

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO BÁSICO DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 30 kW

Arthur Takeshi Tamashiro

Fábio Koichi Nakabayashi

Orientador: Professor Doutor Eitaro Yamane

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Eitaro Yamane', with a long horizontal stroke extending to the right.

São Paulo

2004

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO BÁSICO DE UMA MICROTURBINA A GAS DE 30 kW

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

Arthur Takeshi Tamashiro
Fábio Koichi Nakabayashi

Orientador: Professor Doutor Eitaro Yamane

São Paulo
2004

RESUMO

Este projeto envolve o pré-dimensionamento de uma turbina a gás axial de ação, de um estágio, efetuando uma análise da eficiência do estágio em função dos ângulos de saída do bocal e das paletas móveis. Foi desenvolvido um modelo iterativo de cálculo em Visual Basic, a partir do qual foram feitas simulações que permitiram definir intervalos ótimos para os ângulos em questão. Como critérios de seleção consideramos a eficiência do estágio, o número de Mach resultante, e a suavidade do contorno; e desse modo selecionamos o ângulo de saída do bocal como 20° e o de saída da paleta móvel como 45° , obtendo uma eficiência do estágio de 72%.

ABSTRACT

This project involves the dimensioning of a single-staged impulse microturbine, analyzing the stage efficiency as a function of the angles at the nozzle and moving blades exit. An iterative model was developed in Visual Basic, from which simulations were run in order to establish optimum ranges for the angles in question. The maximum possible efficiency, the Mach number below unity, and the smoothness of the contour were used as the criteria for the final selection. The angle of 20° at the exit of the nozzle, and 45° at the exit of the moving blades were taken for a stage efficiency of 72%.

Agradecimentos:

Os autores deste trabalho gostariam de agradecer a orientação do professor Eitaro Yamane, que possibilitou a realização do mesmo.

Também gostaríamos de agradecer aos professores da Escola Politécnica que nos proporcionaram um grande aprendizado durante nossos anos na Escola.

E também agradecemos o apoio recebido dos amigos Fernando Suzuki e Pedro Ferreira, e que foi imprescindível à conclusão de todas as atividades previstas no trabalho.

Dedicatória:

Dedicamos este trabalho a nossos pais, a nossas famílias, e aos nossos amigos.

Sumário:

Agradecimentos:	5
Dedicatória:	5
Sumário:	6
Índice de Figuras:	7
Índice de Tabelas:	8
1. INTRODUÇÃO	9
2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	10
3. PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DAS TURBINAS A GÁS	11
4. CICLO TERMODINÂMICO DE OPERAÇÃO DA TURBINA	15
4.1. INTRODUÇÃO	15
4.2. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	17
4.3. DADOS IMPORTANTES	18
4.4. CICLO SIMPLES (Brayton), fechado	19
4.5. CICLO SIMPLES COM REGENERADOR	21
4.6. CICLO ERICSSON	23
4.7. DEFINIÇÃO FINAL DO CICLO TERMODINÂMICO	24
5. CLASSIFICAÇÃO DA TURBINA	25
6. ESCOAMENTO ATRAVÉS DE PASSAGENS ENTRE PALETAS	29
7. DIMENSIONAMENTO DA TURBINA	34
7.1. Método (Equacionamento) Proposto para o Dimensionamento da Turbina	34
7.2. Rotina Computacional em Visual Basic	45
7.3. Resultados e Análises	47
7.4. A alternativa escolhida	51
8. SELEÇÃO DE MATERIAIS	58
8.1 Forças na paleta	58
8.2 Estudo sobre materiais para construção de palhetas	60
9. CONCLUSÕES	61
10. BIBLIOGRAFIA	62
11. ANEXOS	63
11.1. ANEXO (1) – CÓDIGO VISUAL BASIC DO SOFTWARE DESENVOLVIDO	63
11.2. ANEXO (2) – RESULTADOS IMPRESSOS PARA A COMBINAÇÃO ESCOLHIDA	76
($\alpha = 20^\circ$, $\beta = 45^\circ$)	76
11.3. ANEXO (3) – CD COM ARQUIVOS DO PROGRAMA VISUAL BASIC, ANIMAÇÃO DA TURBINA, DESENHOS CAD E ARTIGO TÉCNICO.	79

Índice de Figuras:

FIGURA 1: DIAGRAMA REPRESENTANDO UMA INSTALAÇÃO DE TURBINA A GÁS PARA GERAÇÃO DE POTÊNCIA ELÉTRICA	11
FIGURA 2: REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DE UMA TURBINA A GÁS COMERCIAL DE 30 kW	12
FIGURA 3: CANAIS DE ESCOAMENTO ENTRE AS PALETAS FIXAS E MÓVEIS	12
FIGURA 4: ESCOAMENTO DENTRO DA TURBINA	13
FIGURA 5: (A) CICLO ABERTO E (B) CICLO FECHADO DE BRAYTON	15
FIGURA 6: ESTADOS TERMODINÂMICOS NO CICLO BRAYTON SIMPLES	18
FIGURA 7: CICLO REGENERATIVO IDEAL	21
FIGURA 8: RENDIMENTO DO CICLO REGENERATIVO IDEAL EM FUNÇÃO DA RELAÇÃO DE PRESSÕES	22
FIGURA 9: ARRANJO COM REGENERADOR, E DOIS ESTÁGIOS DE RESFRIAMENTO E AQUECIMENTO INTERMEDIÁRIO	23
FIGURA 10: DIAGRAMA T X S PARA ARRANJO COM MUITOS ESTÁGIOS DE RESFRIAMENTO E AQUECIMENTO	24
FIGURA 11: ROTOR DE TURBINA RADIAL	25
FIGURA 12: ROTOR DE TURBINA AXIAL COM 3 ESTÁGIOS	25
FIGURA 13: ESTÁGIO DE (A) AÇÃO E (B) REAÇÃO	26
FIGURA 14: DIAGRAMA PARA TURBINA DE AÇÃO	26
FIGURA 15: EFICIÊNCIA DE UM ESTÁGIO DE AÇÃO E REAÇÃO IDEAL	27
FIGURA 16: DIAGRAMA VETORIAL DAS VELOCIDADES PARA UMA TURBINA	29
FIGURA 17: ANÁLISE DAS FORÇAS NUMA PÁ DE TURBINA PARA (A) OBSERVADOR ESTACIONÁRIO E (B) OBSERVADOR SOLIDÁRIO À PÁ	29
FIGURA 18: IDENTIFICAÇÃO DOS ÂNGULOS E VELOCIDADES	35
FIGURA 19: TELA INICIAL DO PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO DA TURBINA	45
FIGURA 20: SUPERFÍCIE DE EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DOS PARÂMETROS A E B_3	51
FIGURA 21: TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE NA BASE	53
FIGURA 22: TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE NO TOPO	54
FIGURA 23: TELA DO APLICATIVO <i>ONLINE</i> PARA GERAÇÃO DE PERFIS NACA 4	55
FIGURA 24: DESENHO 3D DO ROTOR DA TURBINA	56
FIGURA 25: DETALHE DO “ <i>TWIST</i> ” NA PALETA	57
FIGURA 26: RC NA PALETA	58
FIGURA 27: RA E RT NA PALETA	58

Índice de Tabelas:

TABELA 1: OPÇÕES PARA O TIPO DE TURBINA	28
TABELA 2: VALORES DE EFICIÊNCIA PARA COMBINAÇÕES DE α E β_3	48
TABELA 3: VALORES DE NÚMERO DE MACH (M) PARA COMBINAÇÕES DE α E β_3	48
TABELA 4: VALORES DE EFICIÊNCIA PARA COMBINAÇÕES DE α E β_3 NO DOMÍNIO REFINADO	49
TABELA 5: VALORES DE NÚMERO DE MACH (M) PARA COMBINAÇÕES DE α E β_3 NO DOMÍNIO REFINADO.....	50

1. INTRODUÇÃO

A crise energética não é uma ameaça restrita a nós, brasileiros; representando na verdade, uma questão mundial. Não apenas isso, mas também a crescente preocupação com relação ao meio ambiente; pedem esforços no sentido de se desenvolver novos métodos para obtenção de energia de uma forma limpa, confiável, e que garanta o suprimento da demanda de energia, a qual só tenderá a crescer de acordo com o desenvolvimento econômico.

Nesse contexto, a viabilização e construção de pequenas unidades geradoras por turbinas a gás pode se mostrar uma opção bastante interessante. Uma turbina a gás com capacidade digamos, de cerca de 30 kW, poderia suprir completamente as necessidades energéticas de pequenos hospitais, instalações comerciais, escolas, hotéis, ou conjunto de residências; operando com baixo nível de emissões para a atmosfera, e apresentando flexibilidade para diferentes tipos de gases combustíveis, pouca manutenção e eficiência variando de moderada a alta.

Num futuro bastante próximo, pode-se pensar em turbinas ainda menores, de aproximadamente 5 kW (o suficiente para abastecer uma residência de consumo médio). Essas turbinas de tamanho bastante reduzido (próximo do de uma máquina de lavar louça) poderão ser instaladas nas cidades ou em regiões mais remotas (como em diversos países em desenvolvimento); provendo energia para pequenas comunidades de forma direta, simples, e sem requerer grandes investimentos em infra-estrutura.

Toda essa versatilidade das turbinas a gás nos permite prever um mercado em potencial extraordinariamente grande (milhões de unidades); e a imaginar um cenário talvez nem tão utópico assim: “da mesma forma que na década de 1930 pensava-se em um carro em cada garagem, ou uma galinha em cada panela; hoje podemos pensar em um PC em cada lar, e no futuro; uma PT (*personal turbine*) em cada porão.”¹

Com tantas vantagens assim, é de se questionar por que a presença das microturbinas não ocorre ainda de forma mais significativa. A resposta é que os custos relacionados à sua produção ainda são altos e se traduzem em baixa

¹ McDonald, C.F., Rodgers, C., “The Ubiquitous Personal Turbine – A Power Vision for the 21st Century”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power – October 2002

rentabilidade. Mas é verdade que a tecnologia a ser utilizada como base para o desenvolvimento das PTs já existe; tanto que há algumas empresas nos EUA, Japão, e Europa, com programas para o seu desenvolvimento em andamento; e as microturbinas de 30-100 kW devem ser produzidas numa escala significativa já nos próximos anos, abrindo o caminho para as PTs de 5 kW.

2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O presente trabalho se propõe então, a desenvolver um projeto básico de uma microturbina a gás, com capacidade de 30 kW. Deve-se destacar que dentre os diversos componentes de uma turbina a gás, o foco principal do projeto será a turbina em si, e o dimensionamento se restringirá às paletas e passagens do escoamento, buscando-se portanto, uma geometria otimizada que se traduza em altas eficiências, número de Mach inferior à unidade, e escoamento uniforme.

Pretende-se com esse projeto, adquirir um bom conhecimento dos princípios de funcionamento de uma turbina a gás, analisando principalmente a sensibilidade da eficiência da turbina com relação às suas variáveis de projeto. A idéia é que este estudo seja de alguma forma, relevante quando das considerações de projeto para as microturbinas que devem aparecer comercialmente nos próximos anos.

3. PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DAS TURBINAS A GÁS

O princípio de funcionamento das turbinas a gás se dá de acordo com o ciclo Brayton.

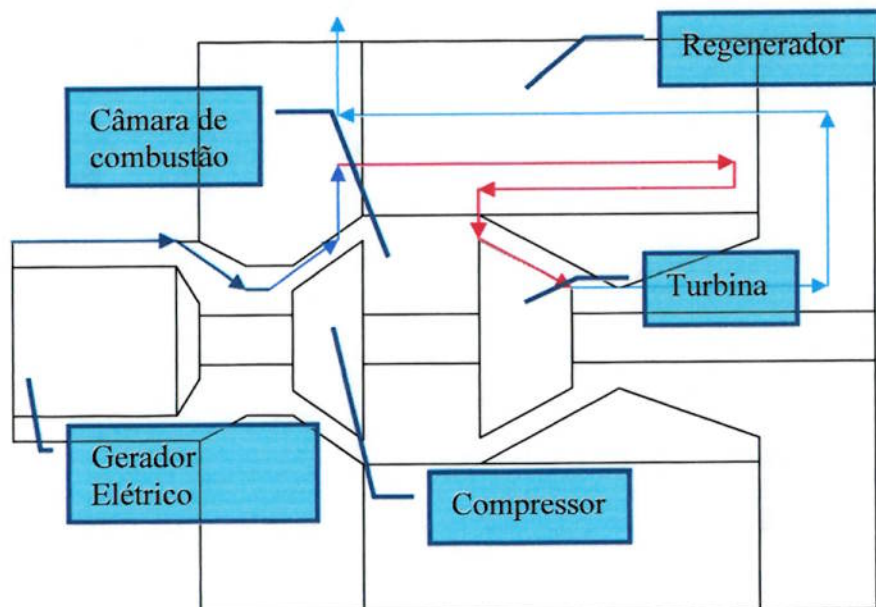


Figura 1: Diagrama representando uma instalação de turbina a gás para geração de potência elétrica

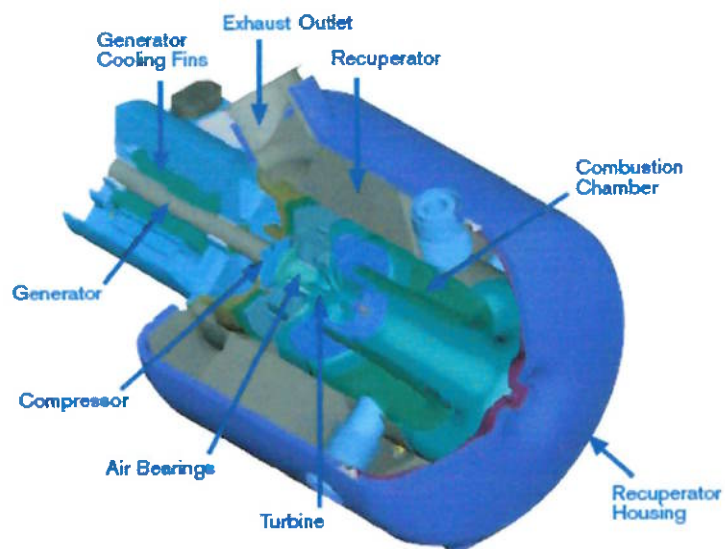


Figura 2: Representação Tridimensional de uma turbina a gás comercial de 30 kW

O ar é admitido no compressor através de um fluxo contínuo sendo comprimido e lançado no interior de uma câmara onde se adiciona combustível.

Na câmara de combustão ocorre o processo de combustão, também de forma contínua, obtendo-se os gases de combustão a alta temperatura, à pressão constante, antes de direcioná-los à turbina propriamente dita.

