

PROJETO DE UMA MICRO-TURBINA A GÁS PARA POTÊNCIA INFERIOR A 5kW – PROJETO INTEGRADO II – PME 2599

Edvard A. Jovanini Jr.
edvard_junior@yahoo.com.br

Sandro K. Kurauchi
sandro.kurauchi@gmail.com

Este trabalho teve como objetivo projetar uma micro-turbina a gás para potência inferior a 5 kW. Esta micro-turbina tem como aplicação a geração de energia elétrica em residências utilizando o gás natural encanado. Apesar do conjunto micro-turbina compreender o compressor, câmara de combustão e a turbina, o foco será sobre o estudo termodinâmico do ciclo e sobre a turbina. Dentro disso, será analisado o rendimento e o trabalho líquido do ciclo, bem como as características técnicas de projeto (dimensões e geometria) das palhetas da turbina e os efeitos do escoamento dos gases sobre estas.

Palavras chave: *Micro-turbina, Palhetas de turbina, Cogeração, Triângulo de velocidades, Regenerador*

1. Introdução

As turbinas a gás apresentam uma solução alternativa viável técnica e economicamente na geração de energia elétrica devido a sua maior razão potência / peso, oferecendo maior facilidade na logística do conjunto, custo inferior ao de motores alternativos e menor gastos com matéria prima.

Além disso, as micro-turbinas oferecem grandes atrativos para aplicações em geração distribuída. Além de emissões de NOx relativamente pequenas, baixa manutenção, tamanho reduzido e operação silenciosa, as micro-turbinas possibilitam aplicação em pequenos sistemas de co-geração.

1.1. Objetivo

Este trabalho destina-se a confecção de um projeto de uma micro-turbina a gás com potência inferior a 5kW para ser aplicada, dentre outras formas, na geração de energia elétrica para residências, utilizando como fonte de energia o gás natural disponibilizado nos encanamentos dos domicílios. Vale ressaltar que o estudo teve como foco a turbina propriamente dita.

1.2. Metodologia

Inicialmente, foi analisado o ciclo padrão a ar, Ciclo Brayton, sem a presença de combustível, gerando assim uma simplificação necessária num primeiro momento. Na sequência, foram realizadas simulações para observar o rendimento e o trabalho líquido do sistema em função de diferentes razões de pressão, valores de rendimentos das máquinas térmicas (componentes do sistema: compressor, trocador de calor / câmara de combustão e turbina) e valores de temperatura nas etapas do ciclo.

Foi verificado também o valor ótimo da pressão na saída do compressor que ofereça maior rendimento para o ciclo, comparando os valores em duas situações: com e sem regenerador.

Posteriormente, foi estudada a geometria das palhetas e sua influência na turbina a gás relacionado com outras grandezas pertinentes ao ciclo, ou seja, uma análise do “triângulo de velocidades” do fluido sobre as pás da turbina. Foram verificadas também a velocidade do escoamento e as dimensões da turbina mais adequadas para o projeto, bem como o dimensionamento adequado do rotor e de seu eixo.

3. Análise Termodinâmica

A operação básica de uma micro-turbina a gás é similar a do ciclo de potência a vapor, porém o fluido de trabalho utilizado é o ar. O ar atmosférico é aspirado, comprimido no compressor e encaminhado, a alta pressão, para uma câmara de combustão. Neste componente o ar é misturado com o combustível pulverizado e é provocada a ignição. Deste modo obtém-se um gás a alta pressão e temperatura que é enviado a uma turbina onde ocorre a expansão dos gases até a pressão de exaustão.

3.2. Estudo do Ciclo considerando o Ar como Gás Perfeito

Tomando como base o ciclo Brayton com o sistema operando em regime permanente, nesta seção será desenvolvida uma análise do trabalho líquido (w_L) e rendimento do ciclo (η_t) em função da razão de pressão (p_2 / p_1) com o intuito de se obter os valores máximos destas grandezas levando em conta as eficiências das máquinas térmicas (compressor e turbina), assumindo o trocador de calor como ideal. Mas, vale lembrar, que será priorizado o máximo rendimento para menor consumo de Gás Natural que atenda aos 5kW.

Além disso, para se melhorar o rendimento do ciclo inseriu-se um **Regenerador** e a análise será feita com este equipamento.

