



2º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO & GÁS

TURBINAS A GÁS: INFLUÊNCIA DAS CURVAS DE DESEMPENHO NA ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DE PLANTAS TERMELÉTRICAS

Marcelo Augusto Milan da Silva, Ricardo Alexandre Pereira Borba e Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
LabCET - Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
CEP 88040-900 Florianópolis-SC
milan@cet.ufsc.br

Resumo –O desempenho de turbinas a gás é analisado considerando sua sensibilidade às variações das condições ambientais e operação em carga parcial da planta termelétrica. Dois cenários são considerados, levando em conta dados coletados no período de um ano, referentes ao consumo elétrico e condições ambientais de uma empresa localizada na região de Criciúma-SC. O primeiro cenário corresponde a um modelo simplificado, em que a turbina a gás opera na condição ISO (15°C, 0 m, 60% u.r.) e demanda elétrica variável. O segundo cenário corresponde ao modelo de análise proposto e leva em conta as condições reais em que a turbina opera. Neste caso, a temperatura e umidade relativa do ar ambiente juntamente com a carga de operação influenciam na potência elétrica produzida, rendimento térmico e consumo de gás natural. As curvas de desempenho foram fornecidas pelos fabricantes das turbinas analisadas. Resultados obtidos para três diferentes turbinas selecionadas indicam diferenças significativas nos cenários considerados, em alguns casos apontando para sentidos opostos quanto à real viabilidade econômica do projeto.

Palavras-Chave: Turbinas a gás; Geração Termoelétrica; Gás Natural.

Abstract –The performance of gas turbines is analyzed taking into account the oscillations of electrical load and environmental conditions for thermal power generating application. Two scenarios are considered for analysis, taking into account one year collected data, obtained at every hour from a ceramic company in the south region of Santa Catarina. The first scenario consists of a current used simplified model, considering the oscillation of electrical load but having the gas turbine running at ISO operation (15°C, 0 m, 60% u.r.). The second scenario corresponds to the proposed model, considering also the oscillations in the environmental temperature and moisture air. Three gas turbines were selected for analysis. The found results suggest the application of the proposed model as the basis in the evaluation of future projects.

Keywords: Gas Turbines, Thermal power generation, Natural Gas.

1. Introdução

A crescente demanda de eletricidade no Brasil aliada ao esgotamento dos recursos hidroelétricos têm motivado a construção de grandes centrais termoelétricas, como solução alternativa para suprir a demanda de energia elétrica nos próximos anos. Este cenário, combinado à disponibilidade do gás natural faz com que as atenções se voltem aos ciclos combinados e cogeração como alternativas viáveis.

O Plano Decenal de Expansão 1999/2008 da ELETROBRÁS – Centrais Elétricas Brasileiras S.A., incentiva a geração distribuída a ser empreendida principalmente pela iniciativa privada, na forma de Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH), de centrais de cogeração e de fontes alternativas de energia, como energia eólica, fotovoltaica e energia de biomassa. A finalidade é evitar o iminente colapso do setor de geração de energia elétrica no Brasil. Com a crescente participação de agentes privados, a geração distribuída certamente terá influência na programação de obras de geração e transmissão no horizonte de curto prazo. Sistemas operando com turbinas a gás fornecem excelentes oportunidades de ganhos de eficiência energética, econômica e ambiental. As turbinas a gás são equipamentos que apresentam algumas vantagens em relação aos demais equipamentos que tem por objetivo a produção de eletricidade, tais como:

- Melhor relação potência/peso;
- Melhor relação potência/volume ocupado;
- Alta confiabilidade;
- Larga faixa de potência disponível economicamente;
- Possibilidade de associação a vários ciclos térmicos, tais como a cogeração ou o ciclo combinado.