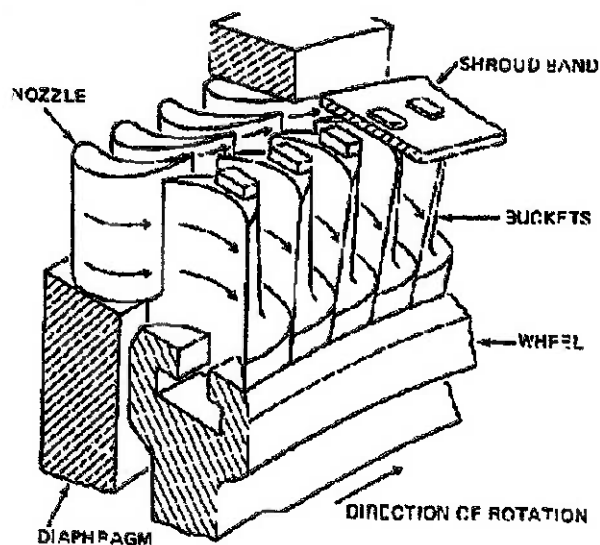


Figura 3: Canais de Escoamento entre as paletas fixas e móveis

Os gases quentes entram nos bocais da turbina, que são as passagens formadas pelas paletas estacionárias.

As paletas estacionárias redirecionam os gases ao encontro das paletas móveis, e a direção do fluxo muda à medida que escoam nos canais das paletas móveis. A mudança de direção gera uma força sobre as paletas, que por sua vez move o eixo da turbina, produzindo potência.

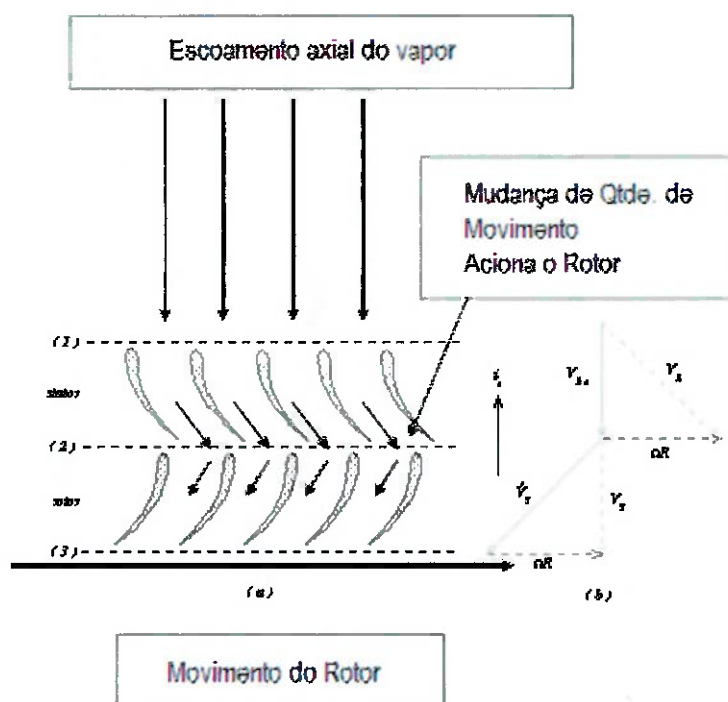


Figura 4: Escoamento dentro da turbina

Resumidamente, a turbina converte a energia térmica dos gases quentes de combustão em trabalho mecânico. Esta conversão de energia ocorre em duas etapas:

- No bocal, a queda de entalpia resulta no aumento da energia cinética.
- Nas paletas móveis, a energia cinética é convertida em trabalho mecânico.

Nas turbinas a gás, grande parte da potência gerada na turbina é consumida no próprio compressor, e com o seu desenvolvimento, as turbinas atingiram maiores níveis de eficiência, viabilizando sua aplicação para geração de potência elétrica. Atualmente, a tecnologia permite a construção de turbinas a gás numa faixa bastante ampla de potências, e inclusive para pequenas instalações envolvendo potências da ordem de 10 a 100 kW, havendo ainda experimentos com microturbinas de cerca de 100 W.

Dentre as vantagens de turbinas a gás, destacam-se:

- Boa relação peso/potência
- Eficiência variando de moderada a alta
- Baixo nível de emissões para a atmosfera, conseguido através do controle da combustão na câmara de combustão

Para as microturbinas (30 kW e inferiores) temos ainda:

- Operação silenciosa
- Baixa manutenção requerida

4. CICLO TERMODINÂMICO DE OPERAÇÃO DA TURBINA

4.1. INTRODUÇÃO

A turbina a gás é uma das máquinas mais simples conceitualmente, para a produção contínua de potência. As turbinas a gás operam segundo o ciclo-padrão a ar Brayton, que é composto idealmente por dois processos isobáricos, e dois processos isoentrópicos. Diferentemente do ciclo de Rankine, no ciclo Brayton o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase. As figuras a seguir ilustram o diagrama esquemático de uma turbina a gás simples, operando em ciclos aberto e fechado.

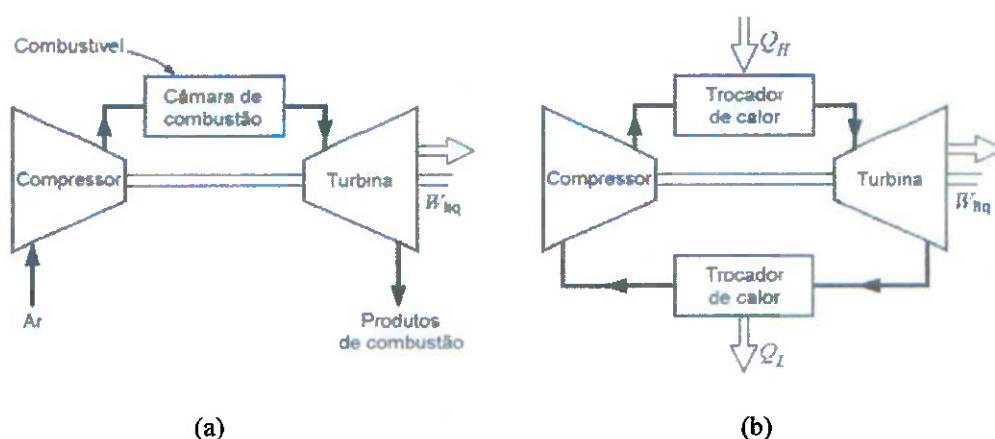


Figura 5: (a) Ciclo Aberto e (b) Ciclo Fechado de Brayton

No entanto, esse ciclo pode apresentar diversos arranjos diferentes, sempre em busca de uma maior eficiência térmica. Pode-se por exemplo, empregar um regenerador, que aproveite o calor dos gases quentes que saem da turbina, e diminua assim a quantidade necessária de combustível a ser queimado. Além disso, podemos realizar a compressão em vários estágios, com resfriamento intermediário; e também a expansão em vários estágios, com reaquecimento. Sintetizando, temos basicamente as seguintes opções de arranjo, para o ciclo termodinâmico sob o qual a turbina a gás poderá estar operando:

1. ciclo simples (Brayton)
2. ciclo simples com regenerador
3. ciclo simples com m estágios de compressão e resfriamento intermediário
4. ciclo simples com n estágios de expansão e reaquecimento
5. ciclo simples com regenerador, m estágios de compressão e resfriamento intermediário, e n estágios de expansão e reaquecimento²

Vamos portanto, analisar cada uma das alternativas, a fim de selecionar uma configuração para a nossa aplicação em particular (Microturbina de 30 kW). Mas antes, vamos definir as hipóteses simplificadoras com as quais estaremos trabalhando, e as condições de temperatura e pressão do fluido de trabalho.

² com m e n tendendo a infinito, nos aproximamos do ciclo de Ericsson, com dois processos isotérmicos e uma eficiência térmica equivalente à de Carnot para um ciclo operando sob os mesmos reservatórios térmicos. Porém, na prática, o limite econômico para o número de estágios é usualmente dois ou três.

4.2. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

VISANDO SIMPLIFICAR A PRESENTE ANÁLISE, IREMOS ADOTAR AS SEGUINTE HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS:

- AR, FLUIDO DE TRABALHO, CONSIDERADO GÁS PERFEITO E COM PROPRIEDADES CONSTANTES (PESO MOLECULAR, CALOR ESPECÍFICO C_p , RAZÃO ENTRE CALORES ESPECÍFICOS K , ETC.)
- TODOS OS PROCESSOS OCORREM EM REGIME PERMANENTE
- O ESCOAMENTO É UNIFORME, PARALELO E UNIDIMENSIONAL
- FLUXO DE MASSA CONSTANTE (SEM VAZAMENTOS, MASSA DO COMBUSTÍVEL DESPREZADA DEVIDO À RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL SER BASTANTE ELEVADA E MUITO ALÉM DA ESTEQUIOMÉTRICA NAS TURBINAS A GÁS)
- SITUAÇÃO IDEAL, SEM PERDAS NEM IRREVERSIBILIDADES (SEM ATRITO)
- SEM PERDAS POR FLUXOS SECUNDÁRIOS (VÓRTICES)

4.3. DADOS IMPORTANTES

Considerando-se um ciclo Brayton operando nos seguintes pontos identificados na figura como 1,2,3 e 4; temos definidos:

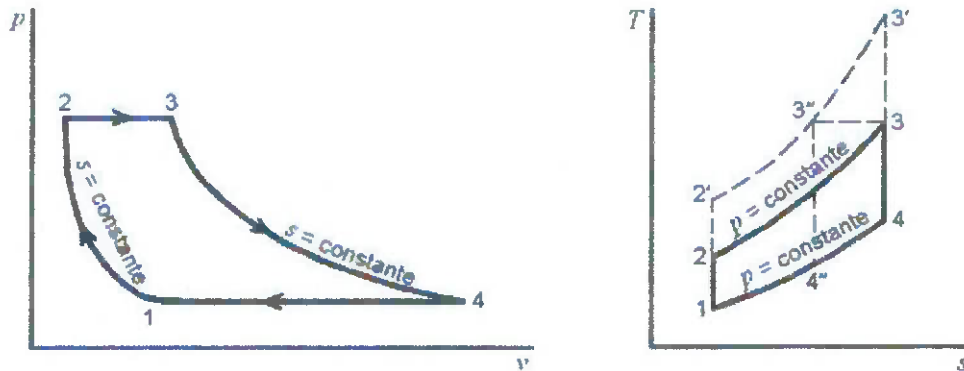


Figura 6: Estados termodinâmicos no ciclo Brayton Simples

Considerando:

- $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$ (ar)
- $k = 1,4$ (ar)

Estado 1

- T_1 = temperatura ambiente, avaliada em $25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$
- p_1 = pressão ambiente, avaliada em $1 \text{ atm} = 100 \text{ kPa}$

Estado 2

- T_2 = depende de T_1 e da relação de pressões, tal que

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

T_2 avaliada em 443 K

- p_2 = depende de p_1 e da relação de pressões (dado do compressor).
Adotando uma relação de pressões de 4, temos:

p_2 avaliada em 400 kPa

Estado 4

- T_4 fixada em $342^\circ\text{C} = 615\text{ K}$ (valor apresentado numa microturbina comercial)
- p_4 = pressão ambiente, avaliada em 100 kPa

Estado 3

- T_3 = depende de T_4 e da relação de pressões, tal que

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

T_3 avaliada em 914 K

- $p_3 = p_2$, avaliada em 400 kPa

4.4. CICLO SIMPLES (BRAYTON), FECHADO

PARA O CICLO-PADRÃO A AR BRAYTON.

Para o **compressor**, temos:

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$w_c = 145,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para a **turbina**, temos:

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$w_t = 300 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Resultando,

$$w_{liq} = w_t - w_c$$

$$w_{liq} = 154,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para o trocador de calor a alta temperatura (gases de combustão), temos:

$$q_h = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_h = 472,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para o trocador de calor a baixa temperatura, temos:

$$q_L = h_4 - h_1 = c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

$$q_L = 318,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Finalmente,.

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{liq}}{q_h}$$

ou

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\eta_{térmico} = 32,7\%$$

4.5. CICLO SIMPLE COM REGENERADOR

O rendimento do ciclo de turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador, aproveitando dessa maneira o calor que pode ser transferido dos gases de descarga da turbina para os gases a alta pressão que deixam o compressor (desde que os primeiros estejam a uma temperatura superior aos últimos). A figura a seguir ilustra um arranjo desse tipo:

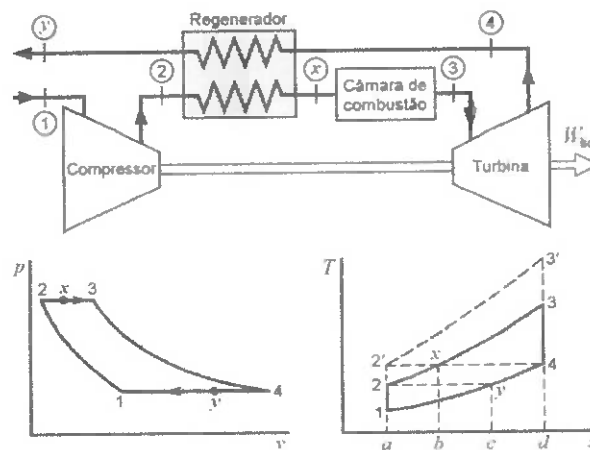


Figura 7: Ciclo Regenerativo Ideal

Para o ciclo com regenerador, temos:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{líq}}}{q_h}$$

Sendo que também temos:

$$q_h = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_x)$$

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

Mas para o regenerador ideal, $T_4=T_x$ e portanto

$$q_h = w_t$$

$$\therefore \eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{w_c}{q_h}$$

E com um pouco de álgebra, chegamos a:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Assim, para o ciclo ideal com regeneração, o rendimento térmico depende não somente da relação de pressões, mas também da relação de temperaturas máxima e mínima. Além disso, em contraste com o ciclo Brayton simples, o rendimento diminui com um aumento da relação de pressões, conforme pode-se verificar na figura a seguir.

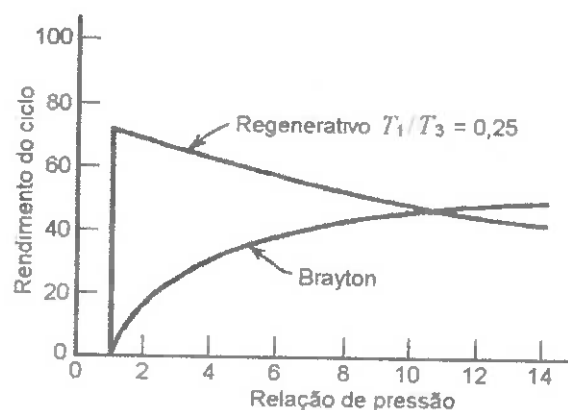


Figura 8: Rendimento do Ciclo Regenerativo Ideal em função da relação de pressões
Para as condições definidas anteriormente, podemos calcular

$$\eta_{\text{térmico}} = 51,6\%$$

4.6. CICLO ERICSSON

Utilizando-se processos isotérmicos, teríamos resultados mais favoráveis tanto para o compressor quanto para a turbina; relativamente aos processos adiabáticos.

