
ANÁLISE DE DESEMPENHO DA MICROTURBINA CAPSTONE C30 NO PONTO DE PROJETO

PERFORMANCE ANALYSIS OF THE CAPSTONE C30 MICROTURBINE AT THE DESIGN POINT

Alexandre Alves ¹

Walfrido Alonso Pippo ²

Gerhard Egewarth Rohden ³

Resumo: A crescente demanda energética no Brasil faz surgir a necessidade do uso de tecnologias que possibilitem geração elétrica localizada a partir de biocombustíveis alternativos. Nessa perspectiva, a turbina a gás torna-se ideal por ser capaz de operar com diversos tipos de combustíveis, líquidos ou gasosos, com diferentes poderes caloríficos. Com isso, conhecer o desempenho desse tipo de máquina operando com combustíveis de diferentes poderes caloríficos é imprescindível. Neste trabalho, foi proposto um modelo para simular numericamente o desempenho da microturbina Capstone C30, no ponto de projeto, por meio do software GasTurb®, foram analisados os resultados numéricos obtidos em comparação com os experimentais disponibilizados pelo fabricante. Os resultados apresentaram erros aceitáveis entre os valores numéricos e os experimentais, dentro do intervalo esperado para ensaios de determinação dos parâmetros de desempenho realizados pelos fabricantes de microturbinas a gás. Verificou-se numericamente que a máquina é capaz de operar com biocombustíveis de diferentes poderes caloríficos no ponto de projeto.

Palavras-chaves: Turbina a gás, microturbina, análise de desempenho, análise paramétrica.

Abstract: *The growing energy demand in Brazil gives rise to the need to use technologies that enable localized electricity generation from alternative biofuels. In this perspective, gas turbine are ideal for being able to operate with various types of fuels, liquid or gaseous, with different heating values. Thus, to know the performance of this type of machine operating with fuels of different heating values is essential. In this work, it was proposed a model to numerically simulate the performance of Capstone C30 microturbine, at the design point, using the GasTurb® software, and it were analyzed numerical results obtained versus the experimental ones provided by the manufacturer. The results presented acceptable errors between numerical and experimental values, within the range estimated for the tests performed by the manufacturers to determine the microturbines performance parameters. It has been numerically verified that the machine is capable of operating with biofuels of different heating values at the design point.*

Keywords: Gas turbine, microturbine, performance analysis, parametric analysis.

¹Universidade Federal do ABC, UFABC, e-mail: a.alves@ufabc.edu.br

²Universidade Federal da Integração Latino-Americana, UNILA, e-mail: walfrido.pippo@unila.edu.br

³Instituto Tecnológico de Aeronáutica, ITA, e-mail: gerhard@ita.br

1 INTRODUÇÃO

No Brasil aproximadamente 61% da energia elétrica proveem de hidrelétricas, estas, possuem um alto custo de instalação e são sensíveis a longos períodos de estiagem (ANEEL, 2019). A maior parte desses empreendimentos causam grandes impactos ambientais e sociais, some-se a isso o fato de a instalação de uma usina hidrelétrica requer maior tempo quando comparado com uma usina termelétrica.

Esse cenário, associado à exploração do pré-sal, que aumentará a oferta de gás natural, ao desenvolvimento e utilização de diferentes tipos de biocombustíveis renováveis e à necessidade de recarga de baterias devido à eletrificação de veículos, faz crescer o interesse pela geração termelétrica distribuída, o que torna a tecnologia de turbinas a gás atraente por ser capaz de operar com diversos tipos de biocombustíveis como o álcool, biodiesel, biomassa gaseificada, biogás, além do gás natural convencional (GUPTA *et al.*, 2010).

Entretanto, a geração termelétrica encontra como inconveniente a emissão na atmosfera de gases nocivos, principalmente os óxidos nitrogenados (NOx) e o monóxido de carbono (CO). Este, quando admitido pelo sistema respiratório, diminui a capacidade de absorção de oxigênio do sangue, podendo causar asfixia e levar a morte, quando a exposição ocorrer por período de tempo prolongado em altas concentrações. Aquele é formado pela combinação do nitrogênio com o oxigênio, sendo um dos causadores do efeito estufa ele contribui para a redução da camada de ozônio na atmosfera (ALVES, 2013).

Por esse motivo, foi selecionada para o presente estudo uma microturbina a gás classificada como de ultrabaixa emissão de poluentes, significa dizer que operando com gás natural ela é capaz de emitir menos de 10 ppmv de NOx e de CO, enquanto produz até 28 kW de energia elétrica e possui um trocador de calor para recuperar parte da energia térmica dos gases de exaustão (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017). Nessa configuração, o recuperador de calor representa um aumento na eficiência térmica da máquina em aproximadamente 30% (SCOTT, 1998; DIAS, 2005).

Além disso, o uso de microturbina possibilita que a geração de energia elétrica de pequena escala seja ajustada à demanda local, de modo que, caso seja necessário, outra máquina pode ser instalada em paralelo. A instalação desse tipo de solução é rápida, de baixo custo e tempo curto de retorno do investimento (CRUZ, 2006). Ressalte-se que as tecnologias de microturbinas a gás além de serem utilizadas para geração de energia, também podem ser combinadas com um sistema de aquecimento de água, aumentando, dessa maneira, a eficiência energética total do sistema entre 25 e 70% (HAUQWITZ, 2002).

Nesse contexto, o objetivo deste trabalho é simular numericamente o desempenho de uma microturbina a gás com recuperador de calor, operando em ciclo Brayton aberto com regeneração, avaliar o modelo numérico proposto no software GasTurb® com resultados disponibilizados pelo fabricante da máquina no ponto de projeto e, após isso, analisar o desempenho dessa máquina quando em funcionamento com biocombustíveis de poderes caloríficos variando entre 20 e 70 MJ/kg.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

O desempenho de uma microturbina a gás da marca Capstone e modelo C30, apresentada na Figura 1, desenvolvida para geração de energia elétrica, foi determinado numericamente, por meio de análises paramétricas utilizando o modelo proposto no software GasTurb®, para prever o comportamento desse equipamento no ponto de projeto, segundo o ciclo ideal Brayton aberto com regeneração.

