posterior com a água de refrigeração do motor, para aumentar o rendimento da compressão ($t_{\text{água}} = 85^{\circ}\text{C}$)

Com este valor de T_2 encontramos o valor de $\rho_2 = 1,36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ que substituído na equação 1.4 fornece o valor da vazão em massa de ar do motor super-carregado:

$$\dot{m}'_{\text{ar}} = 222 \text{ kg/h}$$

2.2) Potência no motor super-carregado

Pela equação 1.5, $P = \dot{m}'_{\text{ar}} \cdot F \cdot p_{c1} \cdot \eta_t / 632$, encontramos o resultado da potência fornecida pelo motor, considerando-se o rendimento térmico no freio constante:

$$P' = 75 \text{ CV}$$

Entretanto, o valor esperado da potência real deve ser maior, pois o rendimento térmico neste caso aumenta, primeiro porque a taxa de compressão é maior, e segundo porque as perdas mecânicas do motor são iguais, aumentando a eficiência mecânica, pois $\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m$, sendo η_i o rendimento térmico indicado (medido no pistão) e η_m o rendimento mecânico.

2.3) Pressão de Descarga

Segundo a referência 1, a ótima relação entre a pressão de descarga do motor e a pressão de admissão p_d/p_2 é de aproximadamente igual a 1,0 para os casos típicos.

$$\text{Desta maneira, teremos } p_d = p_2 = 13.700 \text{ kgf/m}^2$$

Esta será a pressão de admissão da turbina que moverá o compressor.

2.4) Temperatura de Descarga

Para uma relação de combustível/ar $F = 0,111$ (estequiométrica) a temperatura de descarga T_d varia entre 800°K e 880°K (referência 4).

Admitiremos para os nossos cálculos $T_d = 800^\circ\text{K}$.

Este valor leva em consideração a pressão de descarga, ou seja, T_d é a temperatura do gás ao entrar na turbina.

P A R T E - I I

O P R O C E S S O

D E C Á L C U L O

CONCEITOS BÁSICOS3.1) Movimento Absoluto e Relativo

A figura 3.1 mostra um rotor radial funcionando como bomba. O fluxo visto por um observador que se move juntamente com o rotor é completamente diferente daquele visto por um observador parado. Chama-se velocidade absoluta àquela que uma partícula do fluxo tem com relação ao observador parado, e velocidade relativa àquela vista pelo observador movendo-se com o rotor;

Os índices escolhidos são independentes do sentido do fluxo. Os índices são ordenados de maneira crescente com a carga de energia do fluido, que coincide com o aumento de pressão.

Esta nomenclatura facilita o processo de cálculo, pois é a mesma tanto para compressores como para turbinas.

Seguindo esta notação, as equações para turbinas e para bombas são iguais quando se despreza o atrito.

A utilização de dois índices diferentes para cada aresta da pá é necessária pois ocorre uma mudança no estado do fluxo na passagem do rotor ao espaço exterior. Os índices 1 e 2 se referem a medidas nas pás, enquanto que os índices 0 e 3 se referem à forma do fluxo não perturbado imediatamente fora do rotor.

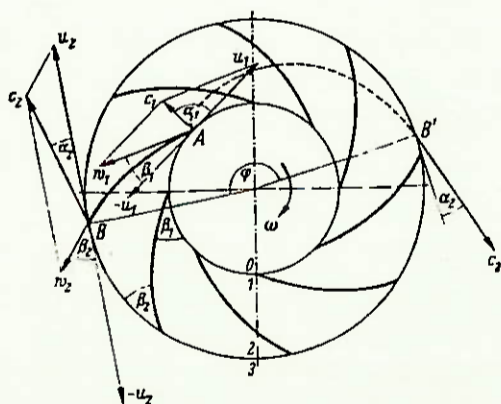


Figura 3.1 - representação das velocidades no radial de um compressor.

Representaremos o fluxo tal como ocorreria se houvesse um número infinito de pás infinitamente finas. Neste caso podemos considerar as linhas de corrente congruentes com a pás e o fluxo como sendo unidimensional. A trajetória das partículas fluidas tem a forma da pá AB (Figura 3.1). O início da pá está na direção de w_1 , formando o ângulo β_1 com a direção tangencial; do mesmo modo, o final da pá fica na direção de w_2 formando o ângulo β_2 com a direção tangencial. Os ângulos β_1 e β_2 podem ser vistos nos triângulos de velocidade $A_1B_1C_1$ (Figura 3.2) e $A_2B_2C_2$ (Figura 3.3).

A trajetória descrita por uma partícula fluida vista por um observador parado nas proximidades da máquina, ou seja, seu movimento absoluto, AB' na Figura 3.1, começa, para compressores, na direção da velocidade absoluta c_1 com o ângulo α_1 e termina na saída na direção da velocidade absoluta c_2 com o ângulo α_2 . Quando a partícula alcança o ponto B do rotor, ela está no B' com relação ao ambiente. Assim, o arco de círculo BB' é a trajetória que o ponto B do rotor percorre durante o tempo que a partícula fluida leva para ir de A até B, de maneira que o ângulo central ψ é igual a ωt no caso de velocidade angular ω constante. No caso de uma turbina, a mesma trajetória absoluta será percorrida em sentido contrário.

Todas estas observações valem independentemente da forma do rotor (superfície de rotação), na qual as linhas de correntes transcorrem, ou seja independentemente de ser a admissão radial ou axial.

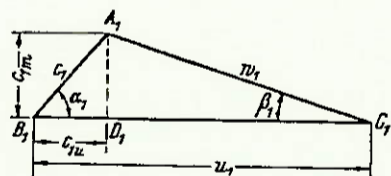
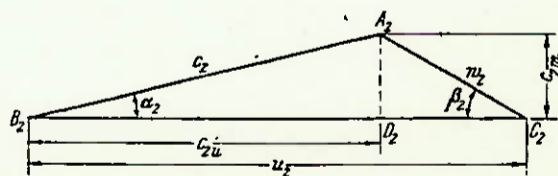


Figura 3.2 - triângulo de velocidade na aresta de sucção da pá.

Figura 3.3 - triângulo de velocidades na aresta de pressão da pá.



3.2) Trabalho Específico Interno Y

O trabalho específico interno é definido como a queda de energia entre as extremidades de pressão e sucção do rotor, por unidade de massa do fluido que passa pela máquina.

A Figura 3.4 mostra uma transformação adiabática-isentrópica de um fluido gasoso (ar ou gases de combustão) considerado gás perfeito. Deste modo a curva AB' é dada pela lei $pv^k = \text{constante}$, onde k é a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante.

No caso de compressores, Y será dado pela equação

$$Y = \frac{k}{k-1} RT_s \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad 3.1$$

No caso de turbinas, esta equação fica:

$$Y = \frac{k}{k-1} RT_d \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_d} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad 3.2$$

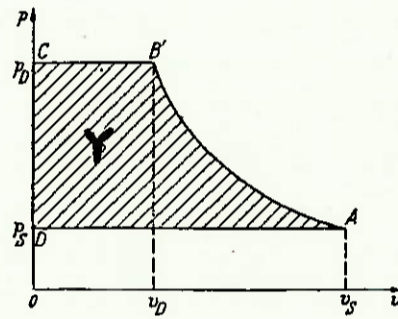


Figura 3.4 - representação do trabalho específico sem perdas num diagrama p v .

3.3) As Perdas e os Rendimentos

As principais perdas que ocorrem num compressor ou numa turbina são devidas ao atrito, às variações de secção e de velocidade, que reduzem a pressão e são conjuntamente denominadas "perdas nas pás" por ocorrerem principalmente nos canais das pás. São denotadas Z_h .

Existem também as perdas por fuga de fluido que não influem na pressão. Esta perda é denominada "perda no labirinto", pois ocorre devido à existência de um interstício entre o rotor e a carcaça, denominado labirinto devido à forma. Este la- 9

birinto é necessário por razões construtivas da máquina, e será tanto maior quanto menos precisa for a construção dos componentes do compressor ou turbina. Através do labirinto uma parte do fluido escoa para o tubo de sucção, evitando o rotor.

As perdas tratadas até agora são perdas internas.

O trabalho específico interno Y_i será dado por

$$Y_i = (1 \pm \frac{\dot{V}_{sp}}{\dot{V}})(Y \pm Z_h) \quad 3.3$$

onde o sinal superior se refere ao compressor e o inferior à turbina, tanto nesta equação como nas que se seguem.

