

Sys 2128582

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

1333
2

UM SISTEMA PARA O CÁLCULO E PROJETO MECÂNICO
DE UMA TURBINA CURTISS, DOIS ESTÁGIOS DE VELOCIDADE

TRABALHO REALIZADO PELO ENGENHEIRANDO LUIZ CARLOS GONÇALVES DE
OLIVEIRA PARA A DISCIPLINA "PROJETO MECÂNICO", SENDO O ORIENTA-
DOR O PROF. ENGENHEIRO HILDO PERA, CONCLUÍDO EM NOVEMBRO DE
1982.

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho e empenho minha gratidão a todos que contribuíram de forma decisiva para sua condução: ao Prof. Engenheiro Hildo Pera, meu orientador, que empenhou seus conhecimentos técnicos durante todo o transcorrer do trabalho, indicando a melhor bibliografia disponível e sugerindo, de forma muito feliz, o tema do trabalho.

Ao Prof. Dennis Cintra Leite, da Fundação Getúlio Vargas, que além de permitir-me utilizar seu computador pessoal, prestou-me relevante assessoria na estruturação lógica e edição do programa.

À Srta. Monique Renault de Castro que, interpretando e transcrevendo mecanograficamente minhas anotações, possibilitou que o trabalho assumisse sua ótima configuração final.

I - Prefácio

Dedico este trabalho ao meu orientador Eng. Prof. Hildo Pera, a quem devo não só a excelência da sugestão do tema e abordagem, mas também a sua orientação precisa e segura durante o transcorrer da elaboração, sanando dúvidas e indicando a melhor bibliografia disponível.

A meu ver existem basicamente dois tipos de trabalho de formatura. O primeiro tipo aborda um assunto pouco divulgado, quer por ser o tema incipiente quer por sua tecnologia ainda não se ter desenvolvido satisfatoriamente, acaba se bem conduzido enchendo os olhos do orientador que louva, com justiça, o grande esforço feito pelo aluno ao enfrentar um tópico novo quase sem literatura de grande potencial de interesse. O segundo tipo de trabalho versa sobre um assunto amplamente discutido, acerca do qual o engenheirando com sua pouca experiência, tem possibilidades mínimas de acrescentar alguma coisa substantiva à metodologia de cálculo já estabelecida, sendo portanto apenas mais um trabalho a ser corrigido pelo orientador e posteriormente a acrescentar volume às prateleiras da biblioteca da escola, repleta de trabalhos semelhantes, uns mais detalhados, outros menos desenvolvidos. Se o segundo tipo de trabalho não enaltece o professor, ele poderá ser de grande valia para o engenheirando uma vez que o fato do assunto ser exaustivamente conhecido não significa que ele seja desnecessário profissionalmente. Muito pelo contrário, arrisco a pensar que a maior parte dos projetos de engenharia desenvolvidos no país não se referem ao uso de uma tecnologia de ponta, mas que forcem o projetista a bus-

car dados e técnicas de projeto em bibliografia já existente. A árdua rotina de cálculo que se estabelece para o dimensionamento global do projeto demanda do projetista um grande dispêndio de tempo e lhe confere uma pequena mobilidade de decisões que se considerado junto com a possibilidade de reiteração da rotina de cálculo, quer por um erro num cálculo inicial quer por redimensionamento de componentes, acabem por tornar o trabalho do engenheiro rotineiro e estafante.

O tema deste trabalho estaria mais próximo à segunda tipologia descrita uma vez que só a biblioteca da nossa escola conta com mais de 10 livros referentes ao assunto e mais de meia dúzia de bons projetos de turbinas a vapor. Graças à idéia genial do Eng. Prof. Hildo Pera, qual seja de sistematizar o processo de cálculo de uma turbina Curtiss de dois estágios de velocidade, o trabalho deixou de ser meramente a aplicação de um algorítimo para constituir a elaboração de um sistema de cálculo de alta velocidade, diminuindo consideravelmente o tempo de trabalho do projetista, liberando-o para outros projetos. A escolha recaiu sobre este tipo de turbina porque é o único tipo projetado integralmente no país, por pequenos e médios fabricantes.

Turbinas de maior eficiência e capacidade têm seu projeto feito no exterior e portanto já amortizado nas matrizes, razão pela qual se tornam mais econômicas do que projetar-se aqui. O sistema deverá adaptar-se às condições de pequenas e médias empresas no que se refere a equipamentos de processamento. Mas uma vez fico grato a meu orientador pela sugestão do tipo de turbina a ser projetado pelo sistema.

Pessoalmente não tenho a pretensão de causar o mesmo impacto que um trabalho do primeiro tipo traria ao orientador - mesmo porque em termos de procedimento de cálculo muito pouco foi acrescentado por mim às rotinas manuais existentes - mas tenho a esperança de que ele possa ser útil à comunidade dos projetistas poupando-lhes tempo e trabalho rotineiro, e a impressão de que evitei colaborar com o acervo duplicado de nossa biblioteca.

II - Introdução

A utilidade de se sistematizar o cálculo de uma turbina Curtiss, de 2 estágios de velocidade, é poupar tempo aos projetistas e homens-hora para o escritório de projetos, conforme foi citado no prefácio.

É importante deixar bem claro a distinção que faço entre sistema e programa. Sistema é um conceito muito mais amplo que um programa computerizado, podendo incluir dentro de si um programa ou dispensá-lo. Um sistema compreende uma avaliação de dados desejados de saída e os dados necessários de entrada, a forma de entrada e saída desses dados visando uma mais fácil utilização pelas partes interessadas que por sua vez devem ser identificadas anteriormente, sendo tudo harmoniosamente coordenado sobre diretrizes pré-definidas. Um programa nada mais é que um procedimento matemático, um algorítimo de tratamento de dados pré-definidos para gerar informações igualmente pré-definidas. O enfoque que pretendo dar ao trabalho é sistêmico, embora não pretenda aqui detalhar a mancira pela qual conclui que os dados de saída do sistema seriam todos os mais relevantes para o usuário do sistema, pois ao invés de realizar uma pesquisa junto ao usuário, coloquei-me em sua posição para determinar tais informações. Um sistema pode ou não envolver o uso de um programa computerizado, dependendo de seu objetivo e adequabilidade do usuário. No caso desse sistema o uso de processamento eletrônico torna-se imprescindível dada a quantidade de operações a serem executadas e o número de possíveis reiterações, o caráter de velocidade de processamento e acima de tudo a economia de tempo humano altamente qualificado que se

pretende conseguir. Como o uso previsto do sistema será feito por empresas pequenas e médias haverá de se conseguir uma adequação entre o equipamento necessário ao processamento e a capacidade financeira das empresas. Procurou-se evitar o aluguel de máquinas possantes para o processamento, preferindo-se construir um sistema que pudesse ser utilizado nos micro-computadores "domésticos" cujo preço e versatilidade os fazem recomendáveis a qualquer empresa ou escritório de projetos dessa dimensão. Por esse motivo a linguagem computacional utilizada foi o BASIC nível II, linguagem científica avançada, em detrimento ao FORTRAN IV, escolha natural para quem faz um sistema técnico-científico e dispõe de maquinaria sofisticada para o processamento. Houve uma preocupação em usar o menor nº de Kbytes. Ele demanda equipamento com uma capacidade de memória de no mínimo 32 Kbytes e preferencialmente acoplado a uma impressora e unidade leitora de disket.

Desenvolvendo a idéia de sistema, os objetivos que norteiam sua execução foram a menor quantidade possível de informações necessárias (isto é, parâmetros de entrada) a ser fornecida pelo projetista e a partir deles a maior quantidade possível de dados de saída, de aplicação direta ao projeto mecânico, a fim poupar ainda mais o tempo do projetista. Dados intermediários ao cálculo que demandam consultas a tabela ou cálculo posterior externos ao sistema foram evitados ao máximo. Procurou-se dotar os relatórios de saída de dados de forma que eles possam ser encaminhados diretamente ao desenhista. Ele, a partir de desenhos, cortes e detalhes pré-estabelecidos, terá sua preocupação voltada em colocar na devida escala os dados de saída daquela turbina. Percebe-se aí um cuidado a ser tomado

na confecção dos relatórios de saída, a fim que a comunicação visual destes seja rapidamente adequada aos desenhistas. A solução encontrada foi dividir os relatórios de saída em "folhas" que contêm informações sobre um grupo de componentes do projeto. As "folhas" agrupam informações com a respectiva notação e unidade que devem ser anexados a formulários correspondentes, este último constituído por vários desenhos com a mesma notação das "folhas" e algumas explicações ao desenhista em como traçar alguns desenhos cuja a construção geométrica não é tão óvia. A divisão em "folhas" permite que mais de um desenhista seja alocado simultaneamente para folhas diferentes e o resultado disso é que o tempo de realização do projeto mecânico pode ser brutalmente reduzido. Caso não se disponha de impressora no equipamento a listagem da tela, com a correspondente notação, deverá ser copiada manualmente diretamente nas páginas dos formulários de desenho.

O nível de detalhamento que procurei dar ao sistema quanto aos dados de saída é bastante alto podendo-se comparar um projeto executado pelo sistema com os mais detalhados trabalhos encontrados na biblioteca da escola.

Percebe-se que, enquanto trabalho de formatura, não é meu objetivo reproduzir mirabolantes desenhos adequados às proporções de cálculo de uma turbina em particular, mesmo porque esses desenhos de execução mecânica encontram-se nos mais diversos livros referentes ao assunto, nem tampouco justificar cada passagem de cálculo ou a dedução de fórmulas empírica, como seria o escopo de um livro didático. Pretendo explicar como foi estruturado o sistema, quais cálculos devem preceder

outros e porquê, além de naturalmente explicitar quais são os cálculos contidos no sistema para a avaliação do mesmo por seus eventuais usuários. Proponho-me a realizar mais que um manual de utilização do sistema, mas também explicar seu funcionamento.

Infere-se pelo que foi dito não se tratar de um trabalho, enquanto sistema, voltado para o aprendizado de iniciantes no cálculo de turbinas desse tipo, mas antes para pessoas (usuários) que já dominem o assunto e possam julgar se a metodologia de cálculo imposta ao sistema lhes é conveniente.

O trabalho foi calcado essencialmente no livro Stean Turbines de P. Shlyakhin, tanto como livro texto após consulta a vários trabalhos de biblioteca e constatado que era o melhor livro e o mais adotado. Menção especial deve ser feita ao trabalho de Pereira, J. Luiz que me foi de grande valia como fonte de consulta e guia de possíveis parâmetros de saída desejáveis pelos usuários.

O trabalho foi dividido em 6 partes:

- Prefácio
- Introdução
- Cálculo Termodinâmico
- Cálculo Mecânico
- Exemplo do Sistema e Formulários de Desenho
- Bibliografia

III - Cálculo Termodinâmico e Definição das Velocidades

(Otimização)

O cálculo de uma turbina inicia-se com a fixação de alguns parâmetros termodinâmicos, que podem ser determinados por um projeto integrado turbina-caldeira ou então simplesmente ditados pelos dados operacionais de uma caldeira já existente e que se deseja aproveitar para a geração de energia eletromecânica.

Neste trabalho não há a preocupação de se projetar uma caldeira que forneça vapor em condições que otimizem o rendimento térmico do conjunto caldeira-turbina. Apesar da inexistência dessa preocupação, o sistema de cálculo proposto não exclui a possibilidade dessa integração, quer seja por ampliação futura do sistema, quer seja por tentativas de várias condições de vapor possíveis de se fornecer à turbina, observando-se os parâmetros de saída do sistema e optando-se por uma condição de fornecimento de vapor. Enfim, vale dizer que as condições de entrada e exaustão do vapor fornecido são variáveis de entrada do sistema, sendo que este as aceitará sem qualquer restrição, gerando os respectivos parâmetros de saída de acordo com as condições fixadas.

Esses parâmetros de saída nem sempre são compatíveis com o que a prática de projeto de turbina dita, se os parâmetros termodinâmicos de entrada forem distintos do que se utiliza normalmente resultando em turbinas desproporcionais às dimensões usuais caso essa condição não seja observada.

Os parâmetros de entrada referidos são a potência líquida que se pretende gerar eletricamente a rotação, a pressão de entrada de vapor fornecida pela caldeira, a temperatura em que o vapor é fornecido e a pressão de exaustão do vapor.

Sem fugir dos objetivos iniciais do trabalho, quais sejam o de não reproduzir minuciosamente a teoria subjacente nos livros texto ou em outros trabalhos, alguns esclarecimentos teóricos devem ser feitos, uma vez que estes tratados são omissos em alguns pontos. Tendo-se em mente que esse tipo de turbina admite um salto "isoentrópico" no bocal e que a energia ciné tica ganha no salto pelo vapor é cedida ao gás do rotor (vi de fig. n° 1) podem surgir várias dúvidas.

Em primeiro lugar analisemos o salto "isoentrópico" que tem lugar no bocal. As condições de entrada do vapor p_0 e t_0 , a pressão de saída p_1 e a entropia constante garantem a fixação do estado de saída do vapor através de t_1 (ou v_1) obtida num diagrama de Mollier, bem como do valor do salto isoentró pico de entalpia, obtido no mesmo diagrama. A figura 2 indica isso.

Ocorre que o salto não é isoentrópico pois inevitavelmente há turbulência nos bocais e atrito entre o vapor e as paredes do bocal. Também a pressão p_0 deve ser considerada à jusante da válvula do governador de velocidades, pois este impõe uma perda de carga ao vapor.

Para contornar o problema do bocal (não é isoentrópico) toma se um coeficiente de rendimento do bocal ζ definido como a

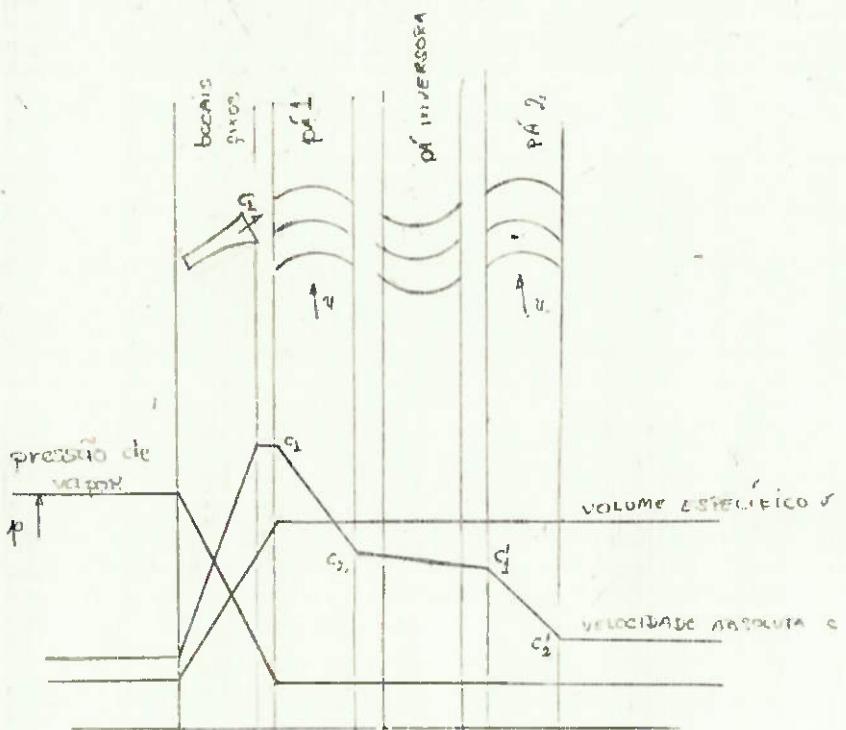


Fig 1 - Velocidade, pressão e volume específico nos estágios

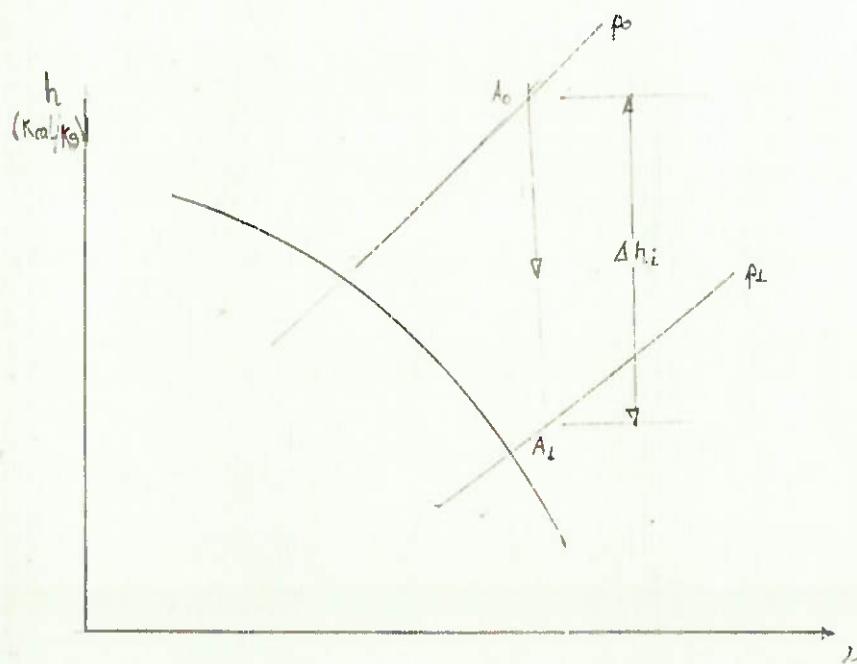


Fig 2 - Salto isoentrópico no diagrama de Mollier

razão entre a velocidade real C_1 e a teoria de saída do vapor C_{1t} ($\mathcal{C} = C_1/C_{1t}$ 1) e o problema da pressão é contornado, admitindo-se uma perda de carga da ordem de 5% na válvula. Assim p_0 é igual a 95% da pressão da saída de vapor da caldeira e o diagrama pode ser visualizado pela figura nº 3.

A diferença de pressão entre p_0 e p'_0 é a que ocorre na válvula reguladora, definindo o ponto Ao' .

Com o ponto Ao' acha-se A_1 , corresponde ao salto isoentrópico e através deste tem-se $C_{1t} = 91,5 \sqrt{\Delta H'}$. Através do coeficiente de perdas no bocal define-se $\Delta h_b = C_{1t}^2 - C_1^2/8.378$ (C_{1t} e C_1 são em m/s, Δh em Kcal/kg). Como a pressão de exaustão continua sendo p_1 , fica determinado o ponto A_1' e a diferença de cotas do ponto Ao' para o ponto H_1' é o salto real de entalpia no bocal.

O coeficiente \mathcal{C} é dado segundo gráfico da figura 4 e depende principalmente da altura l do bocal.

Deve-se evitar que o ponto A_1' esteja no campo de vapor saturado para que não haja cavitação na turbina, cuidado esse atribuído ao projetista ao fixar os parâmetros termodinâmicos do vapor.

Por exemplo, se o vapor está saturado a essa pressão de saída, pode-se contornar o problema adotando-se uma pressão de saída mais alta em detrimento ao salto entálpico. Em qualquer circunstância a pressão de exaustão deverá ser maior que a ambiente (1 kgf/cm^2).

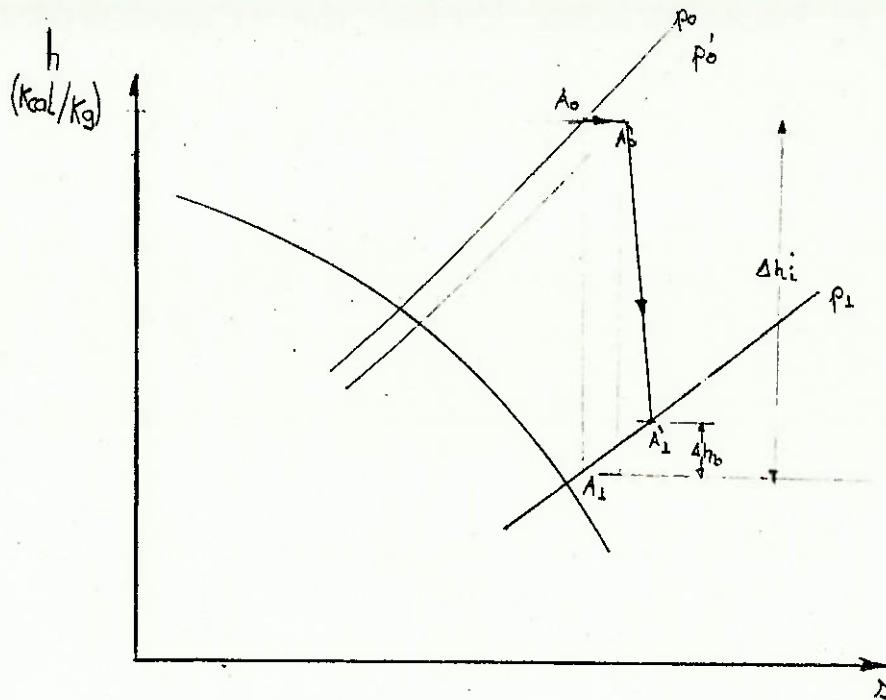


Fig 3 - Expansão real no bocal - ponto A'_1

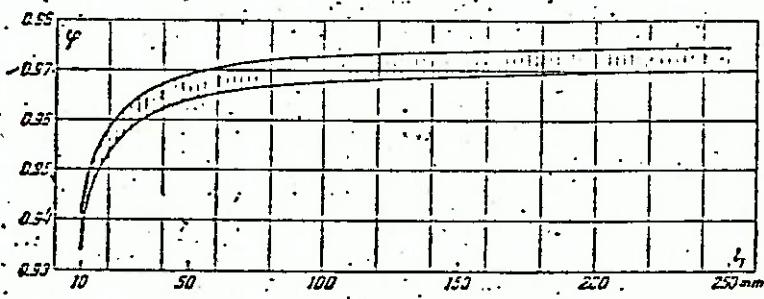


Fig:4 Coeficiente de correção de velocidades " φ " como função da altura " h " dos bocais.

Fig 4 - Gráfico do coeficiente φ

Por outro lado, pode-se perguntar qual a influencia desse salto em relação à potência gerada. Teoricamente seria possível construir uma turbina de qualquer potência a partir de um salto entálpico fixo. À medida que a potência cresce, para o mesmo salto, a vazão em massa necessária aumenta e com elas as dimensões da turbina (bocais, gás e rotor), levando a dificuldades de ordem mecânica (altos esforços e alta inércia) e à elevação do preço da turbina com suas dimensões. Por isso os parâmetros térmicos obedecem certos limites e sua fixação para que os parâmetros de saída se adequem à prática de construção de turbinas, conforme dito anteriormente. Até aqui foi determinada a real velocidade C_1 de saída do vapor do bocal.

O próximo passo será a determinação das outras velocidades, absolutas e relativas em cada estágio da turbina, ângulos de entrada e saída do fluxo de vapor (ângulo de ataque e fuga das pás) e a dimensão do rotor (diâmetro médio). O critério utilizado para estas determinações será descrito posteriormente. Antes cabe explicar a necessidade de se utilizar mais de um estágio de velocidade, recurso esse que encarece a turbina. O fato é que se toda a energia cinética do vapor fosse absorvida num só estágio haveria a necessidade de uma alta velocidade periférica do tambor para que a velocidade absoluta de saída do estágio único fosse pequena (de modo que a perda de energia cinética também fosse pequena). Ora a alta velocidades do rotor para uma rpm pré-fixada implicaria em grandes diâmetros e enormes esforços centrífugos nas pás, as quais tenderiam a destacar-se do rotor; isso faz com que a energia cinética seja absorvida em mais de um estágio de velocidade a partir de certa potência (± 500 CV) podendo chegar até 3

estágios. Para altas potências, recomenda-se turbinas de outros tipos, com rendimento mais elevado que a turbina Curtiss e custo inicial de construção bem maior.

Retomando o critério a ser otimizado e que fixará as velocidades, ângulos e diâmetro da turbina, pode-se dizer que o que interessa é a maximização do rendimento interno da turbina, entendido como o rendimento periférico descontado as perdas de stodola, ou seja, $\nu_u = \frac{\text{trabalho útil}}{\text{energia disponível}} = 9$

$$\frac{2 \times u \times (C_1 u - C_2 u) + C'_{1u} - C'_{2u}}{C_1^2 t}$$

A operacionalização dessa maximização é feita a partir da rotação u/C_1 .

Experimentalmente detectou-se que o ponto de melhor rendimento é para $0,1 < u/C_1 < 0,3$. Para alguns pontos neste intervalo constroem-se os triângulos de velocidade para cada valor u/C_1 e obtem-se o rendimento $\nu_u = \nu_u(u/C_1)$. Determina-se, uma por uma das relações u/C_1 , as perdas ξ_w e dessa forma obtem-se o rendimento interno da turbina $No_i = \nu_u - \xi_w = No_i(u/C_1)$. Com alguns desses valores pode-se plotar um gráfico, verificar visualmente o provável ponto máximo (u/C_1)

de Noi (u/C_1) e calcular um triângulo de velocidade definitivo para este valor (u/C_1) ótimo.