Este novo ciclo ideal, composto por quatro processos reversíveis, dois deles isobáricos e os outros dois isotérmicos, é denominado ciclo de Ericsson. Os motivos para que o ciclo de Brayton seja o referencial dos ciclos de turbina a gás, e não o ciclo de Ericsson, são os processos que ocorrem na turbina e no compressor. Como as vazões de fluido que escoam nestes equipamentos são grandes, existem dificuldades para se transferir as quantidades de calor necessárias para que os processos ocorram de forma isotérmica. Assim, os processos nestes equipamentos são, essencialmente, adiabáticos como nas operações de compressão e expansão do ciclo de Brayton.

Existe uma modificação no ciclo de Brayton que tende a mudar seu comportamento em direção ao do ciclo de Ericsson. Esta modificação consiste em utilizar múltiplos estágios de compressão, com resfriamento intermediário entre os estágios, e expansão em vários estágios com reaquecimento entre os estágios e um regenerador.

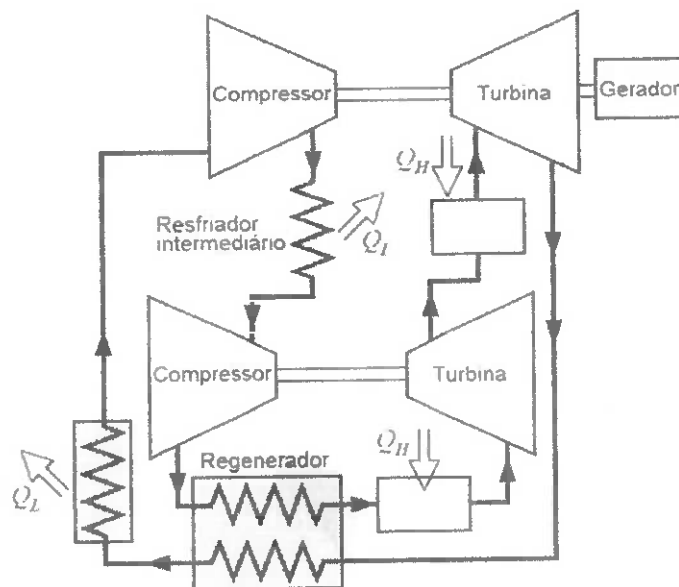


Figura 9: Arranjo com regenerador, e dois estágios de resfriamento e aquecimento intermediário

Se utilizarmos um grande número de estágios de compressão e expansão, é evidente que nos aproximamos do ciclo de Ericsson.

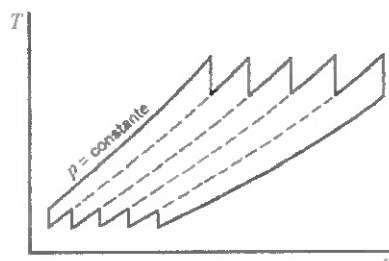


Figura 10: Diagrama T x s para arranjo com muitos estágios de resfriamento e aquecimento

No caso de infinitos estágios de resfriamento e aquecimento intermediários, o rendimento térmico seria igual ao obtido no ciclo Carnot operando sob os mesmos limites de temperatura.

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 67,4\%$$

Porém, na prática, o limite econômico para o número de estágios é usualmente dois ou três. Note que as perdas na turbina, compressor e as perdas de carga estarão sempre presentes em qualquer unidade real que empregue esse ciclo.

4.7. DEFINIÇÃO FINAL DO CICLO TERMODINÂMICO

A decisão final do ciclo termodinâmico deve levar em conta ainda uma série de fatores, como o custo dos equipamentos, custos de combustível, podendo-se ainda pesar outros fatores, como os ambientais por exemplo (restrições de emissão de gases etc.).

Para a aplicações de pequena capacidade, uma instalação envolvendo apenas o regenerador já apresenta resultados satisfatórios. Portanto, o ciclo de Brayton simples (aberto) com regenerador é o escolhido para a nossa turbina a gás de 30 kW.

5. CLASSIFICAÇÃO DA TURBINA

As turbinas podem ser classificadas de acordo com seu funcionamento e/ou princípios construtivos.

Duas classificações em particular, são de maior relevância para a presente análise.

A primeira classificação refere-se à direção principal do escoamento dentro da turbina, que pode ser axial ou radial. O tipo mais amplamente utilizado em pequenas instalações, e com baixas relações de pressões (até 4:1) são as do tipo radial com único estágio. Nesta faixa, ou acima disto, costuma-se utilizar uma combinação de radial e axial, ou então apenas axial. Para grandes relações de pressão, pode-se usar dois ou mais estágios. As figuras a seguir ilustram os dois casos:



Figura 11: Rotor de Turbina Radial



Figura 12: Rotor de Turbina Axial com 3 estágios

Além disso, também classifica-se as turbinas de acordo com a queda de pressão e entalpia através do equipamento. Se ela ocorre apenas no bocal estacionário da turbina, esta é dita turbina de ação (ou impulso). Caso a queda de pressão e entalpia ocorra tanto no bocal estacionário como nas paletas móveis, a turbina é dita de reação.

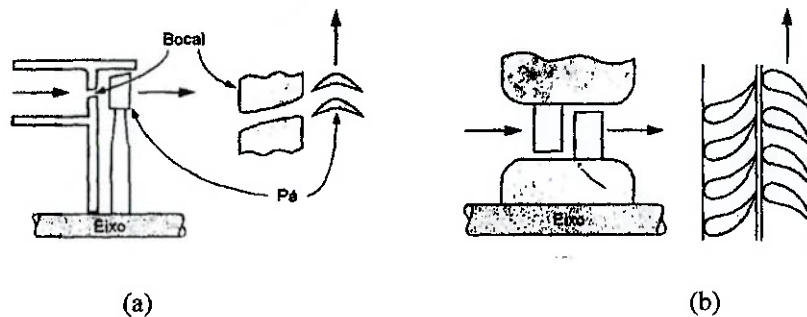


Figura 13: Estágio de (a) ação e (b) reação

A figura a seguir ilustram o comportamento das variáveis v (velocidade), h (entalpia) e p (pressão) para o caso de ação.

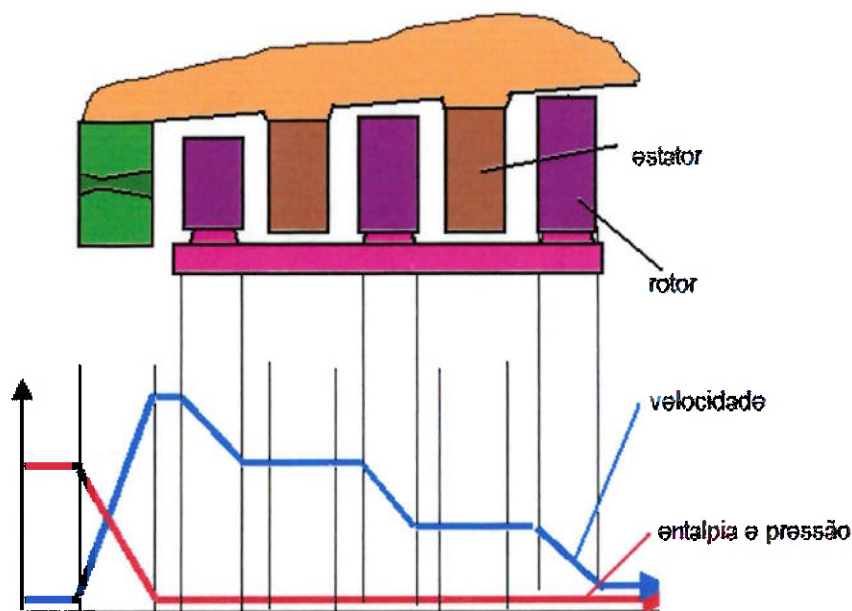


Figura 14: Queda de entalpia e pressão numa turbina de ação (tipo Curtis)

Pode ser definido o grau de reação como a fração da queda de entalpia que ocorre nas pás móveis. Assim, no estágio de 50% de reação, metade da queda de entalpia do estágio ocorre na pá fixa e a outra metade na pá móvel. Vale notar que mesmo as turbinas de ação apresentam algum grau de reação, calculado da mesma maneira.

Grau de Reação:

$$GR = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2}$$

Como no estágio de reação existe uma queda de pressão através de ambas as pás, fixas e móveis, existe uma tendência para ocorrência de fuga de fluido através das extremidades da pá. Portanto, as folgas nas extremidades das pás devem ser muito pequenas. Além disso, a queda de pressão no escoamento na pá móvel no estágio de reação provoca o aparecimento de forças axiais que devem ser balanceadas para impedir o movimento axial dos rotores das turbinas de reação.

Para os ângulos nulos de entrada e saída nas paletas de turbinas (situação hipotética), a eficiência máxima numa turbina de ação é obtida para uma relação de velocidades v_B/v_C de 0,5 (onde v_c é a velocidade característica $v_c = (2\Delta h_s)^{0.5}$). Para o estágio de reação, esse valor é de $1/(2)^{0.5}$, portanto maior.

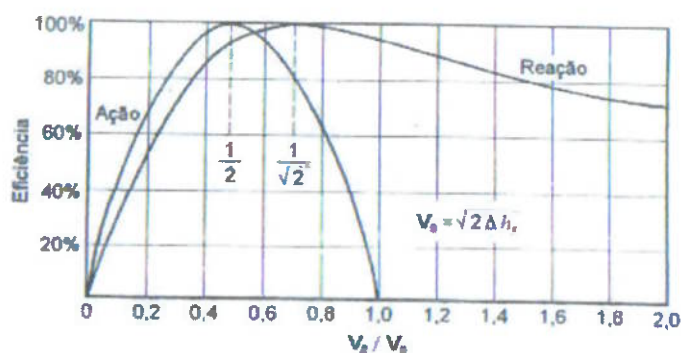


Figura (15): Eficiência de um estágio de ação e reação ideal

Isso significa menores velocidades da pá para a turbina de ação, e conseqüentemente é exigida uma menor robustez e menor complexidade na construção da turbina. Isso se reflete em menores investimentos iniciais, porém o custo operacional é maior, devido à menor eficiência verificadas em turbinas de ação. O arranjo ideal utilizado para instalações de grande potência é utilizar como primeiro estágio um estágio de ação de modo a evitar a perda de eficiência por vazamento do fluido de trabalho típica dos estágios de reação, e os estágios seguintes são do tipo reação que possuem maior eficiência para baixas pressões e velocidades.

Resumindo, temos a seguinte matriz de opções para o tipo de turbina a ser projetada:

Turbina de Ação com fluxo Radial	Turbina de Ação com fluxo Axial
Turbina de Reação com fluxo Radial	Turbina de Reação com fluxo Axial

Tabela 1: Opções para o tipo de turbina

As turbinas do tipo axial são muito mais difundidas, correspondendo a mais de 90% dos casos. Como a relação de pressões a ser utilizada não é muito elevada (relação de 4), pode-se considerar o uso de um único estágio axial. Este estágio, dada a pequena capacidade da turbina (30 kW), será do tipo de ação, conforme considerações anteriores.

6. ESCOAMENTO ATRAVÉS DE PASSAGENS ENTRE PALETAS

Adota-se aqui as mesmas hipóteses relacionadas na seção (4.2)

Na análise deste tipo de escoamento, é necessário considerar as velocidades absoluta e relativa do fluido. Por velocidade absoluta, entendemos a velocidade que um observador estacionário mediria. A velocidade relativa é aquela que um observador móvel mediria se estivesse solidário à paleta.

As figuras a seguir ilustram as velocidades num diagrama vetorial, para melhor visualização:

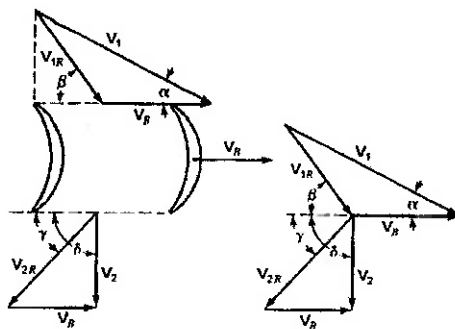


Figura 16: Diagrama vetorial das velocidades para uma turbina

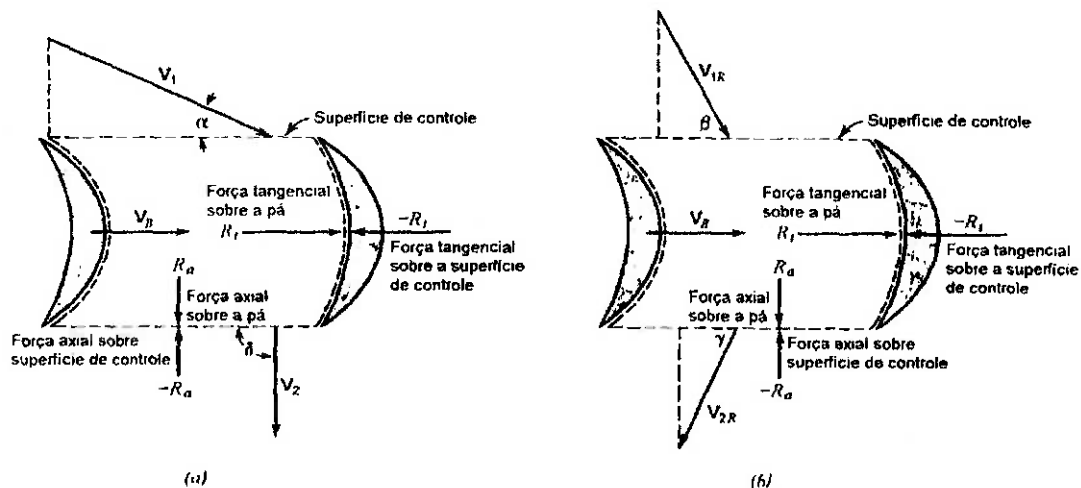


Figura 17: Análise das forças numa pá de turbina para (a) observador estacionário e (b) observador solidário à pá

No diagrama, V_1 representa a velocidade do fluido que entra na passagem entre as pás, e α indica o ângulo segundo o qual ela entra. V_{1R} representa a velocidade relativa do fluido que entra na passagem, e β o ângulo segundo o qual ela entra. Analogamente, V_2 e V_{2R} representam, respectivamente, a velocidade absoluta e a velocidade relativa do fluido que sai, respectivamente, segundo os ângulos γ e δ .