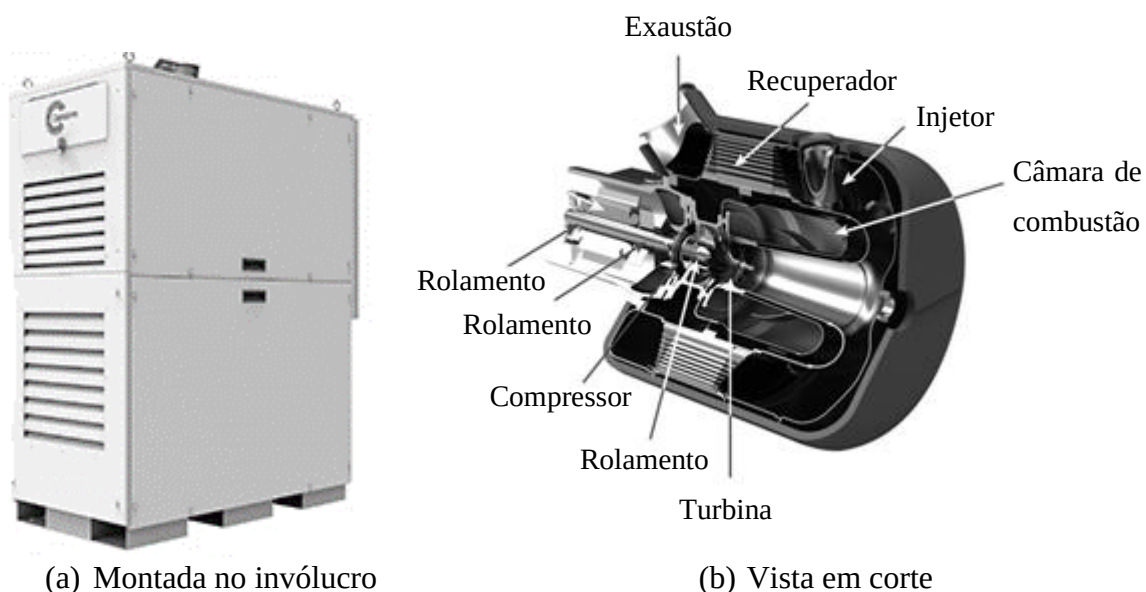


Figura 1. Microturbina Capstone C30

O GasTurb® é um software desenvolvido para simular numericamente o desempenho de diversos tipos de turbina a gás, usado mundialmente por universidades, centros de pesquisas, empresas operadoras de linhas aéreas e de manutenção, fabricantes de aeronaves e de turbinas a gás para aplicação em propulsão aeronáutica, marítima, terrestre ou geração de energia elétrica (GASTURB, 2019).

Para tanto, foram realizadas análises componente a componente, depois disso, determinou-se o desempenho de cada componente e o global da máquina, todos no ponto de projeto, bem como, a eficiência térmica do ciclo, o consumo específico de combustível, a potência de saída, a temperatura de entrada da turbina, a velocidade de rotação do conjunto rotativo, as vazões em massa e razões de pressão entre a entrada e a saída do compressor e da turbina. A Figura 02 apresenta o modelo proposto para a realização das análises numéricas da microturbina e a Tabela 01 descreve todos os pontos analisados nos diversos componentes da máquina.

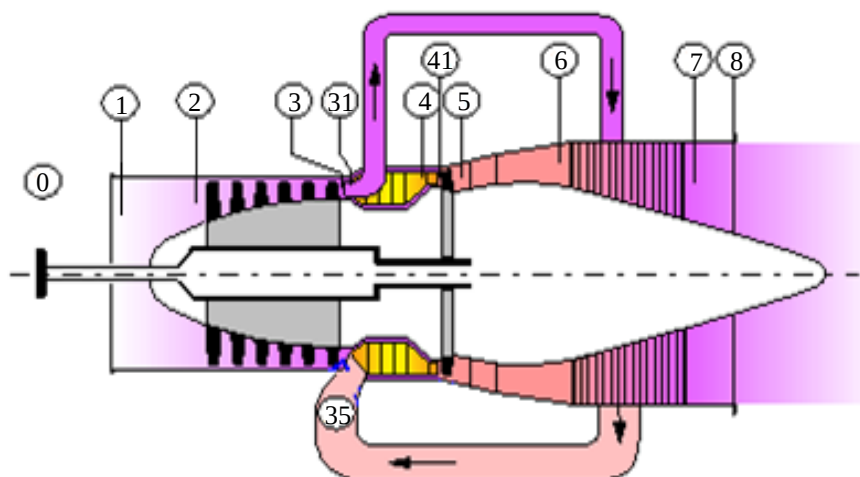


Figura 2. Modelo proposto para analisar a microturbina

Tabela 1 – Pontos do modelo proposto para analisar a microturbina

Ponto	Descrição
0	Ambiente externo
1	Entrada do duto de admissão de ar
2	Entrada do compressor
3	Saída do compressor
31	Entrada de ar frio no recuperador de calor proveniente do compressor
35	Saída de ar aquecido pelo recuperador de calor / entrada da câmara de combustão
4	Saída da câmara de combustão
41	Entrada do componente turbina
5	Saída do componente turbina
6	Entrada dos gases quentes produtos de combustão no recuperador de calor
7	Saída dos produtos de combustão do recuperador / entrada do duto de exaustão
8	Saída do duto exaustão da microturbina a gás

Fonte: Autoria própria

Dessa maneira, para a avaliação do modelo numérico, foram utilizados os valores de desempenho da máquina no ponto de projeto, obtidos experimentalmente pelo fabricante em condições operacionais recomendadas pela norma ISO 3977-2 (ISO, 2018): temperatura de 15°C; umidade relativa de 60% e pressão de 101,325 kPa. A Tabela 2 apresenta esses valores de desempenho fornecidos pelo fabricante.