Vale ressaltar que a temperatura T_3 é a temperatura de entrada na turbina e ela depende do material do rotor. Os materiais que são empregados atualmente são aços ligados e forjados, ligas com altos percentuais de níquel, cromo ou molibdênio, como, por exemplo, a liga SAE 4340 (*). Baseado no Catálogo do Fabricante de Turbinas GE chegou-se à conclusão de que a temperatura de entrada dos gases na turbina gira em torno de 600°C, logo será utilizado para efeito de estudo $T_3 = 900\text{K}$. Sendo assim, as temperaturas T_1 (Temperatura Ambiente de 27°C ou 300K) e T_3 serão admitidas como requisitos de projeto.

A seguir estão descritas, de forma resumida, algumas fórmulas finais envolvidas no estudo sem regenerador:

$$\text{Trabalho do Compressor: } w_c = \frac{c_p \cdot (T_1 - T_{2s})}{\eta_c}; \quad (1)$$

$$\text{Turbina: } w_T = \eta_T \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{4s}); \quad (2)$$

$$\text{Trocador de Calor: } q_{in} = c_p (T_3 - T_x); \quad (3)$$

$$\text{Trabalho Líquido: } w_L = w_T - w_c; \quad (4)$$

Rendimento do Ciclo:

$$\eta_t = \frac{w_L}{T_3 \cdot \left[1 - \eta_R + \eta_T \cdot \eta_R \cdot \left(1 - \frac{T_3}{(p_2/p_1)^{k-1/k}} \right) \right] + T_1 \cdot \left[1 - \frac{1}{\eta_c} + \frac{1}{\eta_c} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot (\eta_R - 1)} \quad (5)$$

Utilizando as expressões acima, é possível obter os gráficos do rendimento e do trabalho líquido variando em relação a taxa de compressão. Também foi possível se ter uma idéia do diagrama **T x s** do ciclo (Fig.3).

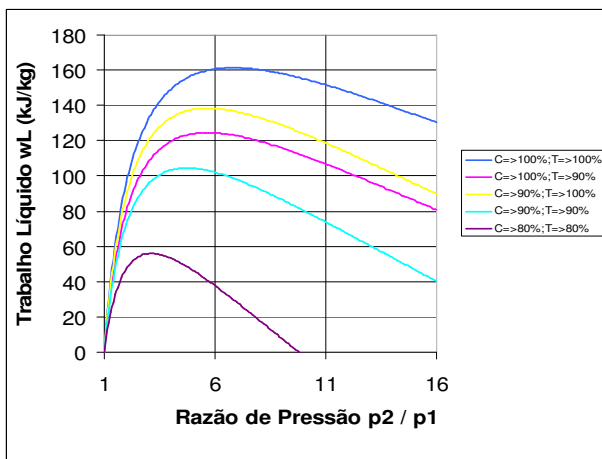


Figura 1: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no trabalho líquido do ciclo.

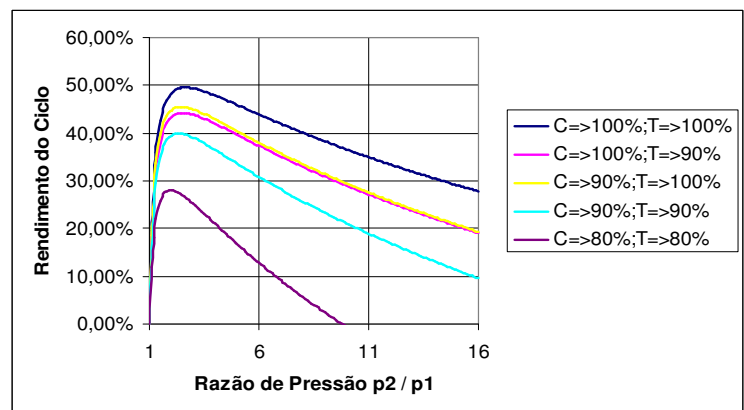


Figura 2: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo com Regenerador $\eta = 90\%$

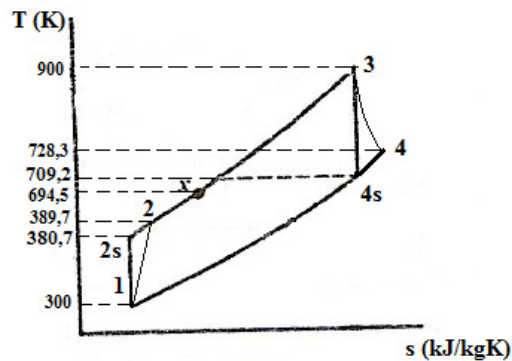


Figura 3: Gráfico qualitativo T x s do ciclo da turbina a gás

Desta análise, assumindo-se uma eficiência de 90% para a turbina, compressor e para o regenerador, obtém-se o rendimento máximo do ciclo em $\eta_t = 40\%$ a uma razão pressão de $p_2/p_1 = 2,3$. Nestas condições o trabalho líquido recebe o valor de $82,3 \text{ kJ / kg}$ de ar.