As funções têm o aspecto mostrado pela figura nº 6.

Para o cálculo de ξ_w a metodologia adotada pelo livro texto é de um cálculo reiterativo sujeito à verificação da vazão em massa. Em fórmulas o livro texto sugere:

$$\xi_w = \frac{102 N_w 2g}{C_1 t^2 m} , \quad m = \frac{860 Ng}{3600 \Delta H' o Noi n m n g}$$

$$e N_w = B \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1 \cdot \gamma$$

onde: $B = 2,16$ p/ 2 estágios

$$d = \text{diâmetro do rotor (m)} = \frac{60u}{\pi n}$$

$$n = \text{rpm}$$

$$l_1 = \text{altura da pás} (\approx 2 \text{ cm})$$

γ = peso específico do vapor correspondente ao ponto A'_1
do diagrama do Mollier

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$C_1 t = \text{m/s}$$

$$m = \text{Kg/s}$$

N_g - potência elétrica que se quer gerar, Kw

N_m = rendimento mecânico

N_e = rendimento elétrico

$\Delta H' o$ = salto entalpico real ("isoentrópico"), Kcal/Kg

Segundo o livro adota-se um valor par Noi (em torno de 0,6), calcula-se m , ξ_w , n , e verifica-se $Noi = nu - \xi_w$, admitido um erro máximo de 2% reiterando-se o valor de m se necessário.

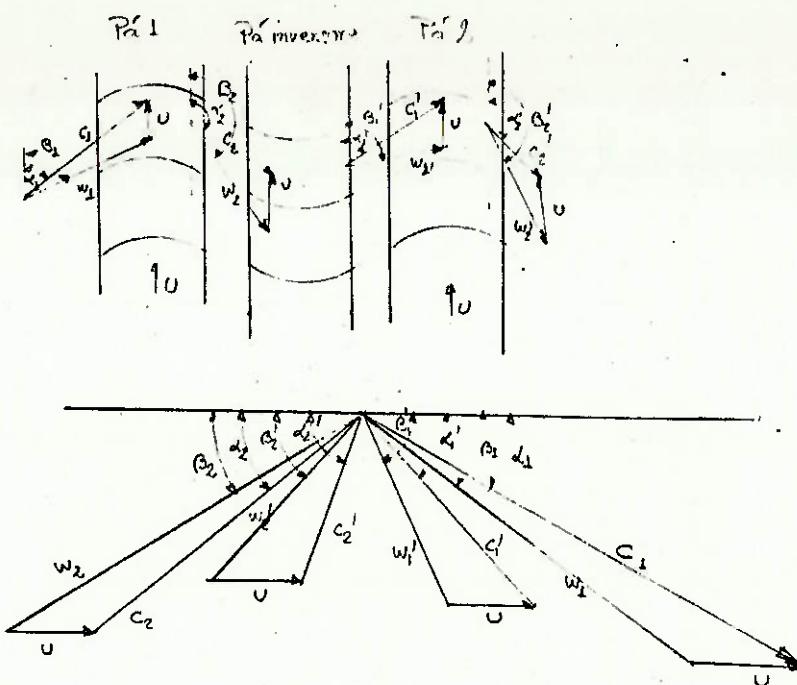


Fig 5 - Velocidades e ângulos das pás

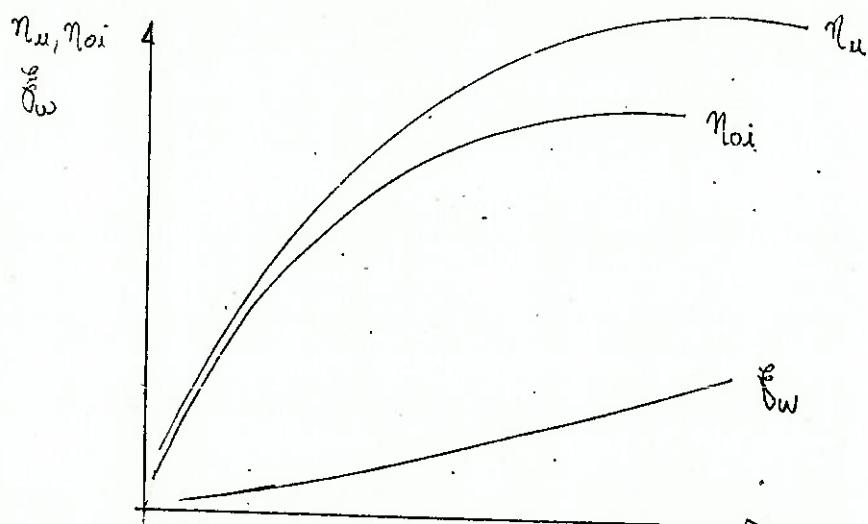


Fig 6 - Rendimentos η_{oi} , η_u e perda de Stodolla δ_w em função de u/c_1

A metodologia adotada no sistema diverge da do autor. Com as fórmulas apresentadas pelo autor pode-se resolver 2 equações a 2 incógnitas.

$$\frac{G_w}{C_1 t^2 m} = \frac{102 N_w 2g}{}$$

Equação 1

$$\frac{G_w}{C_1 t^2 Ng} = \frac{8,3773 \cdot 10^{-7} B \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1 \gamma \Delta H' o}{Noi nm}$$

$$m = \frac{860 Ng}{3600 \Delta H' o Noi nm ng}$$

$$N_w = B \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1 \cdot \gamma$$

Equação 2 $Noi = nu - \frac{G_w}{}$ =

$$Noi = nu - Noi = \frac{8,3773 \cdot 10^{-7} B d^4 n^3 l_1 \gamma \Delta H' o}{C_1 t^2 \cdot Ng} Noi nm ng$$

com $B = 2,06$, $l_1 = 2 \text{ cm}$, $\gamma = 1/\gamma$

Solução:

$$Noi = \frac{Nu}{1 + \frac{d^4 n^3 \Delta H' o nm ng}{C_1 t^2 \cdot Ng} \cdot 3,451 \cdot 10^{-6}} \quad e \quad m = \frac{0,23889 Ng}{\Delta H' o Noi nm ng}$$

Dessa maneira dispensa-se a verificação de m uma vez que a solução é exata.

De posse do valor de (u/C_1) máx. deve-se verificar se o rendimento nu e Noi calculado por triângulo de velocidades e calculado por queda de entalpia apresenta erro admissível menor que 2%. Para calcular nu por queda de entalpia tem-se:

$$Nu_h = \frac{\Delta H' o - \Delta h_b - \Delta h_{p1} - \Delta h_{pi} - \Delta h_{p2} - \Delta h_e}{\Delta H' o}$$

onde: Nu_h = rendimento N_u calculado por perda de entalpia

$$\Delta h_b = \text{queda de entalpia no bocal} = (C_{1t}^2 - C_1^2)/8378$$

$$\Delta h_{p1} = \text{queda de entalpia pá 1} = (W_1^2 - W_2^2)/8378$$

$$\Delta h_{p2} = \text{queda de entalpia pá 2} = (W'_1^2 - W'_2^2)/8378$$

$$\Delta h_{pi} = \text{queda de entalpia pá inversora} = (C_2^2 - C'_1^2)/8378$$

$$\begin{aligned}\Delta h_p &= \text{queda de entalpia por energia do gás em exaustão} \\ &= C'_2^2/8378\end{aligned}$$

O erro é calculado por $\frac{Nu_h - Nu}{Nu_h}$

Para calcular Noi por perda de entalpia tem-se:

$$Noi_h = \frac{\Delta H_i}{\Delta H' o} = \frac{\Delta H' o - (\Delta h_b + \Delta h_{p1} + \Delta h_{pi} + \Delta h_{p2} + \Delta h_e + \Delta h_w)}{\Delta H' o} =$$

$$= \frac{Nu_h - \Delta h_w}{\Delta H' o} \quad \text{e } \Delta h_w = 0,23888 \frac{Nw}{m}$$

O erro de Noi é calculado como $\frac{Noi_h - Noi}{Noi_h}$ e deve ser menor que 2%. Na figura nº 7, um diagrama de Mollier, evidencia as várias quedas de entalpia mencionadas.

Em relação ao sistema proposto várias são as colocações necessárias quanto a essa primeira parte do cálculo.

Inicialmente o sistema deve determinar o salto isoentrópico real obedecendo a diretriz de se introduzir o menor conjunto possível de parâmetro de cálculo para simplificar o trabalho

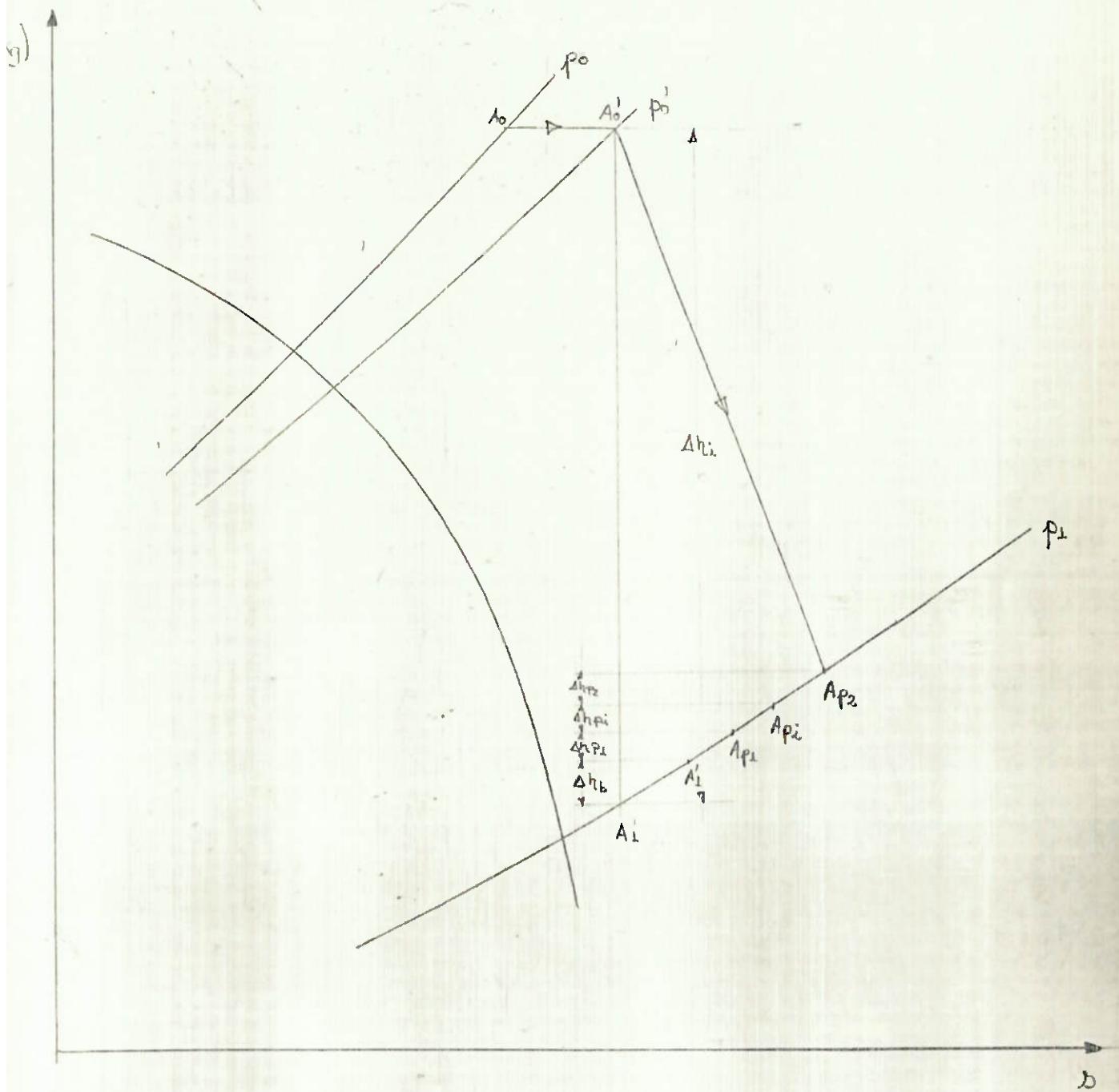


Fig 7 - Diagrama de Mollier completo

do operador e agilizar o processamento. Pelo já exposto percebe-se que para a definição do salto isoentrópico teórico bastaria a pressão e temperatura de entrada do vapor (juzante da válvula) e a pressão de exaustão (a temperatura fica automaticamente dada pelo processo ser isoentrópico). Ocorre que, trabalhando-se com um "gás" real e não ideal (vapor d'água) as fórmulas teóricas nem sempre apresentam a precisão adequada. Exporei a seguir qual foi o procedimento inicial para o cálculo do salto entálpico (isoentrópico) e porque ele foi rejeitado.

Sendo o salto isoentrópico, valeria a fórmula (se o gás fosse perfeito) $pV^k = \text{cte}$ ou $pT^{k(1-k)} = \text{cte}$, com $k_{H_2O \text{ vapor}} = 1,329$. Assim chamado de p_o , t_o , as condições de entrada do vapor no bocal e p_1 a pressão de saída, temos:

$$p_o t_o^{(k/1 - k)} = p_1 t_1^{(\frac{k}{1-k} - \frac{k}{k})} \quad (\text{T em } {}^\circ\text{K})$$

$$\text{ou } \frac{t_1}{t_o} = \frac{p_o}{p_1}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)}$$

$$t_1 = \frac{p_o}{p_1}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} t_o$$

Por outro lado o salto entálpico isoentrópico pode ser escrito:

$$\Delta H_o = C_{p_o} T_o - C_{p_1} T_1$$

Como C_p não é constante para vapor d'água, recorre-se à fórmula empírica fornecida por Van Wylan Sonntag: $p/H_2O \text{ vapor}$
 $\overline{C_p} = 34,190 - 43,868\theta^{0,25} + 19,778\theta^{0,5} - 0,88407\theta$, a qual

apresenta um erro máximo de 0,93% na faixa de 300 a 3500k, sendo que $\theta = T(^{\circ}k)/100$, $\overline{C_p}$ em Kcal/ $^{\circ}\mathcal{R}$ mdg

Com as equações de T_1 e dos calores específicos a pressão constante seria possível determinar-se o salto entálpico isoentrópico.

Ocorre que a equação de T_1 não apresenta boa precisão, uma vez que a pressão de entrada é consideravelmente maior que a saída (de 5 a 10 vezes), fazendo com que o comportamento do vapor d'água afaste-se sobremaneira de gás ideal.

Exemplificando: Tomamos

$$T_o = 400 \text{ kC}, p_o = 25 \text{ Kg/cm}^2 \text{ e } p_1 = 5 \text{ kgt/cm}^2$$
$$T_1 = \left(\frac{p_o}{p_1} \right)^{\left(\frac{1-k}{k} \right)} T_o \Rightarrow T_1 = \frac{25}{5}^{\left(\frac{1-1,329}{1,329} \right)} (400 + 273)$$

$$T_1 = 451,84 \text{ k} = 178,84^{\circ}\text{C}$$

Pelas tabelas de vapor superaquecido encontradas em "Fundamentos da Termodinâmica Clássica" de Van Wylen, Sonntag (equivalentes ao diagrama de Mollier):

$$h_o = 921 \text{ k cal/kg}$$

$$s_o = 1,86055 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{k} \Rightarrow T_1 = 396,55 \text{ }^{\circ}\text{k} \text{ e } h_1 = 779,58 \text{ kcal/kg}$$

Observa-se entre as temperaturas achadas pela fórmula e as reais que há um erro de

$$100 \times \left| \frac{396,55 - 451,84}{396,55} \right| = 13,94\%$$

inadmissível para o projeto.

Por outro lado se tomarmos as temperaturas corretas podemos verificar se há exatidão da fórmula do salto entálpico isoentrópico, para as várias diferentes pressões:

$$\text{para } T_0 = 673 \text{ k} \quad C_{p0} (\text{fórmula empírica}) = 8,892388 \text{ kcal/kg}$$

$$T_1 = 396,55 \text{ K} \quad C_{p1} (\text{fórmula empírica}) = 8,164806 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{e } \overline{\Delta H}_o = 673 (8,892388) - 396,55 (8,164806) = 2746,8233$$

$$\Delta H_o = \frac{\overline{H}_o}{\text{mol}} = 152,60$$

$$\Delta H_o \text{ real} = h_o - h_1 = 921 - 779,58 = 141,42$$

$$\text{e o erro é de } 100 \times \left| \frac{141,42 - 152,6}{141,42} \right| = 7,9\%$$

o que não apresentaria boa precisão para grande diferença de pressão entre p_0 e p_1 . Logo faz-se necessário que o salto isoentrópico real seja fornecido pelo operador do sistema obtido através de um diagrama de Mollier. Para simplificação do sistema ele deve fornecer o salto isoentrópico $\underline{\Delta H}_o$ com a pressão tomada a jusante da válvula, sendo T_0 a temperatura de entrada do vapor e p_2 a pressão de exaustão do vapor, e $\underline{\Delta H}_{o\text{em}}$ kcal/kg, conforme já mencionada figura 3.

É necessário ainda que o operador do sistema introduza o coeficiente de eficiência ζ do bocal (adimensional) conforme definido anteriormente ($\zeta = C_1/C_{1t}$) e encontrado em gráfico anexo (figura 4) para que o sistema calcule o salto entálpico real. Além desses, são parâmetros de entrada do sistema p_0 e

e p_1 (kgt/cm^2), T_0 e T_1 em ° Celsius, potência gerada em KW e n n° de rpm.

Ainda a respeito de cálculos referentes a variações de entalpia são várias as ocasiões em que torna-se necessário o conhecimento da temperatura e volume específico do vapor após sofrer um irreversibilidade a pressão constante. Por exemplo, o cálculo da altura dos bocais e das pás móveis e fixas requer o volume específico de entrada e saída do vapor e esse cálculo é executado pelo sistema a partir do cálculo do "ganho" de entalpia (perda do salto entálpico) associado à irreversibilidade (\mathcal{L} ou Ψ) da seguinte maneira:

A partir da variação de entalpia e da temperatura antes da irreversibilidade calcula-se a temperatura após a irreversibilidade, a baixa pressão (de exaustão). Por exemplo, no caso do bocal $\Delta h_b = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8376}$ (kcal/kg) com $C_{1t} = 91,5\sqrt{\Delta/t'}$ (m/s) e $C_1 = \rho C_{1t}$ (m/s)

O ponto de entrada A1 (vide figura nº 7) está a temperatura T_1 e através da fórmula empírica de C_p , acha-se C_{p1} . Para achar a entalpia do ponto A1 basta observar $\Delta h_b = C_{p1}'T_1' - C_{p1}T_1$ e que $C_{p1}'T_1' = C_{p1}T_1 + \Delta h_b$. Como C_{p1}' é dado por $C_{p1}' = 34,868\theta^{0,25} + 19,778\theta^{0,5} - 0,88407\theta$ tem-se: $T_1' = 100\theta_1'$ e

$34,190\theta_1' - 43,868\theta_1^{1,25} + 19,778\theta_1^{1,5} - 0,88407\theta_1^2 = (C_{p1}T_1 + \Delta h_b) \times 18/100$ (o coeficiente 18 de Δh_b serve para mudar a base molar), que deve ser resolvida reiteradamente da seguinte maneira:

Isola-se $\theta_1' = \theta\theta$

$$\theta_1' = \theta\theta = \left[\left(\frac{C_{p1}T_1 + h_b \times 18}{100} - 34,190\theta_1' + 43,868\theta_1'^{1,25} + 0,88407\theta_1'^2 \right) / 19,778 \right]^{2/3}$$

Estipula-se que enquanto $\theta\theta - \theta_1'$ for maior que $\theta_1'/10.000$ o valor de $\theta\theta$ deverá ser recalculado substituindo-se θ_1' pelo $\theta\theta$ encontrado. A precisão será de décimos de grau Kelvin para a temperatura $T_1' = \frac{(\theta_1' + \theta\theta)}{2} 100$ encontrada.

Para o volume específico é utilizada a fórmula para gases perfeitos (pressão moderada)

$$\gamma = \frac{47.07}{P_1 \cdot 10000} T_1' \quad \text{com } T_1' \text{ em } {}^\circ\text{K}$$

$$P_1 \text{ em Kgf/cm}^2$$

$$\gamma \text{ em Kg/m}^3$$

O cálculo da otimização da relação u/C_1 ótima é feito em forma descrita a seguir.

As relações u/C_1 são testadas no intervalo de 0,1 até 0,3 dez, 0,02 unidades, sendo portanto testado 11 relações. O teste que objetiva a maximização do valor de u/C_1 , com $\psi_2 = 20^\circ$, requer o cálculo do triângulo de velocidades correspondente à relação u/C_1 . Normalmente os triângulos eram determinados graficamente o que demandava tempo apreciável do projetista, bem como um menor número de valores da relação u/C_1 testada. O sistema propõe o cálculo analítico de cada triângulo.

Tem-se que $u/C_1 = K$ é portanto $u = KC_1$ (C_1 é conhecido e constante, e K é o valor de relação que se está testando). Aten-tando para a figura nº 8a percebe-se que na entrada da pá 1:

$$C_1 u = C_1 \cos \alpha_1, \alpha_1 = 20^\circ (\alpha_1 \text{ não é parâmetro})$$

$$\frac{C_1 u - u}{\cos B_1} = w \Rightarrow (C_1 u - u) = w \cos B_1$$

$$\text{Por outro lado } C_1 \sin \alpha_1 = w \sin B_1$$

$$\frac{w \sin B_1}{w \cos B_1} = \tan B_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} \Rightarrow B_1 = \arctan \left[\frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} \right]$$

$$w^2 \sin^2 B_1 + w^2 \cos^2 B_1 = w^2 = (C_1 \sin \alpha_1)^2 + (C_1 \cos \alpha_1 - u)^2$$

$$w = \sqrt{(C_1 \sin \alpha_1)^2 + (C_1 \cos \alpha_1 - u)^2}$$

Para saída de pá 1, vide figura nº 8b.

$$\left. \begin{array}{l} B_2 = B_1 - 3^\circ \\ w_2 = \psi_{p_1} w_1 \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{Dados da prática de construção, sendo} \\ \text{função de } (B_1 + B_2) \text{ calculado pelo pró-} \\ \text{prio programa (segundo ábaco do livro} \\ \text{texto).} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} w_2 \cos B_2 - u = C_2 \cos \alpha_2 \\ C_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin B_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \alpha_2 = \arctan \frac{w_2 \sin B_2}{w_2 \cos B_2 - u}$$

$$C_2 = \sqrt{(w_2 \cos B_2 - u)^2 + (w_2 \sin B_2)^2}$$

$$C_2 u = C_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos B_2 - u$$

Para a entrada e saída da pá inversora têm-se:

$$\left. \begin{array}{l} \omega_{2pi} = \omega'_1 = \omega_2 - 3^\circ \\ C_{2pi} = C'_1 = \psi_{pi} C_2 \end{array} \right\} \quad \text{mesma observação que para } B_2 \text{ e } w_2$$

$$\begin{aligned} \omega_{1pi} &= B_2 \\ C_{1pi} &= C_2 \end{aligned}$$

Para a entrada da 2ª pá, vide figura nº 8c.

$$\left. \begin{array}{l} \omega'_1 = \omega_{2pi} = \omega_2 - 3^\circ \\ C'_1 = C_{2pi} = \psi_{pi} C_2 \end{array} \right\} \quad \text{mesma observação que para } B_2 \text{ e } w_2$$

$$\begin{aligned} B_1' &= \text{arc tang} = \frac{C_1' \text{ sen } \omega'_1}{C_1' \cos \omega'_1 - u} \\ w_1' &= \sqrt{(C_1' \text{ sen } \omega'_1)^2 + (C_1' \cos \omega'_1 - u)^2} \end{aligned}$$

$$C_1' u = C_1' \cos \omega'_1$$

- Analogamente ao que foi descrito para a entrada da pá 1.