Tabela 2 – Desempenho da microturbina Capstone C30 no ponto de projeto

Parâmetro de desempenho	Valores para HPNG	Valores para LPNG	Combustíveis líquidos
Potência de saída (kW)	30 (+0/-1)	28 (+0/-1)	29 (+0/-1)
Eficiência térmica (%)	26 (± 2)	25 (± 2) %	25 (± 2)
Vazão de combustível (kJ/h)	415000	404000	417000
Heat Rate (kJ/kWh)	13800	14400	14400
Temperatura de exaustão (°C)	275	275	275
Vazão mássica de exaustão (kg/s)	0,31	0,31	0,31
Velocidade de rotação (rpm)	96000	96000	96000

Fonte: CAPSTONE, 2006 (Adaptado)

Nesse cenário, as análises paramétricas buscaram a convergência numérica para a eficiência do recuperador de calor em 85%, do gerador elétrico em 99%, da câmara de combustão em 98%, valores típicos para a configuração da microturbina em estudo (ABAGNALE *et al.*, 2017). De forma adicional, considerou-se o gás natural com o poder calorífico inferior de 49,74 MJ/kg, o mesmo assumido pela Capstone. Já para determinar a perda de pressão na câmara de combustão, a convergência se deu em função dos valores dos parâmetros de desempenho disponibilizados pelo fabricante da microturbina a gás e apresentados na Tabela 2.

Para isso, os intervalos inferior e superior das análises foram arbitrados com valores de 3% e 6% da pressão total, respectivamente, por serem valores típicos de perda de pressão em

câmaras de combustão com geometria anular e escoamento reativo com fluxo revertido em seu interior, chamada de câmara anular de fluxo reverso (LEFEBVRE, 2010), como é o caso da microturbina analisada.

Ressalte-se, quanto menor a perda de pressão em câmaras de combustão de turbinas a gás, mais suscetível ela será a ocorrência de retorno de chama. Nessa condição, a chama poderá, inclusive, retornar até compressor. Por outro lado, quanto maior a perda de pressão na câmara de combustão, menores serão os valores assumidos pelos parâmetros de desempenho da máquina, reduzindo, desse modo, a eficiência térmica do ciclo.

De maneira semelhante, os valores de eficiência isentrópica de compressor e turbina também foram obtidos em função dos valores de desempenho informados pelo fabricante (Tabela 2). Para tanto, foram realizados estudos paramétricos considerando como intervalos de variação inferior e superior os valores recomendados pela literatura para turbinas a gás com um único estágio radial de compressão e de expansão, ou seja, de 70% a 80% para o compressor (JAPIKSE, 1996) e 75% a 85% para a turbina (SCHOBEIRI, 2018), com o objetivo de encontrar a máxima eficiência isentrópica de cada um desses componentes no ponto de projeto.

Ademais, as análises paramétricas utilizaram mapas de desempenhos genéricos dos componentes compressor e turbina radiais. O mapa de desempenho do compressor apresenta o comportamento deste componente em diferentes condições operacionais, seja no ponto de projeto ou fora dele, estima a sua eficiência em diferentes velocidades com a respectiva vazão em massa corrigida de ar que atravessa a máquina e a razão de pressão entre a saída e a entrada do compressor.

De modo análogo, o mapa de desempenho da turbina mostra para as suas diferentes velocidades de operação a respectiva eficiência, vazão em massa corrigida de fluido de trabalho e a razão de pressão entre a entrada e a saída do componente turbina. As Figuras 3 e 4 apresentam os mapas de desempenhos genéricos para o compressor e a turbina, respectivamente, disponibilizados pelo software GasTurb® e utilizados nas simulações numéricas da microturbina Capstone C30.