Para a obtenção da razão de compressão $p_2/p_1 = 2,3$ utilizou-se as propriedades para o ar como gás perfeito, porém para o cálculo da vazão mássica de ar do ciclo, será considerado o ar como gás não-perfeito, o que leva a novas expressões de diferenças de entalpia para o trabalho e para a troca de calor:

Trabalho do compressor: $w_c = h_2 - h_1$ (6)

Trabalho da turbina: $w_T = h_3 - h_4$ (7)

Calor Fornecido: $q_{in} = h_3 - h_x$ (8)

A vazão mássica de ar é calculada então da seguinte forma:

$$\dot{W} = \dot{m}_{AR} \cdot w_L \Rightarrow \dot{m}_{AR} = \frac{\dot{W}}{w_L}; \quad (9)$$

$$\dot{m}_{AR} = \frac{5}{98,7} = 0,051 \text{ kg ar / s}.$$

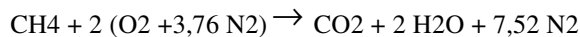
Esta vazão servirá como parâmetro para a próxima seção, a qual estudará o ciclo com a passagem de combustível.

3.3. Estudo do Ciclo considerando uma Mistura de Gases

Até este ponto do projeto as grandezas foram analisadas em cima de um Ciclo Padrão Ar, Gás Perfeito e Gás não Perfeito. A partir de agora será estudado um caso onde leva-se em conta a entrada de combustível no sistema, o que se aproxima do funcionamento na prática.

O combustível utilizado é o Gás Natural (GN), o qual, para efeito de estudo, será considerado apenas metano (CH_4). Este gás representa cerca de 90% da composição total do gás natural.

Com a entrada do combustível ocorre uma reação estequiométrica de combustão (1kmol de GN – sem excesso de ar) na câmara:



Conhecendo-se as proporções de CH_4 e O_2 a partir da reação acima, é possível obter a relação Ar / Combustível da mistura: $AC=17,2 \text{ kg de ar / kg de GN}$.

Trabalho Compressor - Como no compressor há apenas a passagem de ar, o trabalho específico é calculado da mesma forma que anteriormente. Equação (6):

$$w_c = (h_2 - h_1) \cdot AC = 1.554,9 \text{ kJ / kg de GN}$$

Trabalho Turbina - Já nesta parte do ciclo existe a passagem da mistura dos gases provenientes da combustão ocorrida na Câmara, portanto é necessário aplicar a 1ª Lei com o valor das propriedades diferentes em relação as utilizadas no ciclo padrão Ar:

$$w_T = \left| (c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2} \right|_{T_3=900K} - \left| (c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2} \right|_{T_4=728,3K} \quad (10)$$

$w_T = 219,6 \text{ kJ / kg da mistura de gases}$
 onde : $c \equiv \text{fração mássica}$; $h \equiv \text{entalpia}$

Para que seja possível comparar todas as grandezas envolvidas, é necessário que fiquem na mesma unidade, kJ / kg de GN. Logo, deve-se converter o trabalho da turbina da seguinte forma:

$$w_T = (AC + 1) \cdot 219,5 = (17,2 + 1) \cdot 219,5 = 3.994,9 \text{ kJ / kg de GN}.$$

Sendo assim, têm-se condições de calcular o trabalho líquido do ciclo através da Eq.(4):

$$w_L = w_T - w_C = 3.994,9 - 1.554,9 = 2.440 \text{ kJ / kg de GN}.$$

Calor Fornecido - Aplicando-se a 1ª Lei, balanço de Energia, e tomando como volume de controle a câmara de combustão, estaria sendo mantida a base de comparação estabelecida até o momento através da vazão mássica de ar obtida anteriormente. Então, pode-se obter o calor fornecido assim:

$$q_{in} = \frac{((c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2}) \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) - \dot{m}_{ar} \cdot h_x}{\dot{m}_{comb}} \quad (11)$$

Utilizando a vazão mássica de ar calculada na seção 3.2, $\dot{m}_{ar} = 0,051 \text{ kg ar / s}$, e com a relação AC de 17,2 kg ar / kg GN, obtém-se o fluxo de metano:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_{ar}}{AC} = \frac{0,051}{17,2} = 0,003 \text{ kg GN / s}$$

Substituindo os dados na expressão anterior, vem: $q_{in} = 7.741,5 \text{ kJ / kg GN}$