Atualmente diferentes modelos de análise técnica ou de otimização estão sendo utilizados para analisar a viabilidade de instalação de plantas termoelétricas, entretanto, sem levar em conta as condições reais de operação da turbina a gás. No presente trabalho o modelo de simulação proposto considera o desempenho conjunto da turbina a gás já associada à câmara de combustão e compressor. As curvas de desempenho foram obtidas de catálogos de fabricantes, onde são apresentados a influência da variação da carga de operação e da temperatura ambiente sobre a potência elétrica gerada (\dot{W}_{ger}) e o rendimento térmico da turbina (η_T). Com o intuito de avaliar a influência de sazonalidades de produção e condições climáticas diferenciadas, o modelo simula o período de um ano de operação da empresa analisada. Através dos resultados obtidos, compara-se esse modelo com outros métodos simplificados utilizados para se avaliar um sistema termoelétrico. O objetivo deste trabalho é quantificar a diferença existente considerando dois cenários distintos, um primeiro baseado na condição ISO (15°C, 0 m, 60% u.r.) e um segundo, mais elaborado e apresentado como proposta de modelo de análise técnica, onde são avaliados fatores ambientais que afetam o desempenho das turbinas a gás. No total, foram consideradas 8760 horas de operação, com dados reais de uma planta industrial localizada no sul de Santa Catarina. O cenário 1 corresponde ao modelo simplificado, que será utilizado para comparação com o modelo proposto, não considerando a variação de desempenho da turbina a gás em razão dos fatores ambientais. Em ambos os cenários é considerada a variação de carga, de acordo com o consumo de eletricidade medido na empresa estudada.

2. Metodologia

No modelo proposto neste trabalho, tomando-se por base as curvas de desempenho das turbinas, a potência elétrica gerada e eficiência térmica são corrigidas de acordo com a variação da carga (L) e temperatura ambiente (T_{amb}). Os fatores de correção, relativos aos dados na condição ISO, da potência elétrica gerada ($F_{L,T}^{pot}$) e eficiência térmica ($F_{L,T}^{\eta_T}$), são calculados a partir das Equações 1 e 2, respectivamente.

$$F_{L,T}^{pot} = vp_1 + vp_2 \cdot L + vp_3 \cdot L^2 + (vp_4 + vp_5 \cdot L + vp_6 \cdot L^2) T_{amb} + (vp_7 + vp_8 \cdot L + vp_9 \cdot L^2) T_{amb}^2 \quad (1)$$

$$F_{L,T}^{\eta_T} = vr_1 + vr_2 \cdot L + vr_3 \cdot L^2 + (vr_4 + vr_5 \cdot L + vr_6 \cdot L^2) T_{amb} + (vr_7 + vr_8 \cdot L + vr_9 \cdot L^2) T_{amb}^2 \quad (2)$$

Sendo vp_i e vr_i , $i = 1$ a 9 os coeficientes relativos às variáveis da potência elétrica e rendimento térmico da turbina, respectivamente, calculados com base nas curvas de desempenho fornecidos pelo fabricante, onde:

vp_i = Coeficiente de correção da potência

vr_i = Coeficiente de correção da eficiência térmica

Os coeficientes vp_i e vr_i são apresentados na Tabela 1 para três modelos de turbinas a gás. As Equações 1 e 2 foram determinadas através do método que utiliza três conjuntos de pontos em função de duas variáveis, representando-os em parábolas com uma única variável. A partir dos coeficientes de cada termo das equações, são obtidas novas equações em função da outra variável em questão, conforme metodologia apresentada por Stoecker (1989, p. 64-66).

A influência da perda de carga nos dutos sobre o desempenho das máquinas não está considerada quando os dados são referenciados à condição ISO e tampouco está disponível nas informações dos fabricantes. Para considerá-la no modelo matemático, foram assumidos valores aproximados obtidos na literatura.

A perda de carga no duto de entrada (ΔP_e) é decorrente do escoamento do ar através do duto de sucção, dos filtros e silenciadores. O modelo proposto considera o valor de 0,981 kPa como perda de carga típica na entrada, conforme apresentado por Walsh e Fletcher (1998 p. 65). Esse valor está de acordo com o apresentado pela revista Gas Turbine World 2000-2001 Performance Specifications (2001, p.7).

Tabela 1: Coeficientes para o cálculo dos fatores de correção da potência e do rendimento térmico.

	Saturn 20	Hurricane	Centrax KB3
vp1	1,28E-02	4,00E-02	4,88E-02
vp2	1,05E+00	9,80E-01	1,15E+00
vp3	-3,20E-03	8,00E-02	1,00E-13
vp4	4,00E-04	-2,33E-03	-4,00E-03
vp5	-4,40E-03	2,67E-03	-1,00E-02
vp6	1,60E-03	-5,33E-03	2,00E-15
vp7	-1,00E-05	-2,22E-05	5,00E-05
vp8	-8,00E-05	-8,90E-05	-2,00E-18
vp9	-2,00E-18	8,80E-08	0,00E+00
vr1	-8,19E-01	3,00E-01	3,40E-01
vr2	3,80E+00	1,26E+00	1,25E+00
vr3	-1,95E+00	-5,60E-01	-5,00E-01
vr4	-6,10E-03	4,67E-03	-6,00E-03
vr5	1,86E-02	-1,27E-02	2,00E-16
vr6	-1,36E-02	8,00E-03	0,00E+00
vr7	1,00E-04	8,89E-05	8,00E-16
vr8	-5,00E-04	-4,00E-04	-2,00E-15
vr9	3,00E-04	1,78E-04	1,00E-15

