SISPROJETO DE UMA TURBINA DE POTÊNCIA DE UMA MICRO TURBINA A GÁS PARA ACIONAMENTO DE GERADOR ELÉTRICO

Rafael Cavalcanti de Souza

rafael.cavalcanti.souza@gmail.com

Resumo. O cenário energético brasileiro apresentou recente crise. Novas soluções precisam ser propostas para suprir a demanda elétrica. Uma das alternativas proposta é o uso da geração distribuída, na qual a energia elétrica é produzida no próprio local de consumo. A proposta do LETE-USP foi o desenvolvimento de uma turbina a gás para acionamento de um gerador elétrico. Utilizando um turbo-compressor automotivo, uma unidade foi construída. Este trabalho busca projetar uma turbina de potência para acionar um gerador elétrico, visto que não existe forma de acoplamento deste com o turbo-compressor utilizado. O projeto da turbina de potência foi realizado com a utilização de uma abordagem bidimensional, com conceitos de termodinâmica. A 'Dinâmica dos Fluidos computacional', ou CFD, foi utilizada para estudar a interação entre escoamento e palhetas. O resultado é o projeto completo de uma turbina, restando somente necessidade de comparação de resultados experimentais para validação dos cálculos realizados.

Palavras chave: turbina a gás, métodos numéricos, turbina de potência, turbina axial.

1. Introdução

O atual cenário energético mundial apresenta uma tendência de crescimento. Para que tal crescimento seja sustentável, as formas de geração de energia já existentes devem ser otimizadas e outras formas viáveis devem ser desenvolvidas/aplicadas. No caso da matriz energética brasileira, nota-se a extrema dependência da geração hidroelétrica.

Recentemente o país passou por uma crise no setor energético, conhecida por 'apagão'. O nível dos reservatórios de água ficou abaixo do necessário para a tarefa de geração de energia. Para contornar o problema, foram desenvolvidos planos para a construção de diversas termelétricas e indústrias passam a instalar geradores elétricos em suas unidades.

No quesito número de equipamentos necessários ou tempo de instalação, as turbinas a gás apresentam-se como uma solução viável. São unidades relativamente compactas e não demandam instalações complexas, quando comparadas a turbinas a vapor. Entretanto, uma turbina a gás é um equipamento caro e de grande porte. Alguns fabricantes optaram por desenvolver as chamadas micro turbinas a gás, unidades em tamanho reduzido capazes de fornecer potência de até 100kW.

Seguindo esta linha, o Laboratório de Energia Térmica e Meio Ambiente, LETE, da Escola Politécnica da USP, começou o desenvolvimento de uma micro turbina a gás didática. Essa unidade baseia-se em um turbo-compressor automotivo em sua concepção, evitando-se então o projeto de compressor e turbina. Focou-se somente no estudo da câmara de combustão. Entretanto, o aproveitamento elétrico nesse conjunto não é viável por questões de projeto do turbo-compressor automotivo.

A solução proposta foi o projeto e fabricação de uma turbina livre para acionamento de um gerador elétrico, conhecida por turbina de potência. Foram realizados estudos para a obtenção do triângulo de velocidades e geometria do conjunto.

2. Objetivos

O presente estudo apresenta dois objetivos. O objetivo primário é o projeto e fabricação de uma turbina de potência para acionamento de um gerador elétrico. Pretende-se obter toda a caracterização geométrica da turbina, como definição do triângulo de velocidades e obtenção do perfil das paletas. O estudo foca-se apenas na parte aero-termodinâmica do projeto.

Como segundo objetivo, estabelece-se o estudo da turbina de potência utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, ou CDF. O objetivo deste estudo é avaliar quais os perfis de palhetas obtidos e verificar como será o comportamento dos gases de combustão durante o processo de expansão.

3. Metodologia e Resultados

A metodologia foi divida em duas etapas, uma para o estudo da determinação do triângulo de velocidades e outra para o estudo numérico da turbina de potência.