Sendo assim, o rendimento do sistema será:

$$\eta_t = \frac{w_L}{q_{in}} = \frac{2.440}{7.741,5} = 0,315 \Rightarrow \eta_t = 31,5\%$$

Dessa maneira, o estudo do ciclo termodinâmico da turbina a gás foi concluído, o qual vem resumido na tabela a seguir:

Tabela 1: Resumo do ciclo considerando uma mistura de gases

Temperaturas	$T_1 = 300K$	$T_2 = 389,7K$	$T_x = 694,5K$	$T_3 = 900K$	$T_4 = 728,3K$
Calor Gerado (kJ/kg de GN)	7.741,5	Razão de Pressão (p_2/p_1)		2,3	
	Compressor	Regenerador		Turbina	Ciclo
Rendimentos	90%	90%		90%	31,5%
Trabalhos (kJ/kg de GN)	1.554,9	-----		3.994,9	2.440

4. Projeto da Turbina

Nesta fase do projeto, foi desenvolvida a turbina propriamente dita, encontrando-se as dimensões adequadas, o número necessário de pás e o tamanho do rotor, a fim de atender às exigências necessárias de potência. Além disso, será dimensionado o bocal que antecede a turbina, o qual possui um papel importante na aceleração do escoamento. Um detalhe importante é que o escoamento deverá ser **subsônico**, a fim de se evitar a formação de ondas de choque.

Num primeiro momento elaborou-se um layout de todo conjunto para ser ter uma idéia da disposição dos elementos que compõem a micro-turbina:

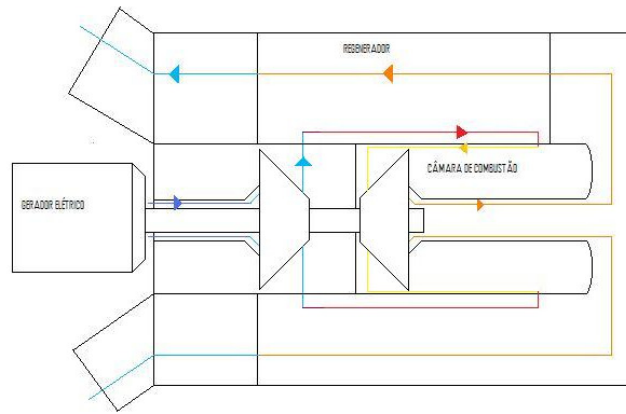


Figura 4: Layout da microturbina a gás

4.1 Dimensionamento da Palheta

Para o projeto da turbina deve ser estudado o escoamento através das passagens entre as palhetas, o qual terá como fundamento principal a teoria de “triângulo de velocidades”, o que pode ser visualizado pela Fig.5 que representa um diagrama vetorial com as velocidades absolutas e relativas onde V_1 representa a velocidade do fluido que entra na passagem entre as palhetas e α indica o ângulo segundo o qual ele entra. Já V_{1R} representa a velocidade relativa do fluido que entra na passagem e β o ângulo segundo o qual ele entra. Analogamente, V_2 e V_{2R} representam a velocidade absoluta e a velocidade relativa do fluido que sai segundo os ângulos δ e γ , respectivamente.

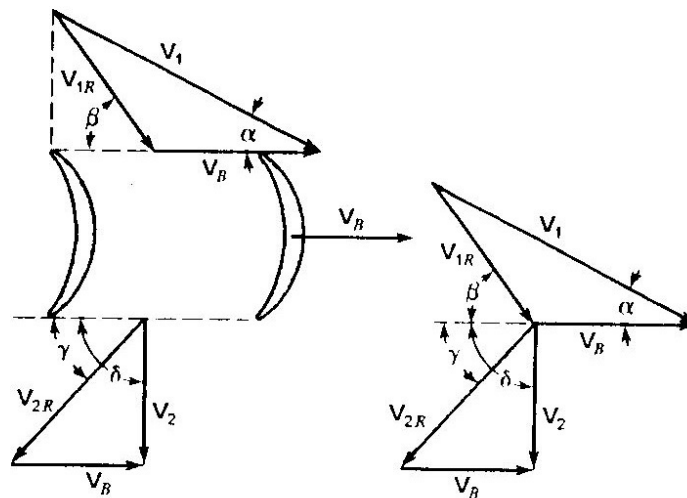


Figura 5: Triângulo de Velocidades

Utilizando-se o estudo termodinâmico realizado no primeiro semestre (Tab. 1), será desenvolvido o cálculo das grandezas envolvidas na dinâmica do escoamento pelas pás da turbina na **altura média** da palheta, como segue:

- Cálculo de V_1

Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica tomando como Volume de Controle o bocal e como a área na entrada do é muito maior que na saída ($A_0 \gg A_1$), o que leva a uma velocidade $V_1 \gg V_0 \cong 0$, pode-se encontrar a velocidade do fluido em sua saída (V_1) através da seguinte expressão:

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)} \quad (12)$$

onde h_1 é obtido a partir do conceito de “Grau de Reação” das turbinas - $GR = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2}$.