Na equação 3.3, \dot{V} representa a vazão volumétrica útil e \dot{V}_{sp} a perda por fuga no labirinto.

Finalmente devem ser consideradas as perdas mecânicas, que representam perdas por atrito em mancais e gaxetas, e é denominada Z_m .

Com todas estas perdas podemos definir os diversos rendimentos:

$$\begin{aligned} \text{- Rendimento das pás} \quad \eta_h &= \frac{Y}{Y_{pd}} = \frac{Y}{Y+Z_h} \quad \text{para compressor} \\ \eta_h &= \frac{Y_{pd}}{Y} = \frac{Y - Z_h}{Y} \quad \text{para turbina} \end{aligned}$$

OBSERVAÇÃO: o rendimento das pás varia entre 0,82 e 0,90, e será adotado como sendo $\eta_h = 0,84$ tanto para o compressor como para a turbina.

$$\begin{aligned} \text{- Rendimento interno} \quad \eta_i &= \left(\frac{Y}{Y_i}\right)^{\pm 1} \\ \text{- Rendimento geral} \quad \eta &= \left(\frac{Y}{Y_i \pm Z_m}\right)^{\pm 1} \end{aligned}$$

OBSERVAÇÃO: o rendimento geral para o compressor pode ser adotado como sendo 0,70 no ponto de cálculo; para a turbina usaremos o valor $\eta_T = 0,55$ (o rendimento é menor na turbina porque há perda de calor dos gases de escape para o meio ambiente, pois eles saem do motor a altas temperaturas).

O MECANISMO DO FLUXO NO ROTOR

4.1) Equação fundamental

A equação fundamental para as máquinas de fluxo (compressores e turbinas) é deduzida na referência 2 e é mostrada abaixo:

$$Y_{pá} = u_2 c_{3u} - u_1 c_{0u} \quad 4.1$$

Na equação 4.1, c_{3u} e c_{0u} são as componentes tangenciais das velocidades absolutas depois e antes do rotor, respectivamente. ($c_u = c \cdot \cos \alpha$).

Usualmente os rotores de compressores recebem o fluxo diretamente, ou seja, livre de vorticidade, o que dá $\alpha_0 = 90^\circ$, e assim, $c_{0u} = 0$. O trabalho nas pás, segundo a equação 4.1 fica sendo:

$$Y_{pá} = u_2 c_{3u} \quad 4.2$$

No caso de rotores de turbinas, c_0 é a velocidade de saída dos gases. Ela representa energia não utilizada e portanto uma perda, que deve ser a menor possível. Um valor finito desta velocidade c_0 é necessário para transportar o gás para fora da máquina. Entretanto, neste sentido somente age o componente perpendicular à direção tangencial do rotor, que é $c_0 \sin \alpha_0 = c_{0m}$ enquanto que o componente tangencial c_{0u} faz o fluxo circular (vórtice) e não tem nenhuma utilidade. Assim, no ponto de cálculo toma-se como regra $\alpha_0 = 90^\circ$, ficando igual ao caso dos compressores.

A Figura 4.1 mostra o caso em que $\alpha_0 = 90^\circ$ na aresta de sucção.

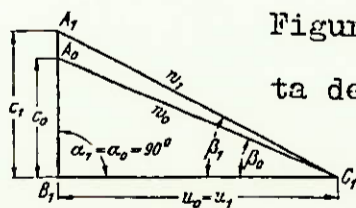


Figura 4.1 - triângulo de velocidade para a aresta de sucção quando $\alpha_0 = 90^\circ$.

4.2) Cálculo para levar em consideração número finito de Pás

Tanto no caso de turbinas como no de compressores deve-se calcular considerando um número infinito de pás. Entretanto, um compressor assim calculado teria um trabalho nas pás $Y_{pá}$ muito pequeno e não alcançaria o trabalho específico interno Y desejado. Esta grande diferença decorre da desigualdade do fluxo ao longo de um círculo paralelo, e o fluxo não acompanha toda variação de direção prevista pelas pás. No caso de turbinas ocorre o mesmo, mas o efeito total é usualmente desprezível.

4.21) Aresta de pressão

Pela Figura 4.2, temos que a separação entre as pás do rotor t_2 é dada por:

$$t_2 = \pi D_2 / z \quad 4.3$$

Sendo σ_2 a espessura das pás, medida na direção tangencial (Figura 4.2), temos:

$$\sigma_2 = s_2 / \sin \beta_2 \quad 4.4$$

onde s_2 é a espessura das paredes das pás. O componente longitudinal c_{2m} fora do rotor será dado por:

$$c_{3m} = c_{2m} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad 4.5$$

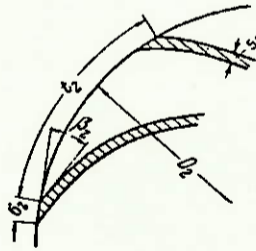


Figura 4.2 - medidas das pás na aresta de pressão.

4.22) Aresta de sucção

Na aresta de sucção, a redução da seção é mostrada na figura 4.3, e as equações 4.3, 4.4 e 4.5 ficam sendo:

$$t_1 = \pi D_1 / z \quad 4.6$$

$$\sigma_1 = s_1 / \sin \beta_1 \quad 4.7$$

$$c_{1m} = c_{0m} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad 4.8$$

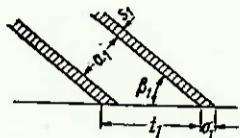


Figura 4.3 - medidas das pás na aresta de sucção.

4.23) Redução de potência em Compressores

O método de cálculo utilizado aqui foi introduzido por C. Pfleiderer e serve para qualquer forma de pá.

$$Y_{pá\infty} = Y_{pá}(1 + p) \quad 4.9$$

$$\text{com } p = \Psi' \frac{r_2^2}{zS} \quad 4.10$$

onde r_2 é o raio da aresta de pressão do rotor,
 z é o número de pás,
 S é o momento estático do segmento AB da linha de corrente média entre as arestas de sucção e pressão, em relação ao eixo de rotação (Figura 4.4)

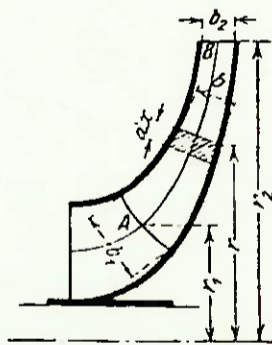


Figura 4.4 - corte longitudinal de um compressor (rotor radial).

Ψ' é um coeficiente empírico, que depende da forma do rotor e do tipo de sistema diretor (será discutido no capítulo 7).

Para rotores radiais, com uma caixa espiral como único sistema diretor (nosso caso),

$$\Psi' = 0,65(1 + \beta_2/60^\circ) \quad 4.11$$

Para o cálculo do momento estático S podemos aproximar $S = a \cdot r_a$, onde a é o segmento de reta que liga os pontos A e B (Figura 4.4) e r_a é o raio no meio desse segmento.

LIMITE ULTRA-SÔNICO DOS COMPRESSORES

Sabemos que quando retardamos um fluxo gasoso, se ele estiver com velocidade supersônica, ocorrerá um choque de compressão, que reduz o rendimento do compressor. Por isso devemos trabalhar sempre com velocidades sub-sônicas no compressor.

Nas turbinas a operação em velocidades ultra-sônicas é muito menos prejudicial, pois existe sempre uma aceleração do fluxo.

Neste trabalho abordaremos apenas o problema do compressor, desprezando os efeitos da operação super-sônica em turbinas.

A velocidade do som para o ar, considerado gás perfeito é dada pela equação 5.1, em m/s para T em graus Kelvin:

$$a = 20,2\sqrt{T} \quad 5.1$$

5.1) Coefficiente de Som S_q

A equação do coeficiente de som é deduzida na referência 2 (capítulo 3) e é apresentada abaixo:

$$S_q = n\sqrt{\frac{\dot{V}}{ka^3}} \quad 5.2$$

onde k é o coeficiente de estrangulamento na sucção, e é definido por

$$k = 1 - d_n^2/D_s^2 \quad 5.3$$

O valor crítico de S_q é 0,14, mas que só é conseguido com uma perfilagem das pás muito cuidadosa. Para uma fabricação normal é aconselhável manter-se o coeficiente de som abaixo de 0,10.