Para a saída da pá 2, vide figura nº 8d (análogo a saída da pá 1)

$$\left. \begin{array}{l} B_2' = B_1' - 3^\circ \\ w_2' = \psi w_1' \end{array} \right\} \Rightarrow \text{mesma observação que para } w_2 \text{ e } B_2$$

$$\omega_2' = \text{arc tang} \left[\frac{w_2' \text{ sen } B_2'}{w_2' \cos B_2' - u} \right]$$

$$C_2' = \sqrt{(w_2' \cos B_2' - u)^2 + (w_2' \text{ sen } B_2')^2}$$

$$C_2' u = C_2 \cos \omega_2'$$

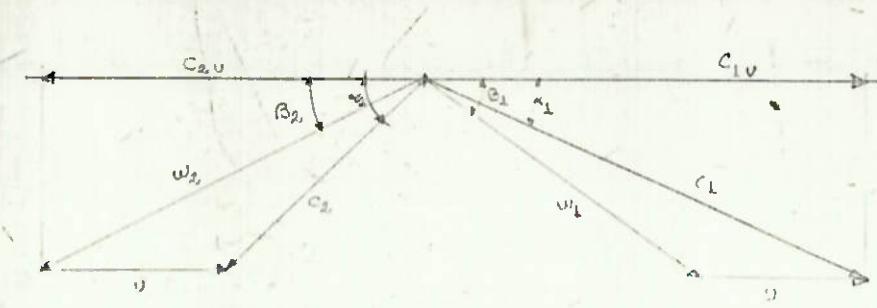


Fig 8A - Entrada e Saída da pá 1

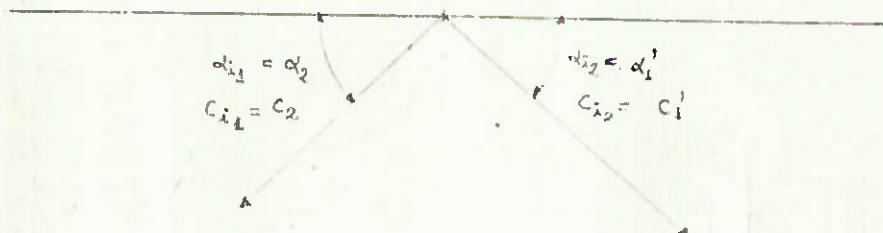


Fig 8B - Entrada e Saída da pá inversora

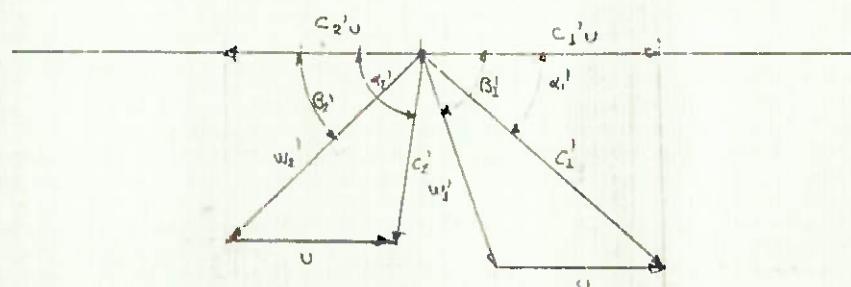


Fig 8C - Entrada e Saída da pá 2

Com as expressões acima o sistema calcula nu (conforme fórmula já vista) com os valores de $d = \frac{60 \times u}{\pi \times N}$, n, H_o' , C_{lt} , Ng,

com o valor de ζ_1 (saída do bocal) calculado conforme visto no cálculo termodinâmico e, com os valores de nm e ng rendimentos mecânicos e do gerador calculados por interpolação pelo sistema a partir de interpolação linear do ábaco do livro texto (função de Ng), pode-se calcular Noi conforme cálculo fórmula vista anteriormente para dado valor K de u/C_1 (também pode-se calcular \dot{m}).

Após testar as 11 relações de K de u/C_1 , o sistema faz um refinamento da melhor solução. Ele toma o valor de K anterior ao valor de K que maximizou anteriormente a função Noi e no intervalo compreendido entre o valor anterior e o valor de K posterior ela testa 11 novas razões, com intervalo de 0,004, buscando uma maior exatidão na relação K ótima.

A precisão obtida para este último é de $\pm 0,002$ do valor encontrado, o que é bastante significativo e só exequível praticamente com o uso do computador (são testados ao todo 22 relações K).

Para o valor de K ótimo, o sistema calcula além do triângulo de velocidades nu, Noi e \dot{m} , os rendimentos de n_{u_n} e Noi_n obtidos por "queda" (aumento) de entalpia e o desvio (erro) em relação aos valores obtidos pelos triângulos de velocidade.

O sistema computadorizado fornecerá nesta 1^a etapa do programa (cálculo termodinâmico) uma série de parâmetros reunidos

como "dados relativos à folha 1" na listagem conforme o exemplo do programa que será visto mais a frente.

IV - Cálculo Mecânico dos Vários Componentes

Uma vez determinados os triângulos de velocidade definitivos, o sistema deverá fornecer as especificações mecânicas para construção dos vários elementos - pás, bocal, rotor, eixo, mancal de rolamento.

O primeiro cálculo efetuado é uma estimativa (pré-cálculo) do diâmetro do eixo do rotor, o que permitirá estimar qual é a perda de vazão de vapor pelo sistema de vedação do labirinto. Usualmente para a potência e rotação envolvidos costuma adotar-se cerca de 40 câmaras de vedação no labirinto, vide figura nº 9. O cálculo do diâmetro do eixo é feito considerando-se um comprimento inicial do eixo de 40 cm, biapoiado, é solicitado pelo peso do eixo dado por $G = \frac{\pi D^2}{4}$ e aço

$$e = 2 \text{ cm} \text{ (admitido)}$$

$$D = \text{calculado na parte anterior (cm)}$$

$$\delta_{\text{aço}} = 0,00781 \text{ Kg/cm}^3$$

$$C = 40 \text{ cm}$$

e pelo momento torçor transmitido

$$M_t = \frac{Ng}{nm \cdot ng \cdot N} \quad 97300 \text{ (kgf/cm}^2)$$

$$Ng = \text{kW}$$

$$N = \text{rpm}$$

Calcula-se o momento fletor $M_f = \frac{G1}{4}$, e o momento ideal

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}. \text{ O diâmetro será então } d = \sqrt[3]{\frac{M_i \pi}{16 \zeta_{\text{máx}}}} \text{ (cm)}, \zeta_{\text{máx}}$$

$$= 600 \text{ kp/cm}^2. \text{ O diâmetro adotado será } 20\% \text{ superior ao calculado}$$

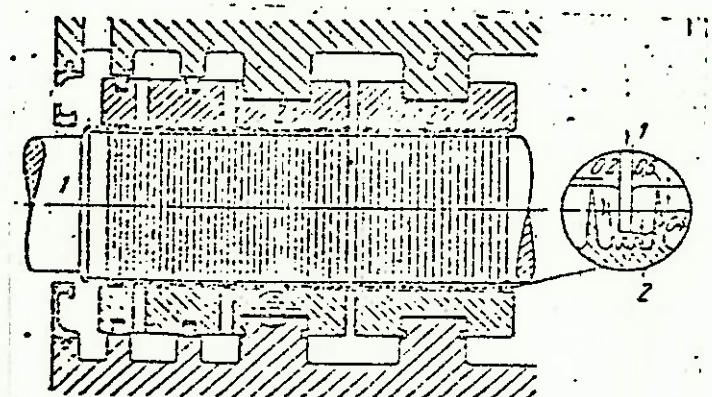


Fig 9 - Labirinto do eixo da turbina - 40 câmaras

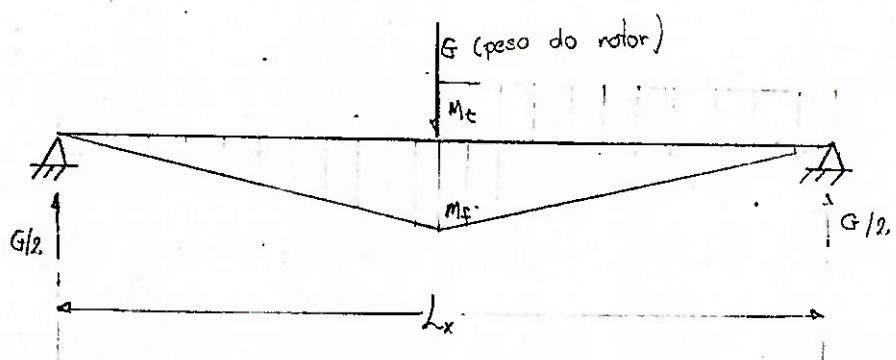


Fig 10 - Pré cálculo do eixo - forças e reações de apoio,
momentos M_f e M_t

do devido a outros esforços (e será verificado ao final).

Para o cálculo da fuga de vazão consideraremos a pressão crítica na 40^a e última câmara do labirinto. Segundo o livro-base ela será $p_{cr} = \frac{0,85 \times p_1}{\sqrt{Z + 1,5}}$

p_1 = pressão de exaustão (kp/cm^2)

Z = 40 câmaras
= K/cm^2

Se a pressão crítica na saída da última câmara for maior que a pressão atmosférica o labirinto estará blocado e a vazão de fuga dada por $M_1 = 100 \cdot fs \cdot \sqrt{\frac{p_1}{4,2304 \cdot v_1}}$, e em caso contrário ele não estará blocado e será dado por $M_1 = 100 \cdot fs \cdot \frac{g(p_1^2 - p_{cr}^2)}{Z \cdot p_1 \cdot v_1}$

onde: M_1 = kg/s

fs = área anular entre o ressalto do eixo e o fundo do labirinto - $0,0001029 \text{m}^2$

p_1 = pressão de exaustão (kp/cm^2)

v_1 = volume específico de exaustão (kg/m^3)

g = $9,81 \text{ m/s}^2$

p_{at} = pressão atmosférica - $1 \text{ kp}/\text{cm}^2$

O cálculo de vazão de fuga por sua vez permite calcularmos a vazão total de vapor que escoará pelos bocais e com isso determinar suas dimensões. É necessário determinar inicialmente o tipo de bocal a ser utilizado, e isso é feito comparando-se a pressão p_1 de saída com a pressão crítica dada por $p_{cr} = 0,546 p_o$ (p_o = pressão de entrada, tomada a jusante do gover

nador). Se $p_{cr} > p_1$, o bocal fornecerá vapor com velocidade superior a $M = 1$ na saída e será convergente-divergente; caso contrário será apenas convergente ($M = n^o$ de Mach).

Se os bocais forem convergente-divergente será necessário determinar a sua área de garganta total e a de cada bocal. Isso é feito fazendo-se $f_{min} = \frac{\dot{m} + 2\dot{m}_1}{203\sqrt{\frac{p_o}{v_o}}}$ onde:

$$f_{min} = \frac{\dot{m} + 2\dot{m}_1}{203\sqrt{\frac{p_o}{v_o}}}$$

$\dot{m}, \dot{m}_1 = \text{kg/s}$

$p_o = \text{pressão de entrada} - \text{kg/cm}^2$

$v_o = \text{vol. esp. de entrada} - \text{kg/m}^3$

e a área de cada um dos 20 bocais (adotado pelo sistema) será

$$f'min = fmin/20.$$

A área de saída de todos bocais, quer seja convergentes, quer sejam convergente-divergentes é dada por $f'max = \frac{(\dot{m} + 2\dot{m}_1) \cdot v_1}{C_1}$

e a área de saída de cada bocal $f'max$ será $f'max = fmax/20$. O sistema analisa a pressão crítica em face da saída de p_1 e emite em seu relatório de folha 2 (vide exemplo posterior) de que tipo de bocal trata, além de fornecer o pré-cálculo do diâmetro do eixo e a perda de vazão em massa.

Para determinar a largura do bocal o sistema calcula antes o grau de admissão parcial E , uma vez que há um compromisso entre ele e a largura do bocal. E é definitivo como:

$$E = \frac{(\dot{m} + 2\dot{m}_1) \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot l_b \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1} = E = \frac{f_{\max}}{\pi \cdot d \cdot l_b \cdot \sin \alpha_1}$$

sendo:

l_b = largura (inicial) dos bocais suposta 1,4 cm (m)

D = diâmetro do rotor (m)

v_1 = volume específico à pressão de saída (kg/m^3)

C_1 = velocidade real de saída (m/s)

α_1 = ângulo absoluto de entrada p/ 1 = 20°

$\dot{m} + 2\dot{m}_1$ = vazão total a escoar pelos bocais (kg/s)

f_{\max} = total área de saída dos bocais (m^2)

Não são recomendados valores de E menores que 0,25 e nem larguras l menores que 1,1 cm. Se para $l_b = 1,4$ cm e E for menor que 0,25, o sistema calculará l_b para $E = 0,225$ (e não $E = 0,25$, pois l_b não poderá diminuir muito) através de $l_b = \frac{f_{\max}}{\pi \cdot D \cdot 0,25 \cdot \sin \alpha_1}$

Se l_b assim calculado for menor que 1,0 cm então o sistema atribuirá para l_b o valor de 1,1 cm e calculará E correspondente, sendo que os valores calculados até este ponto são considerados definitivos e listados na folha 2 (vide exemplo do programa).

Com o valor de l_b calculado, o sistema está apto a calcular a altura dos bocais a_u e posteriormente a altura de todas as pás. A altura dos bocais será na saída de $a_u = f'_{\max}/l_b$.

Se o bocal for convergente-divergente, a partir de l_b o sistema calcula a altura na garganta $a_m = f'_{\min}/l_b$ (cm) e em fun-

ção disto o comprimento da parte divergente através da fórmula $l = \frac{a_u - a_m}{2 \tan \delta/2}$ (cm), onde $\delta \approx 8^\circ$ (dado da prática dos cons-

trutores), constando esse valor de listagem na folha 2.

Para calcular a altura das várias pás, ou seja, pá 1, pá 2 e inversora, (supõe-se que o passo entre duas pás consecutivas não varie com a altura das pás) é necessário considerar que devido ao aumento de entalpia (proveniente das irreversibilidades) o volume específico do vapor aumenta no transcorrer do escoamento. A partir do aumento de entalpia em cada pá é possível conhecer-se a temperatura e o volume específico do vapor após a ocorrência da irreversibilidade desde que se conheça a temperatura antes da última ocorrer.

Em termos de sistema a mesma subrotina que processou o aumento de entalpia no bocal e a temperatura isoentrópica no final do salto (fornecendo a temperatura e o volume específico posterior à irreversibilidade) após resolver a equação de 4º grau é usada para as diversas pás.

De posse do volume específico v_s após a irreversibilidade, isto é, na saída das pás, a altura de saída de uma pá qualquer pode ser calculada pela fórmula $h_{saída} =$

$$\frac{100 \cdot \dot{m} \cdot v_s}{\pi \cdot D \cdot w_s \cdot \sin B_s} \text{ (cm)} \quad \text{onde:}$$

\dot{m} = vazão (kg/s)

v_s = (kg/m^3)

D = diâmetro do rotor (m)

E = (adimensional)

w_s = velocidade relativa de saída da pás (m/s)

B_s = ângulo relativo de saída da pás (graus)

Lembrando que para a pás inversora $w_s = C_1'$ e $B_2 = \alpha_1'$

O sistema possui outra subrotina para esse cálculo, sendo parâmetros de entrada v_s , w_s e B_s e de saída h saída. A altura de entrada da pás seguinte será a de saída (calculada acima) acrescida de 2mm, sendo que para a 1^a pás a altura de entrada será a altura de saída do bocal mais os 2mm. Essas alturas calculadas são as alturas úteis mas não as alturas efetivas das pás, uma vez que o uso de espaçadores entre elas ocupa propositalmente espaço, acrescendo à altura útil uma altura adicional.

A utilidade dos espaçadores e seu dimensionamento geométrico pode ser melhor compreendida com o auxílio da figura nº 11. Percebe-se que o seu uso possibilita a existência de uma simetria "cônica" que de outra forma não seria obtida, sendo o acréscimo na altura da pás dividido entre sua parte inferior e posterior ($\frac{h_u \text{ saída}}{2} - h_u \text{ entrada}$).

As alturas efetivas foram determinadas pelas fórmulas dedutíveis da figura:

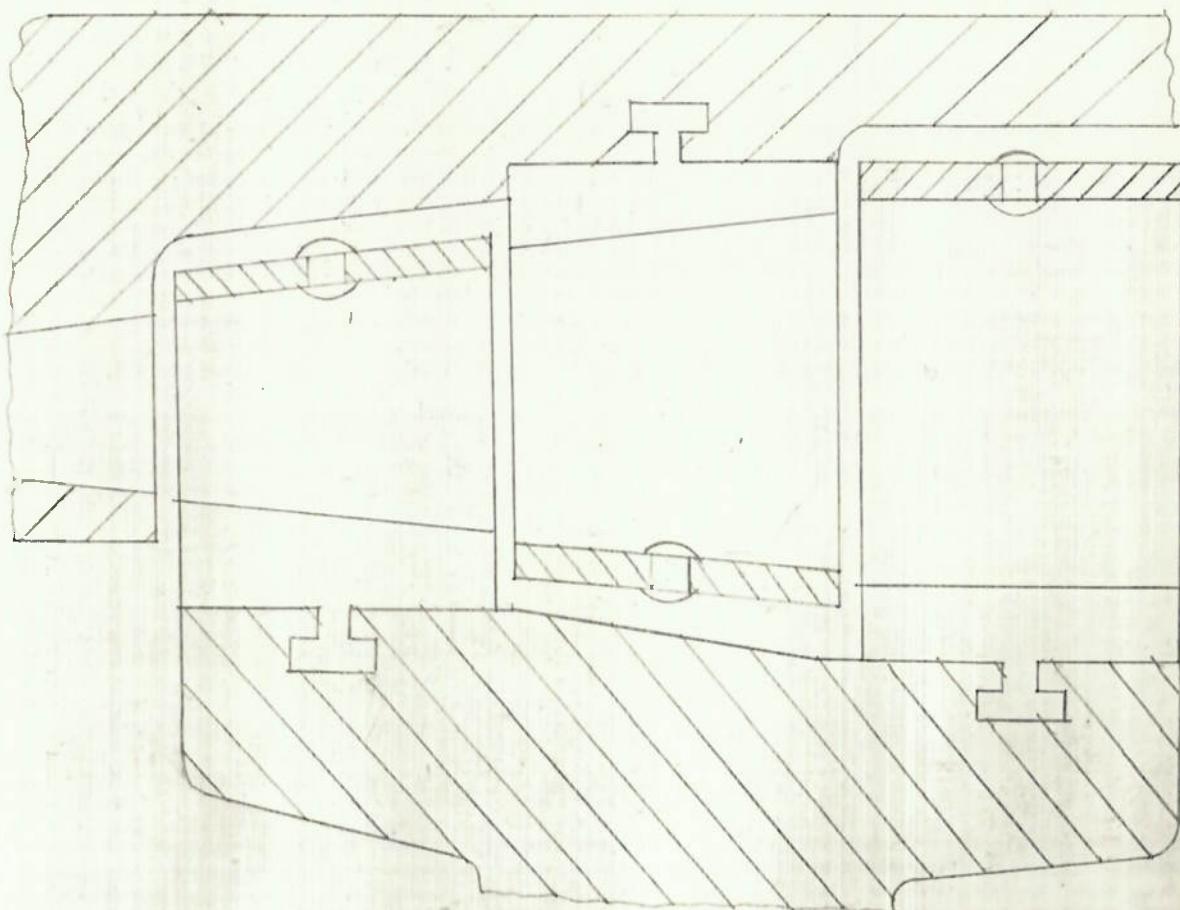


Fig 11 - Emprego de espaçadores nas pás - simetria cônica

$$E_i = H_i + (0,4 + 2,3 (H_1 - H_i)/2)$$

$$E_2 = H_2 + (0,4 + 1,3 (H_2 - H_1)/2)$$

$$E_3 = H_3 + (0,4 + 1,3 (H_4 - H_3)/2)$$

$$E_4 = H_4 + (0,4 + 0,4 (H_4 - H_3))$$

$$E_5 = H_5 + 0,4$$

onde: E_1 , H_1 são as alturas em cm das pás, numeradas com nº ímpar na entrada e nº par na saída, sendo que o índice 5 é comum à entrada e saída da 2^a pá.

O sistema lista todas as alturas já mencionadas, os volumes específicos na saída das pás e ainda a altura efetiva média de cada pá = $\frac{E_i + E_{(i+1)}}{2}$ (cm), na listagem da folha 2.

A seguir o sistema fez o cálculo das pás em duas etapas: na primeira ele calcula as dimensões de desenho da pá e na segunda ele verifica a secção de engaste da pá (que é um segmento da secção da pá, constante para qualquer altura) aos esforços solicitantes fazendo uma pequena simplificação, qual seja considerar a pá simétrica com ângulo B igual à média dos ângulos B de entrada e B de saída (ou ↗ no caso da pá inversora). Ambos os cálculos são feitos para cada tipo de pá por intermédio de uma subrotina e serão descritos detalhadamente a seguir.

Inicialmente é preciso que se calcule algumas dimensões as quais subsidiarão o cálculo geométrico exato das pás. O sistema começa calculando qual será a largura LP da pá 1 (ou LI da inversora e L2 da 2^a pá) através da fórmula empírica:

$$LP = 3 \cdot \sqrt{\Delta h_{p1} + 6} \text{ (mm)} \quad \text{onde:}$$

Δh_p é o ganho de entalpia que ocorre na pá em questão (kcal/kg) e a largura L é dada em mm.

Contudo as pás devem ter no mínimo 15 mm. O sistema após calcular a largura pela fórmula verifica se esta condição é satisfeita, se não adota-se 15mm. O número de cada tipo de pás é primeiramente estimado, tomando-se o inteiro mais próximo Z da fórmula $ZP = \text{INT} [5026, 55 \times D/LP]$ onde:

ZP, ZI ou ZS - nº de pés da pá 1^a, inversora ou 2^a

D = diâmetro do rotor (m)

LP, LI, L2 - largura do tipo de pá (mm)

A partir do número de pás calcula-se o passo PP, PI ou P2 para cada tipo de pá pela relação $PP = \pi \cdot D/ZP = 3141,6 \cdot D/ZP$

D = (m)

ZP = admensional

PP = (mm)

É preciso verificar se o passo assim calculado satisfaz a condição de ser maior que o dobro da largura l_b dos bocais. Caso contrário o nº de pás e o passo são recalculados para uma largura L, da pá em questão, igual a 4,5 vezes a largura l_b do bocal e considerados como definitivos. A espessura t das bordas da pá é admitida pelo sistema como sendo de 0,635 mm (dado da prática construtiva). O dimensionamento geométrico da pá pode ser melhor compreendido com o auxílio da figura nº 12 e foi baseado no livro de Kearton, "Steam and Gas Turbines".

O raio R, raio raio de curvatura maior, pode ser obtido pela relação geométrica (para a 1^a pâ)

$$R = \frac{LP}{(\cos B_1 + \cos B_2)}$$

R = (mm)

LP, LI, L2 = largura das pás

B₁ e B₂ para a 1^a pâ; B₁' e B₂' para a 2^a pâ; ϖ₂ e ϖ₁', para a inversora

Da figura 12 têm-se as relações:

$$b = \sin B_1 x + \sin B_2 y$$

$$R (\sin B_1 - \sin B_2) + \cos B_1 x = \cos B_2 y$$

$$x = \frac{\cos B_2 y - R (\sin B_1 - \sin B_2)}{\cos B_1}$$

$$y = \frac{b - \sin B_1 x}{\sin B_2}$$

$$y = \frac{b - \sin B_1 \left[\frac{\cos B_2 - R (\sin B_1 - \sin B_2)}{\cos B_1} \right]}{\sin B_2}$$

$$y = \frac{b}{\sin B_2} - \operatorname{tg} B_1 \left[\frac{y}{\operatorname{tg} B_2} - R \left(\frac{\sin B_1}{\sin B_2} - 1 \right) \right]$$

$$y + \frac{\operatorname{tg} B_1}{\operatorname{tg} B_2} y = \frac{b}{\sin B_2} + \operatorname{tg} B_1 R \left(\frac{\sin B_1}{\sin B_2} - 1 \right)$$

$$y = \frac{b}{\operatorname{sen} B_2} + \operatorname{tg} B_1 R \left(\frac{\operatorname{sen} B_1}{\operatorname{sen} B_2} - 1 \right)$$

$$1 + \frac{\operatorname{tg} B_1}{\operatorname{tg} B_2}$$

finalmente temos para r:

$$r = \left[y - \left(p - \frac{t}{\operatorname{sen} B_2} \right) \cos B_2 \right] \operatorname{tg} \left(\frac{B_1 + B_2}{2} \right)$$

com p = passo de uma pá e

y = dado pela expressão anterior

O sistema calcula r , raio de curvatura menor (mm), com o intuito de se verificar se ele confere com o do desenho do projeto de execução, uma vez que com LP , R , B_1 , B_2 e t , a pá pode ser obtida graficamente conforme a mesma figura mostra.

Na segunda etapa do cálculo da pá, a primeira providência é considerá-la simétrica, ou seja, os ângulos B entrada e B saída serão considerados iguais à média aritmética dos dois ângulos, a largura da pá será a mesma adotada anteriormente bem como o raio R de curvatura maior. A figura nº 13, ajuda a visualização do que será exposto a seguir.