De maneira conveniente, considerando-se um GR de 0,5 obtém-se a entalpia $h_1 = 838,65$ kJ/kg, e portanto $V_1 = 435$ m/s.

- Cálculo de V_B

Até o momento foi analisado a cinemática na entrada e na saída da turbina do ponto de vista do fluido, agora é necessário que se tenha algumas informações sob a ótica da turbina, o que nos leva a encontrar a velocidade tangencial V_B da palheta. Para a seguinte relação se verifica a maior eficiência para um estágio de reação:

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{1}{\sqrt{2}}, \text{ onde } V_C = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} = 615 \text{ m/s. Logo, } V_B = V_1 = 435 \text{ m/s.}$$

- Determinação dos ângulos α , β , δ e γ

Para que se tenha ainda maior conhecimento da interação dinâmica entre os gases de combustão e as palhetas, se faz necessário encontrar as velocidades relativas do fluido tanto na entrada quanto na saída da turbina propriamente dita. Com alguns arranjos geométricos (Teorema dos Senos), chega-se à expressão que relaciona a velocidade relativa com a velocidade absoluta em função dos ângulos em 1:

$$\frac{V_1}{\sin(180 - \beta)} = \frac{V_{1R}}{\sin(\alpha)}$$

$$\Rightarrow V_{1R} = V_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (13)$$

Como há a preocupação de se manter o número de Mach inferior a 1, ou seja, escoamento subsônico, para que não ocorra a formação de ondas de choque no bocal ou nas palhetas, é possível encontrar V_{1R} a partir do número de Mach na saída do bocal (entrada da turbina):

$$M_1 = \frac{V_{1R}}{V_{som1}} \quad (14)$$

$$\text{onde } V_{som1} = \sqrt{k_1 \cdot R \cdot T_1} = 565,6 \text{ m/s.}$$

Substituindo a eq. (13) em (14), monta-se uma tabela, na qual pode-se selecionar os ângulos **alfa** e **beta** que ofereçam uma configuração geométrica que mantenha Mach subsônico ($M_1 < 1$). Na tabelas a seguir, os resultados mostrados são referentes a ângulos possíveis ($\alpha < \beta$). Baseando-se na expressão (13), obtém-se também os diversos valores para V_{1R} em função da configuração geométrica.

Tabela 2: Valores possíveis de Mach na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β

M_1	Alfa (α)								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
10									
20	0,39								
30	0,26	0,52							
40	0,20	0,41	0,60						
50	0,17	0,34	0,50	0,64					
60	0,15	0,30	0,44	0,57	0,68				
70	0,14	0,28	0,41	0,52	0,62	0,71			
80	0,13	0,26	0,39	0,50	0,60	0,67	0,73		
90	0,13	0,26	0,38	0,49	0,59	0,66	0,72	0,76	

Tabela 3: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β

V_{1R}	Alfa (α)								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
10	434,85	856,49	1252,11	1609,69	1918,35	2168,73	2353,21	2466,19	2504,23
20	220,78	434,85	635,71	817,26	973,97	1101,09	1194,75	1252,11	1271,43
30	151,0	297,45	434,85	559,04	666,23	753,19	817,26	856,49	869,71
40	117,47	231,38	338,25	434,85	518,24	585,88	635,71	666,23	676,51
50	98,57	194,15	283,83	364,88	434,85	491,61	533,43	559,04	567,66
60	87,19	171,73	251,06	322,76	384,65	434,85	471,84	494,50	502,12
70	80,35	158,27	231,38	297,45	354,49	400,76	434,85	455,73	462,76
80	76,67	151,024	220,78	283,83	338,25	382,40	414,93	434,85	441,56
90	75,51	148,72	217,42	279,52	333,11	376,59	408,63	428,24	434,85

Da mesma forma como foi estudado o adimensional Mach e a velocidade relativa na entrada, pode-se realizar os mesmos arranjos matemáticos no triângulo de velocidades na região de saída da turbina e obter a seguinte expressão para a velocidade do fluido em relação a palheta V_{2R} (referencial móvel sobre a palheta) a partir da figura 5:

$$V_{2R} = \frac{V_B}{\sin(\delta - \gamma)} \cdot \sin(\delta) \quad (15)$$

O número de Mach na saída da turbina (M_2) pode ser encontrado de forma análoga à M_1 :

$$M_2 = \frac{V_{2R}}{V_{som2}} \quad (16)$$

$$\text{onde } V_{som2} = \sqrt{k_2 \cdot R \cdot T_2} = 537,4 \text{ m/s}.$$

Substituindo a equação (15) em (16) e com o auxílio do Excel, monta-se uma tabela que oferece referências entre o Mach e os ângulos (γ e δ do triângulo de velocidades na saída da turbina, podendo assim defini-los.