3.1 Projeto da turbina de potência

Uma turbo-máquina é um equipamento capaz de realizar a conversão entre energia mecânica e térmica. O tipo de conversão define qual o tipo de turbo-máquina. Um compressor converte energia mecânica em entalpia, enquanto uma turbina é um equipamento que converte energia térmica em mecânica. A caracterização de uma turbo-máquina pode ser feita de acordo com o fluxo de energia (produz ou consome trabalho), direção de escoamento (axial, radial ou mista)ou

ainda forma de admissão do fluxo mássico (admissão total ou parcial). Uma definição geral de turbo-máquina é dada pela ref. [1]: 'uma turbo-máquina é um equipamento que produz variação de entalpia do fluido'.

Para o trabalho que se apresenta, foi escolhido o projeto de uma turbina axial. Embora o fluxo mássico admitido na micro turbina a gás seja baixo, o que justificaria o uso de uma turbina radial, a fabricação de uma turbina axial é bem mais simples. Para contornar o problema do fluxo mássico baixo, determinou-se o uso de admissão parcial.

3.1.1 Ciclo termodinâmico da micro turbina a gás com turbina de potência

O esquema termodinâmico do ciclo da micro turbina a gás com turbina de potência é mostrado na fig. (1). Como apresentado nesta, o conjunto já existente na bancada experimental passa a ser chamado de gerador de gás, enquanto a turbina foco deste trabalho é conhecida por turbina de potência.



Figura 1 - Ciclo termodinâmico: gerador de gás e turbina de potência.

Esta é uma etapa preliminar do projeto, na qual a aplicação das primeira e segunda leis da termodinâmica permite a estimativa de alguns dados termodinâmicos do projeto. Nesta fase alguns valores são assumidos e são comparadas com valores experimentais, quando possível. A eq. (1) apresenta o formato geral da primeira lei, enquanto as eqs. (2), (3) e (4) são aplicações desta a cada um dos componentes de uma turbina a gás, a saber: compressor, câmara de combustão e turbina.

$$q + (h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1) = (h_2 + \frac{V_{21}^2}{2} + gz_2) + w$$
⁽¹⁾

$$w_{comp} = w_{12} = h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2)$$
⁽²⁾

$$q_{comb} = q_{23} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$
(3)

$$w_{turb} = w_{34} = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) \tag{4}$$

As equações acima apresentadas estão modeladas de acordo com as hipóteses assumidas no ciclo Brayton padrão ar, que é o modelo aplicado a turbinas a gás. A ref. [2] apresenta estas hipóteses. Foram assumidos turbina e compressor com os rendimentos isentrópicos de η_t =0.63 e η_c =0.77, respectivamente. Essas estimativas foram feitas com base na análise das cartas do compressor e da turbina fornecidas pelo fabricante. Admitiu-se também que a temperatura dos gases de combustão era de 700°C e que a razão de pressão no compressor era de 1.8. A Tab. (1) apresenta os resultados da aplicação dos conceitos de termodinâmica.

	Temperatura [K]	Pressão [Pa]	Entalpia [kJ/kg]
1	300.0	101325.0	300.4
2	372.9	182385.0	372.9
3	973.0	182385.0	1016.0
4	907.4	130445.0	941.9
5	844.1	101325.0	870.8

Tabela 1. Estados termodinâmicos em cada seção do ciclo, referenciados à fig. (1)

3.1.2 Dados experimentais

A micro turbina a gás apresenta alguma instrumentação para tomada de dados. São utilizados termopares para aferição das temperaturas e manômetros de Bourbon para a pressão. Um bocal para medição de vazão também foi projetado. A Tab. (2) apresenta valores medidos, com os números referentes a posições da fig. (1)

P ₂	2 bar
T_3	850 °C
P ₄	1.2 bar
T_4	650 °C
Vazão – GLP	5 kg/h
Vazão – ar	0.15 kg/s

3.1.3 Definição do triângulo de velocidades

A aplicação de conceitos termodinâmicos permite a obtenção de uma estimativa para as propriedades do fluido que escoa pela micro turbina a gás. Entretanto, para o projeto de uma turbo-máquina, é necessário definir o chamado triângulo de velocidades. Este é uma representação vetorial das velocidades envolvidas em uma turbo-máquina, apresentando os ângulos envolvidos.