Percebe-se as seguintes relações geométricas:

$$r = \left[H - \left(t - \sqrt{\frac{R^2 - B_2}{4}} - \frac{t}{20} \right) \right] \operatorname{sen} \angle$$

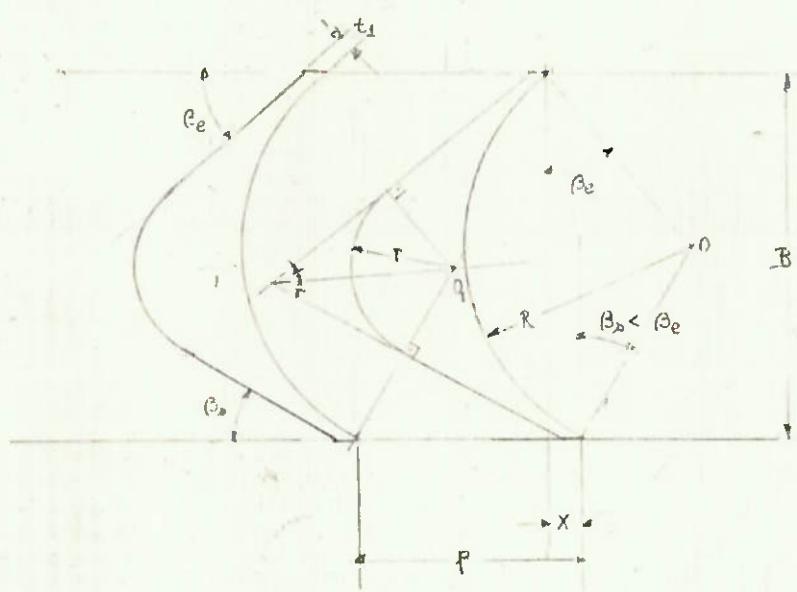
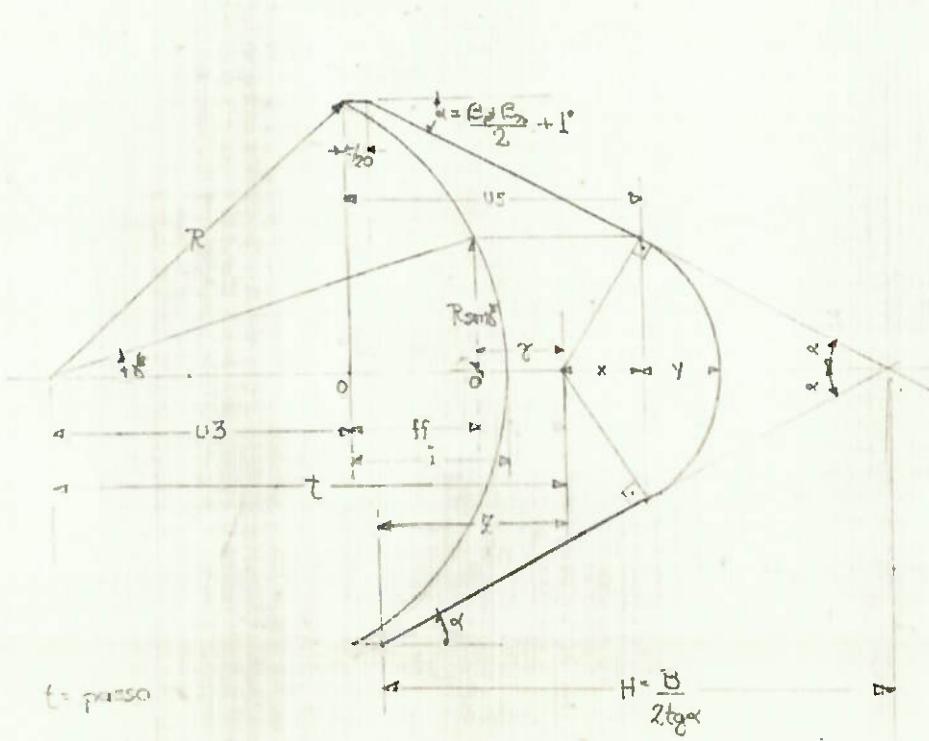


Fig 12 - Dimensionamento geométrico da pá assimétrica



$$\begin{aligned}
 R \sin \beta &= r \cos \alpha \Rightarrow \sin \beta = \frac{r \cos \alpha}{R} \\
 ff &= R \cos \beta - U3 \\
 U3 &= \sqrt{R^2 - B^2/4} \\
 R \cos \beta &= \frac{r \cos \alpha}{\sqrt{1 - r^2 \cos^2 \alpha}} \Rightarrow ff = \sqrt{1 - r^2 \cos^2 \alpha} - U3 \\
 \tan \beta &= \frac{r \cos \alpha}{\sqrt{1 - r^2 \cos^2 \alpha}} \\
 x &= r \sin \alpha \\
 y &= x \tan \alpha \\
 i &= R - U3
 \end{aligned}$$

Fig 13 - Pá simétrica usada para verificação mecânica da pá assimétrica

$$R \sin \delta = r \cos \alpha$$

$$\sin \delta = \frac{r}{R} \cos \alpha$$

R

$$\cos \delta = \frac{\sin \delta}{\tan \alpha} = \frac{r}{R \tan \alpha} \cos \alpha$$

O segmento da pás compreendido entre $+ R \sin E$ e $-R \sin E$ corresponde à secção de engastamento, vide figura nº 14, corte transversal da roda. A verificação da pás aos esforços sollicitantes faz necessitar o cálculo de alguns dados geométricos da pás e de secção de engaste.

Da pás será interessante saber a área de sua secção o que permitirá calcular sua massa e o esforço centrífugo que ele causa; da secção de engaste os dados interessantes serão a área e o menor módulo de resistência à flexão (tração ou compressão).

Para a pás, o sistema estima a área dividindo o seu eixo de simetria em um nº de intervalos de aproximadamente 0,5 mm a partir do ponto O até o extremo do bordo de ataque da pás (figura 13). Se a divisão resultar em menos de 20 intervalos, então serão tomados 20 intervalos e a dimensão do intervalo será o quociente da distância tomada sobre o eixo por 20 intervalos. A seguir o sistema calcula para cada intervalo a diferença de cotas entre a parte convexa e côncava, e calcula a área do elemento, aproximando-a de um retângulo, igual ao valor do intervalo, pelo dobro da diferença de cotas (a pás é "simétrica"). A soma de todos os elementos fornecerá a área

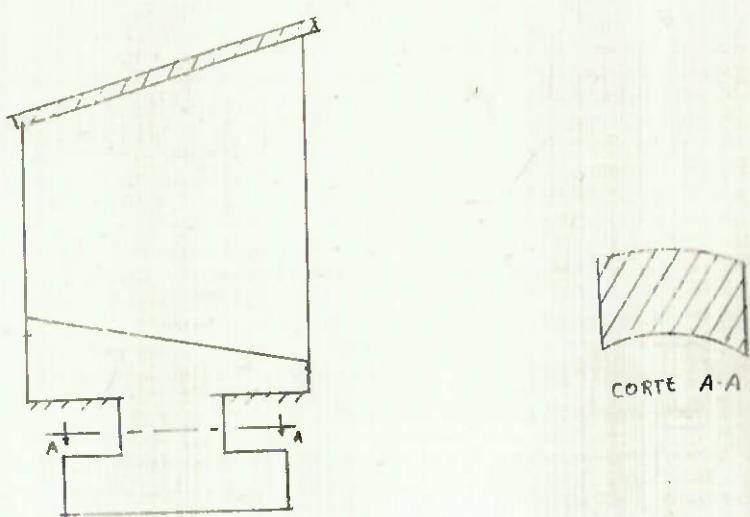


Fig 14 - Corte transversal da pá e roda evidenciando seção de engastamento

total da pás. As relações geométricas que localizam um segmento e calculam a diferença entre as cotas correspondentes são:

Se o centro do segmento estiver compreendido entre:

$$0 \leq v \leq t/20, \text{ ou seja, } 0 \leq v \leq t/20 \quad \left. \begin{array}{l} \text{função superior} = B/2 \\ \text{função inferior} = \sqrt{R^2 - (v + \sqrt{R^2 + B^2/4})^2} \end{array} \right\}$$

$$\text{onde } i = R - \sqrt{R^2 - B^2/4}, \text{ ou se, } t/20 < v \leq i \quad \left. \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = B/2 - \tan(\alpha) \cdot (v - t/20) \\ \text{função inferior} \\ = \sqrt{R^2 - (v + \sqrt{R^2 + B^2/4})^2} \end{array} \right\}$$

$$\text{se } i < v \leq t/20 + z + x \quad \left. \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = B/2 - \tan(\alpha) \cdot (v - t/20) \\ \text{função inferior} = 0 \end{array} \right\}$$

onde

$$z = t - t/20 - \sqrt{R^2 - B^2/4} = \frac{19t}{20} - \sqrt{R^2 - B^2/4}$$

$$\text{se } t/20 + z + x < v \leq t/20 + z + x + y \quad \left. \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = \sqrt{r^2 - (v - t/20 - z)^2} \\ \text{função inferior} = 0 \end{array} \right\}$$

onde: $y = r - x$

Para a secção de engaste, o sistema calcula a área analogamente ao cálculo para a pás, sendo que agora o comprimento tomado sobre o eixo de simetria é o segmento que vai do ponto O' até o extremo do bordo de ataque Q . Para cada elemento de área é calculado também o momento de área daquele elemento em relação ao eixo XX' , perpendicular ao eixo de simetria passando por O' , igual ao produto de sua área S_i pela variável v_i ($M_{xx'} = S_i V_i$).

O quociente da somatória dos momentos de área $SMA_{xx'}$ pela área S dá a distância $d_{xx'}$ do centro de gravidade ao eixo XX' = $d_{xx'} = \frac{SMA_{xx'}}{S}$ (mm).

Para saber o momento de inércia, cada elemento de área já calculado é multiplicado por $(d_{xx'} - v)^2$, ou seja, $I_{xx'} = (d_{xx'} - v)^2$. S. Já o cálculo de W_{xx} é feito dividindo-se $I_{xx'}$ pelo valor relativo dx do maior módulo entre $(d_{xx'} - x - y - g)$ e $d_{xx'} \Rightarrow W_{xx} = I_{xx'}/dx$ (mm³).

Os valores das funções superiores e inferiores para o cálculo referido são:

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } 0' \leq v \leq i - ff \\ \text{onde: } ff = R \cos \theta - \sqrt{R^2 - B^2/4} \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{função superior} = R \sin \theta \\ \text{função inferior} = \sqrt{R^2 - (\sqrt{R^2 - B^2/4} + ff + v)^2} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } i - ff < v \leq g + x \\ \text{onde: } g = t - \sqrt{R^2 - B^2/4} - ff \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{função superior} = R \sin \theta \\ \text{função inferior} = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } g + x < v \leq g + x + y \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{função superior} = \sqrt{r^2 - (v-g)^2} \\ \text{função inferior} = 0 \end{array}$$

A verificação da secção de engastamento é completada com o cálculo das forças solicitantes. Elas são de dois tipos: a força centrífuga F_c , causada pelo peso da pá e pelo segmento do aro de cobertura (vide figura nº 15), presente na 1^a e 2^a pás e ausente na inversora, normal à secção mínima de engaste e a força causada pela mudança na direção do fluxo de va-

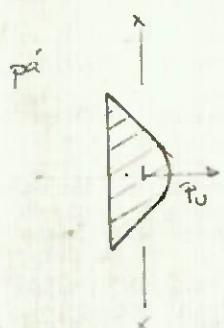
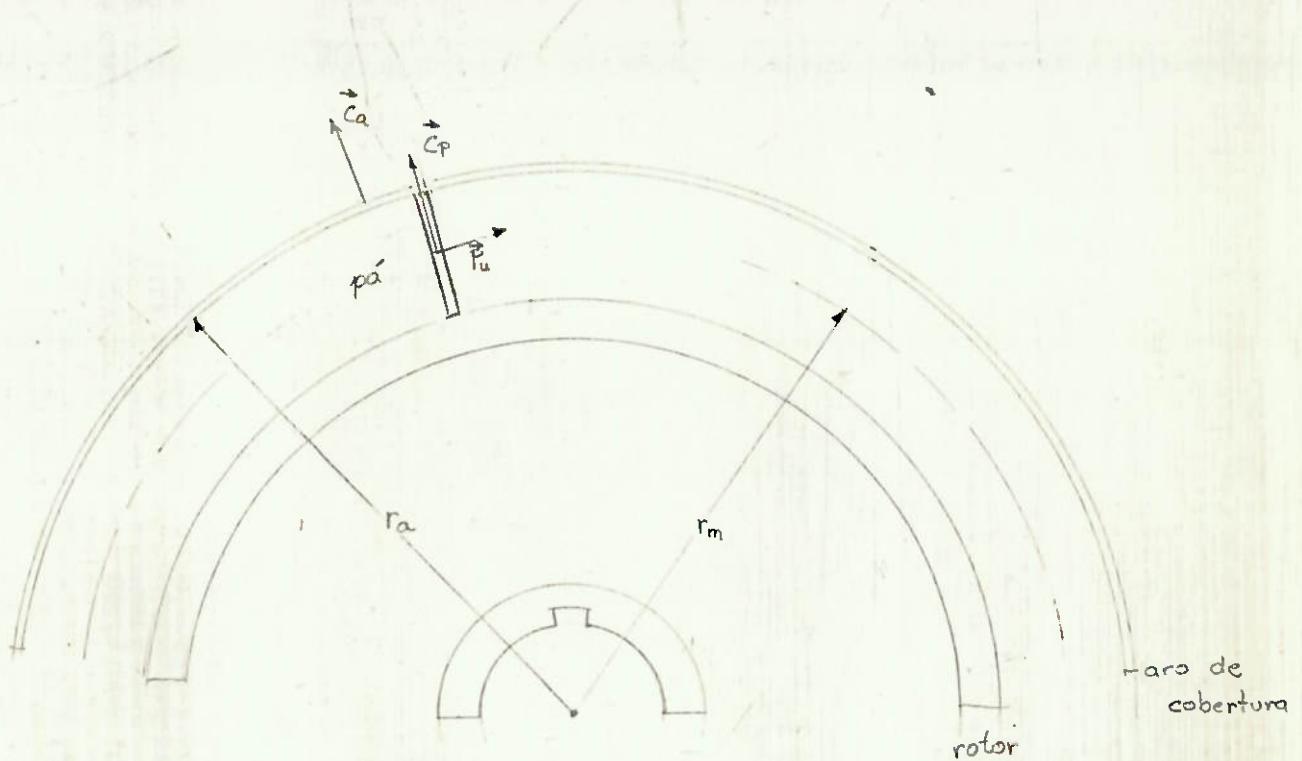


Fig 15 - Detalhe do rotor e as forças nele agentes

por ao escoar por uma pás. Esta última força será denominada de P_u , é na direção e sentido da velocidade U periférica, conforme a figura anterior mostra e, devido ao fato do regime de escoamento não ser na realidade permanente (há instantes em que o vapor não escoa por entre duas mesmas pás), ela solicita a secção de engaste, crítica, a esforços de flexão pulsantes; portanto há o risco de ocorrência de fadiga no material, risco esse agravado pelas altas temperaturas do material das pás.

O cálculo das tensões que as forças introduzem é feito isoladamente, não se somando os esforços com coeficientes de F_{adm} distintos. Isto deve-se basicamente ao fato de haver risco de fadiga num esforço e no outro não.

As fórmulas usadas para o cálculo da força F_c são dadas a seguir (vide figura nº 15):

$$F_c = C_p + C_a \quad C_p = \frac{V_p \cdot \gamma_{aço} \cdot r_m \cdot w^2}{g} \text{ (kp)} \\ C_a = \frac{S_a \times t_a \cdot \gamma_x \times r_a \times w^2}{g}$$

onde: $F_c = (\text{kp})$

C_p = força devido às pás (kp)

C_a = força devido ao aro (kp)

V_p = volume da pás (cm^3)

γ = peso específico do aço = 0,00781 kp/ cm^3

g = 9,81 m/s^2

r_m = $D/2$ (m)

w = velocidade angular rd/s = $\frac{\pi n}{30}$, n (rpm)

$$S_a = LP + 0,4 + 0,2 \text{ (cm)}$$

$$r_a = D/2 + (h_i + h_j)/2 + \text{espessura do aro}/2 \text{ (cm)}$$

e para o cálculo de P_u :

$$P_u = \frac{\dot{m}}{E} (C_{iu} - C_{ju})$$

$$E \times g \times Z_i$$

onde: E = grau de admissão parcial

$$\dot{m} = (\text{kg/s})$$

C_{iu} = projeção da velocidade absoluta de entrada na pá i , na direção de U para $i = 1,2$; no caso da pá inversora P_u é perpendicular ao eixo da pá e $C_{u_{inv}}$ é projetado nessa direção (m/s)

C_{ju} = idem, idem, $j = 1,2$, velocidade absoluta na saída.

As tensões causadas por F_c são calculadas por $\bar{V}_c = F_c/A_e \leq \bar{V}_{ad_t}$

onde: \bar{V}_c = tensão de tração kp/cm^2

A_e = é a área da secção de engaste (cm^2)

$$\bar{V}_{ad_t} = 1000 \text{ kp/cm}^2$$

e a máxima tensão causada pela força P_u , é obtida dividindo-se o produto dessa força por metade da altura média efetiva da pá em questão pelo módulo de resistência à flexão mínima W_{xx} calculado anteriormente:

$$\left| \bar{V}_{tu} = \frac{P_u \times m}{2 W_{xx}} \right| \leq \bar{V}_{ad_f} \quad \text{onde:}$$

$$\bar{V}_{ru} = \text{kp/mm}^2$$

$$P_u = \text{kp}$$

$$m = \text{altura média efetiva (mm)}$$

W_{xx} (mm^3) = tomado em valor relativo

$\bar{V}_{ad_f} = 3,8 \text{ kp/mm}^2$ (devido à fadiga)

Deve-se observar que \bar{V}_{ru} pode ser negativo, correspondendo a um esforço máximo da compressão, ou positivo no caso de tração, dependendo do valor de W_{xx} (vide explicação feita anteriormente) embora este, enquanto um parâmetro de saída do sistema seja sempre positivo.

Devido as foto do regime permanente não ser verificado empiricamente, há o perigo da pá entrar em ressonância se ela for excitada por ondas de pressão com frequências próximas à sua natural ou seus harmônicos. A fórmula de frequência f natural é dada por John F. Lee "Theory and Design of Steam e Gas Turbine":

$$f = \frac{0,56 \Psi}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E I_{xxi} g}{\gamma \cdot S_i}} \quad \text{onde:}$$

f = (Hz)

Ψ = coeficiente de grau de engaste = 1

$E = 2.100.000 \text{ kp/cm}^2$ (aço)

I_{xxi} = momento de inércia de secção de engaste da pá_i (cm^4)

$g = 981 \text{ cm/s}^2$

$\gamma = 0,00785 \text{ kp/cm}^3$

S = área da pá_i (e não da secção de engaste) cm^2

A condição de ressonância crítica corresponde ao 1º harmônico.

(2/4 de onde em oposição de fase) deve ser evitada e basta que a razão $\frac{nZ_i}{f_i}$ não esteja compreendida no intervalo [4,8] ou

seja, que se verifique:

$nZ_i \leq 4$ ou $nZ_i \geq 8$, para não haver ressonância, onde:

f_i f_i

$n = (\text{rpm})$

$Z_i = n^o$ de pás tipo 1,2

$f_i = \text{frequência da pás } i \text{ (Hz)}, i = 1,2$

Como esse cálculo pode ser efetuado anteriormente ao cálculo de esforços solicitantes ele tem lugar após o cálculo de W_{xx} a fim de economizar tempo de processamento. Caso a condição não se verifique, o sistema reprocessa toda a pá, aumentando sua largura em 5%, redesenhand-a e recalculando sua área e a nova secção de engaste.

Caso alguma das condições de verificação à tensão máxima admissível não seja satisfatória, o sistema procede de maneira idêntica à anterior, recalculando inclusive a nova frequência e verificando-a novamente.

Uma vez verificada a pá é calculado geometricamente o seu espaçador, de acordo com as especificações funcionais e dimensionais já descritas. O perfil de engaste do espeçador é idêntico ao da secção de engaste da pá e o perfil acima do engaste é idêntico ao da pá. A altura de entrada de K_1 do espaçador é igual à diferença entre a altura efetiva e a útil da pá na entrada, idem para a altura de saída K_2 , sendo essas alturas tomadas acima da periferia do rotor (vide figura nº 16). A altura da base EB_1 é tomada como 0,23 da altura efetiva da entrada da pá e a outra altura de engastamento é tomada como

0,2 da altura efetiva de entrada da pás. O passo de base t_{1b} é dado por:

$$t_{1bi} = \frac{t_i}{r_m} \left[r_m - (E_{li/2} + K_{li}) \right] \quad \text{onde:}$$

t_{1bi} = passo de base (mm) da pás i

r_m = $D/2$ (mm)

t_i = passo da pás i (mm)

E_{li} = altura efetiva da pás i na entrada (mm)

K_{li} = altura da entrada do espaçador pás i (mm)

R = raio maior da pás (mm)

r = raio menor da pás (mm)

A largura da pás junto à base é igual a $t_{1b} - (R - r) = t_{1b} - R + r$ (mm).

Todo esse conjunto de cálculos é feito para a 1^a pás, para a pás inversora e para a 2^a pás pela mesma subrotina do sistema.

Os parâmetros de entrada automaticamente atribuídos pelo programa principal à subrotina são o ganho de entalpia na pás em questão, os ângulos de entrada e saída relativos de cada pás (para a pás inversora eles são os absolutos de saída da 1^a pás α_2 e de entrada da 2^a pás α'_1), o passo da pás, menos a espessura do bordo, a altura média efetiva da pás, as alturas úteis de entrada e saída da pás, as projeções das velocidades absolutas de entrada e saída na pás na direção de U (no caso da pás inversora na direção perpendicular a U, isto é, $C_2 \sin \alpha_2$ na entrada e $C_1' \sin \alpha'_1$ na saída), as alturas efetivas de entra-

da e saída da pá e a rotação da pá (1^{a} e 2^{a} têm obviamente a mesma rotação n, mas a pá inversora tem rotação nula). A respeito da força calculada para a pá inversora devido à mudança de direcionamento no fluxo de vapor, ela é muito pequena e distante da força agente nas outras pás que impulsoram a turbina. Embora ela esteja presente nas outras pás, é desprezada pela sua magnitude relativa a outras forças.

Os parâmetros de saída dessa subrotina em sua grande parte constituem dados de entrada de uma subrotina de impressão gráfica do sistema. O exemplo posterior do sistema mostrará um relatório de saída, sendo um para cada tipo de pá. Assim os dados da 1^{a} pá estão na folha 3, o da pá inversora na 4 e o da 2^{a} pá na 5. Além desses parâmetros constantes na lista, são também calculados pela subrotina o peso total de cada tipo de pá (ou seja, a soma do peso de todas as pás tipo 1 e tipo 2), usado no dimensionamento do eixo da turbina, bem como a soma da força centrífuga, em módulo, agente sobre todas as pás do tipo móvel, e que será usada no cálculo do tambor.

A próxima série de cálculos efetuada pelo sistema diz respeito ao tambor, ao disco e ao cubo de fixação do eixo da turbina.

Para o tambor, a figura nº 17 ajuda a esclarecer os cálculos. A espessura B do tambor é tomada como 1,8 vezes a altura total de engastamento e base: $B = 1,8 (k_1 + k_2)$.