Na análise de escoamento através de uma passagem entre pás é conveniente considerar a superfície de controle mostrada na figura (17) tanto segundo o ponto de vista de um observado estacionário como o do móvel

Iniciaremos a análise escrevendo a primeira lei para ambos os casos (observado estacionário e móvel). Admita que o escoamento na passagem das pás ocorra em regime permanente e seja adiabático. O observador estacionário tem conhecimento de que está sendo efetuado trabalho sobre a pá e a equação da primeira lei é dada por

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + w \quad (1)$$

O observador móvel não tem conhecimento de que qualquer trabalho esteja sendo efetuado sobre a pá, nesse caso, a primeira lei é dada por

$$h_1 + \frac{V_{1R}^2}{2} = h_2 + \frac{V_{2R}^2}{2} \quad (2)$$

De (1) e (2) temos que:

$$w = \frac{(V_1^2 - V_{1R}^2) - (V_2^2 - V_{2R}^2)}{2}$$

Aplicando a segunda lei a um processo adiabático obtemos:

$$s_2 \geq s_1$$

A seguir, consideraremos a equação da conservação da quantidade de movimento e calcularemos as forças que agem sobre a pá, a força tangencial R_t , e a radial R_a . A convenção de sinais a ser utilizada é a seguinte: vamos admitir que as velocidades, e as forças tangenciais, no sentido do movimento das pás são positivas e que as velocidades, e forças axiais, no sentido da componente axial as velocidade são positivas.

Aplicaremos, inicialmente, a equação da conservação da quantidade de movimento na direção tangencial ao volume de controle de acordo com o visto por um observador estacionário. Vamos admitir, também, que as forças de pressão na direção tangencial estão balanceadas. Então:

$$\begin{aligned}-R_t &= \dot{m}(-V_2 \cos \delta - V_1 \cos \alpha) \\ R_t &= \dot{m}(V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha)\end{aligned}$$

Analogamente, a conservação de quantidade de movimento para o mesmo volume de controle, mas de acordo com o visto por um observador móvel, fornece.

$$\begin{aligned}-R_t &= \dot{m}(-V_{2R} \cos \gamma - V_{1R} \cos \beta) \\ R_t &= \dot{m}(V_{2R} \cos \beta + V_{1R} \cos \gamma)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_1 \cos \alpha - V_B &= V_{1R} \cos \beta \\ V_2 \cos \delta + V_B &= V_{2R} \cos \gamma \\ \therefore V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \delta &= V_{1R} \cos \beta + V_{2R} \cos \gamma\end{aligned}$$

O trabalho efetuado pelo volume de controle sobre a pá no intervalo de tempo dt , o que corresponde a um movimento da pá de dx , é

$$\begin{aligned}\delta W &= R_t dx \\ \frac{\delta W}{dt} &= R_t \frac{dx}{dt} = R_t V_B\end{aligned}$$

Substituindo R_t

$$\begin{aligned}\frac{\delta W}{dt} &= \dot{W}_{v.c.} = \dot{m} V_B (V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \delta) \\ \frac{\delta W}{dt} &= \dot{W}_{v.c.} = \dot{m} V_B (V_{1R} \cos \beta + V_{2R} \cos \gamma)\end{aligned}$$

O trabalho por quilograma do fluido que escoar pode então ser definido também por:

$$w = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m}} = V_B (V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \delta)$$

$$w = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m}} = V_B (V_{1R} \cos \beta + V_{2R} \cos \gamma)$$

O empuxo sobre a pá pode ser determinado pela equação da conservação da quantidade de movimento na direção axial. Devemos reconhecer que a pressão na secção de entrada pode ser diferente a pressão na secção de saída. Consideremos, inicialmente, a conservação da quantidade de movimento no volume de controle de acordo com o visto pelo observador estacionário.

$$R_a = \dot{m}(-V_2 \sin \delta - V_1 \sin \alpha) - (p_1 A_1 - p_2 A_2)$$

A conservação vista pelo observado móvel

$$R_a = \dot{m}(-V_{2R} \sin \gamma - V_{1R} \sin \beta) - (p_1 A_1 - p_2 A_2)$$

Como não há movimento na direção axial, o trabalho envolvido é nulo.

Contudo, devem ser previstos mancais de escora para compensar os esforços axiais.

É importante observar que nas duas últimas equações a pressão muda através de pás móveis, as forças axiais serão significativamente influenciadas.

Temos ainda:

$$w = (h_1 - h_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right)$$

$$w = (h_0 - h_2) + \left(\frac{-v_2^2}{2} \right)$$

Definindo a velocidade Característica: v_c

$$v_c = \sqrt{2(h_0 - h_2)}$$

Podemos expressar o rendimento do estágio como:

$$\eta_{est} = \frac{w}{(h_0 - h_2)} = 1 - \frac{\frac{V_2^2}{2}}{(h_0 - h_2)} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_c} \right)^2$$

7. DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

7.1. MÉTODO (EQUACIONAMENTO) PROPOSTO PARA O DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

Nesta seção, descreveremos o método proposto para o dimensionamento da turbina. Também adota-se aqui as mesmas hipóteses relacionadas na seção (4.2)

- **Observação Importante (1):** Os sub-índices para a presente análise diferem dos utilizados quando da definição do ciclo. Segundo esta última, o processo na turbina envolve os estados 3 e 4; substituídos portanto, por 1 e 2 (bocal) e mais um estado 3 (saída).
- **Observação Importante (2):** Como diversas hipóteses foram adotadas, todos os cálculos aqui realizados representam apenas uma estimativa do que se verificaria na realidade.
Diferencia-se porém os termos cálculo e estimativa daqui para a frente, evidenciando que a estimativa está dentro de um processo iterativo e o cálculo não.

O método aqui proposto prevê as seguintes etapas de dimensionamento:

- A. Estimativa inicial do trabalho específico na turbina, baseada num processo isoentrópico na turbina, para estimar a vazão mássica necessária, e as dimensões que comportariam tal vazão mássica.
- B. Estima as dimensões que comportam a vazão mássica, e a partir de seus valores, estima-se a velocidade da paleta, e os triângulos de velocidade, obtendo-se novo valor para o trabalho específico. Esta etapa é iterativa,

sendo que a cada final de iteração, passa-se à etapa (C) que é uma verificação de convergência.

- C. A vazão mássica necessária obtida é comparada a cada etapa iterativa, e é utilizada como parâmetro para verificação de convergência.
- D. Ao terminar o processo iterativo, os valores consolidados obtidos do equipamento são impressos.

Vamos partir agora para uma explicação mais detalhada do método.

A figura a seguir identifica os ângulos e velocidades envolvidos no equacionamento.

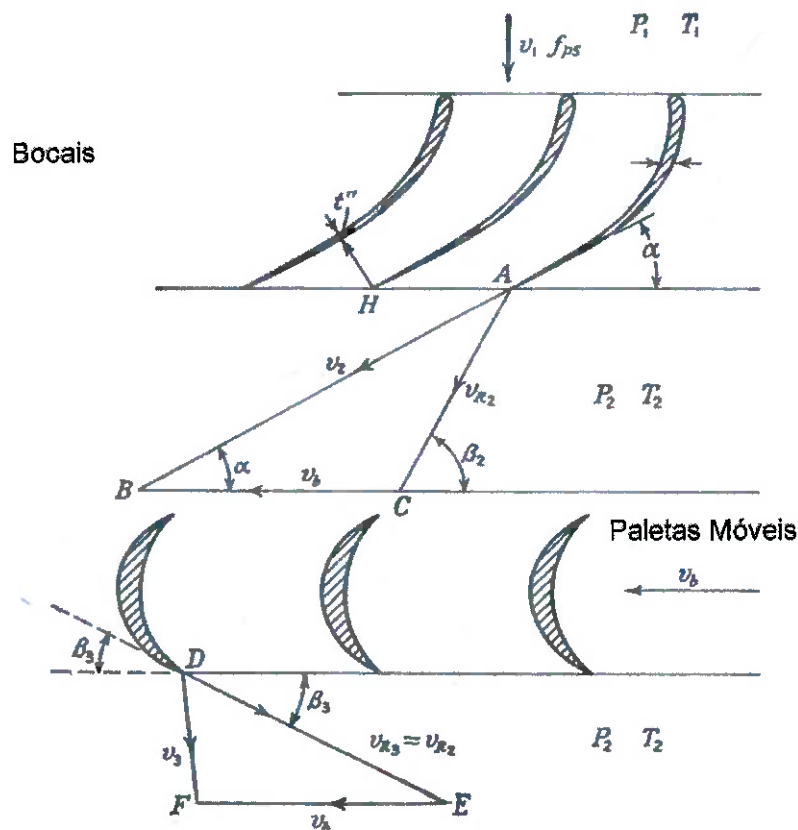


Figura 18: Identificação dos ângulos e velocidades

ETAPA (A): Estimativa inicial baseada num processo isentrópico na turbina, para estimar a vazão mássica necessária, e as dimensões que comportariam tal vazão mássica.

- Estimativa de w : Com os pontos do ciclo Brayton ideal já identificados, faz-se uma estimativa do trabalho específico considerando-se a queda entálpica num processo isentrópico (e desprezando-se a velocidade de saída).

$$w_{estimado,0} = \left[(h_1 - h_2') + \frac{v_1^2}{2} \right]$$

- Cálculo de w_c : Calcula-se o trabalho específico do compressor através da expressão:

$$w_c = c_p (T_{entrada,compressor} - T_{saída,compressor})$$

- Com isso faz-se uma primeira estimativa da vazão mássica que atenderia à $P_{útil, desejada}$ de 30 kW.

$$\dot{m} = \frac{30}{w_{estimado,0} - w_c}$$

ETAPA (B): Estima as dimensões que comportam a vazão mássica, e a partir de seus valores, estima-se a velocidade da paleta, e os triângulos de velocidade, obtendo-se novo valor para o trabalho específico. Esta etapa é iterativa, sendo que a cada final de iteração, passa-se à etapa (C) que é uma verificação de convergência.

- Com o valor da vazão mássica, da constante R , e a estimativa dos valores de T_2 e p_2 (na etapa (A), a temperatura T_2 é aproximada pela

T_2' ideal; na etapa (B) ela é estimada por $\Delta h/c_p + c_p T_2'$ no bocal);
estima-se a vazão volumétrica correspondente:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_2}{p_2}$$

- Calcula-se v_2 através de:

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot \left[\eta_n \cdot (h_1 - h_2') + \frac{v_1^2}{2} \right]}$$

- Com o valor da vazão volumétrica, calcula-se a área de escoamento necessária. Deve-se ressaltar que como os efeitos de atrito e vazamento foram desprezados, a área equivalente calculada (A_e) é igual à área de escoamento do bocal A_2 (na primeira iteração a velocidade axial v_a é aproximada por v_2 , nas seguintes utiliza-se o valor v_{2a} na base da paleta).

$$A_e = A_2 = \frac{\dot{V}}{v_a}$$

- Sendo D_m o diâmetro médio da seção, l a altura da paleta, e t a sua espessura (máxima); e fazendo:

$$l = f(D_m) = k_l \cdot D_m$$

$$t = f(D_m) = k_t \cdot D_m$$

$$\frac{\text{corda}}{\text{altura}} = \text{"aspect_ratio"} = \text{"aspect"}$$

$$\frac{\text{corda}}{\text{passo}} = \text{"solidity"}$$

$$N = \text{número_de_paletas}$$

$$N = \frac{\Pi \cdot \text{solidity} \cdot \frac{(1 - k_l)}{\text{aspect} \cdot k_l}}{\left(1 + \frac{(k_l \cdot \text{solidity})}{\text{aspect} \cdot k_l}\right)}$$

- Estima-se então D_m , l e t que resultam em A_2 calculada, simplesmente sabendo que:

$$A_2 = \Pi \cdot D_m \cdot l - t \cdot l \cdot N$$

Estimativa dos valores na base (root)

- Estima-se $v_{b,r}$ por

$$v_b = \Pi \cdot (D_m - l) \cdot \frac{n_{eixo}}{60} \cdot 2\Pi$$

- Estima-se v_{2R} por

$$v_{2R} = v_2 \cdot \text{sen}(\alpha)$$

- Estima h_2 (real) por

$$h_2 = h_1 + \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2}$$

- Estima o valor de T_2 correspondente a essa entalpia e p_2 igual ambiente

$$T_2 = \frac{[c_p \cdot (T_2') + h_2 - h_2']}{c_p}$$

- Estima número de Mach fazendo

$$v_s = \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}$$

$$M = \frac{v_{2R}}{v_s}$$

- Estima β_2 por

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_2 \cdot \cos(\alpha) - v_b}\right) \quad \text{se } v_2 \cdot \cos(\alpha) - v_b > 0$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_b - v_2 \cdot \cos(\alpha)}\right) \quad \text{se } v_2 \cdot \cos(\alpha) - v_b < 0$$

- Estima v_{3R}

$$v_{3R} = v_{2R}$$

- Estima v_{3a}

$$v_{3a} = v_{3R} \cdot \sin(\beta_3)$$

- Estima β_4 e v_3

$$\beta_4 = \arctg\left(\frac{v_{3a}}{v_{3R} \cdot \cos(\beta_3) - v_b}\right) \quad \text{se } v_b - v_{3R} \cdot \cos(\beta_3) < 0$$

$$v_3 = \frac{v_{3a}}{\sin(\beta_4)}$$

$$\beta_4 = 180^\circ - \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_b - v_{3R} \cdot \cos(\beta_3)}\right) \quad \text{se } v_b - v_{3R} \cdot \cos(\beta_3) >$$

0

$$v_3 = \frac{v_{3a}}{\sin(180^\circ - \beta_4)}$$

- Estima o trabalho específico na base, w

$$w = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2}$$

- Estima a eficiência na base, η

$$\eta = 1 - \frac{v_3^2}{v_2^2}$$

- Estima $v_{w,r}$ (velocidade tangencial ou *whirl* velocity) na base por

$$v_w = v_2 \cdot \cos(\alpha)$$

Estimativa dos valores na altura i

- O produto $v_w \cdot r$ deve ser constante ao longo da altura. Desse modo, podemos calcular a velocidade tangencial na altura i por:
- Estima v_w na altura média e no topo, respectivamente por

$$v_{wi} = \frac{v_{w,r} \cdot \left(\frac{D_m - l}{2} + i \cdot \frac{l}{5} \right)}{\left(\frac{D_m - l}{2} \right)}$$

- Estima v_2 na altura i por

$$v_{2i} = \sqrt{(v_{wi}^2 + v_{2a}^2)}$$

- Estima o grau de reação na altura média e no topo por

$$h_{2,n}' = h_1 - \frac{1}{\eta_n} \left(\frac{v_{2i}^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right)$$

$$\Delta h_n' = h_1 - h_{2,n}' \text{ _queda _entálpica _ideal _no _bocal}$$

$$\Delta h_T' = h_1 - h_2' \text{ _queda _entálpica _total _ideal _na _turbina}$$

$$\Delta h_b' = \Delta h_T' \Delta h_n' \text{ _queda _entálpica _ideal _no _estágio}$$

$$GR = \frac{\Delta h_b'}{\Delta h_T'} \cdot 100 \text{ _(\%) _grau _de _reação}$$