Para produzir trabalho, uma turbina faz com que o fluido sofra uma variação na quantidade de movimento, representada pelo triângulo de velocidades. Após a definição do triângulo de velocidades, a obtenção do perfil das palhetas da turbina é a etapa seguinte. A fig. (2) apresenta um triângulo de velocidades de turbina axial, bem como um estágio axial com as referências utilizadas.



Figura 2 - Estágio de turbina axial e triângulo de velocidades

Existem muitos parâmetros a serem definidos no projeto de uma turbina. Alguns deles são impostos logo no início do projeto, restando a determinação dos valores restantes. Nesse ponto inicial a experiência do projetista apresenta papel relevante. Para este projeto, escolhidos os dados geométricos apresentados na Tab. (3). São também apresentados os valores termodinâmicos relevantes.

• • • • • • • • • •

rabela 5.	Dados	geometricos	para o	projeto	da turbina	de potencia	

. .

Raio médio	0.067 m	P ₁	1.2 bar
Altura da palheta	0.03m	T_1	650 °C
Corda	0.02 m	Vazão mássica	0.16 kg/s
Relação pitch/corda	s/c=0.6	P ₃	1 bar
Rotação	15000 RPM		

A partir destes dados, é possível iniciar o projeto da turbina. Existem diferentes metodologias, como apresentas por [1] e [3]. A metodologia apresentada segue a orientação do MSc. Wageeh Bassel, do IPEN-USP. Nesta metodologia, os ângulos das velocidades absolutas, α , também são dados de projeto. Resta a definição dos ângulos das velocidades relativas, β , importantes para a definição do perfil das palhetas.

O processo de cálculo é iterativo e os ângulos devem ser escolhidos de modo a satisfazer, principalmente, a condição de pressão atmosférica na estação de saída, 3. Os cálculos são sempre realizados para o estator, palhetas fixas e compreendidas entre 1 e 2 na fig. (2), e para as palhetas do rotor, entre 2 e 3 na mesma figura. A seqüência de cálculo é a que se segue:

- supõe-se conservação da velocidade axial entre as estações;
- calcula-se a variação de energia cinética e desta, a variação de temperaturas;
- utilizando a relação isoentrópica entre temperatura e pressão, estima-se a pressão da estação de saída;

- aplicando a equação de gases perfeitos, encontra-se a densidade e, por conseguinte, a nova velocidade axial pela equação da continuidade;

Para as palhetas móveis, inicialmente trabalha-se em um referencial fixo ao rotor, pois nesse referencial a aplicação da equação da quantidade de movimento mostra apresenta trabalho nulo. Após a determinação das velocidades absolutas, a equação de Euler, eq. (5), é aplicada para a estimativa do trabalho gerado.

$$W = \dot{m}(C_{w3} + C_{w2}) \tag{5}$$

Como mencionado anteriormente, a vazão mássica admitida pela micro turbina a gás é baixa e a solução encontrada foi o uso de admissão parcial. O ângulo de admissão foi tomado como 180 °. Definem-se também o número de palhetas do estator e rotor, além da redefinição da corda e espaçamento entre paletas, ou pitch, de cada um. A Tab. (4) resume os resultados obtidos dos cálculos.

Tabela 4. Dados da turbina de potência.