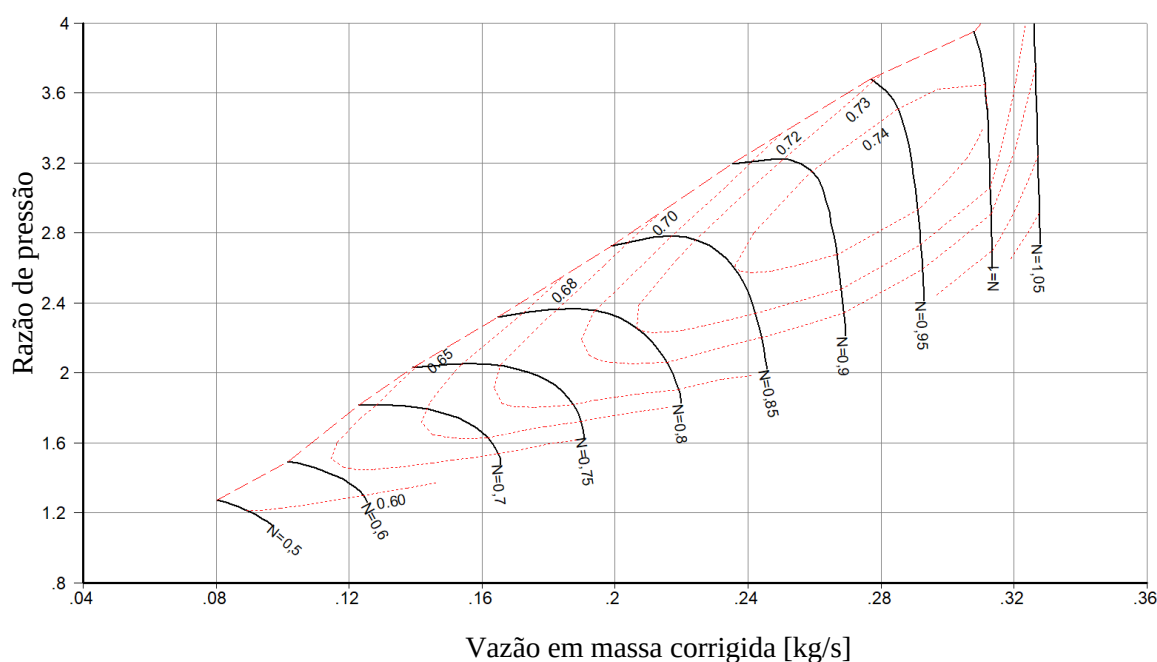


Figura 3. Mapa genérico de compressor radial para microturbina

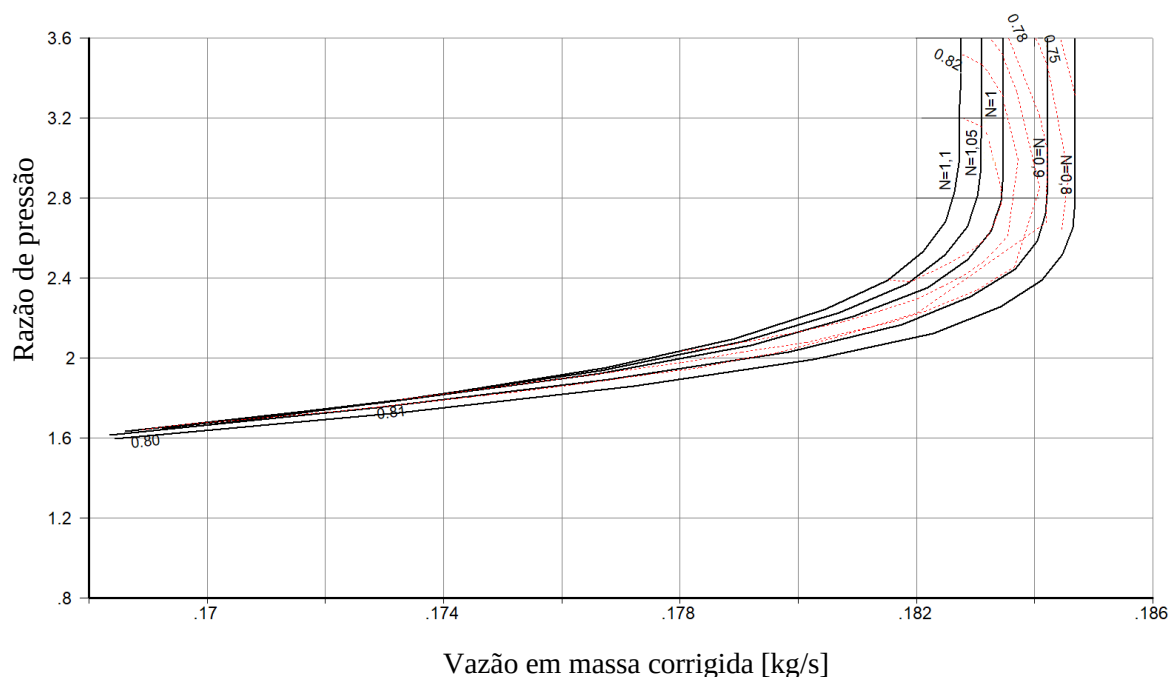


Figura 4. Mapa genérico de turbina radial para microturbina

Para determinar a temperatura de entrada do componente turbina, os intervalos de variação aplicados foram selecionados em função da geometria, tecnologia e material utilizado na fabricação deste componente. A microturbina Capstone C30 utiliza turbina do tipo radial para tornar a máquina compacta e reduzir a complexidade inerente à rotodinâmica de seu conjunto rotativo, uma vez que este assume velocidades de dezenas de milhares de rotações por minuto.

Note-se, a geometria do tipo radial não permite a utilização da tecnologia de resfriamento interno das pás da turbina, por meio de passagens de ar proveniente do compressor, limitando a temperatura máxima de operação à suportada pelo material em que este componente é fabricado (JONES, 2019). Por outro lado, a diminuição da temperatura de entrada da turbina reduz a eficiência térmica global da máquina (BOYCE, 2011).

Por essa razão, os estudos paramétricos realizados consideraram como intervalo de variação inferior a temperatura de 1100 K, para maximizar o desempenho da microturbina (HORLOCK, 2003), e o superior o valor de 1200 K, para respeitar os limites mecânicos do material Inconel 738 em que a turbina radial é fundida (BOYCE, 2012), para a convergência em função da eficiência térmica, potência de saída, vazão de ar e de combustível e demais parâmetros de desempenho fornecidos pelo fabricante e apresentados na Tabela 2.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados numéricos de desempenho da microturbina Capstone C30, obtidos por meio de análises paramétricas desenvolvidas no software GasTurb®, apresentaram pequena discrepância de valores em relação aos mesmos parâmetros de desempenho avaliados experimentalmente pelo fabricante em seus bancos de ensaios, considerando como condição operacional o ponto de projeto, com ambiente a 15°C, 60% de umidade relativa e nível do mar.

Note-se, houve convergência dos valores de velocidade de operação e vazão em massa dos gases de exaustão da máquina para as condições de operação acima mencionadas. Os demais parâmetros de desempenho apresentaram erro inferior a 7%, sendo o maior deles o *Heat Rate*, medida que expressa a quantidade de energia térmica necessária para obter uma unidade de energia elétrica, com 6,7% de divergência entre os valores obtidos numericamente e experimentalmente.

Já a potência de saída simulada é 2,22% inferior à experimental, quando considerado o limite inferior informado pelo fabricante, enquanto que vazão de combustível determinada por meio das análises paramétricas é 0,6% maior do que a realmente consumida pela máquina. No que se refere à temperatura dos gases de exaustão, o valor numérico é 1,8% menor do que o medido na prática.

Quanto à eficiência térmica, pode-se verificar que a análise numérica realizada obteve um valor satisfatório, uma vez que está dentro dos limites de tolerância apresentados pelo fabricante. A Tabela 3 apresenta a comparação entre os resultados da simulação numérica e os dados experimentais apresentados pelo fabricante da máquina.

Tabela 3 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados do fabricante

Parâmetro de desempenho	Fabricante (LPNG)	Numérico
Potência de saída (kW)	28 (+0/-1)	26,4
Eficiência térmica (%)	25 (+/- 2)	23,46
<i>Heat Rate</i> (kJ/kWh)	14400	15347
Vazão de combustível (kJ/h)	404000	406443
Temperatura de exaustão (°C)	275	270
Vazão mássica de exaustão (kg/s)	0,31	0,31
Velocidade de rotação (rpm)	96000	96000

Fonte: Autoria própria

Nesse universo, os valores obtidos numericamente para os parâmetros de desempenho da microturbina C30, em relação aos informados pela Capstone, apresentaram um erro aceitável, dentro do admitido pela norma ISO 2314 (ISO, 2018) em estudos experimentais dessa natureza, para as análises paramétricas realizadas por meio do GasTurb®. Destaque-se que o modelo proposto é admissível apenas para o desempenho da máquina no ponto de projeto, pois as informações disponibilizadas pelo fabricante permitem avaliar apenas essa condição de operação.