- Estima α na altura média i por

$$\alpha_i = \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_{wi}}\right)$$

- Estima v_b na altura i por

$$v_{bi} = 2\Pi.\left(\frac{D_m - l}{2} + i.\frac{l}{5}\right).\frac{n_{eixo}}{60}$$

- Estima β_2 na altura média e no topo, por

$$\beta_{2i} = \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_{bi} - v_{2i} \cdot \cos(\alpha_i)}\right) \quad \text{se } v_{2i} \cdot \cos(\alpha_i) - v_{bi} > 0$$

$$\beta_{2i} = 180^\circ - \arctg\left(\frac{v_{2a}}{v_{2i} \cdot \cos(\alpha_i) - v_{bi}}\right) \quad \text{se } v_{2i} \cdot \cos(\alpha_i) - v_{bi} < 0$$

- Estima v_{2R} na altura i por

$$v_{2Ri} = \frac{v_{2a}}{\sin(\beta_{2i})}$$

- Estima v_{3R} na altura i por

$$v_{3Ri} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{bi}' + v_{2Ri}^2}$$

$$\text{Onde } \Delta h_b' = \left(h_1 - \frac{1}{\eta_n} \cdot \left(\frac{v_{2i}^2 - v_1^2}{2}\right)\right)$$

- Estima β_3 na altura i por

$$\beta_{3i} = \arcsen\left(\frac{v_{3a}}{v_{3Ri}}\right)$$

- Estima β_4 e v_3 na altura i por

$$\beta_{4i} = 180^\circ - \arctg\left(\frac{v_{3a}}{v_{bi} - v_{3Ri}}\right) \quad \text{se } v_{bi} - v_{3Ri} \cdot \cos(\beta_{3i}) > 0$$

$$v_{3i} = \frac{v_{3a}}{\sin(180^\circ - \beta_{4i})}$$

$$\beta_{4i} = \arctg\left(\frac{v_{3a}}{v_{3Ri} - v_{bi}}\right) \quad \text{se } v_{bi} - v_{3Ri} \cdot \cos(\beta_{3i}) < 0$$

$$v_{3i} = \frac{v_{3a}}{\sin(\beta_{4i})}$$

- Estima o trabalho específico w_i na altura i por

$$w_i = \frac{v_{2i}^2 - v_{3i}^2}{2} + \frac{v_{3Ri}^2 - v_{2Ri}^2}{2}$$

- Estima a eficiência na altura i por

$$\eta_i = 1 - \frac{v_{3i}^2}{v_{2i}^2}$$

Cálculo dos valores médios

- Estima os valores médios ao longo de toda paleta, por

$$w_{\text{médio}} = \frac{\left(\sum_i w_i \right) + w_{\text{base}}}{i + 1}$$

$$\eta_{\text{médio}} = \frac{\left(\sum_i w_i \right) + w_{\text{base}}}{i + 1}$$

$$\dot{m}_{N+1} = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{w_{\text{médio}} - w_c}$$

ETAPA (C): A vazão mássica necessária obtida é comparada a cada etapa iterativa, e é utilizada como parâmetro para verificação de convergência.

Consideramos o seguinte critério:

Se a condição abaixo for satisfeita,

$$0,99.\dot{m}_N \leq \dot{m}_{N+1} \leq 1,01.\dot{m}_N$$

Consideramos que o método convergiu.

ETAPA (D): Ao terminar o processo iterativo, os valores consolidados obtidos do equipamento são impressos.

Toma-se os valores mais atualizados e são impressos os dados do equipamento na tela. Note que antes dos valores do equipamento, o programa já imprimiu os valores não consolidados de cada iteração. A impressão de valores para a alternativa selecionada se encontra no anexo (2).

7.2. ROTINA COMPUTACIONAL EM VISUAL BASIC

Para implementação do método descrito no item anterior, foi elaborada uma rotina computacional em *Visual Basic*. Esta rotina toma uma série de dados de entrada, e realiza os cálculos de maneira iterativa. Há somente uma interrupção em que o programa solicita dados de entalpia para dadas condições de entrada e saída na turbina. Deve-se ressaltar que os dados de entrada são em sua maioria dados que poderiam provir da saída de outros modelos computacionais para o compressor e câmara de combustão da turbina, sendo que um acoplamento de modelos poderia ocorrer sem maiores complicações.

A tela inicial do programa é mostrada a seguir:

Programa de Dimensionamento da Turbina

DADOS DE ENTRADA

Dados do Equipamento	Condições de Entrada e Saída	Constantes Termodinâmicas
Pot. Util. desejada (kW): 30	p entrada, comp (KPa): 100	k: 1.4
Relação de Pressões: 4	T entrada, comp (K): 298	cp (kJ/kg.K): 1.0035
Rotação do Compressor (rpm): 100000	T1 (entrada da turbina) (K): 914	R (kJ/kg.K): 0.287
Eficiência do Bocal (de 0 a 1): 0.97	v1 (veloc. ent.) (m/s): 0	
Alpha (Graus): 20		
Ângulo Beta3 (Graus): 45		

alpha20graus
alpha1G(1)21.2889850890788graus
alpha1G(2)22.55576410532graus
alpha1G(3)23.799700049462graus
alpha1G(4)25.0202647033267graus
alpha1G(5)26.2170342889291graus
beta228.1258406774357graus
beta21G(1)31.5640085991989graus
beta21G(2)35.3998924713737graus
beta21G(3)39.6881759953922graus
beta21G(4)44.4799137514667graus
beta21G(5)49.8137531471105graus
beta345graus
beta31G(1)44.1228800602786graus

Calcular

Figura 19: Tela Inicial do Programa de Dimensionamento da Turbina

Os dados de entrada, e que portanto **podem** ser mudados, para o programa são:

- **Dados de entrada:**

- i. **Dados do Equipamento**

- $P_{\text{útil, desejada}} = 30 \text{ kW}$
 - Relação de pressões: 4
 - Rotação do compressor: $n_{\text{eixo}} = 100000 \text{ rpm}$ (como a máquina funcionará com único eixo, a rotação do compressor define a rotação da máquina)
 - Eficiência do bocal: $\eta_n = 0,97$

- ii. **Condições de Entrada e Saída**

- $P_{\text{entrada, compressor}} = 100 \text{ kPa}$
 - $T_{\text{entrada, compressor}} = 298 \text{ K}$
 - $T_{\text{saída, compressor}} = 443 \text{ K}$
 - $T_1 = T_{\text{máx}} = 914 \text{ K}$
 - $v_1 = 0 \text{ m/s}$ (velocidade de entrada na turbina desprezada)

- iii. **Constantes Termodinâmicas**

- $k = 1,4$
 - $c_p = 1,0035 \text{ kJ/(kg.K)}$
 - $R = 280 \text{ kJ/(kg.K)}$

Segue a versão integral do código em *Visual Basic* em anexo a este relatório.

7.3. RESULTADOS E ANÁLISES

Com o programa desenvolvido, avaliamos o efeito da variação nos ângulos α de saída do bocal, e β_3 de saída da paleta móvel sobre os parâmetros de eficiência e número de Mach da turbina. Nosso objetivo era com isso estabelecer uma geometria otimizada das paletas móveis (montadas sobre o rotor), de acordo com os seguintes critérios:

CRITÉRIOS DE SELEÇÃO DE GEOMETRIA DA PALETA MÓVEL

- Máxima eficiência – a eficiência deveria ser a maior possível, sem desprezar os outros dois critérios.
- Número de Mach inferior à unidade $M < 1$ – o número de Mach deveria ser inferior à unidade para evitar a ocorrência de choques e perdas no escoamento do fluido.
- Suavidade do Contorno – o contorno deve ser suave de modo que se evite problemas de descolamento e se garanta a sua exequibilidade física.

O procedimento para as simulações deu-se da seguinte maneira:

- Estabelecemos um campo de variação para α e β_3 de 10 a 90 graus.
- Geramos uma discretização desse domínio, com intervalos de 10 graus.
- Realizamos a simulação para cada uma das 81 combinações possíveis dentro desse intervalo.
- Transportamos os resultados de eficiência média e número de Mach para uma planilha *Excel*.

Os resultados estão a seguir:

beta3									
90	66,9								
80	68,28	56,89							
70	70,86	59,9							
60	75	64,67	58,33						
50	79,84	69,55	63,15	58,82					
40	84,93	74,44	67,69	63,19					
30	89,39	78,55	71,4	66,67	63,36				
20	92,98	81,61	73,39	69,43	65,57				
10	95,24	83,49	76,04	70,95	67,02	63,98			
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
									alpha

Tabela 2: Valores de Eficiência para combinações de α e β_3

beta3									
90	0,61								
80	0,63	0,84							
70	0,67	0,88							
60	0,71	0,93	1,04						
50	0,75	0,97	1,08	1,17					
40	0,79	1	1,11	1,2					
30	0,82	1,03	1,13	1,22	1,3				
20	0,84	1,04	1,14	1,23	1,31				
10	0,85	1,05	1,15	1,23	1,31	1,4			
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
									alpha

Tabela 3: Valores de Número de Mach (M) para combinações de α e β_3

As faixas em cinza representam combinações que resultam em inconsistência física (não é possível aproveitar a energia cinética do fluido para obtenção de trabalho com essas combinações). A faixa em azul-claro representa a faixa ótima segundo os critérios apresentados anteriormente.

Dessa forma, restringimos a análise à faixa ótima, e refinamos o domínio nessa região, diminuindo os intervalos de 10 para 2,5 graus.

Os resultados estão a seguir:

beta3										
60	75	71,72	69,19	66,57	64,67	62,62	61,15	59,7	58,33	
57,5	76,15	72,96	70,42	67,85	65,92	63,9	62,41	60,79	59,44	
55	77,34	74,23	71,69	69,15	67,19	65,18	63,67	62,24	60,68	
52,5	78,58	75,53	72,98	70,45	68,47	66,66	64,74	63,49	61,93	
50	79,84	76,84	74,28	71,76	69,55	67,92	66	64,73	63,15	
47,5	81,12	78,16	75,57	73,24	70,83	69,16	67,23	65,93	64,35	
45	82,41	79,46	76,85	74,49	72,07	70,36	68,43	67,1	65,51	
42,5	83,68	80,73	77,92	75,71	73,28	71,54	69,58	68,23	66,62	
40	84,93	81,98	79,14	76,89	74,44	72,67	70,69	69,32	67,69	
37,5	86,15	83,35	80,32	78,02	75,55	73,74	71,75	70,35	68,7	
35	87,32	84,5	81,44	79,11	76,61	74,77	72,76	71,32	69,66	
32,5	88,45	85,59	82,51	80,13	77,61	75,73	73,7	72,24	70,56	
30	89,39	86,6	83,51	81,09	78,55	76,64	74,6	73,1	71,4	
	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	alpha

Tabela 4: Valores de Eficiência para combinações de α e β_3 no domínio refinado

beta3										
60	0,71	0,79	0,84	0,9	0,93	0,96	0,99	1,02	1,04	
57,5	0,72	0,8	0,86	0,9	0,94	0,98	1	1,03	1,06	
55	0,73	0,81	0,87	0,92	0,95	0,99	1,01	1,04	1,07	
52,5	0,74	0,82	0,88	0,92	0,96	0,99	1,02	1,05	1,08	
50	0,75	0,83	0,89	0,93	0,97	1	1,03	1,06	1,08	
47,5	0,76	0,84	0,9	0,94	0,98	1,01	1,04	1,07	1,09	
45	0,77	0,85	0,91	0,95	0,99	1,02	1,05	1,07	1,1	
42,5	0,78	0,86	0,92	0,96	1	1,03	1,06	1,08	1,11	
40	0,79	0,86	0,92	0,96	1	1,03	1,06	1,09	1,11	
37,5	0,8	0,87	0,93	0,97	1,01	1,04	1,07	1,09	1,12	
35	0,81	0,88	0,94	0,98	1,02	1,04	1,08	1,1	1,12	
32,5	0,81	0,88	0,94	0,98	1,02	1,05	1,08	1,1	1,13	
30	0,82	0,89	0,95	0,99	1,03	1,06	1,08	1,11	1,13	
	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	alpha

Tabela 5: Valores de Número de Mach (M) para combinações de α e β_3 no domínio refinado

Geramos com os valores da tabela de eficiência, o gráfico da superfície de eficiência em função dos parâmetros α e β_3 .

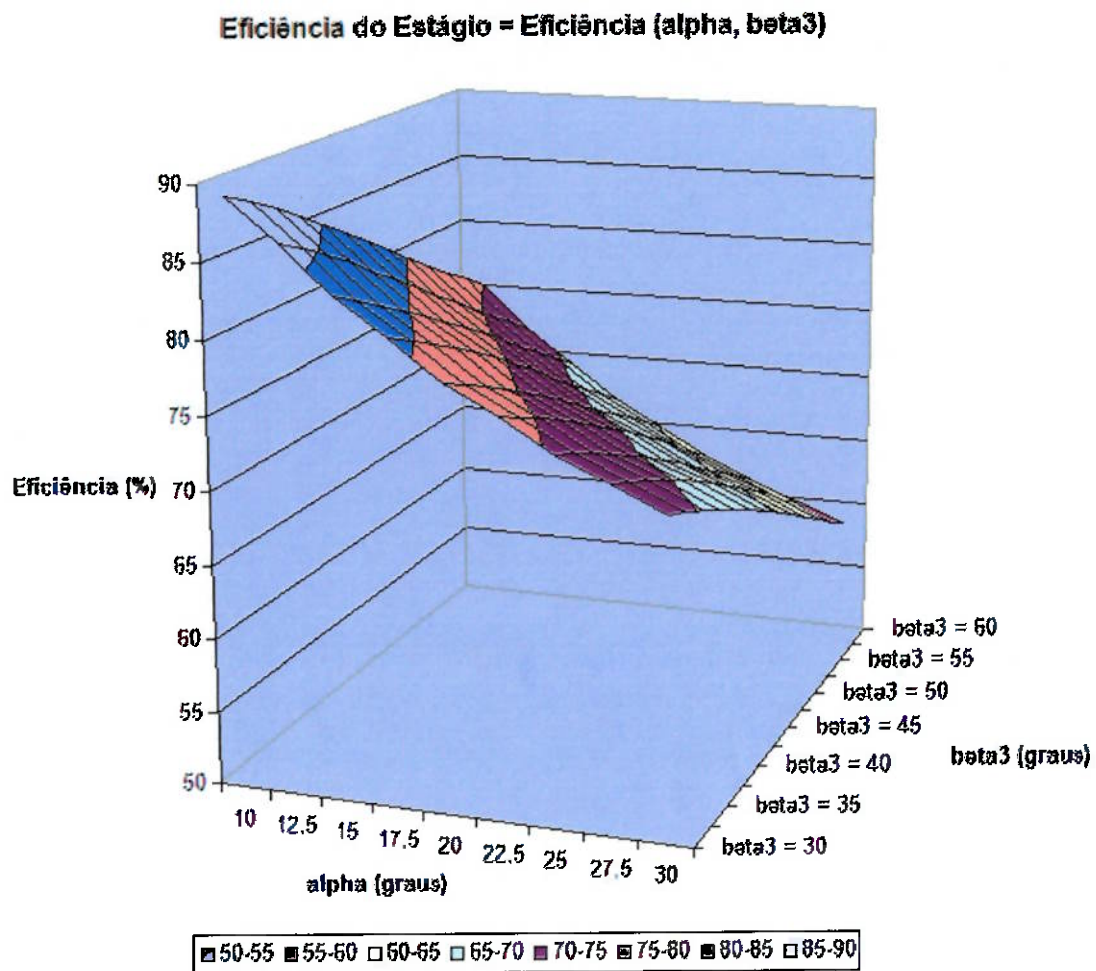


Figura 20: Superfície de Eficiência em função dos parâmetros α e β_3

É importante notar que embora as faixas em azul apresentem as maiores eficiências (80% a 90%), as suas combinações resultam em $M > 1$. Dessa maneira, podem ocorrer choques no escoamento, ocasionando grandes perdas e diminuindo a eficiência. Contabilizando isso, as combinações das faixas em roxo e rosa (70% a 80%) são as mais indicadas.