α_1	0 °		
α_2	70 °	β_2	-36 °
α3	60 °	β ₃	74.1 °
Sestator	13.6 mm	Srotor	11.4 mm
c _{estator}	22.6 mm	c _{rotor}	19 mm
nestator	31	n _{rotor}	37

Após a definição desses ângulos, a etapa seguinte consiste na definição do perfil de palheta que permita a obtenção do triângulo de velocidades especificado. Deve-se salientar que os ângulos obtidos referem-se aos ângulos do que o gás é defletido, não aos ângulos de construção das palhetas. É necessário levar em conta um ângulo de desvio, ocasionado pelo escoamento. A referência [1] apresenta metodologias para determinação deste ângulo.

Existem diferentes métodos utilizados para a determinação do perfil de palheta. A ajuda do MSc. Wageeh Bassel foi crucial nesta etapa devido a sua experiência e acesso ao programa 'Steam Turbine Pro'. Neste programa, os dados de entrada são aqueles apresentados na Tab. (4), à exceção do número de palhetas. A fig. (3) apresenta os perfis obtidos.



Figura 3 – Perfis de palhetas: (a) estator, (b) rotor

3.1.4 Simulação numérica da turbine de potência

A proposta da abordagem numérica é estudar a interação do escoamento com os perfis, caracterizando o escoamento e verificando se os perfis propostos se comportam de maneira adequada. Portanto, visa-se a confirmação dos valores de propriedades termodinâmicas nas diversas seções da turbina. A abordagem numérica também permite obter uma estimativa de torque e potência resultantes dos perfis escolhidos.

São propostas duas abordagens:

- Simulação bidimensional
- Simulação tridimensional

Uma simulação bidimensional apresenta baixo custo computacional, entretanto não leva em conta efeitos tridimensionais no escoamento. Estes efeitos influenciam o desempenho da turbina. Porém, uma análise tridimensional apresenta um custo computacional elevado, sendo esta análise feita para efeitos de comparação com a resposta obtida para o caso bidimensional.

3.1.4.1 Abordagem bidimensional

A geometria para esta simulação consiste em uma seção de um estator e um rotor, em uma planificação de uma seção que corte o plano médio da turbina (R_m =0.067 m). A figura 4 apresenta a geometria utilizada nesta simulação, enquanto a figura 5 apresenta um detalhe da malha gerada para a mesma



Figura 4 – Geometria bidimensional



Figura 5 – Detalhe da malha computacional

As condições de contorno aplicadas buscam refletir os dados utilizados para o cálculo do triângulo de velocidades, sendo assumido o modelo de gás perfeito para o ar. A expansão deste se dá desde uma pressão total de 122252.8 Pa, a 873 K, até 101325 Pa (pressão atmosférica). As paredes do estator e palheta do rotor foram assumidas como sendo adiabáticas. Além disto, para estudar como o movimento do rotor afeta o escoamento, simulou-se o conjunto em regime transiente.

Existem dois domínios para a simulação, um do estator e outro do rotor. Este último é móvel na simulação em regime transiente, deslocando-se a uma velocidade linear de 105.2 m/s. Para a solução do escoamento neste caso, foi necessário um modelo que levasse em conta o deslocamento de uma malha em relação a outra, lidando com uma malha não-conforme (elementos não alinhados). O programa Fluent 6.3 apresenta o modelo 'Sliding Mesh', responsável pelo tratamento das variáveis na interface deslizante estator/rotor. Uma explicação detalhada sobre como o modelo funciona pode ser encontrada em [5].

Como dados de entrada para a simulação em regime transiente, um caso em regime permanente foi solucionado. O objetivo desta simulação é reduzir o tempo necessário para estabilização da solução transiente.

Para a simulação em regime transiente foi escolhido um intervalo de tempo de 1.5e-3 s, resultando em uma média de 70 iterações para que uma palheta de rotor passasse por um estator (tempo total T=0.000108 s). O modelo de turbulência utilizado foi o 'Reynolds Stress Model', devido a características para escoamento com alta curvatura de linha de corrente.

Foram simulados quatro períodos de tempo. A seguir são apresentados contornos de pressão, velocidade e temperatura para três posições distintas do rotor em relação aos estatores.