Tabela 4: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ

		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	1,60								
	30	1,18	2,34							
	40	1,04	1,52	3,00						
	50	0,96	1,24	1,82	3,58					
	60	0,91	1,09	1,40	2,05	4,05				
	70	0,88	0,99	1,18	1,52	2,23	4,39			
	80	0,85	0,92	1,04	1,24	1,60	2,34	4,60		
	90	0,82	0,86	0,93	1,06	1,26	1,62	2,37	4,68	

Tabela 5: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ

		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	856,48								
	30	635,70	1252,10							
	40	559,03	817,25	1609,67						
	50	518,23	666,22	973,96	1918,33					
	60	491,60	585,87	753,18	1101,07	2168,70				
	70	471,83	533,42	635,70	817,25	1194,74	2353,18			
	80	455,72	494,49	559,03	666,22	856,48	1252,10	2466,15		
	90	441,55	462,75	502,12	567,65	676,50	869,70	1271,41	2504,20	

Para selecionar ângulos adequados ao projeto, além do escoamento ser subsônico ($M < 1$), outros critérios devem ser levados em consideração. Um deles é a suavidade dos ângulos a fim de não haver descolamento da camada limite. Outro critério é a obtenção de uma eficiência do estágio, a qual é definida por:

$$\eta_{est} = 1 - \frac{V_2^2}{V_c^2} \Rightarrow \eta_{est} = 1 - \frac{\left(V_B \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(\delta - \gamma)} \right)^2}{V_c^2} \quad (17)$$

A partir da eq. (17), obtêm-se os valores da eficiência do estágio em função dos ângulos γ e δ , conforme mostrado na tabela a seguir.

Tabela 6: Eficiência do estágio em função de δ e γ

		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	0,50								
	30	0,87	-0,94							
	40	0,94	0,504	-3,15						
	50	0,96	0,77	-0,07	-5,85					
	60	0,97	0,86	0,50	-0,77	-8,73				
	70	0,98	0,90	0,704	0,17	-1,51	-11,44			
	80	0,98	0,92	0,79	0,50	-0,17	-2,21	-13,64		
	90	0,98	0,93	0,83	0,65	0,29	-0,50	-2,77	-15,08	

Analisando a Tabela 5, podem-se escolher os ângulos (δ e γ) mais adequados do ponto de vista da eficiência do estágio. A próxima etapa é a verificação pela Tabela 3, se esses ângulos correspondem a um escoamento subsônico.

Nesse ponto, é interessante obter um M_1 conveniente a partir de M_2 , já encontrado. Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica nas palhetas, tem-se:

$$\Rightarrow M_1 = \frac{\sqrt{2 \cdot (h_2 - h_1) + (M_2 \cdot V_{som2})^2}}{V_{som1}} \quad (18)$$

Escolhendo-se $\delta = 90^\circ$ e $\gamma = 20^\circ$ na Tabela 5 (ângulos que possuem boa suavidade de contorno e eficiência,

$\eta_{est} = 0,933$), verifica-se que $M_2 = 0,86$ e $V_{2R} = 462,76$ m/s. Além disso, obtém-se $V_2 = 158$ m/s.

Usando-se a equação (18) obtém-se $M_1 = 0,267$. Observando as Tabelas 1 e 2, chega-se à $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 80^\circ$ e $V_{1R} = 151 \text{ m/s}$. Os valores obtidos para os ângulos e números de Mach atendem aos critérios pré-estabelecidos na altura média da palheta.

- Cálculo das Áreas de Escoamento entre as Palhetas

Com os parâmetros obtidos até aqui, é possível calcular a massa específica da mistura de gases.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \Rightarrow \therefore \rho_1 = 0,623851 \text{ kg/m}^3 \quad e \quad \rho_2 = 0,465452 \text{ kg/m}^3$$

Da equação da Continuidade, $A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V}$.