A partir dos valores de desempenho obtidos numericamente para o funcionamento da microturbina no ponto de projeto foi possível determinar as vazões em massa, as temperaturas, as pressões em todos os pontos adotados para realização das análises e as vazões em massas corrigidas nas entradas e saídas do compressor e da turbina, a razão de pressão e a eficiência do compressor e da turbina, além de estabelecer suas posições nos mapas de desempenhos genéricos disponibilizados pelo software.

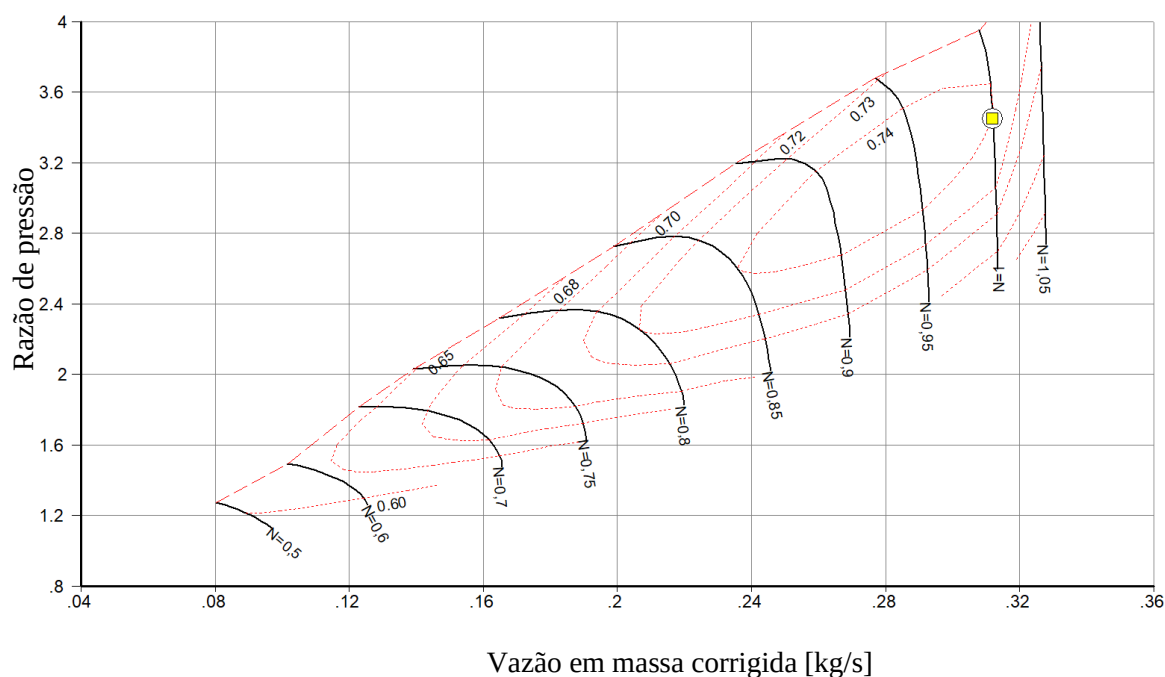
A Tabela 4 apresenta as temperaturas, pressões e vazões em massa nos pontos do modelo proposto para análise da microturbina. As Figuras 5 e 6 apresentam o ponto de projeto para o compressor e a turbina, respectivamente, em seus mapas de desempenho por meio de um retângulo amarelo circulado.

Observe-se que estes retângulos circulados indicam os valores determinados numericamente para a eficiência isentrópica do compressor (73,99%) e da turbina (81,97%), e também um ponto de operação estável para o compressor, distante da linha de surge.

Tabela 4 – Temperaturas, pressões e vazões nos pontos do modelo proposto

Ponto	Vazão [kg/s]	Temperatura [K]	Pressão [kPa]	Vazão corrigida [kg/s]
0		288,15	101,325	
1	0,311	288,15	101,325	
2	0,311	288,15	101,325	0,312
3	0,311	451,89	349,571	0,113
31	0,311	451,89	349,571	
35	0,311	885,23	326,849	
4	0,314	1173	310,507	
41	0,314	1173	310,507	0,207
5	0,314	959,50	111,620	0,522
6	0,314	959,50	111,620	
7	0,314	543,45	104,365	
8	0,314	543,45	104,365	

Fonte: Autoria própria

**Figura 5.** Ponto de projeto no mapa de desempenho do compressor

Aditivamente, determinou-se numericamente a temperatura de entrada do componente turbina para o ponto de projeto em 1173K, valor coerente para uma turbina radial, fabricada em Inconel 738 e, devido à sua geometria, sem resfriamento por passagem de ar, como é caso da Capstone C30.

Ressalte-se que este parâmetro de desempenho exerce influência direta na eficiência térmica da máquina em análise, a qual opera segundo o ciclo ideal Brayton aberto com regeneração. Um aumento na temperatura de entrada da turbina, considerando fixos todos os demais parâmetros, representa maior eficiência térmica da microturbina, conforme demonstram os resultados das análises, tal como apresentado na Figura 7.