O raio médio do tambor R_t (cm) é dado por $R_t = D/2 - [E_1 - H_{1/2} + (K_1 + K_2) \cdot 0,9]$ o raio do disco R_d é dado por

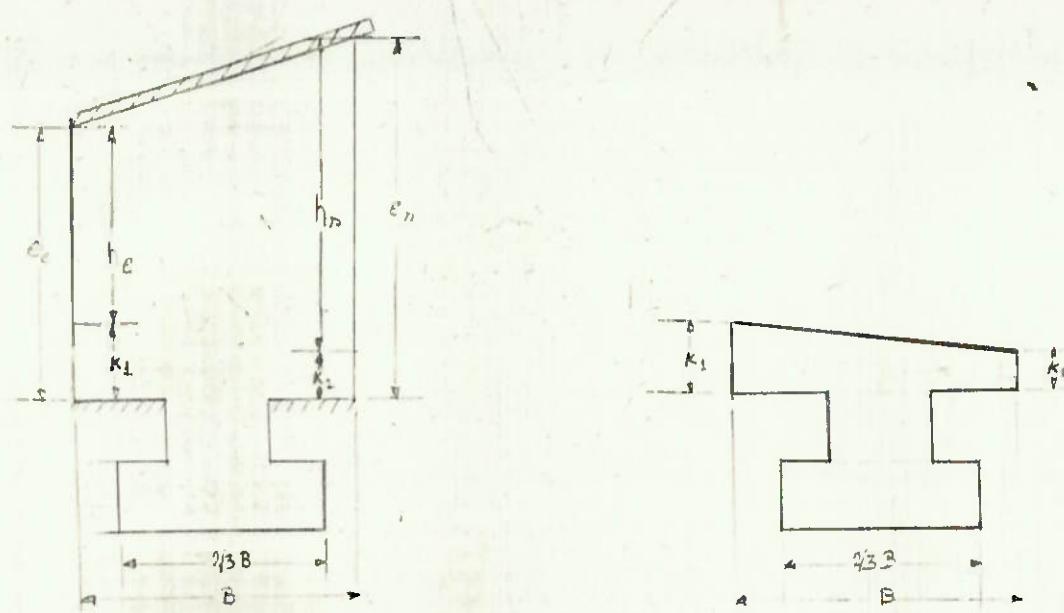


Fig 16 - Espaçador - referente ao cálculo de alturas

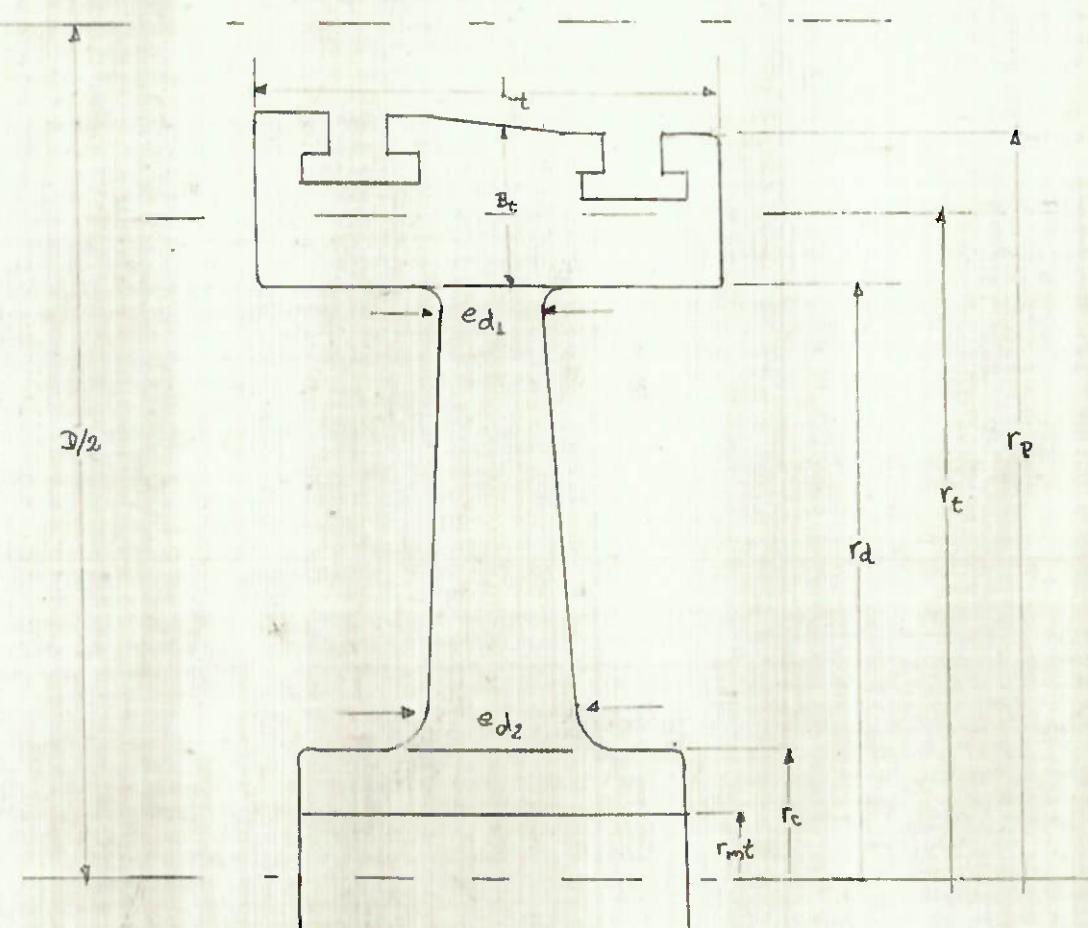


Fig 17 - Detalhe do tambor (rotor)

$R_d = D/2 - [E_1 - H_{1/2} + (K_1 + K_2) \cdot 1,8]$, o raio R_p (cm) periférico ao tambor é dado por $R_p = D/2 - (E_1 - H_{1/2})$, o raio do cubo R_c (cm) é dado por $R_c = 1,25 \cdot d$, onde:

B = espessura do tambor (cm)

D = diâmetro médio do rotor (cm)

E_1 = altura efetiva entrada pâ 1 (cm)

H = altura útil entrada da pâ 1 (cm)

K_1 = altura de entrada espaçador pâ 1 (cm)

K_2 = altura de saída espaçador pâ 1 (cm)

d = diâmetro do eixo, pré calculado (cm) = diâmetro interno do cubo (cm)

R_t = Raio médio do tambor (cm)

R_p = Raio periférico do tambor (cm)

R_d = Raio do disco (cm)

R_c = Raio externo do cubo (cm)

A largura do tambor pode ser calculada como sendo a soma da largura de todos os tipos de pás mais a folga de 0,5 mm entre duas pás consecutivas ou $LT = LP + LI + L2 + 1$ (mm).

A secção transversal do disco é trapezoidal, a espessura máxima junto ao cubo L_{DI} (cm) vale $L_{DI} = 0,51 \cdot d$ e a espessura mínima L_{DS} (cm) vale $= 0,26 \cdot d$, conforme a figura 17 pode mostrar. Para o cálculo da tensão agente no tambor é usada a fórmula $\sigma_{tambor} = \sigma_u + \sigma_c \frac{R_p}{B}$ (kp/cm^2), $\sigma_u = \frac{\gamma}{g} u_t^2$ (kp/cm^2), $u_t = 2U \frac{r_t}{D}$ (cm/s), $\sigma_c = \frac{F_r}{2\pi r_t l_t}$ (kp/cm^2), onde:

∇_{tambor} = tensão periférica agente no tambor (kp/cm^2)

∇_u = tensão devido à massa girante do tambor (kp/cm^2)

∇_c = tensão devido a esforços centrífugos

U_t = velocidade periférica tomada sobre r_t (cm/s)

D = diâmetro médio do rotor

U = velocidade periférica (cm/s)

F_t = soma dos esforços centrífugos, em módulo, agentes em todas as pás do 1º e do 2º tipo, calculada pela subrotina anterior (kp)

r_t = raio médio do tambor (cm)

r_p = raio periférico do rotor (cm)

l_t - largura do tambor (cm)

B = espessura do tambor

Com $\nabla_{tambor} \leq 10.000 \text{ kp/cm}^2$ (ASTM-A-471 forjado).

O sistema verifica ∇_{tambor} , mas como dificilmente ele ultrapassará os 10.000 kp/cm^2 , o sistema não toma qualquer decisão se o valor for ultrapassado, limitando-se a alertar sobre o fato por meio de seus dados de saída. Os dados relativos ao tambor, ao disco e ao cubo constituem uma listagem de saída a qual pode ser visualizada em exemplo posterior na folha 6 do relatório de saída.

A última etapa do sistema é o cálculo dos mancais de rolamento e a verificação do pré-cálculo do eixo da turbina. Quanto ao projeto de mancais de rolamento, o lay-out adotado pode ser visualizado na figura nº 18. Trata-se de rolamentos auto-compensadores de rolo e o sistema fornece uma sugestão - seleciona qual rolamento da série H₁, fabricado pela FAG, está

dentro das especificações de fábrica e das geométricas. Contudo o sistema fornece valores da carga dinâmica equivalente e outros dados que possibilitam a escolha de rolamento de outros fabricantes.

Nesta etapa os cálculos começam com a determinação do peso do tambor P_t (kp), do disco P_d (kp), do cubo P_b (kp), de todas as pás móveis (a partir de parâmetros de saída da subrotina anterior), P_n (kp) que são dados por:

$$P_t = R_t \cdot B \cdot L_t \cdot \gamma/g$$

$$P_d = (L_{DI} + L_{DS}) (R_d^2 - R_c^2) \gamma/4g$$

$$P_b = R_c^2 \cdot L_c \cdot \gamma/2g$$

$$P_n = P_x + P_y$$

e o restante da notação sendo mantida em relação à anterior.

onde: L_t = largura do tambor (cm)

L_c = largura do cubo (cm)

L_{DI} = largura do disco junto ao cubo (cm)

L_{DS} = largura do disco junto ao tambor (cm)

P_x = peso todas as pás tipo 1 (kp)

P_y = peso todas as pás tipo 2 (kp)

A força radial agente em cada mancal será F_1 (kp) = $(P_t + P_d + P_b + P_n)/2$ e a força axial em cada mancal X_T (kp) poderá ser calculada como sendo a semi-soma das forças axiais no 1º e 2º conjunto de pás móveis devido à mudança na direção do fluxo.

Essa força foi desprezada para a 1^a e 2^a pás na verificação da secção de engaste das pás pela subrotina anterior, face à magnitude de seu valor em relação a P_u embora tivesse sido calculada para a pá inversora. Para a 1^a pá a força total vale x_p (kp) = $\dot{m} (C_1 \operatorname{sen} \omega_1 - C_2 \operatorname{sen} \omega_2)/g.E$ e para a 2^a pá a força vale x_s (kp) = $\dot{m} (C_1' \operatorname{sen} \omega_1' - C_2' \operatorname{sen} \omega_2')/g.E$ de forma que x_t (kp) = $(x_p + x_s)/2$. (vide figura nº 19).

O fator de vida do rolamento f_n é calculado como $f_n = \sqrt{\frac{310}{3n}}$, n rotação da turbina (rpm).

O sistema contém uma relação de todos os dados relevantes de todos os rolamentos da série HL da FAG de modo que possa selecionar o mais conveniente. A escolha do rolamento começa com o pré-dimensionamento do diâmetro do mancal D_m (mm) = $5/6 d_e$. O sistema escolhe o rolamento que tenha diâmetro interno D_r imediatamente acima de D_m , que passa atter o valor de D_r , ou seja, $D'_m = D_r$.

De acordo com a relação XT/FL (força axial/força radial), o sistema determina os valores dos fatores x e y e com eles a carga do rolamento P (kp) = $x . FL + y . xT$. A carga dinâmica equivalente C_e (kp) é dada por $C_e = 4,5 P/f_n$ e o sistema verifica se para o rolamento pré-selecionado a carga dinâmica equivalente é menor ou igual à capacidade de carga do rolamento dada pelo fabricante, CD (kp) ou seja, $C_e \leq CD$. Caso contrário o sistema aumenta o diâmetro do eixo d_e , pré-calculado em 5% e recalcula o novo rolamento. Para a potência e rotação envolvidos num cálculo desse tipo de turbina a capacidade de carga dinâmica dada pelo fabricante para um rolamento compatível

vel com o pré-cálculo do eixo é mais que suficiente, portanto raramente é necessário recalcular o rolamento por esse motivo. O sistema especifica o rolamento pelo seu nº de série no relatório da folha 7, após ter verificado o pré-cálculo do eixo e escolhido o rolamento definitivo. A verificação do eixo é feita a cada secção considerando-se momentos que a força F_L causa nas diversas secções do eixo A, B e C (vide figura nº 20). O comprimento de cada ressalto do eixo (para ele foi adotado $L_x = 40$ cm de comprimento) é determinada da seguinte forma: para cada mancal de rolamento 3,5 cm; para o segmento de diâmetro d_e , L_r (cm) = $\frac{33 - L_c}{2}$, L_c = largura do cubo (cm), e para o assento do cubo de diâmetro D_c o comprimento é a própria largura do cubo calculada anteriormente.

Se o segmento L_r for menor que 6 cm, então o eixo é aumentado, sendo o novo comprimento $L_r' = 8$ cm e $L_x' = L_c + 7 + 16 = L_c + 23$ cm. Uma subrotina cujos parâmetros de entrada são a distância da secção verificada a uma das extremidades do eixo, o diâmetro de secção (a menor já que a secção de interesse é um rebaixo) e o parâmetro de saída é a tensão na secção é utilizada para a verificação das 3 secções A, B e C. Se qualquer uma delas for maior que a tensão admissível (600 kp/cm^2) então o valor do diâmetro do eixo pré-calculado é acrescido em 5%, novo rolamento é escolhido quer nesse caso de redimensionamento do eixo d_e (devido à insuficiência de uma secção), quer seja devido à capacidade do rolamento insuficiente aparecerá um aviso na listagem da folha 7 alertando que o valor do diâmetro do cubo interno relacionado na listagem da folha 6 foi alterado. Todos os demais cálculos efetuados aparecem no relatório da folha 7, conforme exemplo da próxima secção do

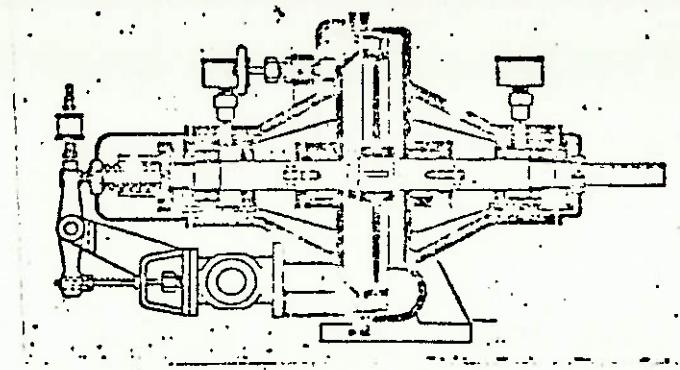


Fig 18 - Lay out da turbina

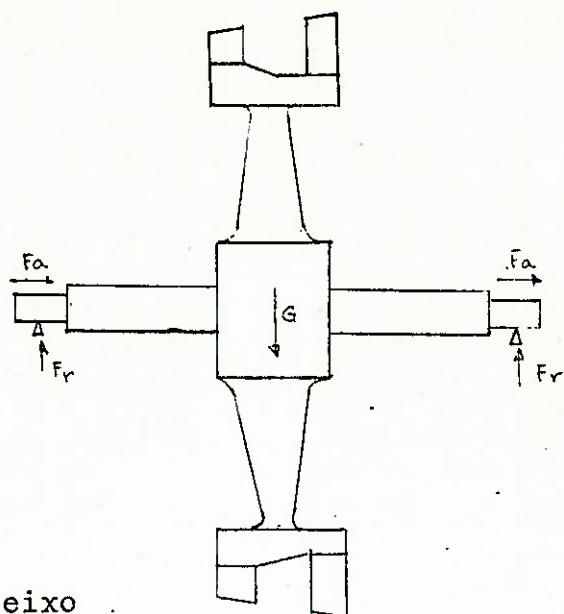


Fig 19 - Forças atuantes no eixo

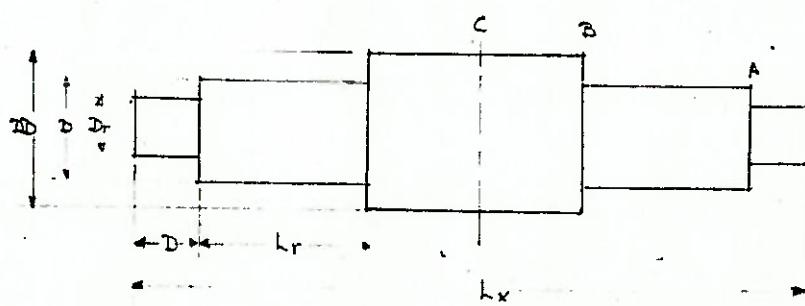


Fig 20 - Eixo - verificação do pré-cálculo

trabalho.

O sistema encerra-se neste ponto.

V - Exemplo do Sistema e Formulário de Desenho

Esta secção contém a listagem do programa computacional, parte integrante do sistema, e escrito em BASIC nível II. Para sua melhor compreensão antecede a listagem uma relação das variáveis utilizadas e os seus símbolos correspondentes no programa, uma vez que a notação utilizada neste difere em pouco da mencionada na últimas duas secções por limitação da linguagem computacional. Outro aspecto importante para o perfeito entendimento do programa é que aparecem nestes coeficientes antecedendo expressões, os quais não foram mencionados nas fórmulas descritas, mas que têm a função única de fator de conversão das diversas unidades.

Precedendo a exemplificação de utilização do sistema, ou seja, como entrar com os parâmetros de entrada e a que se refere os parâmetros de saída nos formulários de desenho, é feita uma explicação sucinta do que fazem as várias partes do programa listado, localizando as fases que já foram explanadas em termos de número de linha.

O programa inicia-se na linha 10, onde são atribuídas as dimensões dos "vetores". Da linha 20 até a 70 o programa recebe os parâmetros de entrada, à exceção de γ . As linhas de 80 a 100 referem-se a cálculos do diagrama de Mollier, interrompidas pelas linhas 110 onde o sistema recebe o parâmetro γ . Desta última até a linha 150 os cálculos relativos ao diagrama de Mollier continuam, chamado o sistema a subrotina 1080 que calcula o C_p empírico (fórmula de Van Willen, Sonntag) a subrotina 1100 que resolve a equação de 4º grau, fornecendo a

temperatura após a irreversibilidade, a subrotina 570 (que por sua vez chama a subrotina 610) que calcula a razão K para Noi máximo, sem refino e a subrotina 610 que procede ao refino do valor de K ótimo. Após estabelecido os triângulos definitivos de velocidade são calculados o erro dos rendimentos por "queda" de entalpia e triângulo de velocidades e impressa todos os dados de cada pás, calculado pela subrotina 610. A subrotina 1240 interpola os valores de Ψ e auxilia a subrotina 610. A linha 1600 define outras dimensões de novos vetores não definidos na linha 10. A linha 1610 e seguintes referem-se ao pré-cálculo do eixo, perda de vazão em massa, tipo e área dos bocais onde se dá o salto entálpico, grau de admissão parcial e largura dos bocais. É calculada a altura da pás 1 a partir da altura do bocal e as demais alturas são calculadas com o auxílio das subrotinas 3830 (análoga à subrotina 1100 já descrita só que fornece o volume específico e a temperatura após a irreversibilidade) e a 3910 que calcula as diversas alturas úteis envolvidas. O programa lista então estes últimos dados (pré-cálculo do eixo, bocais, alturas úteis) e calcula as alturas efetivas e médias efetivas a partir da linha 2190, imprimindo-as também.

A partir da linha 2310 o programa passa a atribuir valores para os parâmetros da subrotina 3930, a qual chamará três vezes, sendo a primeira delas à linha 2330. Essa subrotina é bem complexa pois dimensiona a pás e sua secção de engastamento, verificando a última aos esforços solicitantes e à vibração por ressonância, reiterando os cálculos se necessário. Como ela será usada para o cálculo das duas pás móveis e mais a pás inversora, os seus dados de saída são bastante semelhantes

e constituem dados de entrada para a subrotina 4850, cuja função é exatamente imprimir esses dados. O cálculo da 2^a pá ocorre por chamada à subrotina 3930, chamada esta localizada na linha 2480 e o estágio direcionador (pá inversora) igualmente, na linha 2400. Na linha 2520 começa o dimensionamento do tambor que são impressos pelas linhas 2600 a 2700. Na linha 2710 tem início o cálculo dos esforços solicitantes ao eixo e o cálculo manuais de rolamento e sua escolha começa à linha 2790. Da linha 2800 até a linha 3260 estão os dados constantes no manual da FAG, sendo que algumas fórmulas empíricas foram deduzidas para resumir o trabalho de digitação (a alocação de memória) das tabelas. A escolha de rolamentos tem lugar até a linha 3440. A linha 3460 chama a subrotina 5030 nas linhas 3490 e 3520 para outras duas secções do eixo. A linha 3540 verifica se nenhuma tensão nas secções excede $V_{adm} = 600 \text{ kp/cm}^2$. Caso isso aconteça o eixo é engrossado e novo rolamento é escolhido, sendo neste caso o programa reprocessado desde a linha 3070. A partir da linha 3590 o programa imprime os dados calculados nesta última etapa, relativos aos manuais de rolamento, esforços atuantes no eixo, eixo verificado com mensagem de mudança do diâmetro do eixo em relação à listagem anterior, tipo de rolamento escolhido, tensões agentes no eixo e mensagem de fim do programa.

A seguir o programa foi executado com dados semelhantes aos de projetos de outros trabalhos de formatura para que se possa julgar seus parâmetros de saída comparativamente. Esse exemplo também serve para ilustrar o funcionamento do sistema através do uso dos formulários de desenho anexos.

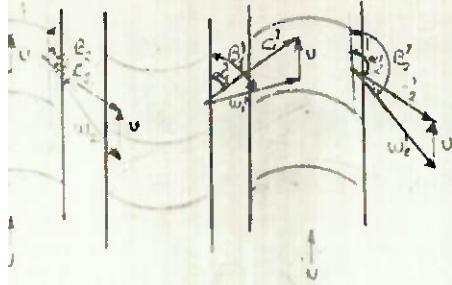
Por fim, através de comandos especiais adicionados ao programa original e a sua execução parcial são listadas o processo de maximização da razão de velocidades k, bem como seu refino e também o processo de divisão em elementos finitos da pâ e secção de engaste para o cálculo de sua área, no caso para a pâ 1, pâ 2 e pâ inversora.

Formulário de Entrada dos Dados

Certifique-se que todos os dados desta folha foram preenchidos nas unidades assinaladas antes de dirigir-se ao computador.

- Potência NP que se quer gerar elétricamente (KW) NP= _____ KW
- Rotação N assíncrona do gerador turbina (rpm) N = _____ rpm
- Pressão PE a jazante da válvula (= 95% da pressão disponível, em atmosfera, absoluta) PE= _____ atm
- Temperatura TE de entrada do vapor ($^{\circ}$ C, vide diagrama de Mollier) TE= _____ $^{\circ}$ C
- Pressão PS de exaustão (em atmosferas, absoluta, sempre maior que 1) PS= _____ atm
- Salto isoentrópico DH (em Kcal/kg. Cuidado para não atingir a condição de vapor saturado. Vide diagrama de Mollier) DH= _____ Kcal/
- Temperatura TI de exaustão do vapor (em $^{\circ}$ C. Consultar diagramas de Mollier) TI= _____ $^{\circ}$ C
- Coeficiente ζ de rendimento do bocal (adimensional. Consultar gráfico anexo) ζ = _____

Pá Inversora Pá 2



C_1	(m/s)	C_2	(m/s)
ω_1		ω_2	
w_1	(m/s)	w_2	(m/s)
B_1		B_2	
ψ_1			

Pá Inversora

$$C_{1\text{inv}} = C_2 = \text{(m/s)} \quad C_{2\text{inv}} = C'_1 \quad \text{(m/s)}$$

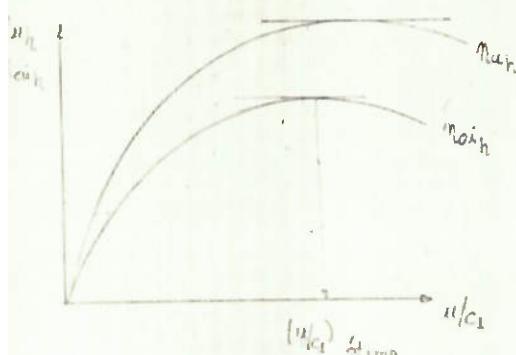
$$\omega_{1\text{inv}} = 2 \quad \omega_{2\text{inv}} = 2$$

$$\psi =$$

Pá 2

C'_1	(m/s)	C'_2	(m/s)
ω'_1		ω'_2	
w'_1	(m/s)	w'_2	(m/s)
B'_1		B'_2	

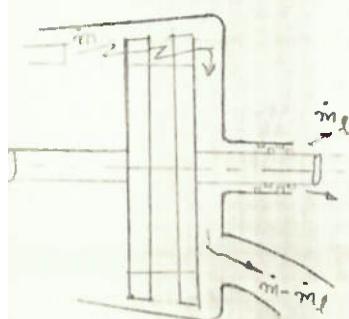
$$\psi_2$$



$$Noi_n =$$

$$Nu_n =$$

$$u/C_1 \text{ ótimo} =$$



D	=	(m)
d_e	=	(pré-cálculo, em cm)
m	=	(vazão líquida)
m_l	=	(perde vazão pelo labirinto)

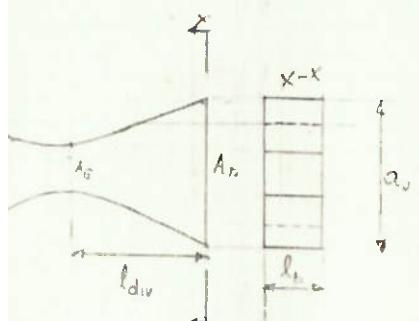
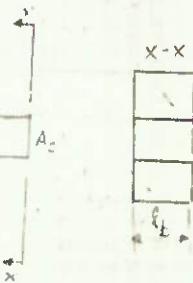
ocal (20 bocais)

$$A_s = \text{cm}^2$$

$$E = \text{cm}$$

$$l_b = \text{cm}$$

$$a_u = \text{cm}$$



plano horizontal)