7.4. A ALTERNATIVA ESCOLHIDA

SEGUINDO OS CRITÉRIOS DE SELEÇÃO APRESENTADOS, DEFINIMOS COMO MELHOR COMBINAÇÃO, OS ÂNGULOS:

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta_3 = 45^\circ$$

RESULTANDO:

DADOS DO EQUIPAMENTO

- Potência Útil: 30 kW
- $w_{turbina}=254,57$ kJ/kg
- $w_c=145,33$ kJ/kg
- Eficiência=72%
- Vazão Mássica: 0,28 kg/s

- Diâmetro: 84,72 mm
- Altura da Paleta: 11,05 mm
- Número de Paletas: 18

- Mach=0,99
- Temperatura de Saída dos Gases=625 K
- (observação: $T_{sda,comp}=443$ K < 625 K, pode ser utilizado um regenerador)

TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE

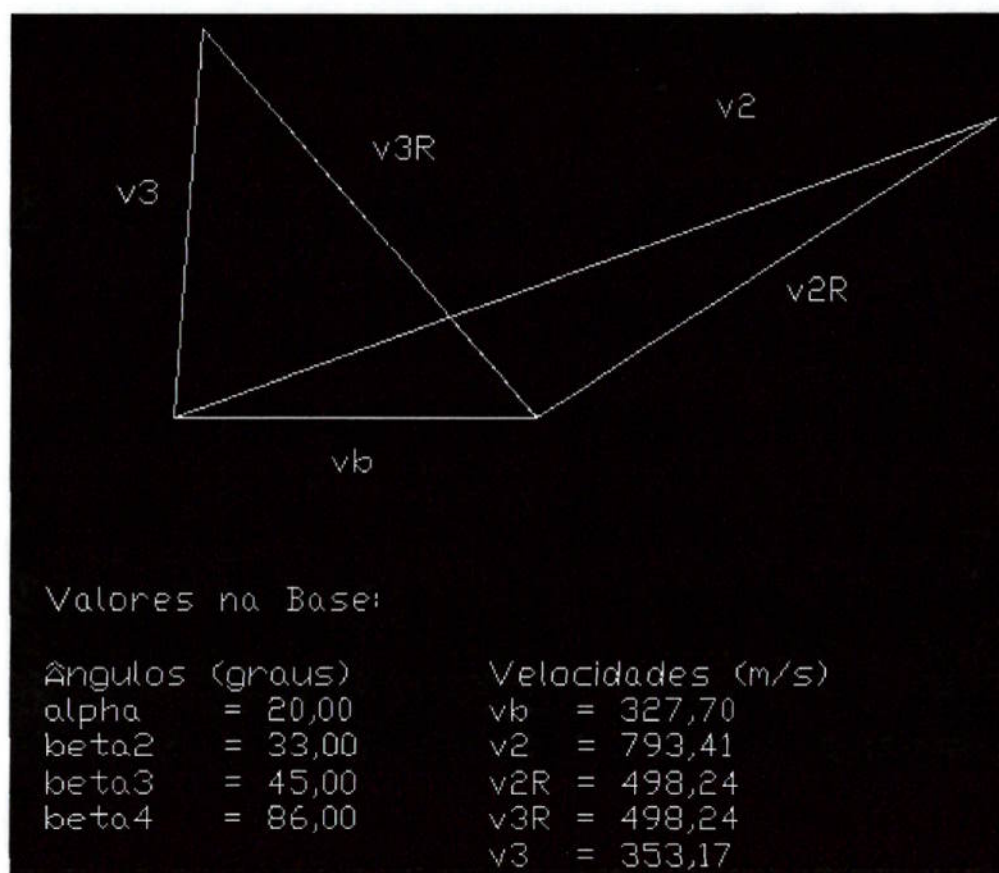


Figura 21: Triângulos de Velocidade na Base

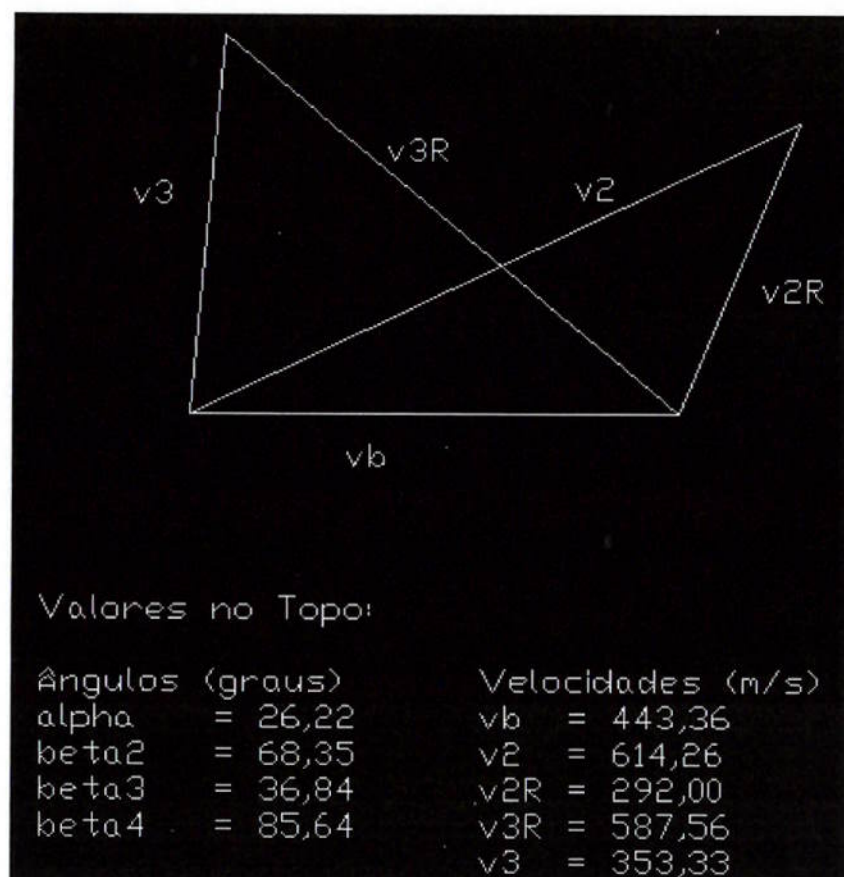


Figura 22: Triângulos de Velocidade no Topo

Deve-se notar que os ângulos de entrada e saída do bocal (β_2 e β_3) são diferentes, de modo que a paleta sofre um “*twist*” ao longo da altura. Isso ocorre porque à medida que o raio (e altura) aumentam, a velocidade da paleta v_b aumenta, e o triângulo de velocidades sofre algumas modificações.

DESENHOS CAD

Para o perfil da paleta, utilizamos a série NACA de 4 dígitos. O perfil foi gerado num aplicativo *online*³ que permitia a visualização imediata a partir da definição dos parâmetros desejados. Em seguida, eram geradas as coordenadas dos pontos (normalizada de 0 a 1), para exportação ao *software* de CAD.

NACA 4 Digits Series

Jens Trapp and Robert Zores

are working on a "Geometry Project" at the Institute of Fluid Mechanics at DLR

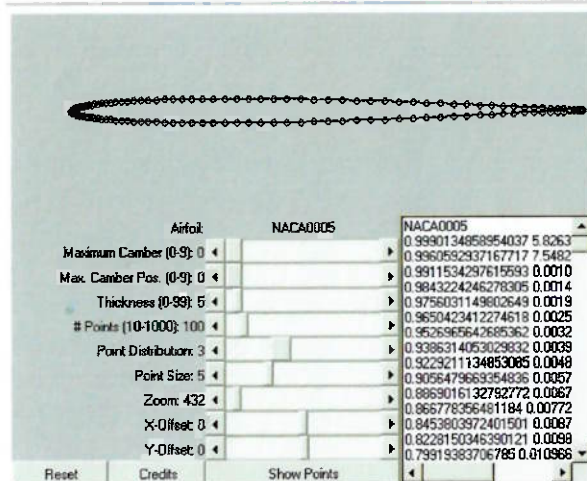


Figura 23: Tela do aplicativo *online* para geração de perfis NACA 4

Utilizou-se o Pro Engineer v2.0 da Wildfire para elaboração dos desenhos. A partir do perfil original reto, utilizamos a função *warp* do ProEngineer para obter os ângulos β_2 e β_3 de entrada e saída da paleta móvel. Efetuamos o mesmo procedimento para mais 5 seções diferentes, e a peça contínua foi obtida através da função *blend*. Por último, a paleta foi replicada de modo a termos as 18 paletas dispostas no rotor de maneira uniforme. O resultado pode ser conferido nas imagens a seguir do desenho CAD em 3D.

³ <http://www.pagendarm.de/trapp/programming/java/profiles/NACA4.html>

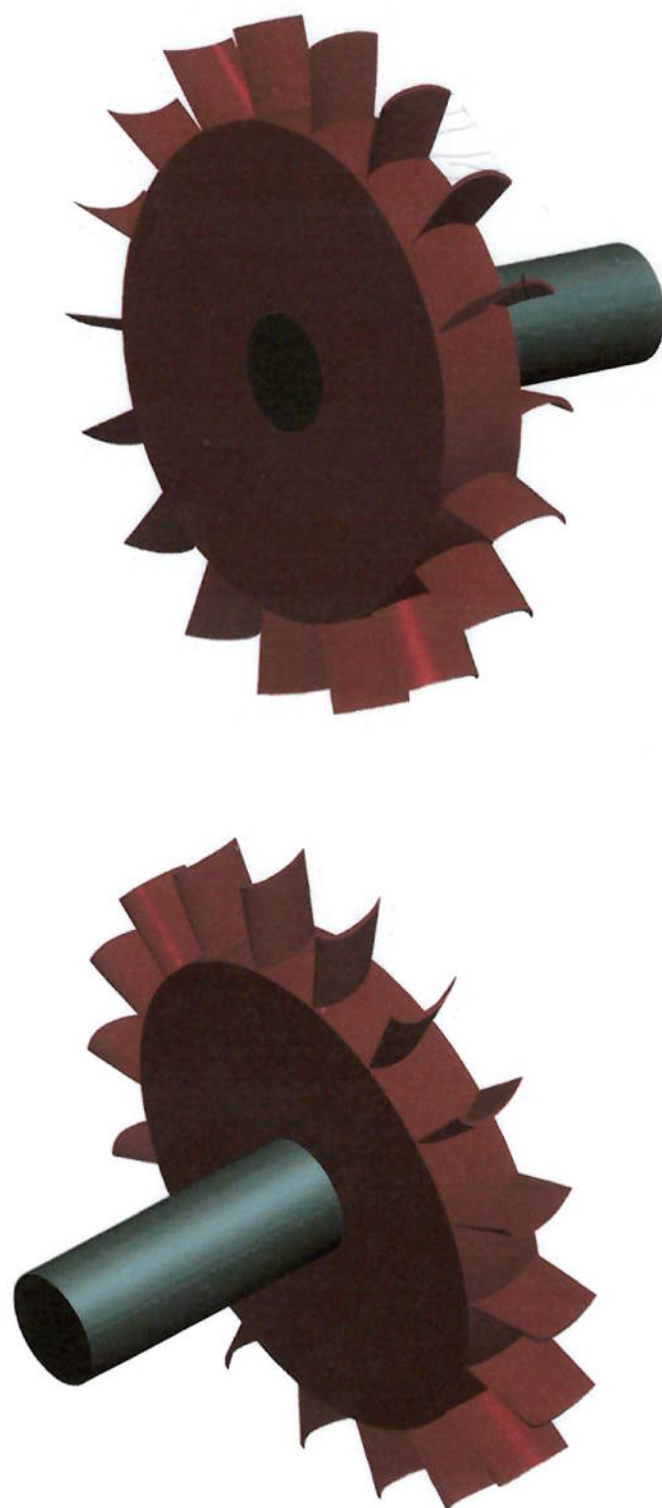


Figura 24: Desenho 3D do rotor da turbina.

A partir do desenho tridimensional, podem ser geradas automaticamente as vistas em 2D. Geramos o seguinte desenho que explicita o “twist” na paleta, devido à mudança dos ângulos ao longo da altura.