Figura 6 – Contornos de pressão para três posições distintas do rotor



Figura 7 - Contornos de temperaturas para três posições distintas do rotor



Figura 8 - Contornos de velocidades para três posições distintas do rotor

Observando os resultados obtidos, pode-se concluir que a expansão se dá parte nos estatores, parte no rotor. Tem-se um estágio com grau de reação próximo de 50%, quando os cálculos realizados indicavam um grau de reação próximo de 65%. O campo de temperaturas apresenta uma temperatura média dos gases na saída próxima a 840K, mais uma vez próxima do resultado obtido em cálculos teóricos. Uma temperatura de 830K seria obtida em uma expansão isoentrópica. Tem-se, portanto, efeitos de perdas devido à existência dos perfis. O mesmo acontece com campos de velocidade, para os quais a simulação estima um valor menor que o teórico.

A vazão mássica de 0.4 kg/s foi uma condição de contorno imposta ao sistema. Os resultados para o campo de velocidades e temperatura correspondem a estimativas realizadas com cálculos teóricos. Entretanto, a pressão à jusante dos estatores está abaixo do 1.2 bar especificado em projeto. Este erro pode ser induzido por falhas na previsão da perda de carga imposta pelo conjunto, indicando a necessidade de melhor investigação numérica deste fenômeno.

3.1.4.2 Abordagem tridimensional

Embora com alguns erros, os resultados da simulação bidimensional podem ser considerados satisfatórios. O objetivo desta análise tridimensional é qualificar o escoamento levando-se em conta efeitos tridimensionais. Novamente a geometria consistiu de uma fatia da turbina de potência, resultando um uma simulação cujos dados de saída consideram um estágio de admissão total. A geometria para este caso é apresentada na figura 9.



Figura 9 – Geometria para simulação tridimensional

O programa CFX 11.0 foi utilizado nesta abordagem, pois houve problema na definição das condições de periodicidade na malha tridimensional. As condições de contorno aplicadas são as mesmas do caso bidimensional. Entretanto, somente será realizada a simulação em regime permanente devido ao alto custo computacional de uma simulação tridimensional em regime permanente.

Para tratamento de interfaces foi utilizado o método 'Frozen Rotor'. Neste método, muda-se a posição do eixo de referência de cada domínio e não a da malha, como em um caso transiente. Perde-se, portanto, efeitos transitórios no escoamento. O resultado utilizando o 'Frozen Rotor' deve ser tomado como uma primeira aproximação ou ainda como uma solução prévia a um caso transiente.

A figura 10, abaixo, apresenta os campos de pressão, temperatura e velocidade na posição R_m =0.067 m. Comparando-os àqueles obtidos com a simulação bidimensional, nota-se grande semelhança. No campo de pressão, nota-se que a expansão está sempre acima da atmosférica (101325 Pa), o que não ocorreu no caso bidimensional. O campo de temperaturas e velocidade se assemelha mais aos obtidos com a abordagem bidimensional, embora o último apresente uma descontinuidade cuja origem está sob investigação.



Figura 10 - Campos de pressão, temperatura e velocidade, respectivamente. R_m=0.067 m.

As pequenas diferenças para o caso bidimensional podem ser devidas aos efeitos de tridimensionalidade, representados por esta abordagem. Outra explicação pode ser diferentes métodos numéricos utilizados pelo Fluent 6.3 e CFX. Para quantificar os efeitos tridimensionais, a distribuição do campo de pressões ao longo das palhetas foi plotada. Este resultado está apresentado na figura 11.



Figura 11 – Distribuição de pressão ao longo das palhetas.