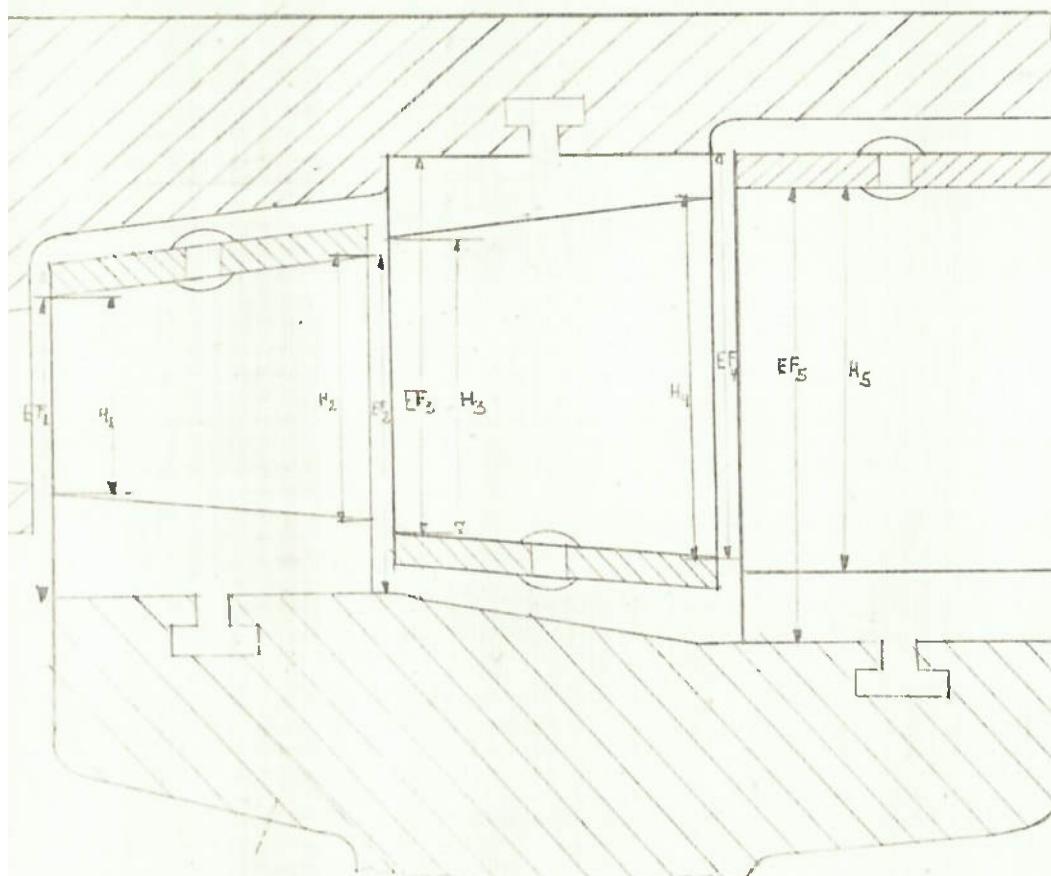
$$l_{div} = \text{cm}$$

$$A_s = \text{cm}^2$$

$$E =$$

$$l_b = \text{cm}$$

$$a_u = \text{cm}$$



Medidas em cm

1ª Pá

$$H_1 = \quad EF_1 =$$

$$H_2 = \quad EF_2 =$$

Pá Inversora

$$H_3 = \quad EF_3 =$$

$$H_4 = \quad EF_4 =$$

2ª Pá

$$H_5 = \quad EF_5 =$$

$$t_1 = 0,635 \text{ mm}$$

nº de pás =

$$V = \text{ (mm)}$$

$$R = \text{ (mm)}$$

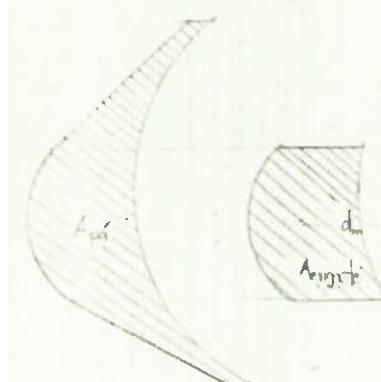
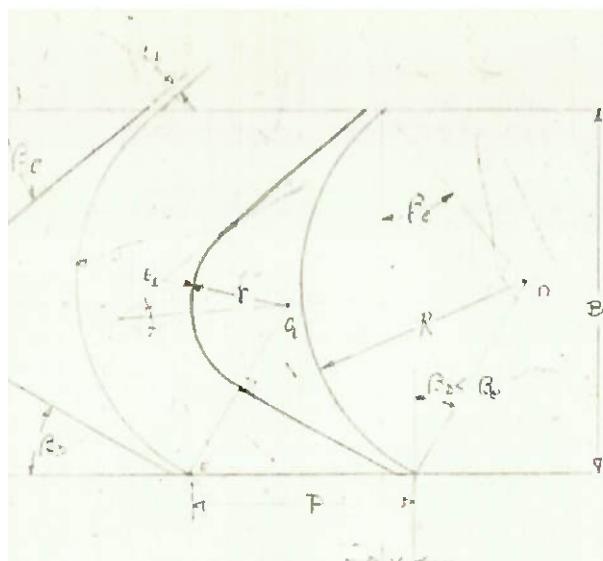
$$B = \text{ (mm)}$$

$$B_e = B_1$$

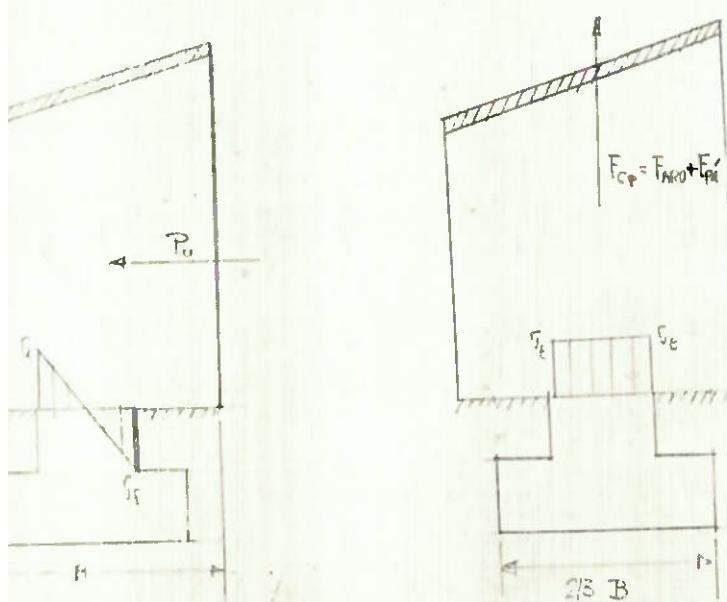
$$B_s = B_2$$

$$x = \text{ (mm)}$$

$$E_1 = \text{ (mm)}$$

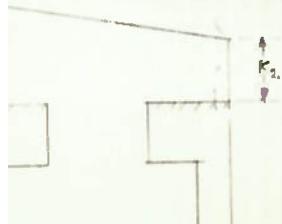


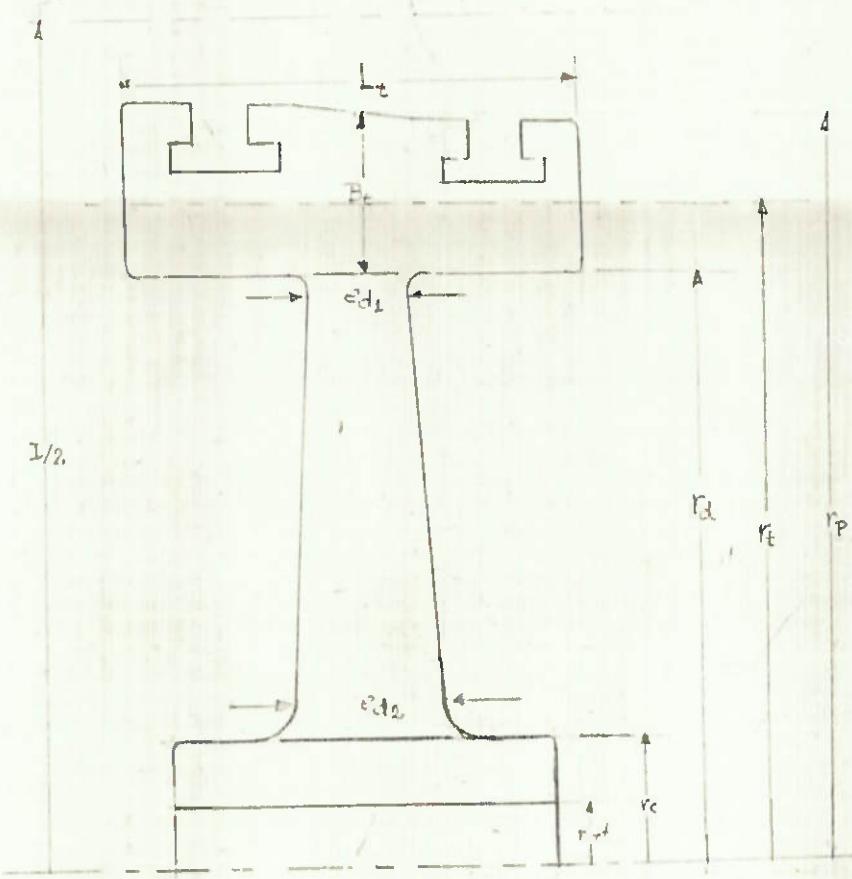
$$\left. \begin{array}{l} A_{\text{pá}} = \text{ (mm}^2\text{)} \\ A_{\text{engaste}} = \text{ (mm}^2\text{)} \\ dx = \text{ (mm)} \\ I_{xx} = \text{ (mm}^4\text{)} \\ W_{xx} = \text{ (mm}^3\text{)} \end{array} \right\} \text{engaste}$$



$$F_{C_P} = F_{MRO} + F'_P$$

25 B

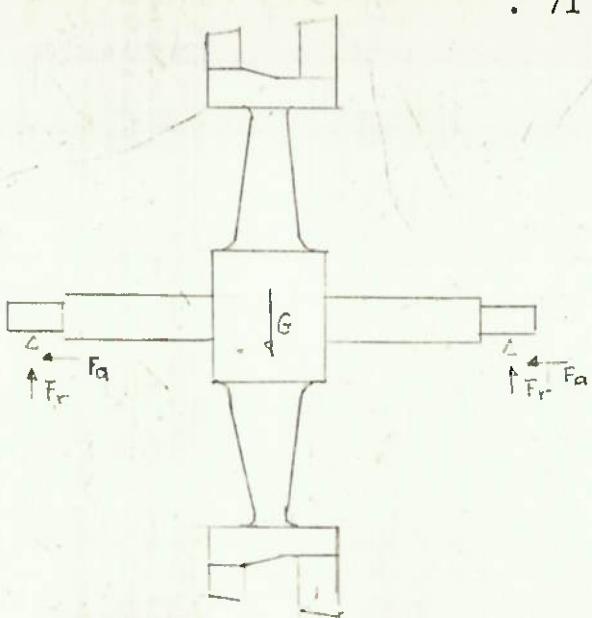




$B_t =$ (cm)
 $r_t =$ (cm)
 $r_{pI} =$ (cm)
 $L_t =$ (cm)
 $f = 0,5 \text{ mm (folga p\'a m\'ovel e inversora)}$
 $e_{d1} =$ (cm)
 $e_{d2} =$ (cm)
 $v_d =$ (cm)
 $r_c =$ (cm)
 $r_{int} =$ (cm)

$$V_t = (\text{kp/cm}^2)$$





$$\nabla = \text{ (kp)}$$

$$F_r = \text{ (kp)}$$

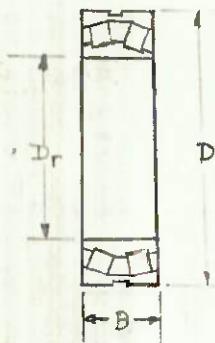
$$F_a = \text{ (kp)}$$

$$F_1 =$$

$$F_n =$$

$$F_a/F_r = x = y =$$

Carga dinâmica equivalente $P = \text{ (kp)}$



Rolamento FAG SÉRIE HL nº

OUTRO

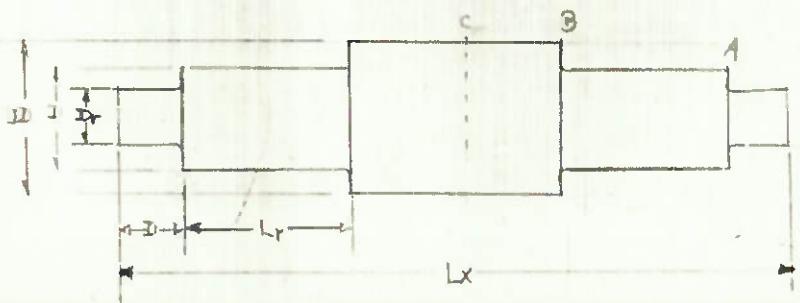
$$D = \text{ (mm)}$$

$$\text{Capacidade da carga } C = \text{ (kp)}$$

$$D_r = \text{ (cm)}$$

$$D = \text{ (cm)}$$

$$DD = \text{ (cm)}$$



$$\nabla_A = \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$\nabla_B = \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$\nabla_e = \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$L_x = \text{ (cm)}$$

$$B = \text{ (cm) (tabela anexa)}$$

$$L_r = \text{ (cm)}$$

$$L_c = \text{ (cm)}$$

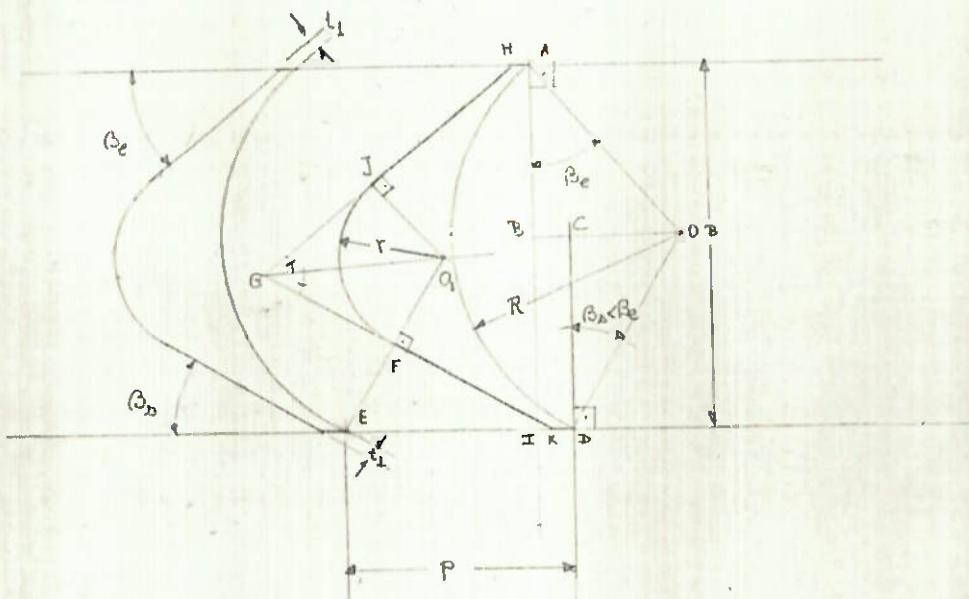
Instruções para o desenho da pá assimétrica

Antes de iniciar o desenho esteja de posse dos seguintes valores constantes da listagem do programa:

- Raio R (mm) _____
- Largura B (mm) _____
- Ângulos $B_e =$ _____
(graus) $B_s =$ _____
- Passo P (mm) _____
- Distância X (mm)
= $R (\sin B_1 - \sin B_2)$ _____
- Espessura t_1 do bordo da pá (mm) _____

Inicie a construção traçando duas paralelas horizontais separadas pela distância B. Escolha um ponto qualquer (A) na paralela superior e por ele trace uma perpendicular. Trace o ângulo B_e à direita desta perpendicular passando por (A). A seguir determine o ponto (I), intersecção da perpendicular anterior com a horizontal inferior. Marque o ponto (D) distante X de (I) à sua direita, sobre a reta horizontal inferior. Por (D) levante-se uma segunda perpendicular e o ângulo B_s à sua direita, da vértice em (D). Os dois ângulos determinam o ponto (O) centro do arco \overline{AD} de raio R. Sabendo-se a espessura do bordo da pá, determina-se os pontos (H) e (K) e marca-se os ângulos B_1 e B_2 à esquerda desses pontos. A intersecção desses ângulos dá o ponto (G). Para determinar o ponto (F), basta marcar a distância do passo na horizontal inferior a partir de D e a sua direita, determinando o ponto (E); traça-se uma perpendicular

a \overline{K} passando por (E) determinando na sua intersecção com \overline{GK} o ponto F e na sua intersecção com a bissetriz do ângulo HGK o ponto (O_1) . Traça-se uma perpendicular a \overline{GH} passando por (O_1) e obtém-se o ponto (J), intersecção da perpendicular com \overline{GH} . Fica determinando o arco JF de centro (O_1) e raio $r = \overline{O_1F}$. A propriedade desta construção é que a distância entre as partes curvas convexa de uma pá e côncava da outra estão separadas por uma distância constante, $R - r$. Confirra se o raio r obtido graficamente confere com o calculado analiticamente pelo programa, R_1 , (teste de precisão gráfica).



NOTAÇÃO DAS VARIÁVEIS UTILIZADAS PELO PROGRAMA

A

$A(k)$ = área secção engaste (nm^2)

AA = (ângulos entre as linhas de centro das pás, rad)

AC = acumulador para U/C_1

AK = acumulador = variável v (mm)

AM = A_{\min} (m)

AN = variável auxiliar = 1

AS = acumulador S

AV = a_1 (m)

AV = acréscimo na variável v (mm)

AX = $\alpha = (B_e + B_s)/2$ (rad)

$A1$ = α_1

$A2$ = α_2

$A3$ = α_3

$A4$ = α_4

$A7$ = auxiliar

AB = auxiliar

B

$B = b$ = espessura do tambor (mm)

$B1$ = $B1$

$B2$ = $B2$

$B3$ = $B3$

$B4$ = $B4$

C

$C = C_p$ (Kp)

$CA = Ca$ (Kp)

$CD(R) =$ Capacidade dinâmica rolamento (Kp)

$CE =$ Carga dinâmica equivalente (Kp)

$CP = C_{p1}$ (Kcal/Kg C)

$CS =$ comparador de subrotina

$CT = C_{le}$ (m/s)

$CV = C_{u2}$ (m/s)

$CX = C_{uc}$ (m/s)

$CZ = C_{u1}$ (m/s)

-

$CO = C1$ (m/s)

$C1 = C1$ (m/s)

$C2 = C2$ (m/s)

$C3 = C_1'$ (m/s)

$C4 = C_2'$ (m/s)

D

$D(I) = D =$ diâmetro do reator (m)

$DC = dc =$ diâmetro do eixo cubo (cm)

$DE = de =$ diâmetro do eixo (cm)

$DH = \Delta h_o$ (kcal/kg)

$DI = \Delta h_{pi}$ (kcal/kg)

$DL = \Delta h_{p2}$ (kcal/kg)

$DM =$ diâmetro mancal (cm)

$DN = \Delta h_b$ (kcal/kg)

$DP = \Delta h_1$ (kcal/kg)

DR= diâmetro rolamento (mm)

DT= Δh_e (kcal/kg)

DX=cl máx (mm)

DW (I) = Δh_w (kcal/kg)

DZ= do (mm)

E

EI= Erro N_{ai}

EP= E

ER(IR)= c rolamento

EU= Erro N_u

E1= altura efetiva entrada pā L (cm)

E2= " " saída " " "

E3= " " entrada pā inversora (cm)

E4= " " saída " " "

E5= " " entrada e saída pā 2 (cm) = constante

E6= espessura disco superior (cm)

E7= " " inferior (cm)

F

FD= função de dentro (mm)

FE= função externa ("")

FF= ff (mm) - pā simétrica

FG= f'min (m²)

FI= φ

FL= força radial (kp)

FM= F min (m²)

FP= C+CA (kp) pā

FQ= f (Hz)

FR= condição de ressonância

FS= função superior (mn)

FT= função interna (")

FX= Fmáx (m²)

F1= f'máx (m²)

F2= C+Ca (kp) pā 2

F9= Fn (retamento)

G

G= G (kp) - peso do disco

GM= δ (rad)

H

HX= H (mm)

Hy= altura de engaste pā inversora entrada

Hz= altura de engaste pā inversora saída

H1= l₁ altura útil entrada pā 1 (cm)

H2= l₂ altura útil saída " "

H3= l_{i1} altura útil entrada pā inversora (cm)

H4= l_{i2} altura útil saída pā inversora (cm)

H5= l'1= l"2= altura útil entrada e saída pā 2 (cm)

H6= altura engaste pā 1, entrada (cm)

H7= altura engaste pā 1, saída (cm)

H8= altura engaste pā 2, entrada (cm)

H9= altura engaste pā 4, saída (cm)

I

I= Indicador de J máximo

ID= " de novo diâmetro

IK= contador de VK

IR= contador para rolamento

IV= contador de v

IX= indicador de tipo de bocal

IY= momento de inércia secção de engaste (mm^4)

J

J= contador para U/C_v

J0= CX=CZ (m/s)

J1= CY= CV(m/s)

J2= E1 (cm)

J3= E2 (cm)

J4= J2-U8 = k1 (cm)

J5= J3 - U9 = k2(cm)

J6= SP(cm)

J7= N rpm)

JB= altura engaste (cm)

J9= altura engaste (cm)

K

K= K

K0= k ótimo

KR= variável rolamento

K1= Altura entrada espaçador L (cm)

K2= altura saída " 1 (cm)

L

L= l comprimento divergente do bocal (cm)

LB= lb altura bocal (cm)

LC= largura do cubo (cm)
LI= largura da pā inversora (Cm)
LP = B largura da pā inversora (mm)
LR= LT= " do rebaixo (cm)
LT= " do tambor (cm)
LX= comprimento do eixo (cm)

M

MA (k)= A distânciav (mm^3)
MF= M_g (kp.cm)
MI= Mi (momento ideal) (kp.cm)
ML= M_l (kg/s)
MO= Nai máxim
MP= M (kg/s)
MT= M_t (kp.cn)
M1= altura efetiva média pa⁻ 1 (cm)
M2= altura efetiva média pā inversora (cm)
M3= altura efetiva média pā 2 (cm)

N

N= n (rpm)
NG= Ng
NH= Nuh
NI= Naih
NM= Nm
NO(I)= Noia
NP= Ng (km)
NU= Nu_a
NU= nº incrementos em v
NW= Nw (kw)

O

OO * C+Ca (kp)

01= Peso das pás de um estágio (kp)

02= momento fletor secção (kp.cm)

03= distância da secção (cm)

04= Mi

05 = ζ (kp/cm²)

06= diâmetro (cm)

P

P= carga rolamento (kp)

PA= passo

PB= peso do cubo (kp)

PC= por (vedação) (kp/cm²)

PD= peso do disco (kp)

PE= Pe

PI= passo da pás inversora (mm)

PM= passo das pás móveis (mm)

PP= passo das pás 2 (mm)

PR= por bocal (kp/cm²)

PS= Ps

PT= Peso do tambor (kp)

PU= força na direção de U, na pás (kp)

PX= peso pás V (kp)

PY= peso pás inversoras (kp)

PZ= peso pás 2 (kp)

PI= passo 1

P2= passo da pás 2 (mm)

Q

QI= Ψ pi

Q1= Ψ 1

Q2= Ψ 2

R

R= R= raio maior curvatura da pā (cm)

RA= raio médio aro de cobertura (cm)

RC= raio do cubo (cm)

RD= raio do disco (cm)

RP= raio médio do tambor (cm)

RR= R-r (mm)

RX= R pā simétrica (mm)

Ry= r pā simétrica (mm)

R1= r= raio menor curvatura da pā (mm)

S

SA= somatória área pā (mm^2)

SC= \bar{V} centrífugo (kp/cm^2)

SD= Cpi Tl + Δh_b (kal/kg)

SF= $\bar{V}_f = C$ (kp/cm^2) - fadiga

SG= \bar{V} (kp/cm^2)

SM= somatória de MA (mm^3)

SP= SI maior dimensão da pā 1 (mm)

SS= Somatória área de engaste pā (mm^2)

ST= \bar{V} total (kp/cm^2)

SU= \bar{V} u (kp/cm^2)

SI= $\theta = T/100$ (k)

S2= valor inicial

S3= Cps Ts + A h₆ (kcal/kg)

S4 = α 1 (rad)

S5= C1 (m/s)

S6= U (m/s)

S7= C_{1u} = C_{1u'} (m/s)

S9= B₁ = B_{1'} (rad)

T

T= θ₁ (k)

TA= comprimento setor do arco

TB= T_{ab} (mm)

TC= V seção C (kp/cm²)