A influência da perda de carga na entrada foi considerada, conforme recomendado por Spiewak e Weiss (1997, p. 126), resultando nos fatores de correção dos parâmetros de potência elétrica e eficiência térmica nas condições ISO, conforme Equações 3 e 4.

$$F_{pce}^{pot} = 1 - \frac{0,5 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,37326}}{100} \quad (3)$$

$$F_{pce}^{\eta_r} = 1 - \frac{0,5 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,74652}}{100} \quad (4)$$

A umidade do ar foi também considerada no modelo proposto. Para correção dos dados das máquinas analisadas, foi utilizado o gráfico da Figura 1, que apresenta a influência da umidade específica ou absoluta, relacionada com a potência elétrica gerada, eficiência térmica, vazão e temperatura dos gases de exaustão. Este gráfico é baseado nas curvas apresentadas por Walsh e Fletcher (1998 p. 585), que mostram a influência da umidade específica sobre diversos parâmetros além dos citados. A diferença do gráfico apresentado neste trabalho para o gráfico disponível na literatura citada está associada à temperatura de referência utilizada. Na literatura citada, as curvas estão referenciadas ao ponto de umidade específica igual a zero, neste trabalho, elas foram reeditadas utilizando como referência o valor da umidade específica igual a 0,0064 kg vapor/kg ar seco (para $\phi = 60\%$) de acordo com a condição ISO.

Em concordância com a Figura 1, a influência da umidade do ar sobre o desempenho da turbina a gás pode ser calculada com o auxílio das equações:

$$F_{umid}^{pot} = 0,99862 + 0,21981 \cdot w \quad (5)$$

$$F_{umid}^{\eta_r} = 1,0007 + 0,1167 \cdot w \quad (6)$$

onde F_{umid}^{pot} e $F_{umid}^{\eta_r}$ correspondem aos fatores de correção em relação a condição ISO, referentes a potencia elétrica gerada e eficiência térmica respectivamente.

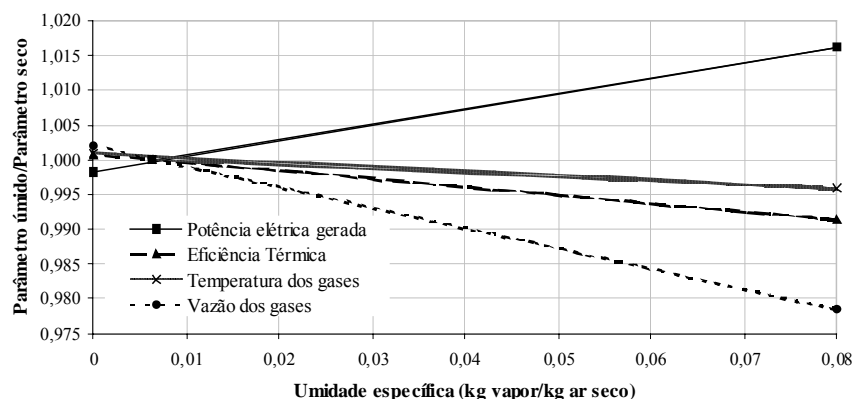


Figura 1. Curvas de influência da umidade do ar sobre o desempenho de turbinas a gás.

Finalizando o modelo proposto, com base nas condições climáticas e operacionais vigentes e na carga de operação da turbina, corrigem-se os parâmetros nominais de operação da turbina através das equações:

$$\dot{W}_{ger} = \dot{W}_n \cdot F_{L,T}^{pot} \cdot F_{umid}^{pot} \cdot F_{pce}^{pot} \quad (7)$$

$$\eta_T = \eta_{Tn} \cdot F_{L,T}^{\eta_r} \cdot F_{umid}^{\eta_r} \cdot F_{pce}^{\eta_r} \quad (8)$$

onde,

\dot{W}_{ger} = potência elétrica gerada pela turbina no instante avaliado (kW).

\dot{W}_n = potência nominal da turbina (kW).

η_T = rendimento térmico da turbina no instante avaliado (%);

η_{Tn} = rendimento térmico nominal da turbina (%).