A velocidade absoluta do fluxo na entrada do rotor aumenta desde o recinto de sucção até o valor c_0 . Este aumento de velocidade causa uma redução de pressão, e com isto um aumento no fluxo volumétrico. Partindo do repouso, (denotado pelo índice g) o volume de fluxo na aresta de sucção será

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_g \left[1 + 0,5 \left(\frac{c_0}{a} \right)^2 \right] \quad 5.4$$

A Figura 5.1 mostra a variação do coeficiente de som S_q em função do ângulo de entrada β_0 . Duas curvas estão desenhadas. Uma leva em consideração a compressibilidade (linha tracejada), e a outra não (linha cheia), mostrando o erro cometido quando se despreza o valor de c_0 na equação 5.4.

O importante é notar que o ângulo ótimo está entre 33° e 36° , e este é o valor que deve ser adotado para o projeto do turbo-compressor.

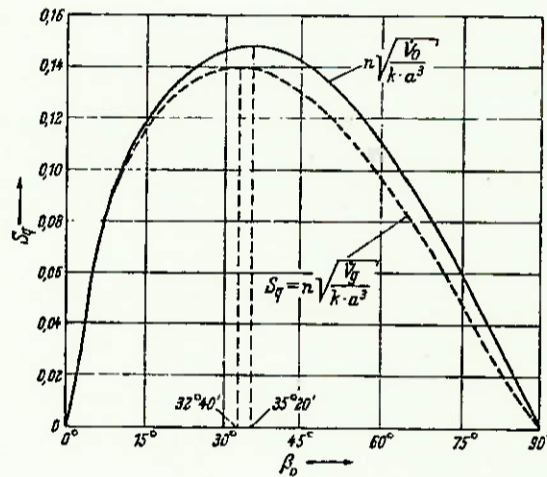


Figura 5.1 - representação do limite de ultra-som em função do ângulo de entrada do fluxo β_0 .

linha cheia: não considerando a compressibilidade
 linha tracejada: considerando a compressibilidade

PROJETO DO ROTOR6.1) Resistência do Eixo

Da resistência dos materiais, o diâmetro de um eixo solicitado por um momento torçor M , com a torção admissível τ_{ad} é dado por:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{M}{\tau_{ad}}} \quad 6.1$$

A torção admissível é igual a 4/5 da tensão de escoamento dividida pelo coeficiente de segurança, que para o caso de turbinas, deve ficar em torno de 5 e 8 (este valor leva em consideração a temperatura de trabalho e possíveis vibrações a altas rotações).

Substituindo na equação 6.1, o momento torçor M por P/n , temos:

$$d = 71,45 \sqrt[3]{\frac{P}{n \tau_{ad}}} \quad 6.2$$

onde P é dada em CV, n em rpm, τ_{ad} em kgf/cm^2 e d em cm.

6.2) Cálculo das Pás

Através do rotor de um compressor flui a soma do fluxo útil \dot{V} e do fluxo de perda no labirinto \dot{V}_{sp} . Esta soma será denominada \dot{V}' , e é cerca de 5 a 10% maior que \dot{V} . Desta forma, para compressores,

$$\dot{V}' = \dot{V} + \dot{V}_{sp} \approx (1,05 \text{ a } 1,10)\dot{V} \quad 6.3$$

No caso de turbinas, as perdas no labirinto são menores que nos compressores, e pode-se adotar $\dot{V} = (1,01 \text{ a } 1,05)\dot{V}'$.

6.21) A Forma das Pás

A forma das pás, tanto para compressores, como para turbinas de gases de descarga, é normalmente a mostrada na figura 6.1, com o ângulo de saída (aresta de pressão) $\beta_2 = 90^\circ$. A tomada de sucção é axial, com o início da pá formando um ângulo β_1 que deve ser calculado.

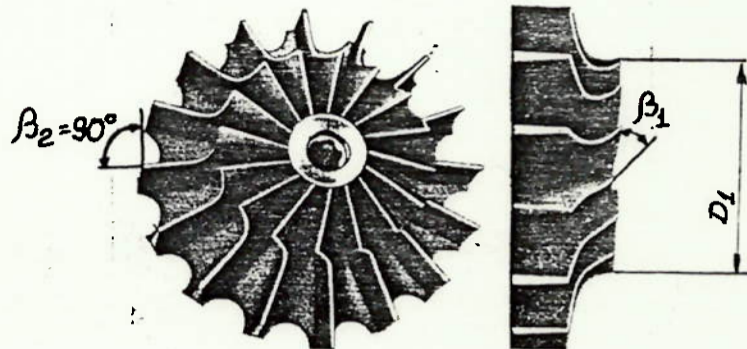


Figura 6.1 - rotor para elevadas velocidades tangenciais, fundido com ligas leves.

6.22) Extremidade da Pá na Aresta de Sucção

Primeiramente calculamos o diâmetro do tubo de sucção, D_s , pela expressão (deduzida na referência 2)

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4\dot{V}'}{\pi^2 k n \cdot \text{tg}\beta_0}} \quad 6.4$$

onde o estreitamento de secção k (equação 5.3) deve ser estimado, para posterior verificação.

O ângulo β_0 também deve ser estimado. Da figura 5.1, o ângulo ótimo (que permite maiores valores de S_q) está em torno de 35° .

Da equação da continuidade, para o tubo de sucção

$$\dot{V}' = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_n^2) c_s \quad 6.5$$

Como na entrada não há vorticidade, pois $\alpha_0 = 90^\circ$, então $c_{ou} = 0$ e podemos calcular $c_s = c_{Om}$.

O diâmetro D_1 , no qual ficam situadas as pontas das pás, será tomado igual a D_s . A equação da continuidade referida a D_1 dá a largura do rotor no início do fluxo radial nas pás (figura 6.2)

$$b_1 = \frac{\dot{V}}{\pi D_1 c_{Om}} \quad 6.6$$

O ângulo β_1 é obtido do triângulo de velocidades (figura 3.2). Este é dado pelo ângulo do fluxo na entrada β_1 e pelos segmentos u_1 e $c_1 \text{sen} \alpha_1 = c_{1m}$.

Da passagem do duto de sucção para o rotor, existe um estreitamento de seção, dado pela espessura das pás (equação 4.8)

Deste modo, o ângulo β_1 será

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{c_{Om}}{u_1} \frac{t_1}{t_1 - t_1} \quad 6.7$$

onde $u_1 = \pi D_1 n$.

Podemos então, verificar o valor estimado de β_0 pela expressão

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{t_1}{t_1 - t_1} \text{tg} \beta_0 \quad 6.8$$

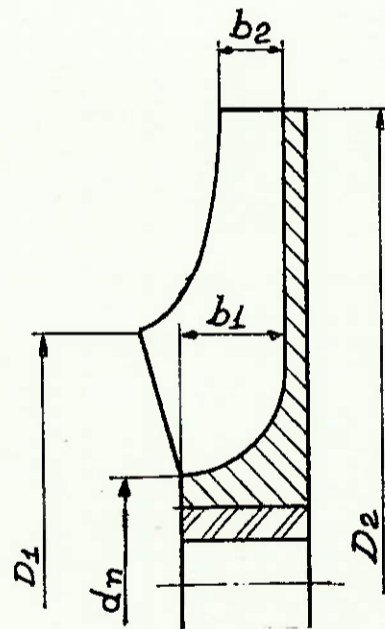


Figura 6.2 - rotor radial com entrada do fluxo (tomada de sucção) axial, para grandes velocidades (conforme figura 6.1).

6.23) Extremidade da Pá na Aresta de Pressão

No dimensionamento da extremidade das pás na aresta de pressão é indispensável observar o fato de que a equação fundamental (página 11, equação 4.1 e 4.2) deve ser satisfeita.

A velocidade longitudinal $c_{2m} = c_2 \text{sen} \alpha_2$ é usualmente adotada $c_{2m} = c_0$.

Como $\beta_2 = 90^\circ$ (escolhido), podemos achar a velocidade tangencial u_2 pela equação (deduzida na referência 2)

$$u_2 = \sqrt{Y_{pá\infty}} \quad 6.9$$

De acordo com a seção 4.2, não é necessário levar em conta o espaçamento das pás em turbinas, podendo-se tomar $Y_{pá\infty} = Y_{pá} = Y \eta_h$, enquanto que para compressores (seção 4.23), $Y_{pá\infty} = Y_{pá}(1 + p)$.