A análise da figura 11 permite visualizar que a distribuição de pressão não é uniforme ao longo do perfil. Para quantificar este resultado, analisou a distribuição de pressão na palheta do rotor para três diferentes raios: 0.0134 m, 0.067 m e 0.1206 m. A figura 12 apresenta este resultado. Nestes, os pontos superiores representam o lado convexo (superfície de sucção) e os inferiores, o lado côncavo (superfície de pressão). Nota-se, portanto, que o gradiente de pressão é constante ao longo da palheta do rotor. Além disto, nota-se a existência de gradientes de pressão adversos ao longo do perfil, resultando em perdas devido a descolamento de camada limite. Ressalta-se que esta análise precisaria de muito mais refino caso este efeito estivesse sendo analisado.



Figura 12 - Distribuição da pressão ao longo do perfil: R=0.0134 m, R=0.067 m, R=0.1206, respectivamente.

As linhas de corrente, apresentadas na figura 13, indicam não haver regiões com alta recirculação. Estas regiões poderiam ter surgido caso um espaço entre a carcaça e a palheta do rotor fosse considerado. Entretanto, como uma primeira análise, este efeito foi desconsiderado. Para próximos estudos, esta distância deve ser simulada.



Figura 13 - Linhas de corrente no estágio

4. Conclusão

A partir dos dados obtidos, estima-se que a turbina de potência projetada atende aos requisitos de projeto. A fabricação do conjunto está em andamento e logo será possível a análise experimental. A metodologia de projeto utilizada apresentou-se satisfatória, com aumento gradativo do grau de dificuldade de cada etapa.

Iniciando-se com cálculos termodinâmicos simples, pode-se ter uma visão geral da micro turbina a gás do LETE-USP. Os resultados numéricos obtidos para o ciclo foram validados experimentalmente, sendo estes dados utilizados na definição do triângulo de velocidades

O uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional possibilitou uma análise do comportamento do escoamento com a utilização dos perfis obtidos. Foram realizadas simulações bi e tridimensionais. O custo computacional desta última não justificou os resultados obtidos, uma vez que a simulação bidimensional apresentou resultados coerentes. O uso da abordagem tridimensional se justifica quando os efeitos de tridimensionalidade do escoamento forem levados em conta. Por exemplo, a análise do 'gap' existente entre a carcaça e a palheta do rotor somente pode ser realizada com abordagem tridimensional.

5. Referências

- Wilson, D.G, Korakianitis, T. "The Design of High Efficiency Turbo-Machinery and Gas Turbine", Prentice Hall, 2^a ed, 1998
- [2] Wylen G.J.V., "Fundamentos da Termodinâmica"., Editora Edgard Blücher Ltda, .6ª ed., 2003.
- [3] Cohen ,H, "Gas Turbine Theory." Editora Longman Group UK Limited. 3ª ed., 1972.
- [4] Versteeg, H.K., Malalasekera, W, "An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method", 2nd Ed., Prentice Hall, London, UK,2007.
- [5] Fluent, Inc. 2008. Fluent Inc Users Service Center. [Online] 2008, www.fluentusers.com, acesso em 03/11/2008
- [6] Pritchard, L.J., An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model, The American Society of Mechanical Engineers, 1985

DESIGN OF A POWER TURBINE OF A MICRO GAS TURBINE TO DRIVE AN ELECTRIC GENERATOR

Rafael Cavalcanti de Souza

rafael.cavalcanti.souza@gmail.com

Abstract. The Brazilian energy market has recently gone through a crisis. New solutions are sought in order to delivery the power request by consumers. From the many solutions available, gas turbines associated to electric generators is one of the solutions analyzed by some research centers. The Laboratory of Environmental and Thermal Energy, LETE-USP, developed a micro gas turbine derived from a automotive turbo compressor. The present work aims to design a power turbine to drive an electric generator, as there's no way to connect directly the automotive turbo compressor to the generator. The use of a two-dimensional approach, combined with thermodynamic concepts, resulted in velocity triangle and blade profiles. After the geometry definition, CFD, or 'Computational Fluid Dynamics', was utilized to account for flow-blade interactions. This resulted in the complete thermodynamic design of the power turbine. Only the comparison with experimental results is left for future works.

Keywords.gas turbine, combustion chamber, power turbine, axial turbine.