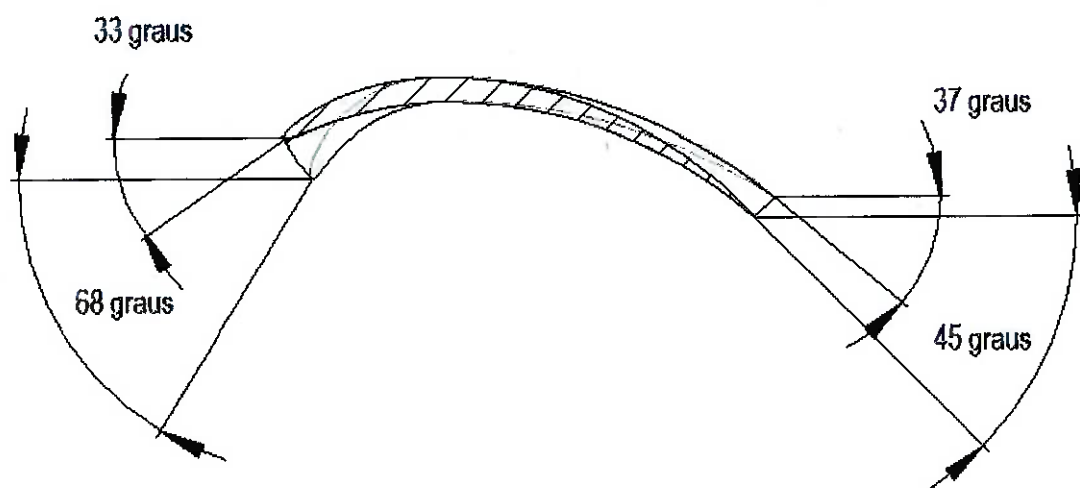


Figura 25: Detalhe do “twist” na paleta

8. SELEÇÃO DE MATERIAIS

8.1 FORÇAS NA PALETA

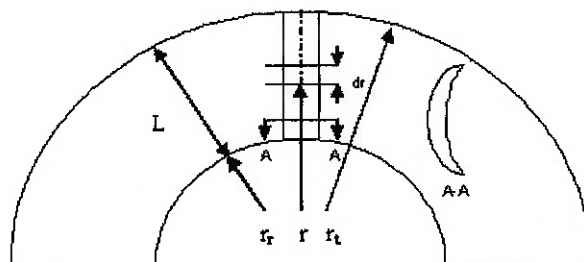


Figura 26: R_c na Paleta

Como a turbina é axisimétrica, representamos na figura apenas uma paleta. Dentre as forças atuantes na paleta a força centrífuga R_c é a mais significativa por trabalharmos em altas rotações (de 100.000 rpm aproximadamente).

$$R_c = \rho \cdot S_{A-A} \cdot dr \cdot \omega^2 \cdot r \cong 9172 N$$

Utilizamos valores médios de densidade para esta estimativa de força. O importante é observar a ordem de grandeza da força centrífuga em relação às outras.

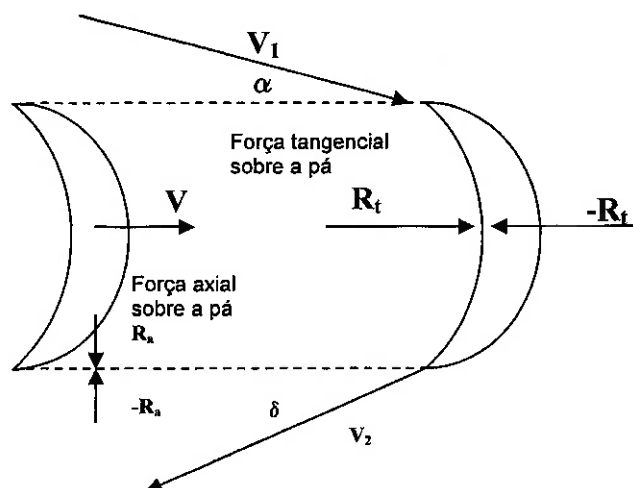


Figura 27: R_a e R_t na paleta

Aplicando a lei de conservação da quantidade de movimento para nosso triângulo de velocidades calculado anteriormente calculamos as forças axiais e tangenciais da paleta.

$$R_t = 0,28.(747.\cos 20^\circ + 353.\cos 94^\circ) \cong 190 N$$

$$R_a = 0,28.(353.\operatorname{sen}94^\circ - 747.\operatorname{sen}20^\circ) \cong 27 N$$

Note que a ordem de grandeza da força centrífuga é maior que as outras e influenciará o cálculo das tensões na palheta. Essa análise de forças é importante para verificar quais fatores influenciam a escolha do material.

8.2 ESTUDO SOBRE MATERIAIS PARA CONSTRUÇÃO DE PALHETAS

As paletas de turbinas gás trabalham em condições extremamente rigorosas, portanto para um bom projeto devemos procurar dimensionar e prever os melhores materiais.

Nas paletas operamos em altas pressões e temperaturas. Porém se observarmos o ciclo Brayton, na turbina é onde temos queda de pressão e temperatura. Na literatura sobre *design* de turbinas gás algumas propriedades são levantadas como as mais importantes como:

- Fluência;
- Resistência a altas temperaturas;
- Corrosão, erosão e oxidação;
- Estabilidade térmica;
- Densidade;

Para microturbinas a gás atingimos rotações muito altas de aproximadamente 100.000 rpm e pressões altas, sendo o mecanismo de fluência bastante significativo. Por isso materiais com menor taxa de fluência devem ser escolhidos.

A temperatura média considerada é de 1000°C . Deve-se selecionar um material que mantenha boas propriedades mecânicas mesmo a altas temperaturas.

Como há contato de produtos residuais da câmara de combustão com as paletas, estas podem sofrer ataques corrosivos e oxidação, portanto os materiais devem ser preparados para resistir a esse ambiente agressivo.

Como foi dito a temperatura é alta e a estrutura não deve deformar muito porque temos paletas dimensionadas com precisão de ângulos afetando o rendimento do estágio. Nosso projeto tem como meta um baixo nível de ruído, ou seja, precisamos de precisão de montagem e operação. Deformações na estrutura causariam desbalanceamentos que gerariam ruídos.

Os materiais mais utilizados são os aços inoxidáveis austeníticos, as superligas de níquel, super ligas de cobalto e cerâmicas.

9. CONCLUSÕES

Foi estabelecido um método e uma rotina computacional para o dimensionamento de uma turbina a gás axial impulsiva com único estágio, aplicável para amplas faixas de potência, com resultados validados comparativamente com outros modelos. Os dados de saída referentes às dimensões (diâmetro médio, ângulos etc.), e também à vazão mássica e eficiência do estágio mostraram-se consistentes e dentro do esperado. No entanto, deve-se partir ainda para uma análise mais minuciosa dos demais valores de saída para testar sua consistência, e aumentar a confiabilidade do programa. Para isso foi colocado em anexo os valores das saídas ao final deste relatório. Além disso, é fornecido os arquivos do código em *Visual Basic* para possibilitar a análise e eventuais modificações.

Deve-se lembrar ainda que as análises através da simulação computacional também poderão ser feitas variando outros parâmetros além dos ângulos α e β_3 ; verificando posteriormente o seu efeito na eficiência do estágio.

Os desenhos elaborados têm o intuito de permitir uma visualização do rotor e das paletas com seus ângulos de entrada e saída, porém é recomendável que sejam feitas maiores considerações acerca do perfil correto das paletas, e das demais características geométricas exceto os ângulos, antes de se executar os desenhos de fabricação e se começar a usinar os primeiros protótipos.

A experiência e os resultados adquiridos com esse projeto podem ser agregados a projetos que levem adiante futuras investigações sob o mesmo tema de microturbinas a gás. O modelo desenvolvido aqui é flexível no sentido de aceitar sofisticções como por exemplo a consideração das perdas por atrito. Além disso, o modelo pode ser acoplado ao modelo das outras partes do conjunto das turbinas a gás, como o compressor, câmara de combustão e o regenerador; eliminando assim alguns dos parâmetros de entrada do programa (como por exemplo as condições de entrada na turbina).

10. BIBLIOGRAFIA

Livros:

- [1] Wylen, V.J., Sonntag, R.E., Borgnakke, C., “Fundamentos da Termodinâmica”, editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo, tradução da 5ª edição americana, 1998.
- [2] American Gas Association, “Manual de Turbinas de gas”, Compañia Editorial Continental S.A., Primera edición em español, 1967.
- [3] Hodge, J., “Cycles and Performance Estimation – Gas Turbines Series vol. 1”, Butterworths Scientific Publications, London, 1st edition, 1955.
- [4] Vincent, E.T., “The Theory and Design of Gas Turbines and Jet Engines”, Mc Graw-Hill Book Company Inc., Michigan, 4th edition, 1950.
- [5] Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamutloo, H.I.H.; “Gas Turbine Theory”; Longman Scientific & Technical, 3rd edition, 1987.

Teses e Publicações:

- [6] Grazzini, Stabile, “Projeto de Pequena Turbina para propulsão de aeromodelos – projeto Schiron”; EPUSP, 1997.
- [7] McDonald, C.F., Rodgers, C., “The Ubiquitous Personal Turbine – A Power Vision for the 21st Century”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002.
- [8] Peirs, J., Verplaetsen, F., Norman, F., Lefever, S., “Development of a Micro Gas Turbine for Electric Power Generation”, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, 2003.

Sites da Internet:

- [9] <http://www.capstone.com>
- [10] <http://www.pagendarm.de/trapp/programming/java/profiles/NACA4.html>

11. ANEXOS

11.1. ANEXO (1) – CÓDIGO VISUAL BASIC DO SOFTWARE DESENVOLVIDO

Variáveis do programa

Public relacaoPressoes As Double
Public nCompressor As Double
Public eficienciaBocal As Double
Public alpha As Double
Public N As Double
Public pEntComp As Double
Public TEntComp As Double
Public T1 As Double
Public v1 As Double
Public k As Double
Public cp As Double
Public R As Double
Public p1 As Double
Public p2 As Double
Public TSdaComp As Double
Public wc As Double
Public T2Linha As Double
Public contador As Integer
Public relacaoComprDiam As Double
Public relacaoEspDiam As Double
Public h1 As Double
Public h2Linha As Double
Public T2 As Double

Public w As Double
Public mPonto As Double
Public mPontoNMaisUm As Double
Public v2 As Double
Public VolPonto As Double
Public Dm As Double
Public l As Double
Public t As Double
Public largura As Double
Public velocidadeB As Double
Public h2 As Double
Public v2R As Double
Public vs As Double
Public M As Double
Public beta2 As Double
Public beta3 As Double
Public v3R As Double
Public v2a As Double
Public v3a As Double
Public x As Double
Public beta4 As Double
Public wRoot As Double
Public vwRoot As Double
Public eficienciaEstagioRoot As Double
Public vwi() As Variant
Public v2i() As Variant
Public h2NLinHai() As Variant
Public deltaHBLinHai() As Variant
Public alphi() As Variant
Public beta2i() As Variant
Public v2Ri() As Variant
Public beta3i() As Variant

```

Public v3Ri() As Variant
Public beta4i() As Variant
Public wi() As Variant
Public eficienciaEstagioi() As Variant
Public GRi() As Variant
Public velocidadeBi() As Variant
Public alphaG As Double
Public beta2G As Double
Public beta3G As Double
Public beta4G As Double
Public alphaiG() As Variant
Public beta2iG() As Variant
Public beta3iG() As Variant
Public beta4iG() As Variant
Public relacaoLargComp As Double
Public relacaoLargPasso As Double
Public v2aMedia As Double

```

Rotina Principal do programa

```
Private Sub cmdCalcular_Click()
```

'Entrada de Dados

'DADOS DO EQUIPAMENTO

potenciaUtil = txtPotenciaUtil.Text

relacaoPressoes = txtrelacaoDePressoes.Text

nCompressor = txtnCompressor.Text 'rotação do compressor em rpm

eficienciaBocal = txteficienciaBocal.Text 'eficiência do bocal

alpha = (txtalpha.Text) / 180 * 3.14159 'ângulo de saída do bocal (Rad)

$\text{beta3} = (\text{txtbeta3.Text}) / 180 * 3.14159$ 'ângulo de saída da paleta móvel (Rad)

$\text{beta3G} = (\text{beta3} / (3.14159)) * 180$

'CONDIÇÕES DE ENTRADA E SAÍDA

$\text{pEntComp} = \text{txtpEntComp.Text}$ 'pressão de entrada do compressor

$\text{TEntComp} = \text{txtTEntComp.Text}$ 'pressão de saída do compressor

$\text{T1} = \text{txtT1.Text}$ 'temperatura de entrada na turbina, T_{mas}

$\text{v1} = \text{txtv1.Text}$ 'velocidade de entrada na turbina

'CONSTANTES TERMODINÂMICAS

$k = \text{txtk.Text}$ 'relação entre calores específicos cp e cv

$\text{cp} = \text{txtcp.Text}$ 'calor específico a pressão constante cp

$R = \text{txtR.Text}$ 'constante de gás perfeito, ar

'Cálculos e Definições Iniciais

$\text{alphaG} = (\text{alpha} / (3.14159)) * 180$

$\text{relacaoComprDiam} = 0.15$ 'altura da paleta 'relação entre a altura da paleta e Dm

$\text{relacaoEspDiam} = 0.05$ 'relação entre a espessura e Dm

$\text{relacaoLargComp} = 0.95$ 'aspect ratio onde largura é a corda, em função da altura

$\text{relacaoLargPasso} = 1.4$ 'solidity, com o passo em função da corda

$$N = (3.14159 * \text{relacaoLargPasso} * (1 - \text{relacaoComprDiam}) / (\text{relacaoLargComp} * \text{relacaoComprDiam})) / (1 + (\text{relacaoEspDiam} * \text{relacaoLargPasso}) / (\text{relacaoLargComp} * \text{relacaoComprDiam}))$$

$N = \text{Round}(N, 0)$ 'número de paletas a ser utilizado

$\text{p1} = \text{pEntComp} * \text{relacaoPressoes}$ 'pressão de entrada na turbina

$\text{p2} = \text{pEntComp}$ 'pressão de saída da turbina

$TSdaComp = TEntComp * (relacaoPressoes)^{((k - 1) / k)}$ 'temperatura de saída do compressor

$wc = cp * (TSdaComp - TEntComp)$ 'trabalho específico do compressor

$T2Linha = T1 / (relacaoPressoes)^{((k - 1) / k)}$ 'temperatura de saída da turbina ideal

contador = 1

'Solicitação Inicial de Dados

$h1 = \text{InputBox}(\text{"Digite o valor de entalpia (h1) na entrada da turbina para a pressão (p1) igual a " \& FormatNumber(p1, 2) \& " kPa e Temperatura (T1) igual a " \& T1 \& "K", "Aviso"})$ 'interrupção. Pede valor de entalpia na entrada da turbina

$h2Linha = \text{InputBox}(\text{"Digite o valor de entalpia (h2Linha) na saída da turbina (considerando processo isoentrópico), correspondente à pressão (p2) igual a " \& FormatNumber(p2, 2) \& " kPa e temperatura (T2Linha) igual a " \& T2Linha \& "K", "Aviso"})$ 'interrupção. Pede valor de entalpia na saída da turbina ideal

' Etapa (A) - Estimativas Iniciais

$h2 = h2Linha$

$T2 = T2Linha$

$w = ((h1 - h2Linha) + v1^2 / 2)$

$mPonto = (potenciaUtil) / (w - wc)$

$mPontoNMaisUm = mPonto * 2$ 'multiplica-se por 2 para garantir que o processo iterativo não pare logo na primeira rotina