Como $D_2 = u_2/\pi n$, a largura do rotor é dada por

$$b_2 = \dot{V}'/\pi D_2 c_{2m} \quad 6.10$$

6.3) Número de Pás

O número de pás foi adotado nas seções anteriores (4.23 e 6.22), e agora deve ser verificado pela equação

$$z = 2k_z \frac{r_m}{e} \text{sen} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad 6.11$$

onde, de acordo com a figura 6.3, representam

e o comprimento desenvolvido da linha de corrente média AB,

r_m o raio de seu centro de gravidade,

k_z um coeficiente empírico, que para rotores fundidos vale $k_z = 5$ a $6,5$.

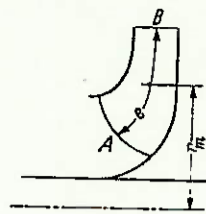


Figura 6.3 - explicação da notação da equação 6.11, para o número de pás do rotor.

6.4) Consideração da Compressibilidade

Na aresta de sucção existe uma queda de pressão, correspondente à velocidade c_1 , com relação ao gás em repouso, que, de acordo com a equação 5.4, corresponde ao aumento relativo do fluxo volumétrico seguinte

$$\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}_s} = 0,5 \left(\frac{c_1}{a_1} \right)^2 \quad 6.12$$

Na aresta de pressão, dois efeitos agem em sentido contrário: o aumento da pressão e o aumento da temperatura. O primeiro aumenta a massa específica e o segundo tende a diminuí-la. De acordo com a equação de estado geral, o fluxo volumétrico do lado de pressão do rotor vale

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_s \frac{T_s + \Delta t_3}{T_s} \frac{p_s}{p_3} \quad 6.13$$

Nesta equação o aumento real de temperatura Δt_3 é causado pelo trabalho transmitido no rotor menos o aumento de energia cinética, de maneira que

$$\Delta t_3 \approx \frac{\gamma/\gamma_i - (c_3^2 - c_s^2)/2}{c_p} \quad 6.14$$

Este aumento de temperatura está relacionado com as pressões pela equação

$$\left(\frac{P_3}{P_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_s + \Delta t_3 \eta_i}{T_s} \quad 6.15$$

Substituindo esta equação na equação 6.13, vem

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_s \frac{1 + \Delta t_3 / T_s}{(1 + \eta_i \Delta t_3 / T_s)^{\frac{k}{k-1}}} \quad 6.16$$

A largura do rotor deve ser diminuída dos valores encontrados nas equações 6.12 e 6.16. Entretanto, para pequenas razões de pressão, não é preciso levar em consideração a compressibilidade do gás envolvido.

A compressibilidade é importante no cálculo de turbo-compressores, pois se não levamos em consideração que a vazão volumétrica diminui, o compressor assim calculado terá um maior trabalho específico do que o esperado, e a relação de pressões será maior que a desejada.

Já no caso de turbinas, como tomamos como base de cálculo a vazão volumétrica na entrada da turbina, que é o valor conhecido (saída do motor) \dot{V}_3 , não é preciso levar em consideração a compressibilidade.

O SISTEMA DIRETOR

Além do rotor, em geral, toda máquina de fluxo possui também outro sistema de pás fixas, que constituem o sistema diretor, que tem a finalidade de retardar ou acelerar o fluxo absoluto e também suportar o conjugado transmitido entre o rotor e o fluido. Este sistema diretor também pode degenerar em uma caixa espiral. Somente em unidades de grande potência usam-se os sistemas diretores completos, e para o nosso caso, em que a potência do turbo-compressor não deve ultrapassar os 6 CV, a caixa espiral simples será suficiente, pois seu custo é bem menor e exige pouca precisão no seu dimensionamento e na sua produção.

7.1) A Caixa Espiral

O cálculo de uma caixa espiral não deve ser feito baseando-se em uma situação de uma velocidade média constante para todas as seções da espiral, como frequentemente é feito, e cujo caso a seção aumenta proporcionalmente ao arco de admissão. A explicação para esse fato é a seguinte: - devido às forças centrífugas do fluido que passa contendo um componente tangencial, a pressão deve aumentar de dentro para fora e portanto, a velocidade deve diminuir de dentro para fora. Assim, a velocidade média de uma seção da espiral diminuirá tanto mais quanto mais aumentar a seção na direção radial, desde que a condição do fluxo seja a mesma ao longo de toda a circunferência do rotor.

Este raciocínio mostra que para cada ponto da caixa espiral, a equação do vórtice vale

$$c_u r = K$$

7.1

7.11) Caixa Espiral com Secção Circular

Este tipo de caixa espiral é o preferencialmente usado, por isso mostraremos aqui apenas o cálculo deste tipo de caixa espiral. As figuras 7.1 e 7.2 mostram a notação usada para o cálculo.

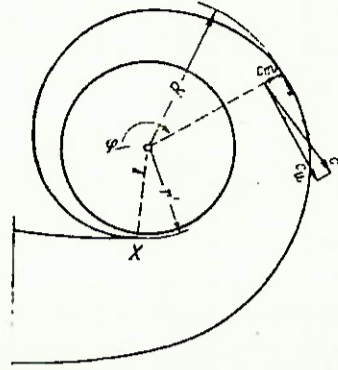


Figura 7.1 - caixa espiral circular.

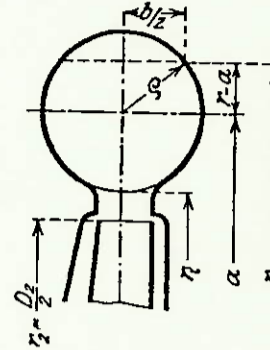


Figura 7.2 - seção transversal circular da espiral, para um certo ângulo ψ , conforme figura 7.1 .

Consideraremos o corte segundo um plano longitudinal situado sob um ângulo arbitrário ψ (figura 7.1) com relação à aresta de entrada X da espiral e neste corte consideraremos a faixa plana bdr. Nesta faixa a velocidade perpendicular ao corte longitudinal, de acordo com a equação 7.1 é $c_u = K/r$ e assim a vazão

$$d\dot{V}_\psi = b \cdot dr \cdot c_u = \frac{bKdr}{r} \quad 7.2$$

Se r' for o raio na entrada X da espiral, então passará pela seção considerada entre o raio r' e o limite exterior com o raio R, o fluxo parcial

$$\dot{V}_\psi = K \int_{r'}^R \frac{b \cdot dr}{r} \quad 7.3$$

onde $\dot{V}_\psi = \frac{\psi}{360} \dot{V}$, sendo \dot{V} a vazão total que entra na caixa espiral. Igualando as duas expressões anteriores, vem

$$\varphi = \frac{360^\circ K}{\dot{V}} \int_r^R \frac{b \cdot dr}{r} \quad 7.4$$

O valor de b pode ser visualizado na figura 7.2, de onde tiramos

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a)^2 = \zeta^2 \quad 7.5$$

Substituindo o valor de b calculado por esta equação na integral da equação 7.4, vem

$$\int_r^R \frac{b \cdot dr}{r} = 2 \int_{a-\zeta}^{a+\zeta} \sqrt{\zeta^2 - (r - a)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi (a - \sqrt{a^2 - \zeta^2}) \quad 7.6$$

e portanto, de acordo com a equação 7.4,

$$\varphi = \frac{720^\circ K}{\dot{V}} \pi (a - \sqrt{a^2 - \zeta^2}) \quad 7.7$$

Como a distância mínima $r_i = a - \zeta$ é igual para todas as seções, fazemos $a = r_i + \zeta$ com o que a equação 7.7 assume a seguinte forma:

$$\varphi = \frac{720^\circ K}{\dot{V}} \pi \left[r_i + \zeta - \sqrt{r_i (r_i + 2\zeta)} \right] \quad 7.8$$

No projeto da espiral costuma-se adotar φ e então calcular ζ . Por isso é mais conveniente usar esta equação na forma:

$$\zeta = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2r_i \frac{\varphi}{C}} \quad 7.9$$

de onde vem $C = \frac{720^\circ K \pi}{\dot{V}} \quad 7.10$

O vórtice K das equações acima vale, no caso de $\alpha_0 = 90^\circ$,

$$K = \frac{Y_{pd}}{2\pi a} \quad 7.11$$

P A R T E - I I I

O P R O J E T O D O

T U R B O - C O M P R E S S O R

MATERIAIS RECOMENDADOS

Os materiais aqui relacionados foram escolhidos segundo as referências 4 e 5. São materiais caros, porém necessários para um bom funcionamento do conjunto compressor-turbina, e para garantir grande durabilidade, perante elevadas temperaturas e velocidades tangenciais.