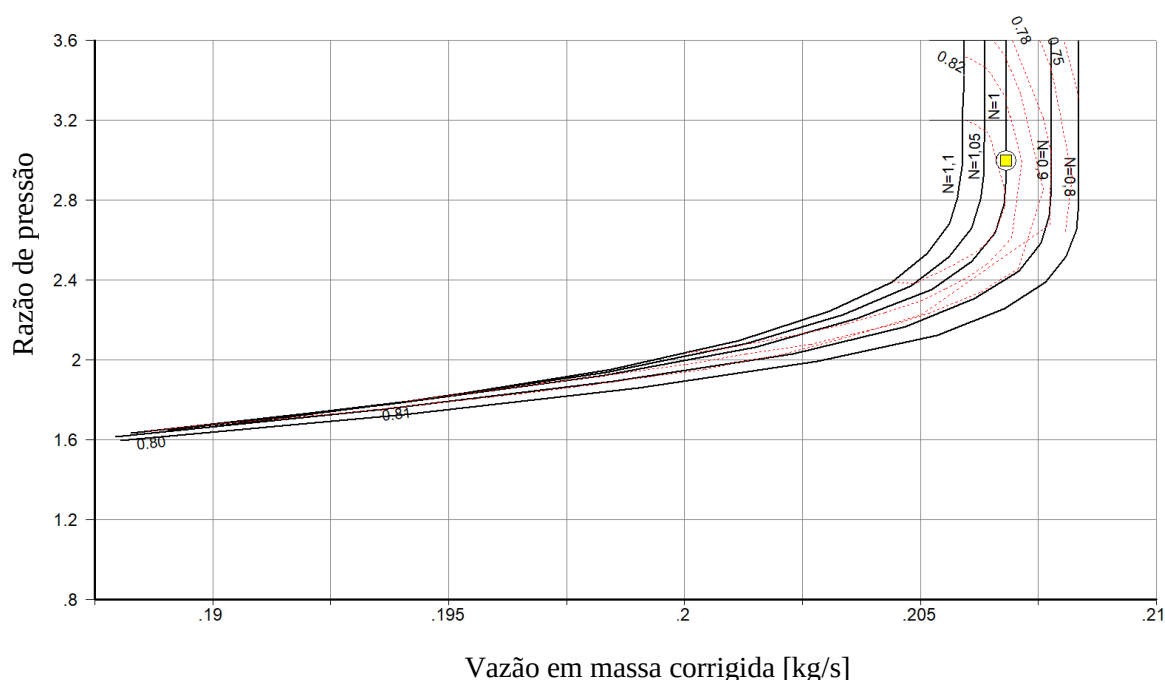


Figura 6. Ponto de projeto no mapa de desempenho da turbina

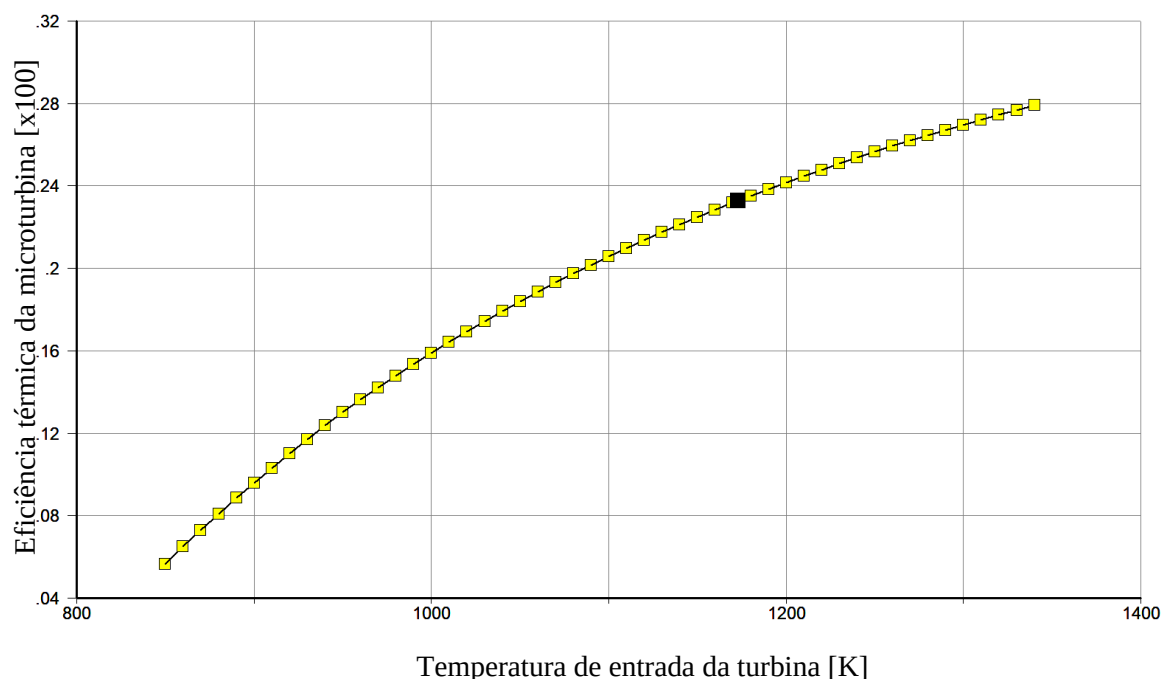


Figura 7. Eficiência térmica da microturbina em função da temperatura de entrada da turbina

Os valores de temperatura de entrada da turbina da Figura 7 foram obtidos para operação da microturbina com gás natural e o retângulo preto indica o ponto de projeto. Porém, o fabricante informa que esta máquina é capaz de operar também com biocombustíveis líquidos e gasosos de baixo poder calorífico. Por esse motivo, foram realizadas análises paramétricas para simular numericamente a influência da utilização de biocombustíveis com diferentes poderes caloríficos na temperatura de entrada da turbina.

Para isso, foram considerados biocombustíveis com poderes caloríficos inferiores variando entre 20 e 70 MJ/kg. Os resultados, apresentados na Figura 8, demonstram que a temperatura de entrada da turbina sofre uma pequena variação em razão do poder calorífico inferior dos biocombustíveis. Note-se que o combustível com 20 MJ/kg apresenta uma temperatura de entrada de turbina de 1157K, enquanto que para 70 MJ/kg a temperatura equivalente é de 1178K, o que representa uma variação de 1,78% na temperatura, ou seja, encontra-se dentro da margem de erro aceitável.