Como $\dot{m} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar} = 0,054 \text{ kg/s}$ (vazão mássica dos gases de combustão), $V_1 = 434,87 \text{ m/s}$ e $V_2 = 158 \text{ m/s}$, tem-se:

- $A_1 = 0,000199 \text{ m}^2 = 1,99 \text{ cm}^2 \rightarrow$ Área de escoamento entre as palhetas na entrada da turbina;
- $A_2 = 0,000734 \text{ m}^2 = 7,34 \text{ cm}^2 \rightarrow$ Área de escoamento entre as palhetas na saída da turbina.

A geometria da palheta deve atender às áreas de escoamento calculadas acima (A_1 e A_2), sendo assim iniciou-se o dimensionamento considerando uma rotação de 250.000 rpm, o que é usual nessas aplicações. A partir desta velocidade e da velocidade tangencial V_B , obteve-se o raio médio R_m (conjunto disco e metade da altura da palheta), da seguinte

forma: $V_B = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R_m \Rightarrow \therefore R_m = \frac{V_B \cdot 60}{n \cdot 2\pi} = 1,65 \text{ cm}$.

O número de pás da turbina foi definido em oito. Outro parâmetro que deve ser levado em conta é o comprimento da palheta que, experimentalmente, deve ter um valor entre 0,5~0,6 multiplicado pelo passo.

Visto que deve-se atender uma área de escoamento na entrada de 2 cm^2 e $7,3 \text{ cm}^2$ na saída, tem-se que a área correspondente às palhetas na região de entrada do fluido deve ser equivalente a $5,3 \text{ cm}^2$ levando em conta que a espessura varia, o que nos levou a definir as seguintes grandezas para a pá:

- **Número de Palhetas:** 8;
- **Altura (h):** 1cm;
- **Espessura na entrada (s):** 0,625cm;
- **Passo (p):** 1,3cm;
- **Comprimento da Palheta (c – “Chord”):** 2,2 cm.

Desta forma tem-se os seguintes raios externos e internos do rotor:

$$R_{ext} = R_m + h = 2,15 \text{ cm} \quad e \quad R_{int} = R_m - h = 1,15 \text{ cm}.$$

Desenvolvendo-se o mesmo procedimento e raciocínio algébrico realizado para o raio médio da palheta, obtém-se as grandezas relacionadas à dinâmica do fluido, tais como velocidades e ângulos, tanto no topo quanto na raiz da palheta, o que vêm apresentado de forma resumida na tabela a seguir.

Tabela 7: Resumo das grandezas relacionadas ao triângulo de velocidades nas extremidades da palheta e no meio

	Posição Palheta		
	Topo	Meio	Raiz
Alfa	40°	20°	60°
Beta	70°	80°	70°
Delta	90°	90°	60°
Gama	10°	20°	20°
Vel. dos gases na entrada	435 m/s		
Vel. dos gases na Saída	158 m/s		
Vel. Tangencial da Pá	566 m/s	435 m/s	304 m/s
Mach de Entrada	0,52	0,267	0,727
Mach de Saída	0,98	0,86	0,766
Eficiência do Estágio	93%	93%	93%

A partir dos dados obtidos, pode-se gerar o perfil das palhetas, o qual vem ilustrado pela figura a seguir representando o “twist” devido à diferença entre os ângulos obtidos para cada altura diferente de palheta.

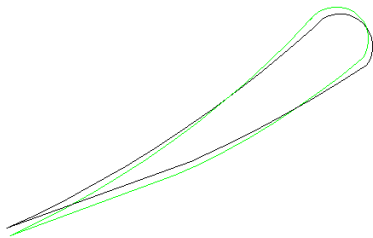


Figura 6: Perfil da Palheta

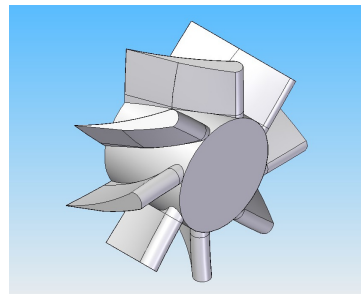


Figura 7: Perfil da Palheta

7. Considerações sobre os Materiais

Os bocais devem ter excelente resistência à oxidação e corrosão, alta resistência à fadiga térmica. Além disso, devem ser relativamente fáceis de serem soldados (para manufatura e reparos) e fundidos. Uma liga adequada seria a de cobalto (que possui resistência superior a altas temperaturas se comparadas com as ligas de níquel), com baixo teor de carbono (aumentando a soldabilidade) e um teor relativamente alto de cromo (aumentando a resistência à corrosão/oxidação).