Demos preferência, na construção dos rotores, de materiais não ferrosos (ligas leves) para que a máquina tenha baixo momento de inércia, podendo acelerar mais rapidamente, ou seja, responder às solicitações do motor em menores intervalos de tempo.

8.1) Turbina

A turbina recebe os gases da combustão dos cilindros, a uma temperatura de 800° a 880°K (capítulo 2). Portanto os materiais do rotor e da carcaça devem resistir a estas temperaturas sem grandes perdas de resistência mecânica, e livres de corrosão.

8.11) O Rotor

O material mais usado em rotores de turbinas a gás fundidos é o Inconel 713 C, à base de Níquel. Sua composição é:

13% Cr - 4% Mo - 7% Alumínio.

Outro material que também pode ser usado é o HS 31, à base de cobalto, cuja composição média tem:

55% Co - 25,5% Cr - 10,5% Ni - 7,5% W, além de pequenas porcentagens de carbono, ferro, silício e manganês.

8.12) A Carcaça

Para a carcaça o material recomendado é o Hastelloy C, que contém: 51% Ni - 17% Mo - 16% Cr .

8.2) Compressor

Para o compressor é necessário apenas que os materiais resistam a altas velocidades tangenciais (cerca de 350 m/s), no caso do rotor.

8.21) O Rotor

O rotor é feito de liga de alumínio super-resistente, desenvolvida nos Estados Unidos recentemente. Como exemplo citamos a Liga 201, cuja composição é: 0,05% Si - 0,1% Fe - 4 a 5% Cu - 0,2% Ti - 0,2 a 0,3% Mn - 0,25% Mg - 0,7% prata, sendo o restante de alumínio.

8.22) A Carcaça

Também é utilizada a liga de alumínio para a fundição da carcaça do compressor. Entretanto não é preciso grandes resistências mecânicas, pois a carga que ela sofre é devido apenas à pressão do compressor, que no nosso caso é baixa.

Podem ser utilizadas as ligas alumínio-cobre, alumínio-magnésio, entre outras.

8.3) Eixo

O material do eixo deve ser um aço com alta resistência ao desgaste, e boa resistência ao calor (no lado da turbina).

O aço recomendado é o do tipo "manganês austenítico".
Contém alto teor de carbono - entre 1,0 e 1,4%, e alto teor
de manganês - entre 10 e 14%.

As propriedades mecânicas são obtidas por um tratamento
térmico que consiste em elevar a temperatura em torno de 1000°C
seguido de resfriamento rápido. Nessa condição, o aço apresenta
uma resistência à tração que varia de 50 a 95 kgf/mm², e o limi
te de escoamento mínimo de 26 kgf/mm².

8.4) Mancais

Os mancais usados para o turbo-compressor são do tipo de
deslizamento, pois os mancais de rolamento fabricados no país
não teriam duração satisfatória nas condições de operação (ro-
tações entre 50.000 e 70.000 rpm).

As buchas serão de bronze especial para mancais de altas
velocidades e baixas pressões. Como exemplo temos a liga:
Cobre-estanho 70 - 5 chumbo 25, contendo 68 a 73% cobre - 4 a
6% de estanho - 22 a 25% de chumbo - 1,0% máximo de zinco.

A resistência à tração dessa liga é de 10 kgf/mm².

CÁLCULO DO COMPRESSOR

Do capítulo 2, sabemos que a relação de pressão do compressor é $p_d/p_s = 1,4$, sendo $p_s = 9800 \text{ kgf/m}^2$ (página 2), $T_s = 303\text{K}$ e $\rho_s = 1,11 \text{ kg/m}^3$.

Com o valor da vazão em massa $\dot{m}'_{ar} = 222 \text{ kg/h}$ (página 5), encontramos a vazão volumétrica que deve ser comprimida:

$$\dot{V} = \dot{m}'_{ar}/\rho_s = 222/1,11 = 200 \text{ m}^3/\text{h} = 0,056 \text{ m}^3/\text{s} \quad 9.1$$

A rotação na qual o compressor se movimentará, no ponto de cálculo, será adotada

$$n = 70.000 \text{ rpm} = 1.166,67 \text{ rps} \quad 9.2$$

O trabalho específico interno Y do compressor é calculado pela equação 3.1, que resulta

$$Y = \frac{1,4}{1,4-1} 287.303 \left[(1,4)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] = 30.700 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad 9.3$$

Os rendimentos que iremos utilizar nos cálculos são encontrados no capítulo 3:

$$\eta_h = 0,84 \quad \text{e} \quad \eta = 0,70 \quad 9.4$$

9.1) Diâmetro do Eixo

Da seção 8.3, a tensão de escoamento mínima para o aço adotado é de $26 \text{ kgf/mm}^2 = 2600 \text{ kgf/cm}^2$. A tensão de cisalhamento admissível, para um coeficiente de segurança igual a 8 (seção 6.1) será então $\tau_{ad} = 260 \text{ kgf/cm}^2$.

A potência no eixo então é calculada:

$$P = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta} = 222.30700/\eta \cdot 3600 = 2,7 \text{ kW} = 3,61 \text{ CV} \quad 9.5$$

Pela equação 6.2 encontramos o valor mínimo do diâmetro d do eixo:

$$d = 71,45 \sqrt[3]{\frac{3,61}{70000 \cdot 260}} = 0,42 \text{ cm}$$

Vamos adotar $d = 6 \text{ mm}$.

9.6

9.2) As Pás do Rotor

Pela seção 6.2, temos que o fluxo total que flui pelo compressor é $\dot{V}' = 1,1 \dot{V} = 0,062 \text{ m}^3/\text{s}$.

Estimando o coeficiente de estrangulamento $k = 0,813$ e o ângulo de fluxo $\beta_0 = 35^\circ$ (segundo página 18), calculamos o diâmetro de sucção D_s , pela equação 6.4:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4\dot{V}'}{\pi^2 k n t g \beta_0}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,062}{\pi^2 \cdot 0,813 \cdot 1166,7 \cdot t g 35^\circ}} = 0,034 \text{ m}$$

Fazemos $D_1 = D_s = 34 \text{ mm}$. Adotaremos para o diâmetro do eixo do rotor $d_n = 14 \text{ mm}$. Então podemos verificar o valor estimado de k pela equação 5.5

$$k = 1 - \frac{d_n^2}{D_s^2} = 1 - \left(\frac{14}{34}\right)^2 = 0,830$$

que se for substituído na equação acima resultará aproximadamente no mesmo valor de D_s .

Agora vamos calcular o coeficiente de som S_q para ver se está compatível com o funcionamento subsônico. Com a equação 5.2, temos

$$S_q = n \sqrt{\frac{\dot{V}'}{k n^3}} = 1166,7 \sqrt{\frac{0,062}{0,83 \cdot 352^3}} = 0,048$$

que é muito baixo, e portanto não há perigo de choque de compressão na entrada do compressor.

Com a equação da continuidade para o tubo de sucção (seção 6.22) podemos calcular a velocidade absoluta na entrada do compressor c_{0in} (considerando $\alpha_0 = 90^\circ$)

$$\dot{V}' = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - d_n^2)c_{0in} \longrightarrow c_{0in} = 82 \text{ m/s} \quad 9.7$$

Da equação 6.6 achamos a largura do rotor no início do fluxo radial nas pás (figura 6.2)

$$b_1 = \dot{V}' / \pi D_1 c_{0in} = 7 \text{ mm} \quad 9.8$$

A velocidade tangencial no diâmetro de sucção u_1 vale $u_1 = \pi D_1 n = 125 \text{ m/s}$, e o ângulo de inclinação das pás na aresta de sucção será (equação 6.7), para uma espessura de parede $s_1 = 1 \text{ mm}$:

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{82}{125} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad 9.9$$

Aqui devemos estimar o valor de β_1 para calcular σ_1 pela equação 4.7 e adotar o número de pás z para posterior verificação. Fazemos $\beta_1 = 40^\circ$ e assim $\sigma_1 = 1,55 \text{ mm}$.