$v2 = \text{Sqr}(2 * eficienciaBocal * (h1 - h2Linha) * 1000 + (v1^2) / 2)$

$v2a = v2 * \text{Sin}(\alpha)$

' Etapa (C) - Verificação de Convergência

```
While mPontoNMaisUm < mPonto * 0.99 Or mPontoNMaisUm > mPonto *  
1.01
```

```
    If contador <= 1 Then  
        mPonto = mPonto  
    Else  
        mPonto = mPontoNMaisUm 'se forem iguais, aborta.Caso contrário,  
copia o novo valor e continua.  
    End If
```

```
    If mPonto < 0 Then  
        MsgBox "ERRO: Tente mudar algum parâmetro", vbInformation, "Aviso"  
        Exit Sub 'detecta inconsistência, e solicita a mudança de algum parâmetro  
    Else  
        mPonto = mPontoNMaisUm 'se forem iguais, aborta.Caso contrário,  
copia o novo valor e continua.  
    End If
```

'Estimativa das dimensões

```
VolPonto = (mPonto * R * T2) / (p2)  
A2 = VolPonto / v2a  
Dm = Sqr(A2 / (3.14159 * relacaoComprDiam - N * relacaoComprDiam *  
relacaoEspDiam))  
l = relacaoComprDiam * Dm  
t = relacaoEspDiam * Dm  
largura = relacaoLargComp * l
```

'ETAPA (B) - Estimativa dos valores na base e alturas i

```

velocidadeB = 2 * 3.14159 * (Dm - 1) / 2 * nCompressor / 60
h2 = (h1 * 1000 + ((v1) ^ 2) / 2 - ((v2) ^ 2) / 2) / 1000
x = v2 * Cos(alpha) - velocidadeB
If x < 0 Then
    x = -x
    beta2 = 3.14159 - Atn(v2 * Sin(alpha) / (x))
Else
    x = x
    beta2 = Atn(v2 * Sin(alpha) / (x))
End If

v2R = ((v2 * Sin(alpha)) ^ 2 + (x) ^ 2) ^ 0.5
T2 = (cp * T2Linha + h2 - h2Linha) / cp
vs = (k * R * T2 * 1000) ^ 0.5 'velocidade sônica nessas condições
M = v2R / vs 'número de Mach
beta2G = (beta2 / (3.14159)) * 180
v3R = v2R
v2a = v2 * Sin(alpha)
v3a = v3R * Sin(beta3)
x = v3a / (velocidadeB - v3R * Cos(beta3))
If x < 0 Then
    x = -x
    beta4 = Atn(x)
    v3 = v3a / Sin(beta4)
Else
    x = x
    beta4 = 3.14159 - Atn(x)
    v3 = v3a / Sin(3.14159 - beta4)
End If
beta4G = (beta4 / (3.14159)) * 180
wRoot = ((v2 ^ 2 - v3 ^ 2) / 2 + (v3R ^ 2 - v2R ^ 2) / 2) / 1000

```

$$vwRoot = v2 * \cos(\alpha)$$

$$eficienciaEstagioRoot = 1 - (((v3)^2) / ((v2)^2))$$

ReDim vwi(5)

ReDim v2i(5)

ReDim h2NLinHai(5)

ReDim deltaHBLinHai(5)

ReDim alphi(5)

ReDim beta2i(5)

ReDim v2Ri(5)

ReDim beta3i(5)

ReDim kvpaletai(5)

ReDim kalphi(5)

ReDim v3Ri(5)

ReDim beta4i(5)

ReDim wi(5)

ReDim eficienciaEstagioi(5)

ReDim v3i(5)

ReDim GRi(5)

ReDim velocidadeBi(5)

ReDim alphiG(5)

ReDim beta2iG(5)

ReDim beta3iG(5)

ReDim beta4iG(5)

Dim i As Integer

For i = 1 To 5 Step 1

$$vwi(i) = (vwRoot * ((Dm - 1) / 2)) / ((Dm - 1) / 2 + i * 1 / 5)$$

$$v2i(i) = Sqr(vwi(i) ^ 2 + v2a ^ 2)$$

$$h2NLinhai(i) = (h1 * 1000 - 1 / eficienciaBocal * ((v2i(i) ^ 2) / 2 - (v1 ^ 2) / 2)) / 1000$$

$$\text{deltaHBLinhai}(i) = -h2Linha + h2NLinhai(i)$$

$$GRi(i) = \text{deltaHBLinhai}(i) / (h1 - h2Linha) \text{ 'grau de reação na altura i}$$

$$\text{alphai}(i) = \text{Atn}(v2a / vwi(i))$$

$$\text{alphaiG}(i) = (\text{alphai}(i) / 3.14159) * 180$$

$$\text{velocidadeBi}(i) = 2 * 3.14159 * ((Dm - 1) / 2 + i * 1 / 5) * nCompressor / 60$$

$$x = vwi(i) - \text{velocidadeBi}(i)$$

If x < 0 Then

$$x = -x$$

$$\text{beta2i}(i) = 3.14159 - \text{Atn}(v2a / x)$$

$$v2Ri(i) = v2a / (\text{Sin}(3.14159 - \text{beta2i}(i)))$$

Else

$$x = x$$

$$\text{beta2i}(i) = \text{Atn}(v2a / x)$$

$$v2Ri(i) = v2a / (\text{Sin}(\text{beta2i}(i)))$$

End If

$$\text{beta2iG}(i) = (\text{beta2i}(i) / (3.14159)) * 180$$

$$v3Ri(i) = Sqr(2 * \text{deltaHBLinhai}(i) * 1000 + v2Ri(i) ^ 2)$$

$$x = v3a / v3Ri(i)$$

$$\text{beta3i}(i) = \text{Atn}(x / (1 - x ^ 2) ^ 0.5) \text{ 'beta3 é o arcoseno de x}$$

$$\text{beta3iG}(i) = (\text{beta3i}(i) / (3.14159)) * 180$$

$$x = v3a / (\text{velocidadeBi}(i) - v3Ri(i) * \text{Cos}(\text{beta3i}(i)))$$

If x < 0 Then

```

x = -x
beta4i(i) = Atn(x)
v3i(i) = v3a / Sin(beta4i(i))
Else
x = x
beta4i(i) = 3.14159 - Atn(x)
v3i(i) = v3a / Sin(3.14159 - beta4i(i))
End If
beta4iG(i) = (beta4i(i) / (3.14159)) * 180

```

```

wi(i) = ((v2i(i) ^ 2 - v3i(i) ^ 2) / 2 + (v3Ri(i) ^ 2 - v2Ri(i) ^ 2) / 2) / 1000
eficienciaEstagioi(i) = 1 - (((v3i(i)) ^ 2) / ((v2i(i)) ^ 2))

```

Next

```

totalW = wRoot
totalEf = eficienciaEstagioRoot

```

For j = 1 To 5

```

totalW = wi(j) + totalW
totalEf = eficienciaEstagioi(j) + totalEf

```

Next

```

wmedio = (totalW) / (UBound(wi) + 1)
eficienciaEstagioMedia = (totalEf) / (UBound(eficienciaEstagioi) + 1)
mPontoNMaisUm = potenciaUtil / (wmedio - wc)
contador = contador + 1

```

```

escreveNoRtb "velocidadeB:" & CStr(velocidadeB) & "m/s", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "velocidadeBi(j):" & CStr(velocidadeBi(j)) & "m/s", True
  Next
escreveNoRtb "v2:" & CStr(v2) & "m/s", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "v2i(j):" & CStr(v2i(j)) & "m/s", True
  Next
escreveNoRtb "v2R:" & CStr(v2R) & "m/s", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "v2Ri(j):" & CStr(v2Ri(j)) & "m/s", True
  Next
escreveNoRtb "v3:" & CStr(v3) & "m/s", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "v3i(j):" & CStr(v3i(j)) & "m/s", True
  Next
escreveNoRtb "v3R:" & CStr(v3R) & "m/s", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "v3Ri(j):" & CStr(v3Ri(j)) & "m/s", True
  Next
escreveNoRtb "alpha" & CStr(alphaG) & "graus", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "alphaG(j):" & CStr(alphaG(j)) & "graus", True
  Next
escreveNoRtb "beta2G:" & CStr(beta2G) & "graus", True
  For j = 1 To 5
escreveNoRtb "beta2iG(j):" & CStr(beta2iG(j)) & "graus", True
  Next
escreveNoRtb "beta3G:" & CStr(beta3G) & "graus", True

```

```

    For j = 1 To 5
    escreveNoRtb "beta3iG(j):" & CStr(beta3iG(j)) & "graus", True
    Next
    escreveNoRtb "beta4G:" & CStr(beta4G) & "graus", True
    For j = 1 To 5
    escreveNoRtb "beta4iG(j):" & CStr(beta4iG(j)) & "graus", True
    Next
    escreveNoRtb "wRoot:" & CStr(wRoot), True
    For j = 1 To 5
    escreveNoRtb "wi(j):" & CStr(wi(j)) & "graus", True
    Next
    escreveNoRtb "wmedio:" & CStr(wmedio), True
    escreveNoRtb "eficienciaEstagioRoot:" & CStr((eficienciaEstagioRoot) * 100)
& "%", True
    For j = 1 To 5
    escreveNoRtb "eficienciaEstagioi:" & CStr(eficienciaEstagioi(j) * 100) & "%",
True
    Next

    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "", True

Wend

```

‘ETAPA (D) – imprime valores consolidados

```

    escreveNoRtb "DADOS DO EQUIPAMENTO:", True
    escreveNoRtb "Potência Útil:" & CStr(potenciaUtil) & "kw", True
    escreveNoRtb "Relação de Pressões:" & CStr(relacaoPressoes), True
    escreveNoRtb "Rotação:" & CStr(nCompressor) & "rpm", True

```

```

    escreveNoRtb "Vazão Mássica:" & CStr(mPontoNMaisUm) & "kg/s", True
    escreveNoRtb "Eficiência do Estágio:" & CStr(eficienciaEstagioMedia * 100) &
"%", True
    escreveNoRtb "Diâmetro Médio:" & CStr(Dm) & "m", True
    escreveNoRtb "Altura da Paleta:" & CStr(l) & "m", True
    escreveNoRtb "Espessura da paleta:" & CStr(t) & "m", True
    escreveNoRtb "Largura da Paleta:" & CStr(largura) & "m", True
    escreveNoRtb "Número de Paletas:" & CStr(N), True
    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "", True
    escreveNoRtb "CONDIÇÕES DE ENTRADA E SAÍDA:", True
    escreveNoRtb "Pressão Ambiente:" & CStr(pEntComp) & "kPa", True
    escreveNoRtb "Temperatura Ambiente:" & CStr(TEntComp) & "K", True
    escreveNoRtb "Temperatura de Entrada dos Gases da Turbina:" & CStr(T1) &
"K", True
    escreveNoRtb "Temperatura de Saída dos Gases da Turbina:" & CStr(T2) &
"K", True
    escreveNoRtb "número de Mach:" & CStr(M), True
    escreveNoRtb "velocidade da Paleta:" & CStr(velocidadeB) & "m/s", True

    escreveNoRtb "velocidade de saída dos gases da Turbina:" & CStr(v3) & "m/s",
True

```

End Sub

Sub escreveNoRtb(str As String, flPulaLinha As Boolean)

If flPulaLinha Then rtbLog.Text = rtbLog.Text & vbNewLine

rtbLog.Text = rtbLog.Text & str

End Sub

11.2. ANEXO (2) – RESULTADOS IMPRESSOS PARA A COMBINAÇÃO ESCOLHIDA

(A = 20° , B = 45°)

velocidadeB:327,70m/s
velocidadeBi(j):350,83m/s
velocidadeBi(j):373,97m/s
velocidadeBi(j):397,09m/s
velocidadeBi(j):420,23m/s
velocidadeBi(j):443,36m/s
v2:793,41m/s
v2i(j):747,41m/s
v2i(j):707,44m/s
v2i(j):672,45m/s
v2i(j):641,61m/s
v2i(j):614,26m/s
v2R:498,24m/s
v2Ri(j):439,38m/s
v2Ri(j):389,46m/s
v2Ri(j):348,19m/s
v2Ri(j):315,62m/s
v2Ri(j):291,95m/s
v3:353,17m/s

v3i(j):353,27m/s
v3i(j):353,32m/s
v3i(j):353,35m/s
v3i(j):353,35m/s
v3i(j):353,33m/s
v3R:498,24m/s
v3Ri(j):515,88m/s
v3Ri(j):533,57m/s
v3Ri(j):551,39m/s
v3Ri(j):569,37m/s
v3Ri(j):587,56m/s
alpha20graus
alphaiG(j):21,28graus
alphaiG(j):22,55graus
alphaiG(j):23,79graus
alphaiG(j):25,02graus
alphaiG(j):26,21graus
beta2G:32,99graus
beta2iG(j):38,14graus
beta2iG(j):44,16graus
beta2iG(j):51,20graus
beta2iG(j):59,29graus
beta2iG(j):68,35graus
beta3G:45graus
beta3iG(j):43,07graus
beta3iG(j):41,32graus
beta3iG(j):39,71graus
beta3iG(j):38,22graus
beta3iG(j):36,84graus
beta4G:86graus
beta4iG(j):85,77graus
beta4iG(j):85,65graus

beta4iG(j):85,60graus
beta4iG(j):85,60graus
beta4iG(j):85,64graus
wRoot:252,39
wi(j):253,45graus
wi(j):254,33graus
wi(j):255,06graus
wi(j):255,69graus
wi(j):256,23graus
wmedio:254,52
eficienciaEstagioRoot):80,18%
eficienciaEstagioi:77,65%
eficienciaEstagioi:75,05%
eficienciaEstagioi:72,38%
eficienciaEstagioi:69,67%
eficienciaEstagioi:66,91%

DADOS DO EQUIPAMENTO:

Potência Útil:30kw
Relação de Pressões:4
Rotação:100000rpm
Vazão Mássica:0,27kg/s
Eficiência do Estágio:73,64%
Diâmetro Médio:7,361E-02m
Altura da Paleta:1,101E-02m
Espessura da paleta:3,681E-03m
Largura da Paleta:1,041E-02m
Número de Paletas:18

CONDIÇÕES DE ENTRADA E SAÍDA:

Pressão Ambiente:100kPa

Temperatura Ambiente:298K

Temperatura de Entrada dos Gases da Turbina:914K

Temperatura de Saída dos Gases da Turbina:624,77K

número de Mach:0,99

velocidade da Paleta:327,70m/s

velocidade de saída dos gases da Turbina:353,17m/s

11.3. ANEXO (3) – CD COM ARQUIVOS DO PROGRAMA VISUAL BASIC, ANIMAÇÃO DA TURBINA, SLIDES DA APRESENTAÇÃO E ARTIGO TÉCNICO.

A animação foi criada também no Pro Engineer, imprimindo uma rotação ao eixo da turbina.