TD= V seção A (kp/cm²)

TE= T_e = temperatura de entrada (°c)

TS= Tan $\frac{\pi}{4}$

TT= θ 2 (°k)

TW= V seção B (kp/cm²)

T1= temperatura entrada pā 2 (°k)

T2= " saída " " (°k)

T3= " entrada pā inversora (°k)

T4= " saída " " (°k)

T5= " entrada pā 2 (°k)

T6= espessura do bordo de pā (mm)

U

U= U (m/s)

UT= Velocidade média tambor (m/s)

U0= R1 (mm)

U1= auxiliar (mm)

U2= R-R1= RR (m/m)

U3= $R^2 - B^2/4$ (m/m)

U4= sen β

U5= T6/ in (AX) + XX + ZZ (mm)

U6= AK (mm)

U7= U1 = U2 (cm)

U8= H1= H3 = H5 (cm)

U9= H2= H4=H5 (cm)

V

V= v variável de pâ (mm)

VK= vk variável de engastamento de pâ (mm)

V0= volume específico vapor saída do bocal (m^3/kg)

V1= " " " entrada pâ 1 (m^3/kg)

V2= " " " saída pâ " (")

V3= " " " entrada pâ inversora (m^3/kg)

V4= " " " saída " " (")

V5= " " " entrada pâ 2 (")

X

X= R. (sen B₁ - sen B₂) (mm)

XP= força axial pâ V (kp)

XR= x rolamento

XS= força axial pâ 2 (kp)

X_T = (X_P+X_S)/2 (kp)

XX = x pā simétrica (mm)

X₀ = ψ₁ = ψ₂ = ψ_i

X_I = B₂ - B₂' (rad)

X₂ = B₁ + B₂ (rad)

X₃ = w₂ = w₂' = c₁' (m/s)

X₄ = α₂ = α₂' (rad)

X₅ = c₂ = c₂' (m/s)

X₆ = c_{zu} 2 c_z u' (m/s)

X₇ = NP (kw)

X₈ = Nm

X₉ = Ng

W

WX = W_{xx} (mm³)

W₁ = W₁ (m/s)

W₂ = W₂ (")

W₃ = W₃ ("")

W₄ = W₄ ("")

Y

Y_R = Y rolamento

YY = y pā simétrica (mm)

Y₀ = I

Y₁ = AC

Y₂ = PA

Y₃ = J ótimo

Y4= T2=T3

YS= V2=V4= V5

Y6= V1 = V3= V5

Y7= W2

Y8= B2

Y9= H2

Z

ZI= nº de pás inversoras

ZP= nº pás tipo x

ZS= nº de pás tipo 2

Z0= Ah p2

Z1= B1

Z2= B2

Z3= LP

Z4= R

Z5= ZP= ZI= ZS

Z6= PP= PI= P2

Z7= LB. 100

Z8= T6

Z9= X

BIBLIOGRAFIA

- STEAM TURBINES (P. Shlyaklin) - Livro Texto
PEACE PUBLISHERS - Moscow
- STEAM AND GAS TURBINES - (Skrotzki and Vopat)
Mc. GRAW - HILL (1950)
- STEAM TURBINE THEORY AND PRATICE
KEARTON - J.L. Sons - London
- TEORY AND DESIGN OF STEAM AND GAS TURBINES
(John F. Lee) - Mc. Graw - Hill (1954)
- "La AEG Al dia" - Publicação da ALLGEMEINE ELEKTRICITATS
GESELLSCHAFT. Berlin (1961)
- ELEMENTOS DE MÁQUINAS
(Gustav Niemann - Edgard Blucher)
- CATALOGOS - AEG
- HANDBOOK DA "ASM"
- ASTM E PUBLICAÇÕES
- CATALOGOS DA "FAG"

```

1 MUC(150):DIM DC(150):DIM HC(150):DIM MP(150):DIM DW(150)
UT"POTECIA GERADORA EM KW=";NP
UT"RDN=";N
UT"PRESSAO A JUSANTE DA VALVULA (KP/CM2) =";P
UT"TEMPERATURA DE ENTRADA DO VAPOR(CELSIUS) =";TE: INPUT "TEMPERATURA DE SAI
A VAPOR";T1
UT"PRESSAO DE EXAUSTAO (KP/CM2) =";PS
UT"SAU TO ISOCENTROPICO (KCAL/KG) =";DH
=(47.07*(TE+273))/(PC*10000):K=1.329
*T1+273
=(47.07*T1)/(PS*10000)
INPUT"COEFICIENTE DO SOCAL FI =";FI
:=91.5+SQR(KD)
I=CT*FI
I=(CTC1)-(C1C2)/8378
=T1/100
ISUB1000
=00
>=(CP*T1+10*DHD)/100
=T1/100:SS=50
ISUB1100
=V4
=V5
:=0.00:PA=0.02
:=RC:V2=PA
ISUB570
:=PA:Z=AB=(1-10*PA)*AC-FI
:=PA:V2=PA
PRINT"OPERACAO REFINO CONTADOR SAI DE ";V1." PRESSO E ";V2:GOSUB570
:=PA:V2=PA:V3=I
ISUB610
:=CC1C2-CUEC2)/8378:DI=(CC2C2)-(C3C2)/8378
:=CC3C2-(C4C2)/8378:DT=(C4C2)/8378
:=CDH-DH-DF-DI-DL-DT)/DH
J=CHH+1:K=1:GOTO NH
PRINT"O ERRO DE MU E ";"JEU,"O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 2%"
:=MU-CMDC10:DID
:=CHH-MU*V1/1000:THI
PRINT"O ERRO DE MU E ";"JEU,"O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 2%"
PRINT"DEVIDO A METODOLOGIA ADOTADA NAO HA ERRO DA USAG EM      MODA"
PRINT"RADIOS DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVAS FOLHA 1"
PRINT"PRIMEIRO PA"
PRINT"C1=";C1;"C2=";C2;"W1=";W1;"W2=";W2
PRINT"ALFA1=";ALFA1;"ALFA2=";ALFA2;"BETA1=";B1;"BETA2=";B2
PRINT"SEI DA PA 1 ";"PA1
PRINT"PA INVERSORA"
PRINT"CL=";CL;"CIL=";CIL;"ALFA2=";ALFA2;"ALFA3L=";ALFA3
PRINT"SEI DA PA INVERSORA ";"PA1
PRINT"SEGUNDA PA"
PRINT"CL=";CL;"CIL=";CIL;"W1=";W1;"W2=";W2
PRINT"ALFA3L=";ALFA3;"ALFA4L=";ALFA4;"BETA3L=";B3;"BETA4L=";B4
PRINT"SEI DA PA 2 ";"PA2
PRINT"O RENDIMENTO HOP CALCULADO POR QUEDA DE ENTRALPIA=";HI
PRINT"A USAG EM HOP EN HOP D;"HOPX10
PRINT"O DIAMETRO D DO ROTOR (MM)" ;DC1
PRINT"O RENDIMENTO TÉRMICO CALCULADO POR PERDA DE ENTRALPIA MU E ";"JEU"
PRINT"O RENDIMENTO OPTIMA E ";"JEU
GOTO 1000

```

```

FOR J=1 TO 11 STEP 1
    =J
    ISUB610
    GOTO 900
    =Y1+Y2:U=C1+Y1
    =20
    =A1:S3=C1:S0=U
    INT"A1="">S1,"S1="">S3,"U="">S3:GOTO 81100
    =C7:G1=S0:W1=S0:G1=W0
    =X1:W2=X3:R2=Y4:C2=Y5
    =NG
    =R2-S
    =R2+R3:S3=C2
    ISUB1240
    =M0:CC=X5:PRINT"OSI DO FA INVERSORA":G1,"S3="">CC
    =R3:S3=S0:U=U
    ISUB1180
    =B7:D3=S3:W3=S3:Q2=NG
    =X1:W4=X3:R4=Y4:C4=Y5
    =NG
    INT"ALFA1="">A1,"C1="">C1,"W1="">W1,"BETA1="">B1,"BETA2="">B2,"W2="">W2,"C2="">C2
    .FA2="">A2,"ALFA1 L="">B3,"C1 L="">C3,"W1 L="">W3,"BETA1 L="">B3,"W2 L="">W4,"C
    .">B4,"C2 L="">C4,"ALFA2 L="">B4,"C W1="">C01,"C W2="">C02
    INT"C U1 L="">C02,"C U2 L="">C01,"RAZAO UNDO":G1
    INT"V3="">V3
    KV3=2*(U*(C01+C02)+(C02+C01)*(C0120)*PRINT"NU=">NUKV3
    V3=(60*U)*(3.1416*H)
    =NP
    ISUB950
    =X8:NG=NG
    KV3=NUKV3/(1+(D(V3)E4)*NEZ)+0.0001*V3.1510*<((1016)*(C0120)*(H*U20))
    INT"DH="">DH,"HO="">HOV3,"THT="">THT,"THC="">THC
    KV3=(6.23069*HPI)*(C0120*V3)+0.0001*V3
    =4.12*(D(V3)E4)*NEZ+((1016)*V3)
    KV3=.23886*NU*(HPI*V3)
    RETURN
    =1
    EXT_J
    ISUB1010
    =V0
    RETURN
    = X7*0.7457*1000 GOTO 900
    = (X7*671.13)*0.615*0.915
    GOTO 900
    = ((X7*0.7457)-1000)*2000*0.615*0.905
    = (X7*1100)*0.624*0.9
    RETURN
    NO=0
    FOR J=1 TO 11 STEP 1
    IF NO<3 AND NO GOTO 1050
    NO=NO+3:V8=J
    =1
    NEXT J
    RETURN
    D=34.19+43.868*(S100.250)+19.770*(S100.500)-8.23487*31
    RETURN
    TT=52:CS=52/10000 :TT=4
    T=(CS-34.19*TT+43.868*(TT*1.250))+8.23487*(TT*2000.17*TT)*S02.31
    IF ABS(T-TT)<0.00005 GOTO 1150
    TT=(3*T+TT)/4
    GOTO 1110
    I4=(CT*TT)/20*100
    I5=(47.87*V10*CP5*10000)
    RETURN
    CT=55*(C005*05)+.81754535*:PC=55*311151*1.01754535*:C05=111151*1.01754535
    I THEN 1150 ELSE 1160

```

8=100+RTHKRS)157.29578:GOTO 1210
 8=RTHKRS)157.29578
 1=50 X2>81 GOTO 1210=((X2-SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180)+SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))
 OSUB1240
 GOTO 1510
 F X2>80 GOTO 1270
 8=0.82
 GOTO 1400
 F X2>88 GOTO 1360
 8=((X2-40)/10)*0.825+0.82
 GOTO 1400
 F X2>68 GOTO 1330
 8=((X2-60)/10)*0.82+0.845
 GOTO 1400
 F X2>70 GOTO 1360
 8=((X2-60)/10)*0.815+0.865
 GOTO 1400
 F X2>80 GOTO 1390
 8=((X2-70)/10)*0.815+0.88
 GOTO 1400
 F X2>90 GOTO 1420
 8=((X2-80)/10)*0.81+0.905
 GOTO 1400
 F X2>100 GOTO 1450
 8=((X2-90)/10)*0.81+0.905
 GOTO 1400
 F X2>110 GOTO 1480
 8=((X2-100)/10)*0.805+0.915
 GOTO 1400
 8=0.92
 Z=X0*80
 RETURN
 17=X3*SIN(X1*PI/180)*COS(X3*COS(X1*PI/180)*SIN(X1*PI/180)+COS(X3*SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))
 18=((X3+COS(X1*PI/180)*SIN(X1*PI/180)+COS(X3+SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))/20)*0.5
 IF A7>0 THEN 1550
 M=100+RTHK(A7)*57.29578:GOTO 1500
 N=RTHK(A7)*57.29578
 8=((X3+COS(X4*PI/180)*SIN(X4*PI/180))
 RETURN
 19=(100*RTHK(D7)*57.29578+1410*RTHK(F7)*57.29578)
 RETURN
 DIM DR(320):DIM CD(320):DIM ER(320):DIM VR(320):DIM R(320):DIM N(320)
 I=CD(1)*120:01.5134
 IF=0*10
 LT=CMF((INT(MG*H0))+37500)
 H=(CMF(20)+INT(20))/10.5
 D=(INT(50.90486)+(B.35353))*1.2
 C=(3.05470*16.442
 IF PC>1 GOTO 1700
 M=8.81020*(9.811*(PSL2)-1)*(4.04FSW2)/10.5
 GOTO 1710
 M=8.81020*(PSL2*(4.23644*U2)/10.5
 R=8.840*PE
 IF PR>PC GOTO 1770
 FM=(CMF(10)+2*MLD)/10.8203*(PE*U2/10.5):FM=(CMF(10)+2*MLD)/10.8203*(PE*U2/10.5):
 PG=FM/20:F1=FM/20:L8=0.814:IW=1
 GOTO 1760
 FM=(CMF(10)+2*MLD)/10.8203*(PE*U2/10.5):FM=8.814:L8=0.814
 EP=FM*(31415.926*(T10+SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))
 IF ABS(EP-0.225)>0.015741 GOTO 1610
 EP=0.225:L8=EP*(3.1415926*(I10+SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))
 IF L8>0.01 GOTO 1240
 L8=0.01
 EP=0.314331*PE*(CD(1)*120+SIN(X1*PI/180)*COS(X1*PI/180))
 H=L8*100:0.2:PE=PE/100:GOTO 1240:IF ABS(EP-0.225)>0.015741 GOTO 1610:100:AU:FLA

```

13=SD1.DP+13+100+SI=T2+100
10SUB 3850
15=V4: U5=V5
16=U3: V7=W2: V8=D2
10SUB3010
42=V9
13=H2+0.2
13=SD+ $(DP+DI)$ +13+100+SI=T3+100
10SUB3830
14=V4: U4=V5
16=U4: V7=C3: V8=R3
10SUB3010
44=V9
13=SD+ $(DP+DI+FOL)$ +13+100+SI=T4+100
10SUB3830
15=V4: U5=V5
16=U5: V7=W4: V8=B4
10SUB3010
15=V9
PRINT"DIAMETRO DO EIXO, PRA CALCULO (COM) =";A1E
PRINT"PRESSAO CRITICA DO LABIRINTO (KGF.CM2) =";A2C
PRINT"PERDA VACAO NASEM LABIRINTO 10 CAMINOS (KG.S) =";A3L
PRINT"DADOS DO BOCAL E ALTURA DAS PROG. FOLHA 2"
IF IXX1 GOTO 2110
PRINT"O BOCAL E CONVERGENTE-DIVERGENTE, AREA DA SAIDANTE
;PG
PRINT"O COMPRIMENTO DA PARTE DIVERGENTE L01U0CM=";L
PRINT"A AREA DE SAIDA DO BOCAL AS (COM) =";A7I
PRINT"FORAM ADMITIDOS 20 BOCAIS"
PRINT"EPSOLON=";A8F;"ALTURA L8 DO BOCAL (CM) =";L8M1000;"L8
SAIDA BOCAL FUNCIONA";A8M1000
PRINT"ALTURA ENTRADA PR 1 HI (COM) =";H1;"VOLUME ESPECIFICO (KG.M3) =";A9E
PRINT"ALTURA SAIDA PR 1 H2 (COM) =";H2;"VOLUME ESPECIFICO (KG.M3) =";A9E
PRINT"ALTURA ENTRADA PR INVERSORA HI (COM) =";H3;"VOLUME ESPECIFICO (KG.M3) =";A10E
PRINT"ALTURA SAIDA PR INVERSORA H4 (COM) =";H4;"VOLUME ESPECIFICO (KG.M3) =";A10E
PRINT"ALTURA DE ENTRADA E SAIDA PR 2 H5 (COM) =";H5;"VOLUME ESPECIFICO (KG.M3) =";A11E
H1=H1+(0.4+2.3*(H2-H1))/20;E2=(2+(0.4+H1.3*(H2-H1))/2)
H3=H3+(0.4+1.3*(H4-H3))/20;E4=H4+(0.4+0.4*(H4-H3))/20
H5=H5+0.4
H=(E2+E1)/2;H2=(E4+E3)/2
PRINT"ALTURA EFETIVA EF1 PR 1 (COM) =";E1
PRINT"ALTURA EFETIVA EF2 PR 1 (COM) =";E2
PRINT"ALTURA MEDIA EFETIVA HI PR 1 (COM) =";E1I
PRINT"ALTURA EFETIVA EF3 PR INVERSORA (COM) =";E3
PRINT"ALTURA EFETIVA EF4 PR INVERSORA (COM) =";E4
PRINT"ALTURA MEDIA EFETIVA HI PR INVERSORA (COM) =";E2I
PRINT"ALTURA EFETIVA=MEDIA EF5 PR 2 (COM) =";E5
LS
D=(W1*L2-W2*L1)*8370;Z1=P1*Z1+Z2*Z2+Z3*Z3+Z4*Z4+Z5*Z5+Z6*Z6+Z7*Z7+Z8*Z8+Z9*Z9+Z10*Z10+Z11*Z11+Z12*Z12
G=CX: J1=CV: J2=E1: J3=E2: J7=H
10SUB3930
P=26: HS=JS: H7=J9: LP=Z3: FP=06: ZP=25: FM=01: PRINT"T=";PT;"U=";PU;"P=";PV
PRINT"DADOS RELATIVOS AOS FDS E IDENTIFICACOES DO ESTADIO "
10SUB4850
LS
G=(C2*L2-C3*L1)*8370;Z1=P1*Z1+Z2*Z2+Z3*Z3+Z4*Z4+Z5*Z5+Z6*Z6+Z7*Z7+Z8*Z8+Z9*Z9+Z10*Z10+Z11*Z11+Z12*Z12
PRINT"Z8=";Z8; "C2=";C2; "C3=";C3; "Z7=";Z7; "Z8=";Z8; "ZP=";ZP; "T=";PT; "Z2=";Z2; "Z3=";Z3
G=C2*51N(C2*0.01754533):J1=-1+C3*51N(C3*0.01754533):J2=E3:J3=C4:J7=Z7
10SUB3930
I=26: HV=JS: HZ=J9: LI=Z3: ZI=Z5: PY=01

```

LPRINT"DADOS RELATIVOS AS PÁS E ESPACADORES DO ESTÁGIO
ABOR. FOLHA 4"

DIRE

GOSUB4350

CLS

Z0=(W3C2-W4C2)/8370:Z1=B3:Z2=B4:Z7=(PI-Z3*SIN(KA4*.01754533))/10:UT=Z5:US=15
T"Z3=""&Z3;"Z4=""&Z4

U9=H5:J6=C2:J1=CU:J2=E5:J3=E5:J7=N

GOSUB3930

P2=Z6:H8=J8:H9=J9:L2=Z3:F2=06:Z5=Z5:PC=01

LPRINT"DADOS RELATIVOS AS PÁS E ESPACADORES ESTÁGIO 2."

FOLH

GOSUB4350

B=(H6+H7)*1.0

RT=50*D(C1)-(E1-H1/2)+(H6+H7)*0.9:RD=50*D(C5)-(E1-H1/2)+(H6+H7)*1.0

RP=50*D(C1)-(E1-H1/2):DC=1.25*DE:RC=DC

LT=(KL+LI+L2+1)/10

JT=(U+RT)/(50*D(C1)):E6=6.26*LT:E7=0.51*LT:PRINT"U="&U,"UT="&UT

SU=0.08002*(UT/2):LC=E7*2.5

SC=(FP+F2)*(6.26318*RT*LT)

ST=SU+(SC*(RP/80))

LPRINT"DADOS RELATIVOS AO TAMBOR. FOLHA 6"

LPRINT"ESPESSURA E DO TAMBOR (CM)=&B

LPRINT"RAIO MEDIO RT DO TAMBOR (CM)=&RT

LPRINT"RAIO RP DO TAMBOR (CM)=&RP

LPRINT"LAGURA LT DO TAMBOR (CM)=<

LPRINT"POLEGADA ENTRE AS PÁS MOVEIS E INVERSORA E 0.5 MM"

LPRINT"TEORÍA TOTAL SIGMA T AGENTE NO TAMBOR (Kg/cm2)=&ST

LPRINT"TEORÍA MÁXIMA ADMISSIVEL 11000 Kg/cm2"

LPRINT"ESPESSURA ED1 DO DISCO (CM)=&E6,"ESPESSURA ED2 DO DISCO (CM)=&E7

LPRINT"RAIO RD DO DISCO (CM)=&RD,"RAIO EXTERNO CUBO RC(CM)=&RC,"RAIO INTERNO R INT (CM)=&RIE/2)

LPRINT"LAGURA DO CUBO LC (CM)=&LC

T=(RT+B+LT)/28.274

D=((E6+E7)/2)*(RD/2-RC/2)*40.549:PRINT"E6="&E6"E7="&E7,"RD="&RD,"RC="&

R=(RC/2+LC)/40.549

N=PX+PZ

PL=(PT+PD+PB+PM)/2:PRINT"PT="&PT,"PD="&PD,"PB="&PB,"PM="&PM

IP=NP(C1)*C1*SIN(9A1*0.01754533)-C2*SIN(9A2*0.01754533)/(0.31*EPD):PRINT"IP="&I

I="&C1,"&C2,"&A1,"&A2,"&R2

IS=NP(C1)*C3*SIN(9A3*0.01754533)-C4*SIN(9A4*0.01754533)/(0.31*EPD):PRINT"IS="&I

(T=(XP+XS)/2

P9=(33.333/100)(3/10)

IR(1)=40:CD(1)=96500:ER(1)=0.34

IR(2)=45:CD(2)=116000:ER(2)=0.34

IR(3)=50:CD(3)=153000:ER(3)=0.34

IR(4)=55:CD(4)=173000:ER(4)=0.34

IR(5)=60:CD(5)=200000:ER(5)=0.34

IR(6)=65:CD(6)=224000:ER(6)=0.35

IR(7)=70:CD(7)=275000:ER(7)=0.35

IR(8)=75:CD(8)=305000:ER(8)=0.35

IR(9)=80:CD(9)=335000:ER(9)=0.35

IR(10)=85:CD(10)=375000:ER(10)=0.36

IR(11)=90:CD(11)=405000:ER(11)=0.37

IR(12)=95:CD(12)=450000:ER(12)=0.37

IR(13)=100:CD(13)=500000:ER(13)=0.37

IR(14)=110:CD(14)=520000:ER(14)=0.37

IR(15)=120:CD(15)=750000:ER(15)=0.36

IR(16)=130:CD(16)=650000:ER(16)=0.36

IR(17)=140:CD(17)=1000000:ER(17)=0.37

IR(18)=150:CD(18)=1120000:ER(18)=0.37

IR(19)=160:CD(19)=1220000:ER(19)=0.37

IR(20)=170:CD(20)=1370000:ER(20)=0.37

IR(21)=180:CD(21)=1460000:ER(21)=0.37

IR(22)=190:CD(22)=1680000:ER(22)=0.37

IR(23)=200:CD(23)=1760000:ER(23)=0.36

DR(24)=218; CD(24)=200000; ER(24)=0.35
 DR(25)=228; CD(25)=220000; ER(25)=0.35; ID=0; DN=0E
 DR(26)=238; CD(26)=255000; ER(26)=0.34; DR(27)=248; CD(27)=310000; ER(27)=0.33
 CR=1
 IF KR>8.333*DR(KR) GOTO 3100
 CR=KR+1
 GOTO 3070
 PRINT "KR=", KR, "DR=", DR(KR); IF CR>FL/DR(KR) GOTO 3190
 FOR IR=1 TO 5 STEP 1
 /R(CIR)=1.7
 NEXT IR
 FOR IR=6 TO 22 STEP 1
 /R(CIR)=1.8
 NEXT IR
 /R(1)=1.9; VR(15)=1.9; VR(16)=1.9; VR(23)=1.9; VR(24)=1.9; VR(25)=1.9; VR(26)=2.7
 :2; XR=1
 GOTO 3270
 FOR IR=1 TO 5 STEP 1
 /R(CIR)=2.5
 NEXT IR
 FOR IR=6 TO 22 STEP 1
 /R(CIR)=2.7
 NEXT IR
 /R(6)=2.6; VR(6)=2.6; VR(15)=2.6; VR(16)=2.6; VR(23)=2.6; VR(24)=2.9
 VR(25)=2.9; VR(26)=3; VR(27)=3; XR=0.67
 =XR*FL+VR(KR)*XT
 DE=(4.5+P)/P9
 IF CE<CD(KR) GOTO 3320
 NM=1.05*DN
 GOTO 3070
 IF KR>13 GOTO 3350
 IR=KR
 GOTO 3390
 IF KR>23 GOTO 3380
 IR=2*KR-13
 GOTO 3390
 IR=4*KR-59
 DS=22307+IR
 IF DE>=(0.105*DR(KR)) GOTO 3420
 DE=0.105*DR(KR); ID=1
 LR=(33-LC)/2; LX=48
 IF LR>6 GOTO 3450
 LR=6; LX=23+LC
 I3=3.5; O6=(DR(KR)/10); PRINT "O6="; O6
 IOSUB5830
 TD=05
 I3=(3.5+LR); O6=DE; PRINT "O6="; O6
 IOSUB5830
 TB=05
 I3=LX/2; O6=DC; PRINT "O6="; O6
 IOSUB5830
 TC=05
 IF TD<=600 AND TB<=600 AND TC<=600 GOTO 3500
 PRINT "TD (KP/CM2)="; TD, "TB (KP/CM2)="; TB, "TC (KP/CM2)="; TC
 NM=1.05*DN
 GOTO 3070
 LS
 PRINT "DADOS RELATIVOS AOS NAMCAIS DE ROLAMENTO E EIXO DA TURBINA."
 .PRINT "PESO TOTAL G DO CONJUNTO ROTOR (KP)=", ;(2*FL)
 .PRINT "ESFORCO RADIAL NO NAMCAL FR (KP)=", ;FL
 .PRINT "ESFORCO AXIAL NO NAMCAL FA (KP)=", ;XT
 .PRINT "FATOR FL=4.5", "FATOR FN=", ;F9
 .PRINT "COEFICIENTE E (=FN/FR) DO ROLAMENTO=", ;ER(KR), "FATOR X=", ;IR, "FATOR (KR)
 .PRINT " "