Os parâmetros mais importantes para a seleção de materiais das palhetas da turbina são a tensão de ruptura, fluência, fadiga cíclica, fadiga térmica, tensão de escoamento, ductilidade, resistência à corrosão e oxidação, além de propriedades físicas. Para a fabricação da palheta, seria recomenda a utilização de uma liga de níquel ou cobalto, utilizando a técnica de solidificação direcional, o que aumentaria a resistência à fluência.

6. Conclusão

Com os parâmetros obtidos da análise termodinâmica do ciclo inteiro, partiu-se para um estudo mais detalhado da turbina em si. A turbina foi dimensionada de modo a atender aos requisitos de potência do projeto.

Foram analisados os triângulos de velocidade tomando três pontos diferentes ao longo da altura de uma palheta. O critério principal para a escolha dos ângulos foi uma boa eficiência de estágio (93%). Foram obtidas todas as dimensões relevantes para a elaboração do perfil das palhetas.

Para as dimensões da turbina propriamente dita, chegou-se a um diâmetro máximo de 4,3 cm e um comprimento da pá de 2,2 cm. Com essas dimensões bastante reduzidas, o conjunto todo que compõe a micro-turbina deve ter um volume apropriado para ser utilizado em uma residência.

Além disso, foi feito um breve estudo sobre os materiais utilizados em uma turbina e chegou-se a uma conclusão de que para os bocais e palhetas móveis, seria bastante interessante o uso de algumas ligas de cobalto.

7. Referências Bibliográficas

- KRIEGER, G. Centrais Termoeletricas a Gás - 1997;
- SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. Fundamentos da Termodinâmica. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini. São Paulo: Edgar Blücher, 2003.
- COHEN, H.; ROGERS G. F. C.; SARAVANAMUTTO, H. I. H. Gas Turbine Theory. 3rd ed. New York: Longman Scientific & Technical, 1987.
- DONADIO, Diego L. S. ; Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a gás a partir de um conjunto turbo-compressor pré-existente; Trabalho de Formatura de graduação em Eng. Mecânica – Escola Politécnica USP; 2004 – São Paulo.
- Ministério de Minas e Energia; Balanço Energético Nacional – Resultados Preliminares ano base 2006
- PONTES, André Brito; MARICATO, Bruno Rúben. Estudo da Viabilidade Econômica da Implementação de uma Micro-turbina; Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra – Depto Eng. Mecânica; Janeiro 2003; Coimbra – Portugal.
- SASDELLI, Fernando Silva; FARIAS, Wilson José Ferreira. Projeto de Micro-Turbina Integrada a Célula de Combustível; Trabalho de Formatura de graduação em Eng. Mecânica – Escola Politécnica USP; 2005 – São Paulo.
- LEE, J. F. Theory and Design of Steam and Gas Turbines. McGraw-Hill Company, Inc., 1954
- www.comciencia.br/reportagens/energiaeletrica/energia13.htm - Acesso: 10/04/2007;
- http://www.gasnet.com.br/artigos/artigos_view2.asp?cod=824 - Acesso: 10/04/2007;
- http://www.maxwell.lambda.ele.puc-rio.br/cgi-bin/PRG_0599.EXE/5467_3.PDF?NrOcoSis=14522&CdLinPrg=pt Acesso: 15/04/2007
- http://www.fem.unicamp.br/~em672/aulas_7-8.pdf - Acesso: 23/04/2007
- http://www.gepower.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/downloads/gt_tech_sheet.pdf - Acesso: 17/04/2007
- www.comgas.com.br/tarifas.asp - Acesso: 12/04/2007
- <http://www.cegas.com.br/gasnatural.asp> - Acesso: 12/05/2007;
- http://www.comgas.com.br/conheca_gasnatural/conheca/composicao.asp - Acesso: 12/05/2007
- <http://etd.adm.unipi.it/theses/available/etd-02032005-172932/unrestricted/Appendice.pdf>

8. Direitos Autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

DESIGN OF A GAS MICROTURBINE OF POWER LOWER THAN 5 kW

Edvard A. Jovanini Jr.

edvard_junior@yahoo.com.br

Sandro K. Kurauchi

sandro.kurauchi@gmail.com

This work presents the design of a gas microturbine for power lower than 5 kW. The microturbine's application is the generation of electric power in residences using the canalized natural gas. Although the microturbine consists of the the compressor, combustion chamber and turbine, the focus was given to the thermodynamics studies of the cycle and on the turbine itself (nozzles and blades). The efficiency and the net work of the cycle were analyzed, as well as the technical characteristics (dimensions and geometry) of the turbine's blades and the effect of the gases flow on these.

Keywords. *Microturbine, turbine's blades, Regenerator, Cogeneration, Velocity diagram*