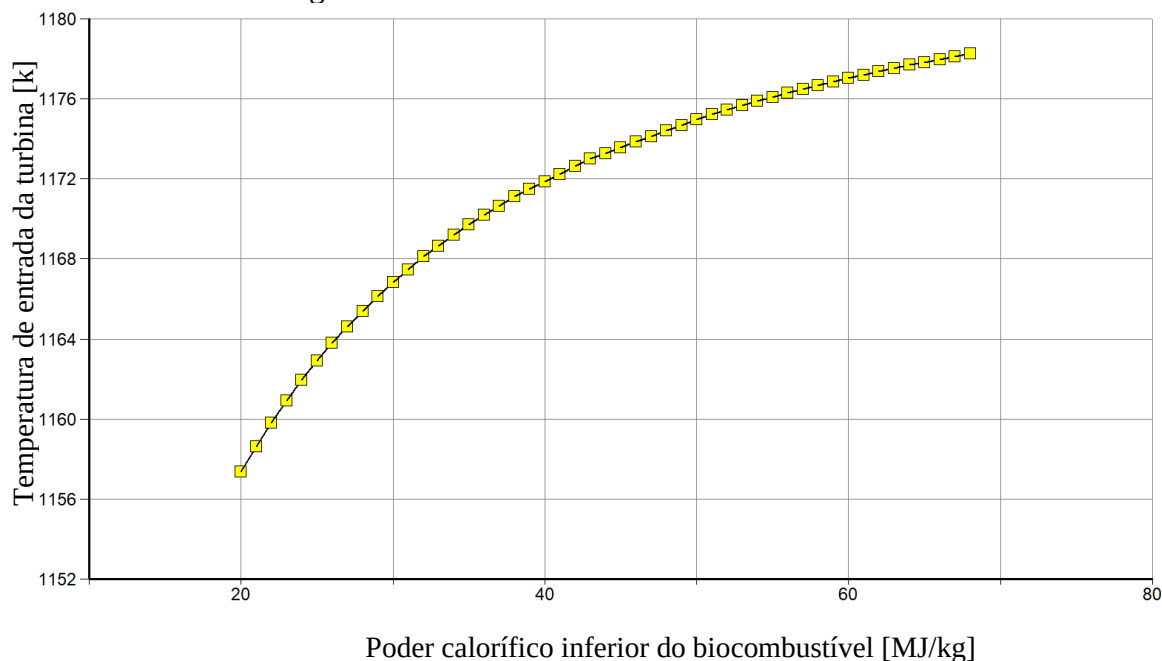


Figura 8. Temperatura de entrada da turbina em função do poder calorífico inferior

Adicionalmente, buscou-se simular a linha de operação do compressor da máquina em análise no mapa genérico disponibilizado pelo software GasTurb®. A motivação a esse estudo adicional é a influência do funcionamento do compressor na microturbina, pois este é o componente mais sensível da máquina devido à possibilidade de ocorrência de surge durante sua operação, e, por isso, requer especial atenção quanto ao seu comportamento também fora do ponto de projeto. Note-se que essa informação não é disponibilizada pelo fabricante porque ela representa segredo industrial.

Para tanto, foram feitas análises paramétricas para prever numericamente a linha de operação do compressor, visto que os resultados dessas análises apresentam também a eficiências isentrópicas, vazões em massa corrigida, razão de pressão para as diferentes velocidades de rotação deste componente fora do ponto de projeto. Essa linha foi obtida usando 20 pontos de operação, limite máximo admitido pelo GasTurb®. A Figura 9 apresenta a linha de operação do compressor determinada numericamente.

O retângulo amarelo circulado é o ponto de projeto da microturbina. Os outros pontos foram determinados reduzindo, constantemente, a velocidade de rotação, em intervalos de 2,5% da velocidade no ponto de projeto, até o valor de 50% da velocidade nominal. Pode-se verificar que os retângulos amarelos representam a região de operação estável, distante da linha de surge do compressor, que segue desde o ponto de projeto até 72,5% da rotação nominal de operação da máquina. A partir deste ponto, a linha de operação torna-se instável até que o compressor atinja 50% de sua rotação de projeto, sendo indicada por círculos vermelhos, uma vez que ela se aproxima da linha de surge do compressor.

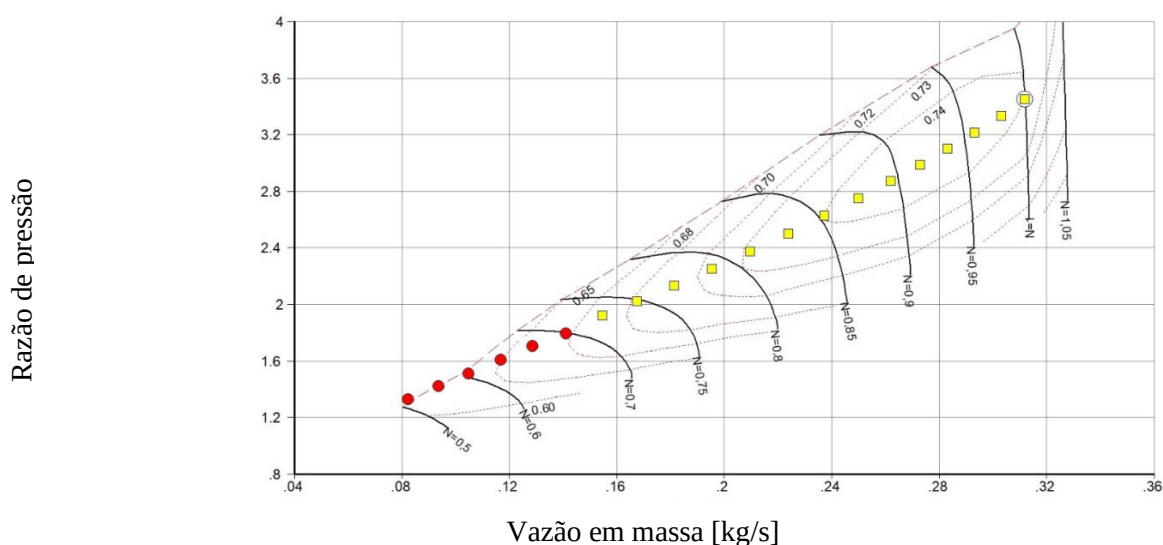


Figura 9. Linha de operação do compressor

Observe-se que a linha de operação do compressor obtida numericamente indica o comportamento esperado para as análises realizadas, uma vez que não eram conhecidos os mapas reais de desempenho do compressor e da turbina e nem os modelos de perda obtidos empiricamente pelo fabricante, pois este não os disponibiliza ao público em geral, e foram utilizados mapas genéricos disponíveis no GasTurb®, logo não seria possível pelo modelo proposto, com as informações disponíveis, prever numericamente o mapa completo de desempenho do compressor que representasse seu comportamento real em todo o intervalo de operação da máquina. Por esse motivo, o presente trabalho se propôs a fazer as análises apenas no ponto de projeto da microturbina a gás Capstone C30.