LPRINT "CARGA DINAMICA EQUIVALENTE P (Kp) = " ; P
 LPRINT "O ROLAMENTO SUGERIDO E FABRICADO PELA FAB. SUA ESPECIFICACAO:
 NUMERO = " ; DS
 LPRINT "DIAMETRO ROLAMENTO D (MM) = " ; DR(KR) ; , , "CAPACIDADE DE CARGA REQUERIDA
 P = " ; CE ; , , "CAPACIDADE DE CARGA DO ROLAMENTO C (Kp) = " ; CC(KR)
 LPRINT "DEMAIS ESPECIFICACOES DO ROLAMENTO CONSULTAR TABELA ROLAMENTOS
 LPRINT "DIAMETRO DO EIXO DR ASSENTO ROLAMENTO (CM) = " ; COR(KR)/100
 LPRINT "DIAMETRO DO REBAIXO D (CM) = " ; DE
 LPRINT "DIAMETRO PARA O CUBO DO DISCO DD (CM) = " ; DC
 IF ID=8 GOTO 3740
 LPRINT "O VALOR ACIMA DEVE SUBSTITUIR O VALOR DE R INT NA FOLHA 6
 O EIXO FOI REFORCADO"
 LPRINT "COMPRIMENTO TOTAL DO EIXO LX (CM) = " ; LX
 LPRINT "COMPRIMENTO ASSENTO DO ROLAMENTO B (CM) ESTA NA TABELA
 DE ROLAMENTOS"
 LPRINT "COMPRIMENTO REBAIXO LR (CM) = " ; LR
 LPRINT "COMPRIMENTO ASSENTO TAMBOR LT (CM) = " ; LT
 LPRINT "O EIXO FOI VERIFICADO A FLENO TORCIO NAS SECCOES A, B, C"
 LPRINT "TENSÃO SECÇÃO A (Kp/cm²) = " ; TA ; "TENSÃO SECÇÃO B (Kp/cm²) = " ; TB
 LPRINT "TENSÃO SECÇÃO C (Kp/cm²) = " ; TC
 LPRINT "FINAL DO PROGRAMA"
 END
 TT=52:CS=S2/100000:T=0
 T=(((S3-34.19*TT+43.868*(TT*1.25))+0.88487*(TT*20))/19.778)*C2/30
 IF ABS(TT-T)<CS GOTO 3830
 TT=T
 GOTO 3840
 V4=((T+TT)/2)*100
 V5=(47.07*V4)/(PS+100000)
 RETURN
 V9=(100*MP(I)*V6)/(3.1416*D(I)*EP+V7+SIN(C.01754533)*V8))
 RETURN
 Z3=SQR(Z8+6):PRINT "Z3=" ; Z3
 IF Z3>15 GOTO 3970
 Z3=15:PRINT "Z3=" ; Z3
 Z5=INT(5826.55*D(I)/Z3):PRINT "Z5=" ; Z5
 Z6=3141.6*D(I)/Z5:PRINT "Z6=" ; Z6
 IF Z6<(26*V7) GOTO 4020
 Z6=3141.6*D(I)/INT(5826.55*D(I)/(4.5*Z7)):PRINT "Z6=" ; Z6
 Z5=INT(5826.55*D(I)/(4.5*Z7)):PRINT "Z5=" ; Z5
 Z8=0.635:PRINT "Z8=" ; Z8:Z4=Z3/(COS(Z1*.01754533)+COS(Z2*.01754533)):PRINT "Z4="
 Z9=Z4+(SIN(Z1*.01754533)-SIN(Z2*.01754533)):PRINT "Z9=" ; Z9
 U1=(Z3*SIN(Z2*.01754533)+TAN(Z1*.01754533)*Z4*(SIN(Z1*.01754533)*SIN(Z2*.0
 Z3)-1))/(1+TAN(Z1*.01754533)*TAN(Z2*.01754533)):PRINT "U1=" ; U1
 U0=(U1-(Z6-Z6*SIN(Z2*.01754533))+COS(Z2*.01754533)*TAN(Z1+Z2)*.01754537)*
 IT"U0=" ; U0
 U2=Z4-U0:PRINT "U2=" ; U2
 M=(Z1+Z2)/2:PRINT "M=" ; M
 W=Z3/(TAN(M*.01754533)*2):PRINT "W=" ; W
 X=Z3*(2*COS(M*.01754533)):PRINT "X=" ; X
 U3=SQR(W*X*(Z3/2)*2):PRINT "U3=" ; U3
 Y=CHW-(Z6-U3-Z3*SIN(M*.01754533))/4*SIN(M*.01754533):PRINT "Y=" ; Y
 W=W*R*SIN(M*.01754533):PRINT "W=" ; W
 V=R*W:PRINT "V=" ; V:U4=R*W*COS(M*.01754533)*RM:PRINT "U4=" ; U4
 S=U4/SQR(1-U4*2)
 F=RY+COS(M*.01754533)*TS-U3:Z2=Z6-Z3*SIN(M*.01754533)-U3:II=RW-U3
 U=INT((Z2*XW*RY+Z3*SIN(M*.01754533))/0.5):PRINT "U=" ; U
 F MU>20 GOTO 4190
 U=20:PRINT "MU=" ; MU
 U=(Z2*XW*RY+Z3*SIN(M*.01754533))/MU:PRINT "MU=" ; MU
 =AU/2:SR=0:PRINT "U=" ; U
 OR IU=1 TO MU STEP 1
 F U>Z3*SIN(M*.01754533) GOTO 4250
 E=Z3/2:FD=SQR(RM*2-(U MU))*.2
 GOTO 4320

```

IF U>II GOTO 4200
RE=Z3/2-TAN(CAM*,01754533)*U-(Z8/SIN(CAM*,01754533)) FD=SQR(CKE2-(U-FD)^2)
GOTO 4320
IF U<IZZ FWD+Z8/SIN(CAM*,01754533) GOTO 4310
RE=Z3/2-TAN(CAM*,01754533)*U-(Z8/SIN(CAM*,01754533)) FD=0
GOTO 4320
RE=SQR(CKE2-(U-(Z8/SIN(CAM*,01754533)+ZZ))^2)^2 FD=0
SA=SA+2*(FE-FD)+AU
I=U+AU
PRINT"SA=";SA, "FE=";FE, "FD=";FD, "IU=";IU
NEXT IU
I6=AU:US=Z8/SIN(CAM*,01754533)+W1+ZZ:O1=(Z5+SA+UF),12738.853
M=0:SS=0:NK=INT((US+WV-FF)/US):AK=(US+WV-FF)-NK:UK=AK/2:PRINT"AK=";AK
FOR K=1 TO NK STEP 1
KKO=0:MAX(K)=0
NEXT K
FOR K=1 TO NK STEP 1
F UK>(II-FF) GOTO 4450
S=RX*U4:FT=SQR(CKE2-(U3+FF+UK)^2)
GOTO 4490
IF UK>(US-FF) GOTO 4480
S=RX*U4:FT=0
GOTO 4490
S=SQR(CKE2-(UK-(ZZ+Z8/SIN(CAM*,01754533)-FF))^2)^2 FT=0
KKO=2*(FS-FT)*AK:SS=SS+ACKO:MAX(K)=ACKO:UK=SM+MAX(K)
PRINT"R=";ACKO, "SS=";SS, "MR=";MAX(K), "SS=";SS, "FS=";FS, "FT=";FT, "R=";R
R=UK+AK
NEXT K
Z=SM+SS:UK=AK/2:IY=0
FOR K=1 TO NK STEP 1
Y=IV+ACKO*(DZ-UK)^2:UK=UK+AK
PRINT"IV=";IV, "KL=";K
NEXT K
F (UK+AK/2-DZ)>=DZ GOTO 4610
X=DZ
GOTO 4620
X=(DZ-UK-AK/2)
X=IV/DX
Q=(26637.8*SQR(IV*SA))/CUT2
R=(J7*25)/(FQ+60)
F FR<=4 GOTO 4600
F FR>=6 GOTO 4690
S=1.65*Z3
GOTO 3940
=SA*UT*(D(I)/2)*(J7/2)/11395730
P=((Z3+4)/16)*0.2:RA=50*D(I)+(U8+U9)/2+0.1
T=26/(2000*D(I))
R=RA+RA
A=(CA+TA+RA*(J7)/2)/11395730
S=1.60*((C+CA)/35)*08=(C+CA)*25
J=MP(I)*(J0+J1)*(EP+Z5*9.81)
T=5*PL*UT/WX
F SG<=1000 AND SP<=3.8 GOTO 4600
S=1.05*Z3
GOTO 3940
I=J2-U8:J5=J3-U9
B=(Z6*(500*D(I)))*(500*D(I))-10*(J2/2+J4)
T=T0-U2:J0=0.2*J2:J9=0.23*J2
Z4:K=Z9:R1=U8:RR=U2:K1=J4:K2=J5:SP=J6
RETURN
PRINT"LABCURA B DAS PES (MM)";Z3
PRINT"RAIO R1 DE CURVATURA MENOR (MM)";R1, "RAIO DE CURVATURA MAIOR R (MM"
,"BE");Z1, "BS");Z2
PRINT"NUMERO DE PES";Z5, "PRESSO DAS PES P (MM)";Z6
PRINT"DEFASAGEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)";X

```

```
PRINT"ESPAÇO E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PÁS CONSECUTIVOS (MM)
PRINT"ÁREA DA SEÇÃO DA PA (MM2)="" ;SG, "ÁREA S2 DA SEÇÃO DE ENROSTE (MM2)
PRINT"DISTÂNCIA DO EIXO XX DO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)="" ;SG
PRINT"MONENTO IXX DE INERCIA (MMI)="" ;IV
PRINT"MODULO MMX DE RESISTÊNCIA A FLEXÃO (MM3)="" ;CABS(MM2)
IF J7=0 GOTO 4998
PRINT"A PA ESTA VERIFICADA QUANTO A RESISTÊNCIA FR<=4 OU FR>=8" ;FR
PRINT"FORÇA CENTRÍFUGA DEVIDO A PA (KP)="" ;C
PRINT"FORÇA CENTRÍFUGA DEVIDO SEQUESTO FIO COBERTURA (KP)="" ;C7
PRINT"A PA ESTA VERIFICADA A ESFORÇOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1600 KP/MM2.
;" ;SG
PRINT"FORÇA AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANÇA DE DIREÇÃO DO VAPOR (KP)="" ;PU
PRINT"PA VERIFICADA A FLEXÃO SIGMA DE FLEXÃO MAXIMO=3.0 KP/MM2. SIGMA FLEX
SF
PRINT"ALTURA K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)="" ;(K1*10), "ALTURA K2 ESPACADOR
IDA (MM2)="" ;(K2*10)
RETURN
D2=FL*03:04=SQR(D2*D2+NTD2)*05=(5.093*04)*(06E3):PRINT"FL=";FL
RETURN
```

Formulário de Entrada dos Dados

Certifique-se que todos os dados desta folha foram preenchidos nas unidades assinaladas antes de dirigir-se ao computador.

- Potência NP que se quer gerar elétricamente (KW) $NP = \underline{3000}$ KW
 - Rotação N assíncrona do gerador turbina (rpm) $N = \underline{3600}$ rpm
 - Pressão PE a jazante da válvula (= 95% da pressão disponível, em atmosfera, absoluta) $PE = \underline{23.75}$ atm
 - Temperatura TE de entrada do vapor ($^{\circ}\text{C}$, vide diagrama de Mollier) $TE = \underline{400}$ $^{\circ}\text{C}$
 - Pressão PS de exaustão (em atmosferas, absoluta, sempre maior que 1) $PS = \underline{5}$ atm
 - Salto isoentrópico DH (em Kcal/kg. Cuidado para não atingir a condição de vapor saturado. Vide diagrama de Mollier) $DH = \underline{93.8}$ Kcal/kg
 - Temperatura TI de exaustão do vapor (em $^{\circ}\text{C}$. Consultar diagramas de Mollier) $TI = \underline{197}$ $^{\circ}\text{C}$
 - Coeficiente ζ de rendimento do bocal (adimensional. Consultar gráfico anexo) $\zeta = \underline{0.95}$

O DE NU E = .22072 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 24.
O DE NOI E = .225072 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 24.

A METODOLOGIA ADOTADA NAO HA ERRO DA VASAO EM MASSA
DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVOS FOLHA 1

11.872 C2= 385.329 W1= 661.874 W2= 557.389
= 20 ALFA2= 34.4945 BETAI= 25.9275 BETAR2= 22.9275
1 PA 1 = .642137 INVERSORA

35.329 C1L= 336.771 ALFA2= 34.4945 ALFA1L= 31.4945
1 PA INVERSORA= .873983

336.771 C2L= 169.45 W1L= 198.969 W2L= 163.851
= 31.4945 ALFA2L= 123.286 BETAI1L= 62.671
BETAR2L= 59.6744

1 PA 2= .92 DIMENTO NOI CALCULADO POR QUEDA DE ENTALPIA= .632834
30 EM MADERA MP (KG/S) = 12.8783

METRO D DO ROTOR (M)= 1.03617

DIMENTO TERMICO CALCULADO POR PERDA DE ENTALPIA NU E = .642431

30 U/M1 OTIMA E = .232

TRO DO EIXO, PRE CALCULO (CM)= 13.6281

IO CRITICA DO LABIRINTO (KG/CM2)= .659733

VASAO MASSA LABIRINTO 40 CMARRAS(KG/S)= .0165222

DO BOCAL E ALTURA DAS PARES. FOLHA 2

IL E CONVERGENTE-DIVERGENTE. AREA DA GARGANTA

AG(CN2) = 2.37%

PRIMENTO DA PARTE DIVERGENTE LDIU(CM)= 28597.7

1 DE SAIDA DO BOCAL AS (CN2)= 3.56139

ADMITIDOS 20 BOCais

H= .225 ALTURA LB DO BOCAL(CM)= 2.7814 LARGURA SAIDA BOCAL RU(CM)= 1250

1 ENTRADA PA 1 H1 (CM)= 2.9614 VOLUME ESPECIFICO
KG)= .456688

1 SAIDA PA 1 H2 (CM)= 3.89344 VOLUME ESPECIFICO

(KG)= .483213 VOLUME ESPECIFICO

1 ENTRADA PA INVERSORA H3 (CM)= 4.89344 VOLUME ESPECIFICO

(KG)= .483213 VOLUME ESPECIFICO

1 SAIDA PA INVERSORA H4 (CM)= 4.87794 VOLUME ESPECIFICO

(KG)= .49039 VOLUME ESPECIFICO

1 DE ENTRADA E SAIDA PA 2 H5 (CM)= 5.45361 VOLUME ESPECIFICO

(KG)= .491638 VOLUME ESPECIFICO

1 EFETIVA EF1 PA 1 (CM)= 4.43625

1 EFETIVA EF2 PA 1 (CM)= 4.68627

1 MEDIA EFETIVA MU PA 1 (CM)= 4.65326

1 EFETIVA EF3 PA INVERSORA (CM)= 5.08336

1 EFETIVA EF4 PA INVERSORA (CM)= 5.59173

1 MEDIA EFETIVA MU2 PA INVERSORA (CM)= 5.29755

1 EFETIVA=MEDIA EF5 PA 2 (CM)= 5.85361

D DE HU E = .23879 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 2%
 D DE NOI E= .235672 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 2%
 A METODOLOGIA ADOTADA NAO HA ERRO DA USO EM MASSA
 DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVOS FOLHA 1
 SIRA PA
 11.872 C2= 385.329 W1= 661.874 W2= 557.389
 = 28 ALFA2= 34.4945 BETA1= 25.9275 BETA2= 22.9275
 PA 1 = .842137
 INVERSORA
 35.329 C1L= 336.771 ALFA2= 34.4945 ALFA1L= 31.4945
 PA INVERSORA= .873983
 PA
 336.771 C2L= 189.45 W1L= 193.969 W2L= 183.651
 = 31.4945 ALFA2L= 123.208 BETAIL= 62.6744
 BETAIL= 59.6744
 PA 2= .92
 MIMENTO NOI CALCULADO POR QUEDA DE ENTALPIA= .632634
 NO EM MASSA MP (KG/S) = 12.6763
 INERCO D DO ROTOR (NM)= 1.83617
 MIMENTO TECNICO CALCULADO POR PERDA DE ENTALPIA HU E = .642431
 NO UMC1 OTIMA E = .232
 TRO DO EIXO, PRE CALCULO (CM)= 13.6281
 IN CRITICA DO LABIRINTO (CM)= .659733
 USO MASSA LABIRINTO 48 CAMARAS (KG/S)= .0165222
 DO BOCAL E ALTURA DAS PAS,FOLHA 2
 IL E CONVERGENTE-DIVERGENTE. AREA DA GARGANTA AG(CM2)= 2.3862
 IRIMENTO DA PARTE DIVERGENTE LDI(CM)= 28597.7
 DE SAIDA DO BOCAL AS (CM2)= 3.58139
 ADMITIDOS 30 BOCALS
 INF. .225 ALTURA LB DO BOCAL(CM)= 2.7814 LARGURA SAIDA BOCAL AL(CM)= 178
 ENTRADA PA 1 H1 (CM)= 2.9814 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .456689
 SAIDA PA1 H2 (CM)= 3.89344 VOLUME ESPECIFICO
 G= .463213
 ENTRADA PA INVERSORA H3 (CM)= 4.89344 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .463213
 SAIDA PA INVERSORA H4 (CM)= 4.87794 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .46339
 DE ENTRADA E SAIDA PA 2 H5 (CM)= 5.45361 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .491638
 EFETIVA EF1 PA 1 (CM)= 4.43025
 EFETIVA EF2 PA 1 (CM)= 4.88627
 MEDIA EFETIVA M1 PA 1 (CM)= 4.65826
 EFETIVA EF3 PA INVERSORA (CM)= 5.08336
 EFETIVA EF4 PA INVERSORA (CM)= 5.59173
 MEDIA EFETIVA M2 PA INVERSORA (CM)= 5.29755
 EFETIVA-MEDIA EF5 PA 2 (CM)= 5.65361
 RELATIVOS AOS PAS E ESPACADORES DO ESTAGIO 1 FOLHA 3
 A B DAS PAS (MM)= 15
 DE CURVATURA MENOR (MM)= 4.55624 RAIO DE CURVATURA
 R R (MM)= 8.26579
 -1847 BS= 23.1847
 DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39954
 GEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394861
 E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVOS (MM)= 5.30955
 A SECCAO DA PA (MM2)= 85.6444 AREA SS DA SECC
 NORTE (MM2)= 71.1021
 CIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 4.09826
 O IXX DE INERCIA (MM4)= 398.633
 MMX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM3)= 76.3013
 STA VERIFICADA QUANTO A RESSONANCIA FR<=4 OU FR>=8 2.98277

CENTRIFUGA DEVIDO A PA (KPa) = 152.482
CENTRIFUGA DEVIDO SEMENTO ARO COBERTURA (KPa) = 3.82350
ESTA VERIFICADA A ESFORCOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1600 KPa/cm². SIGMA= 222.6

AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KPa) = 7.62662
VERIFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KPa/cm². SIGMA FLEXAO=-1.46925

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 11.7283 ALTURA K2 ESPACO
SAIDA (MM)= 3.36364
RELATIVOS AS PAS E ESPACADORES DO ESTAGIO 4 DIRECCIONADOR.

A B DAS PAS (MM)= 15 RAIO DE CURVATUR
1 DE CURVATURA MENOR (MM)= 4.36623
R R (MM)= 9.07728

5769 BS= 32.5769 DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39854
GEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394061

E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVOS (MM)= 4.71185
A SECCAO DA PA (MM)= 65.2881 AREA SG DA SECC

NGASTE (MM)= 56.7178 DIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 4.34331
D IXX DE INERCIA (MM⁴)= 293.977

WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM³)= 59.2441
AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KPa) = .20776
VERIFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KPa/cm². SIGMA FLEXAO=-.063733

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 6.88977 ALTURA K2 ESPACO
SAIDA (MM)= 5.77832
RELATIVOS AS PAS E ESPACADORES ESTAGIO 2. FOLHA 5

A B DAS PAS (MM)= 15 RAIO DE CURVATUR
1 DE CURVATURA MENOR (MM)= 9.988
R R (MM)= 18.3989

.0779 BS= 64.6779 DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39854
SEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394061

E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVOS (MM)= 8.48287
A SECCAO DA PA (MM)= 24.0876 AREA SG DA SECC

NGASTE (MM)= 23.4828 DIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 1.71615
D IXX DE INERCIA (MM⁴)= 15.9639

WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM³)= 8.48059
ESTA VERIFICADA QUANTO A RESSONANCIA. FRK=4 OU FRC=8 12.2573

CENTRIFUGA DEVIDO A PA (KPa) = 53.4213 CENTRIFUGA DEVIDO SEMENTO ARO COBERTURA (KPa) = 6.11159
ESTA VERIFICADA A ESFORCOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1600 KPa/cm². SIGMA= 253.5

AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KPa) = 1.64016
VERIFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KPa/cm². SIGMA FLEXAO=-2.26333

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 4 ALTURA K2 ESPACO
SAIDA (MM)= 4
RELATIVOS AO TAMBOR. FOLHA 6

JRA B DO TAMBOR (CM)= 2.14555 EDIO RT DO TAMBOR (CM)= 50.2064
P DO TAMBOR (CM)= 51.2792
P LT DO TAMBOR (CM)= 4.6

ENTRE AS PAS NOVEIS E INVERSORA E 0.5 MM TOTAL SIGMA T AGENTE NO TAMBOR (KPa/cm²)= 4144.81
MAXIMA ADMISSIVEL 11600 KPa/cm²

JRA EDI DO DISCO (CM)= 1.196 (CM)= 2.346 ESPESURA ED2 OI
(CM)= 2.346

P DO DISCO (CM)= 49.1336 RRIO EXTERNO CUBO R (CM)= 13.1014
INTERNO CUBO R INT (CM)= 5.24036
P DO CUBO LC (CM)= 5.665

RELATIVOS AOS MANCALIS DE ROLAMENTO E EIXO DA TURBINA. FOLHA 7
JRAL G DO CONJUNTO ROTOR (KPa)= 156.71

J RADIAL NO MANCAL FR (KPa)= 76.3551

AXIAL NO MAMORAL FA (KPD) = 110.054

L=4.5 FATOR FN= .245455

LENTE E (=FA/FR) DO ROLAMENTO= .37

FATOR V= 1.0

DINAMICA EQUIVALENTE P (KPD)= 276.452

MENTO SUGERIDO E FABRICADO PELA FAG. SUA ESPECIFICACAO:

DO ROLAMENTO D (MM)= 98

UERIDA CR (KPD)= 5868.28

FATOR N= 1

SERIE NL NUMERO

CAPACIDADE DE C

ESPECIFICACOES DO ROLAMENTO CONSULTAR TABELA ROLAMENTOS

DO EIXO DR ASSENTO ROLAMENTO (CM)= 9

DO REBAIXO D (CM)= 10.4811

DO PARA O CUBO DO DISCO DD (CM)= 13.1814

MENTO TOTAL DO EIXO LW (CM)= 49

MENTO ASSENTO DO ROLAMENTO B (MM) ESTA NA TABELA

ANEXA

ANEXA DE ROLA

MENTO REBAIXO LR (CM)= 13.5675

MENTO ASSENTO TAMBOR LT (CM)= 4.6

FOI VERIFICADO A FLENO TORCÃO NAS SECCOES A,B,C

SECCAO A (KPD/CM2)= 274.231

TORCÃO SECCAO B (KPD/CM2)= 173.71

SECCAO C (KPD/CM2)= 88.9661

O PROGRAMA