Para $z = 8$ pás, temos (equação 4.6) $t_1 = 13,35 \text{ mm}$. Substituindo estes valores em 9.9 ficamos com

$$\text{tg } \beta_1 = 0,742 \longrightarrow \beta_1 = 37^\circ$$

Verificando o valor de β_1 pela equação 6.8 encontramos $\beta_1 = 39^\circ$. Como S_q está muito longe do valor crítico $S_q(\text{cr}) = 0,1$ podemos fazer $\beta_1 = 40^\circ$, como estimado.

Para obtermos o diâmetro externo do rotor D_2 , devemos achar primeiro a velocidade tangencial na aresta de pressão, u_2 . Segundo a equação 6.9, para $\beta_2 = 90^\circ$, $u_2 = \sqrt{Y_{p2} \omega}$.

Conforme a seção 4.23, o trabalho específico interno, considerando número infinito de pás, é dado pela equação 4.9, onde $p = \Psi' r_2^2 / zS$ (equação 4.10). Para $\beta_2 = 90^\circ$, $\Psi' = 1,625$.

Para se calcular o momento estático do segmento AB entre as arestas de sucção e de pressão, conforme a seção 4.23, deve-se fazer a seguinte iteração:

- Primeiro adotamos valores para $r_2 = D_2/2$ e b_2 . Obviamente b_2 será menor do que b_1 e $r_2 \approx 2r_1$;
- então calculamos $S = a \cdot r_m$ sendo a igual ao comprimento do segmento AB (figura 9.1) e r_m seu raio médio;
- com S , r_2 e $z = \delta$ calculamos $Y_{pd\infty}$ e portanto u_2 ;
- de $u_2 = \pi D_2 n$ tiramos o valor de $r_2 = D_2/2$, e verificamos se o valor obtido não foge muito do valor adotado;
- pegamos agora um valor médio entre os dois valores de r_2 (estimado e calculado) e refazemos os cálculos. Não é preciso variar b_2 pois o seu valor influi pouco na obtenção do momento estático S .

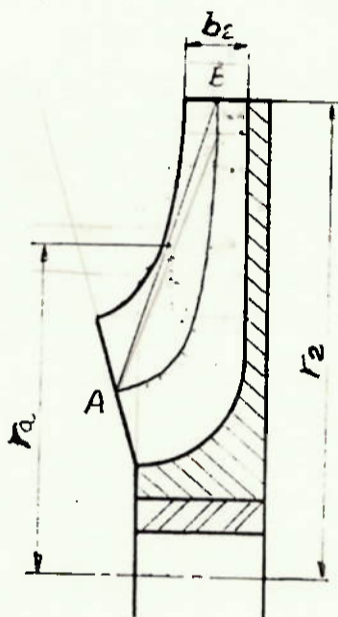


Figura 9.1 - notação para o cálculo iterativo de u_2 e D_2 .

Sabendo-se que $Y_{pd} = Y/\eta_h = 30.700/0,84 = 36.500 \text{ m}^2/\text{s}^2$, e após a iteração, encontramos:

$$p = 0,42 \quad - \quad Y_{pd\infty} = 51.800 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad - \quad u_2 = 227 \text{ m/s}$$

$$\underline{D_2 = 62 \text{ mm}}$$

A largura b_2 é obtida da equação 6.10, com $c_{2m} = c_{0m}$

$$b_2 = \dot{V}' / \pi D_2 c_{2m} = 4 \text{ mm}$$

Verificação do número de pás z: - todos os cálculos até agora realizados consideraram o número de pás $z = 8$.

De acordo com a seção 6.3, devemos achar k_z e nos certificar de que seu valor está condizente com os valores encontrados na prática, que variam entre 5 e 6,5.

Para o cálculo do comprimento da linha de corrente média, usamos a figura 9.1 que já está em escala para o rotor calculado (escala 2:1). Assim temos:

$$e = 24 \text{ mm} - r_m = 20 \text{ mm}$$

$$z = 2k_z \frac{r_m}{c} \text{ sen } \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \rightarrow k_z = 5,5$$

que atende às exigências do projeto.

9.3) Efeitos da Compressibilidade

Para sabermos se os efeitos da compressibilidade do ar no compressor são importantes, aplicamos a equação 6.12 para a aresta de sucção e as equações 6.14 e 6.16 para a aresta de pressão. Na entrada do compressor, $c_1 = t_1 c_{0L} / (t_1 - \sigma_1) = 92 \text{ m/s}$, no que resulta

$$\frac{\Delta \dot{V}_1}{\dot{V}_1} = 0,5 \left(\frac{c_1}{a_1} \right)^2 = 0,5 \left(\frac{92}{352} \right)^2 = 3,4\%$$

que é desprezível.

Na aresta de sucção, como $c_{2m} = c_0$, $c_3^2 - c_s^2 = c_{3u}^2$. Pela equação 4.2, considerando $\alpha_0 = 90^\circ$, $c_{3u} = Y_{pd} / u_2 = 161 \text{ m/s}$.

Colocando o valor de c_{3u} na equação 6.14, considerando o rendimento interno $\eta_i = 0.78$, e sabendo-se que $c_p = 1006 \text{ J/kgK}$ encontramos

$$\Delta t_3 = \frac{\frac{Y}{\eta_i} - (c_{3u})^2/2}{c_p} = 26,2^\circ \text{K}$$

Substituindo os valores encontrados na equação 6.16, temos,

$$\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_1} = \frac{1 + 26,2/303}{(1 + 0,78 \cdot 26,2/303)^{\frac{k}{k-1}}} = 0,87$$

Como a vazão volumétrica diminuiu de 13%, devemos diminuir a largura b_2 desses 13%. Então

$$\underline{b_2 = 3,5 \text{ mm} .}$$

NOTA: o desenho final do rotor encontra-se no Anexo I.

9.4) Cálculo da Espiral

Da figura 7.2, devemos usar o raio interno da espiral um pouco maior que r_2 . Faremos $r_1 = 40 \text{ mm}$. Da equação 7.11, o vórtice K é calculado por

$$K = Y_{pc} / 2\pi n = 36500 / 2\pi \cdot 1166,7 = 5,0 \text{ m}^2/\text{s}$$

A constante C da equação 7.9 é dada pela equação 7.10, como sendo

$$C = \frac{720^\circ \pi K}{\dot{V}_3} = 209.670$$

Substituindo esses valores na equação 7.9, ficamos com:

$$\zeta = \frac{\psi}{209.670} + \sqrt{\frac{\psi}{2.620.875}} = \frac{\psi}{209.670} + \frac{\sqrt{\psi}}{1.619} \quad 9.10$$

onde ζ é dado em metros e ψ é dado em graus.

Com a equação 9.10 podemos encontrar o raio ζ da seção circular da espiral, para qualquer ângulo ψ .

Variamos o ângulo ψ da espiral de 0° até 360° , com intervalos de 30° , e os resultados estão na tabela do Anexo II.

Ao completar os 360° , a espiral deve ter um difusor, para diminuir a velocidade do ar. O diâmetro no fim do difusor deve ser igual ao diâmetro da entrada do carburador, que para o Fiat é 50mm.

CÁLCULO DA TURBINA

Como a turbina vai ser ligada ao compressor pelo mesmo eixo, a sua rotação será a mesma, ou seja, $n = 70.000$ rpm.

O trabalho interno da turbina deve ser tal que sua potência se iguale à potência do compressor.

$$P_c = \dot{m}'_{ar} \cdot Y / \eta_c = 0,062 \cdot 30700 / 0,70 = 2,72 \text{ kW}$$

A massa de mistura (gases de combustão) que flui pela turbina é a soma das massas de ar e de combustível.

$$\dot{m} = \dot{m}'_{ar} (1 + F) = 0,062 (1 + 0,111) = 0,0688 \text{ kg/s}$$

O trabalho específico da turbina será então, para $\eta_t = 0,55$

$$Y_T = P_c / \dot{m} \eta_t = 2720 / 0,55 \cdot 0,0688 = 71.900 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Vamos agora calcular o trabalho interno disponível pelos gases de combustão. Sabemos que a relação de pressões para a turbina deve ser igual à do compressor. Portanto $p_d/p_s = 1,4$ (seção 2.3). A constante universal dos gases para este caso é $R = 290 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$, $k = 1,34$ e $T_d = 800^\circ\text{K}$.