4 CONCLUSÕES

Em turbinas a gás para geração de energia elétrica, seja em ciclo simples ou combinado, é indispensável conhecer o seu desempenho no ponto de projeto, porque essa informação pode viabilizar, ou não, o desenvolvimento de uma máquina em decorrência das necessidades do mercado consumidor para determinadas aplicações energéticas. É justamente nesse sentido que as simulações numéricas para determinar os parâmetros de desempenho realizadas no presente trabalho tornam-se relevantes.

Neste trabalho analisou-se numericamente por meio do software GasTurb® desempenho de uma microturbina a gás Capstone C30 no ponto de projeto e operando com gás natural, compararam-se os resultados das simulações numéricas com os obtidos experimentalmente pelo fabricante do equipamento para avaliação das análises realizadas.

Após isso, estudou-se também a temperatura da entrada da turbina e, por consequência, a eficiência térmica dessa máquina em operação com biocombustíveis de diferentes poderes caloríficos. Por último, determinou-se a linha de operação do compressor em relação ao mapa de desempenho genérico adotado para as análises realizadas com gás natural como combustível.

Os resultados apresentados pelo modelo numérico proposto no GasTurb®, para calcular os parâmetros de desempenho da microturbina no ponto de projeto, convergiram para os valores de velocidade de rotação e da vazão mássica dos gases de exaustão da máquina disponibilizados pelo fabricante. Já para a eficiência térmica obteve-se um valor numérico dentro dos limites de

intervalo de tolerância informados pela Capstone, próximo ao limite inferior. Para os demais parâmetros de desempenho os erros foram inferiores a 7%, o que é aceitável por estarem dentro da faixa de erro experimental associado a ensaios para determinação desses parâmetros de desempenho em uma turbina a gás.

Assim, destaca-se que os erros foram inseridos no modelo ao assumir valores recomendados pela literatura às informações de parâmetros de desempenho relevantes para a convergência numérica e não disponibilizados pelo fabricante, como: eficiências do regenerador, do gerador e da câmara de combustão; perdas de topo de turbina e compressor e perdas mecânicas nos componentes. Outra fonte de erro são os mapas de compressor e turbina, não disponíveis para consulta. Neste caso, foram utilizados mapas genéricos. Ressalte-se que com a utilização de mapas de desempenho reais, seria possível obter o desempenho da máquina também para condições de operação fora do ponto de projeto, além de resultados mais precisos no ponto de projeto.

Por sua vez, as análises da influência dos poderes caloríficos dos biocombustíveis no desempenho da máquina, no ponto de projeto, indicaram uma pequena variação na temperatura de entrada da turbina e, por consequência, na eficiência térmica da máquina como um todo, quando ela opera com combustíveis de diferentes poderes caloríficos. Por isso, o fabricante considera que a microturbina é capaz de operar com biocombustíveis líquidos e gasosos com diferentes poderes caloríficos inferiores sem comprometer seu desempenho durante a operação para a geração de energia elétrica e, eventualmente, calor para aquecimento de água, entre outras aplicações.

Por fim, levando em conta as limitações de informações disponíveis para alimentar o modelo proposto, consideram-se os resultados numéricos obtidos com ele satisfatórios para a condição de operação da microturbina no ponto de projeto, quando em operação com gás natural ou outros combustíveis líquidos ou gasosos, com poderes caloríficos entre 20 MJ/kg e 70 MJ/kg.

REFERÊNCIAS

ALVES, A. **Estudo Experimental da Estabilização de Chamas em Escoamentos com Baixa Rotação para Aplicações em Turbinas a Gás**. 2013. 180 p. Tese (Doutorado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia), Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2013.

ANEEL. Matriz de Energia Elétrica. **Agência Nacional de Energia Elétrica**. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>. Acesso em: 05 nov. 2019.

ABAGNALE, C.; CAMERETTI, M. C.; ROBBIO, R. de; TUCCILLO, R. Thermal Cycle and Combustion Analysis of a Solar-Assisted Micro Turbine, **Journal Energies**, June 2017.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 4th ed., Butterworth-Heinemann, 2011.

BOYCE, M. P. **Advanced Industrial Gas Turbines for Power Generation**, in Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation. Woodhead, 2012.

CAPSTONE. Technical Reference: Capstone Model C30 Performance. **Capstone Turbine Corporation**, 2006.

CRUZ, T. **Identificação Experimental de um Modelo Dinâmico de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão com Baixa Emissão de NO_x**. 2006. 152 p. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas), Universidade de Brasília, Brasília, 2006.

DIAS, M. V. X. **Geração Distribuída no Brasil: Oportunidades e Barreiras**. 2005. 143p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2005.

GASTURB. **Gas Turb 13 Manual**. Disponível em: <http://www.gasturb.de/manual.html>. Acesso em: 10 out. 2019.

GUPTA K. K., REHMAN A., SARVIYA R. M. Bio-fuels for the gas turbine: A Review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.14, i. 3, p. 2946-2955, 2010.

HAUQWITZ, S. **Modelling of Microturbine Systems**. 2002. 55 p. Master Thesis (Thesis in Automatic Control), Lund Institute of Technology, Lund, 2002.

HORLOCK, J. H. **Advanced Gas Turbine Cycles: A Brief Review of Power Generation Thermodynamics**. 1st ed., Pergamon, 2003.

ISO - International Organization For Standardization. **ISO 2314 : 2009(R2018)**: Gas Turbine – Acceptance Tests, 2018.

ISO - International Organization For Standardization. **ISO 3977-2 : 1997(R2018)**: Gas Turbine – Procurement – Part 2: Standard Reference Conditions and Ratings, 2018.

JAPIKSE, D. **Centrifugal Compressor and Design performance**. Concepts Eti, 1996.

JONES, D. R. H.; ASHBY, M. F. **The Turbine Blade – A Case Study in Creep-Limited Design** in Engineering Materials 1: an introduction to properties, applications and design. 5th ed., Butterworth-Heinemann, 2019.

LEFEBVRE, A. H. **Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions**. 3rd ed., CRC Press, 2010.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H.; STRAZNICKY, P. V.; NIX, A. C. **Gas Turbine Theory**. 7th ed., Pearson, 2017.

SCHOBEIRI, M. T. **Gas Turbine Design, Components and System Design Integration**. 1st ed., Springer, 2018.

SCOTT, G. W. Microturbine Generators for Distribution System. **Journal: Industry applications magazine**, 1998.