O sistema de equações que compõem o modelo proposto foi resolvido com o auxílio do código computacional EES (Engineering Equation Solver) versão 6.181 do ano de 2001, produzido por F-Chart Software. O EES é um código computacional que permite tratar problemas termodinâmicos permitindo a criação de várias sub-rotinas e possibilitando a geração de programas executáveis, além de conter bibliotecas internas com as propriedades termofísicas de diversos componentes químicos.

3. Coleta de Dados

3.1. Demanda Elétrica

No sentido de se obter uma informação representativa do perfil da demanda elétrica, foi feita uma leitura a cada 15 minutos, sendo a demanda horária a média das quatro leituras realizadas a cada hora. As quedas da demanda elétrica ao longo de 2001 puderam ser verificadas no início, meio e fim do ano, períodos em que a produção parou por questões de mercado, quando o consumo registrado era proveniente de equipamentos que não podiam ser desligados e de setores administrativos. Verifica-se uma pequena variação nas demandas entre 1.400 e 1.700 kW e uniformidade ao longo do ano, se excluído da análise os períodos em que a produção parou, fato que pode ser verificado pela Figura 2, a duração da carga elétrica cujos valores de demanda, acima descritos, dominam aproximadamente 60% do tempo.

3.2. Dados Climáticos

Os dados climáticos diários do ano de 2001, da região onde se localiza a empresa avaliada, foram obtidos junto ao Centro Integrado de Meteorologia e Recurso Hídricos (CLIMERH). A estação agrometeorológica está localizada no Município de Urussanga a cerca de 25 km da empresa, nas coordenadas: latitude 28°31S, longitude 49°19W, altitude 48m. Para cada dia foram medidas: temperatura máxima, temperatura mínima e umidade relativa às 9h, 15h e 21h. Seguindo metodologia descrita por Borba (2002), são utilizados polinômios típicos da distribuição da temperatura e umidade relativa ao longo das 24 horas de cada dia para os 12 meses do ano com o objetivo de obter a curva de temperatura e umidade relativa do ar para cada dia do ano.

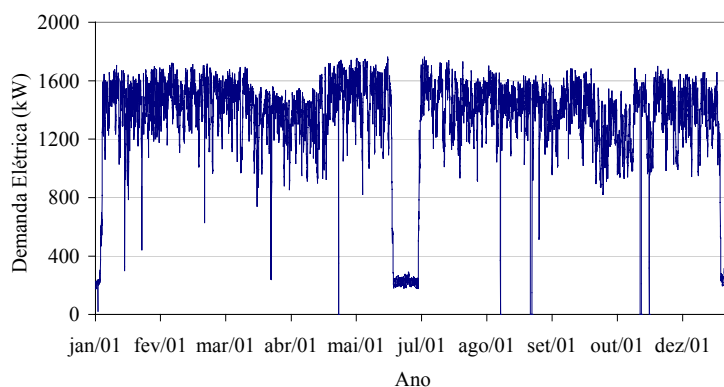


Figura 2. Perfil de demanda de energia elétrica anual medida na fábrica (2001).

4. Resultados e Discussão

Os dados nominais de cada turbina (condição ISO) selecionada para simulação são apresentados na Tabela 2. As turbinas foram selecionadas a partir da demanda média da fábrica ao longo do ano. A turbina 1 foi escolhida com a intenção de avaliar um sistema que necessita importar energia elétrica da rede de distribuição de energia. A turbina 2 tem potência nominal próxima da média consumida ao longo do ano. A turbina 3 tem potência superior à requerida pela empresa e, portanto, abre possibilidade em exportar energia elétrica para a rede externa. Os principais resultados técnicos obtidos através da simulação numérica são apresentados na Tabela 3.

Tabela 2: Turbinas selecionadas.

Fabricante	Potência Nominal (kW)	Carga Mínima de Operação (%)
1	1.140	50
2	1.580	50
3	2.602	50

Tabela 3: Resultados obtidos.