Substituindo os valores acima na equação 3.2,

$$Y' = \frac{1,34}{1,34-1} R T_d \left[1 - \left(\frac{1}{1,4} \right)^{0,254} \right] = 74.900 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Como o trabalho disponível é maior do que o necessário, uma parte do gás deve ser desviada da turbina. Então a massa que fluirá pela turbina será

$$\dot{m}' = \dot{m} Y / Y' = 0,0688 \cdot 71900 / 74900 = 0,066 \text{ kg/s}$$

O volume específico dos gases na entrada da turbina será

$$v = R \dot{V}_d / v_d = 200.000 / 1,4.9800.9,81 = 1,724 \text{ m}^3/\text{s}$$

Então a vazão volumétrica da turbina será

$$\dot{V} = v \cdot \dot{M}' = 1,724 \cdot 0,066 = 0,114 \text{ m}^3/\text{s}$$

10.1) As Pás do Rotor

As perdas no labirinto da turbina podem ser desprezadas.

Calculamos o diâmetro externo do rotor pela equação 6.9, sendo para turbinas $Y_{pd\infty} = Y_{pd} = Y \cdot 0,84 = 62.900 \text{ m}^2/\text{s}^2$

$$u_2 = \sqrt{Y_{pd\infty}} = 251 \text{ m/s}$$

$$D_2 = u_2 / \pi n = 68,5 \text{ mm}$$

O diâmetro menor $D_1 = D_s$ será adotado como sendo $D_1 = 45 \text{ mm}$.

Com a equação da continuidade, para o tubo de sucção (no caso da turbina o tubo de sucção é a saída dos gases), conforme seção 6.22, tiramos a velocidade na saída da turbina:

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_n^2) c_{0m} \longrightarrow c_{0m} = 79 \text{ m/s}$$

onde $d_n = 14 \text{ mm}$.

Com os valores encontrados acima, podemos calcular as larguras do rotor na entrada e saída da turbina (equações 6.6 e 6.10); pois $c_{2m} \approx c_{0m}$:

$$b_1 = \dot{V} / \pi D_1 c_{0m} = 0,114 / \pi \cdot 0,045 \cdot 79 = 10,2 \text{ mm}$$

$$b_2 = \dot{V} / \pi D_2 c_{2m} = 0,114 / \pi \cdot 0,0685 \cdot 79 = 6,7 \text{ mm}$$

Cabe aqui lembrar que, conforme a seção 6.21, o ângulo de saída das pás $\beta_2 = 90^\circ$.

Vamos agora calcular o ângulo do lado de sucção das pás β_1 . A velocidade tangencial na saída da turbina $u_1 = \pi D_1 n = 165 \text{ m/s}$. A espessura das paredes (pás) será de 1,5 mm (s_1). Estimamos então o valor $\beta_1 = 30^\circ$ e verificamos o resultado pela equação

6.7 o valor adotado:

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{0m}}{u_1} \frac{t_1}{t_1 - c_1} = 0,577 \rightarrow \underline{\beta_1 = 30^\circ}$$

onde $t_1 = \pi D_1/z$, que consideramos o número de pás z da turbina igual ao do compressor ($z = 8$).

Verificação do número de pás: - o método de cálculo é idêntico ao utilizado para o compressor. A figura 10.1 mostra a notação para a verificação de k_z (a figura já está em escala 2:1 para o rotor calculado).

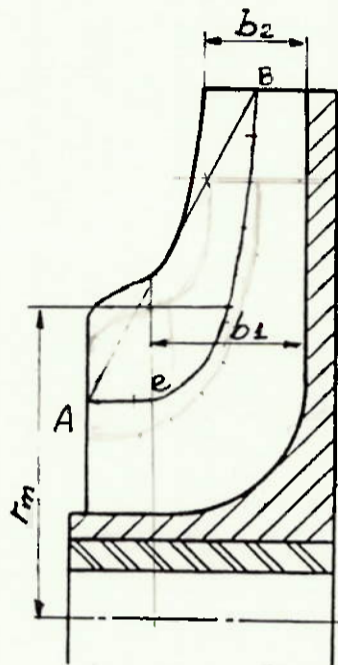


Figura 10.1 - notação para o cálculo do número de pás.

Observe que a largura b_1 não é medida desde o começo da pá, pois esta é muito curvada para receber o ângulo de entrada $\beta_1 = 30^\circ$, que resulta num fluxo totalmente axial no início da pá, e por isso não deve ser levado em conta no cálculo de b_1 .

Da figura, $e = 28 \text{ mm}$ - $r_{11} = 21 \text{ mm}$

$$z = 2k_z \frac{r_m}{e} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \rightarrow k_z = 6,2$$

que está dentro da faixa usual (5 a 6,5).

10.2) Cálculo da Espiral

Faremos $r_i = 38 \text{ mm}$. O vórtice será $K = Y_{pd}/2\pi n = 8,58 \text{ m}^2/\text{s}$ e então, a constante C será dada por:

$$C = \frac{720^\circ \pi r}{\dot{V}_3} = \frac{720^\circ \pi 8,5}{0,114} = 170.240$$

Colocando os valores de r_1 e C na equação 7.9, temos:

$$\zeta = \frac{\psi}{170.240} + \frac{\sqrt{\psi}}{1.496} \quad 10.1$$

onde ψ é dado em graus e ζ em metros.

Com a equação 10.1 variamos o ângulo ψ de 30° em 30° e os resultados obtidos estão no Anexo IV.

NOTA: o desenho final do rotor da turbina encontra-se no Anexo III.

OBSERVAÇÕES COMPLEMENTARES

11.1) Lubrificação (ver referência 4)

Os mancais de deslizamento são preferíveis em relação aos de rolamento porque eles precisam de menor largura com lu lubrificação total em baixas cargas e elevadas velocidades. Também possuem menor sensibilidade a choques e vibrações, e portanto têm maior vida que os mancais de rolamentos.

Entretanto eles precisam de grande pressão do óleo, maior vazão para remover o calor gerado por atrito nos mancais.

Poderíamos usar um circuito separado de óleo para o turbo-compressor, mas isto requeriria outra bomba de óleo, outro cárter e um radiador de óleo, o que tornaria o projeto muito caro, para um produto que deve ter aceitação popular. Então a solução normalmente adotada é conectar o turbo-compressor ao circuito de bombeamento de óleo do motor, necessitando apenas de um tubo de pressão que sai da bomba de óleo e um de retorno ao cárter do motor.

11.2) Válvula de Segurança

Também chamada de válvula de alívio, ela é colocada entre a tubulação de descarga do motor e a turbina, e é acionada pela pressão do compressor (pressão de booster).

Como foi visto no capítulo 10, para uma relação de pressão no compressor de 1,4 no ponto de cálculo do turbo-compressor, uma fração dos gases de descarga deve ser desviada da turbina. Isso também ocorrerá quando, em marchas reduzidas, ultrapassarmos a rotação de potência máxima do motor aspirado (5.200 rpm).

O desvio do gás é feito pela válvula de segurança, que deve ser projetada para abrir quando a relação de pressões for $1,45 \pm 0,05$ e fechar quando $p_d/p_s = 1,35 \pm 0,05$, assegu-

rando um funcionamento livre de sobrecargas no motor, que podem causar deste forte detonação até destruir os mancais do virabrequim ou quebrar os parafusos prisioneiros do cabeçote, que poderia ser fatal aos passageiros.

11.3) Modificações no Motor Original

- Da seção 11.1, devemos prover o motor de um tubo de pressão que saia da bomba de óleo e um tubo de retorno ao cárter, para a lubrificação do turbo-compressor.

- Como o carburador trabalha com a pressão de admissão, a bomba de gasolina (álcool) deve ser pressurizada, pois a pressão que ela fornece ao combustível pode não ser suficiente quando o motor estiver trabalhando em elevadas cargas.

Esta pressurização consiste em ligar a bomba a uma tubulação que sai do compressor, garantindo no mínimo a pressão deste (maiores detalhes ver referência 3).

- A mola da válvula de admissão deve ser verificada para se verificar de que ela garanta o fechamento da válvula contra a nova pressão de admissão.

- Os tubos de escapamento serão totalmente diferentes, pois eles devem ter o menor volume possível, para diminuir as perdas de calor entre o motor e a turbina; também devem ser projetados para receber a válvula de alívio, que desvia os gases da turbina.

O diâmetro do tubo de descarga da turbina deve ser igual a D_1 , ou seja, 45 mm, e deve permanecer constante até a expulsão dos gases na atmosfera.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) TAYLOR, CHARLES F. - Análise dos motores de Combustão Interna
Volume I - EDUSP - São Paulo 1971
- 2) PFLEIDERER, CARL - Máquinas de Fluxo - Livros Técnicos e Científicos - Rio de Janeiro 1979
- 3) GARCEZ Jr., NELSON - Turbocompressores: um processo de seleção (Trabalho de Formatura) - EPUSP - São Paulo 1981
- 4) ZINNER, K; - Supercharging of Internal Combustion Engines - Springer Verlag - Berlin Heidelberg New York 1978
- 5) CHIAVERINI, VICENTE - Tecnologia Mecânica Volume II - Mc Graw-Hill - São Paulo 1978
- 6) SILVA, R. BENEDICTO - Compressores, Bombas de Vácuo e Ar Comprimido - Grêmio Politécnico - São Paulo 1980

A N E X O S

ANEXO - II

TABELA PARA CONSTRUÇÃO DA CAIXA ESPIRAL DO COMPRESSOR

$$\xi = \frac{\psi}{209,670} + \frac{\sqrt{\psi}}{1,617}$$

ξ em mm e ψ em graus

ψ (graus)	ξ (mm)
0(máximo)	2,0
30	3,5
60	5,1
90	6,3
120	7,5
150	8,5
180	9,2
210	10,0
240	10,7
270	11,4
300	12,1
330	12,8
360	13,4

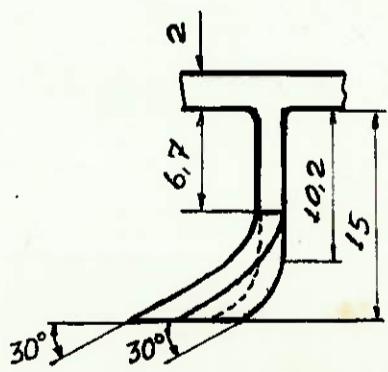
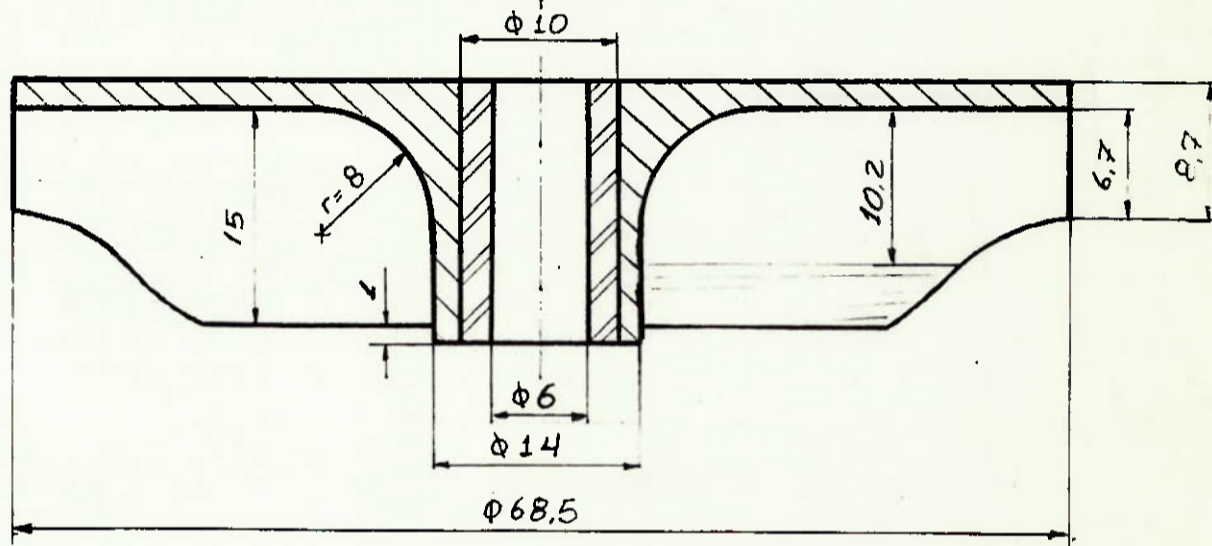
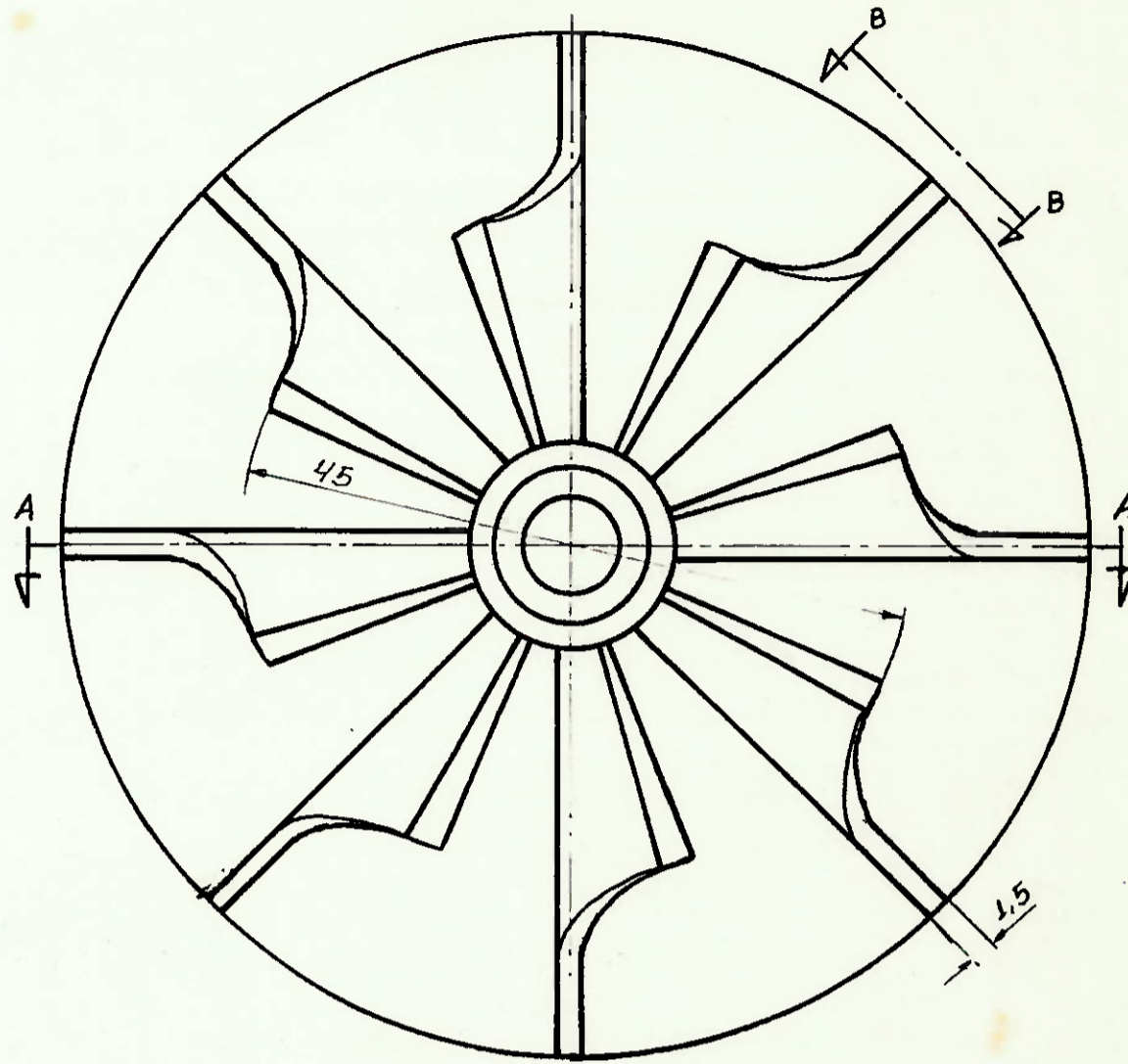


TABELA PARA CONSTRUÇÃO DA CAIXA ESPIRAL DA TURBINA

$$\xi = \frac{\psi}{170,240} + \frac{\sqrt{\psi}}{1,496}$$

ξ em mm e ψ em graus

ψ (graus)	ξ (mm)
0	2,5
30	3,8
60	5,5
90	6,9
120	8,0
150	9,1
180	10,0
210	10,9
240	11,8
270	12,6
300	13,5
330	14,1
360	14,8