	MODELO PROPOSTO	MODELO SIMPLIFICADO	Diferença
Turbina 1			
Potência média gerada (kW)	1.087	1.131	4%
Fator de carga	95%	99%	4%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	3.061.427	2.700.977	-12%
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	470	462	-2%
Rendimento térmico médio da turbina	22,9%	24,2%	6%
Turbina 2			
Potência média gerada (kW)	1.388	1.438	4%
Fator de carga	88%	91%	3%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	854.023	459.780	-46%
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	611	581	-5%
Rendimento térmico médio da turbina	22,4%	24,5%	9%
Turbina 3			
Potência média gerada (kW)	2.018	2.307	14%
Fator de carga	78%	89%	14%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	594.723	137.815	-77%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	4.708.800	7.844.000	66%
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	905	937	4%
Rendimento térmico médio da turbina	22,0%	24,4%	11%

No caso da turbina 1, em que a potência da máquina é menor que a demanda da fábrica, a turbina opera próximo da potência máxima em ambos os modelos. No modelo simplificado, o fator de carga, que é a relação entre a potência nominal da turbina e a potência média por ela gerada. Só não chegou aos 100% por acompanhar a demanda da fábrica que, por vezes, fica muito inferior à potência da turbina. O valor encontrado para a potência média gerada, através do modelo proposto, reflete a influência dos diversos parâmetros considerados sobre potência gerada pela turbina, pois, mesmo operando durante quase todo o tempo no limite da carga, a potência média gerada ficou 5% abaixo da nominal. Os valores obtidos para a demanda elétrica contratada e para a eletricidade comprada da concessionária também refletem essa situação.

Apesar dos consumos médios de gás natural na turbina estarem próximos, quando são avaliados os resultados, ao longo de um ano, a diferença se amplia, de forma considerável. Tal como na potência gerada, quanto ao rendimento térmico se pode observar claramente a diferença obtida, quando não se considera a variação do desempenho das turbinas, com uma diferença de 6% do modelo proposto para o modelo simplificado.

Na avaliação da turbina 2, observa-se que o fator de carga cai em relação à turbina 1, chegando a 88% para o modelo proposto. A causa dessa queda é o fato da demanda da fábrica, muitas vezes, não atender à carga mínima de operação, fazendo com que a turbina não opere. O mesmo fator faz com que o consumo complementar de eletricidade da concessionária seja bem elevado nesse modelo.

A turbina 3 produz excedente de eletricidade, que deve ser exportado para a rede elétrica. Para efeito de contrato com a concessionária estipulou-se o valor de 900 kW como base para a venda de energia firme. A potência média gerada é bem menor no modelo proposto, por influência da consideração da variação de desempenho, e, principalmente, porque o sistema tem que manter a potência vendida para a concessionária constante, obrigando que seja muito próxima da diferença entre a demanda de pico da fábrica e a potência máxima gerada pela turbina. Dessa maneira, nos momentos em que a demanda elétrica da fábrica é menor, a turbina opera com carga reduzida. A análise descrita é ratificada pelos resultados obtidos pelo fator de carga com 78% para o modelo proposto e 89% para o modelo simplificado.

A importância de se considerar o desempenho da turbina variável fica evidente, como na avaliação das outras máquinas, quando comparados os valores do rendimento térmico da turbina. No modelo simplificado, o parâmetro permaneceu constante e igual ao valor nominal, diferente do ocorrido no caso do modelo proposto em que tal variável ficou aproximadamente 11% mais baixa.

5. Conclusão

O modelo proposto neste trabalho para avaliação técnica de sistemas termoeletricos garante maior confiabilidade dos resultados obtidos. Os resultados apontam diferenças significativas, quando a variação do desempenho é considerada, ficando evidente a necessidade de estudos aprofundados que considerem a variação das condições ambientais e de desempenho das turbinas a gás em condições reais de operação. A metodologia proposta pode ser facilmente reproduzida e utilizada por potenciais usuários de empresas com envolvimento em projetos de centrais termoeletricas ou técnicas da área de gás natural.

6. Agradecimentos

Este trabalho foi realizado com o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo - ANP e da Financiadora de Estudos e Projetos - FINEP, através do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor de Petróleo e Gás Natural - PRH09-ANP/MME/MCT. Os autores agradecem também a colaboração da REDEGÁS (PETROBRAS/TBG/SCGÁS) pelo apoio financeiro prestado ao Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

7. Referências

- BORBA, R. A. P., "Avaliação Térmica e Econômica de Sistemas de Cogeração Aplicados a Indústria de Cerâmica de Revestimento". Dissertação de mestrado, UFSC, Florianópolis, SC, 2002.
- Gas Turbine World – for project planning, design and construction, 1997, Vol.18, Ed. BPA, Estados Unidos.
- WASH, P.P.; Fletcher, P. Gas Turbine Performance. Oxford, UK: Blackwell Science Ltd, 1998.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. Tradução de José M. Saiz Jabardo. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- SPIEWAK, S. A.; WEISS, L. Cogeneration & Small Power Production Manual. 5. ed. EUA: The Fairmont Press Intcoecker, 1997.