

P112 – Cogeração no Hospital Universitário da USP - Campus de São Paulo - Ciclo 2010/2011

Prof. Dr. José Aquiles Baesso Grimoni¹, Dr. Marcelo da Silva Rocha¹, Dr. Gustavo de Andrade Barreto¹, Bruno Yuiti¹, Lucas A. de C. Zuzarte¹, Ramon F. da S. Brito¹, Thyago Reynaldo José Miranda¹, Fabio Dias Moreira¹

1 EPUSP

Resumo – O conceito de cogeração não é novo, contrariamente ao que se poderia imaginar. Ele é muito antigo e há mais de um século que as indústrias na Europa usam o rejeito térmico das centrais termelétricas para diversas finalidades e, posteriormente, esse conceito se estendeu aos Estados Unidos. As redes de distribuição de eletricidade naquela época eram limitadas ou inexistentes e não podiam atender as necessidades da indústria. Nos EUA a cogeração representava cerca de 50% da energia produzida em 1900. Com o aumento de centrais térmicas e a ampliação das redes de distribuição, a cogeração reduziu sua participação para menos de 4% em 1970 (Lizarraga, 1994). Este projeto baseia-se na instalação de uma central de cogeração nas dependências do Hospital Universitário (HU) de pequena capacidade, localizado no campus Butantã da Universidade de São Paulo, composta de uma microturbina (marca Capstone) alimentada por gás natural, um ciclo de absorção de calor de 5 TR (marca Robur) e um aquecedor de água. A microturbina gerará aproximadamente 24kW trifásicos de energia elétrica que é injetado na rede interna do hospital de forma a operar na configuração "grid connected". Os gases de exaustão acionam o ciclo de absorção de calor e o aquecedor de água. No aquecedor, calor será transferido dos gases quentes para uma porção de água, que originalmente se pretendia pré-aquecer a água de alimentação das caldeiras do hospital, já em uma temperatura intermediária, diminuindo o consumo de combustível nas caldeiras.

Palavras-chave: cogeração, energia elétrica, gases de exaustão, aquecimento, hospitais, combustível

Introdução

Este relatório apresenta o desenvolvimento e os resultados obtidos do projeto de pesquisa e desenvolvimento que teve como objetivo principal o projeto, construção, teste e avaliação de uma configuração de sistema de trigerção de energia eletromecânica de pequeno porte com financiamento da Comgás no âmbito do Ciclo de P&D 2011-2012, denominado P112. A geração de energia elétrica é realizada por meio de uma microturbina a gás natural, modelo Capstone C30 de 30 kW de potência elétrica nominal (em condições ISO) em que a potência térmica dos gases de combustão recuperada foi utilizada para a produção de água quente em um recuperador de calor, e para a produção de água gelada em um chiller de absorção amônia-água comercial de 17,6 kW (5TR ou 60.000 Btu/h) de capacidade, adaptado para utilizar, os gases de exaustão da microturbina. A aplicação da cogeração ocorreu nas dependências do Hospital Universitário da Universidade de São Paulo (HU). De acordo com os testes e com a metodologia aplicada,

obteve-se uma geração de potência elétrica em torno de 20kW com um tempo de partida a frio na faixa de 2 a 5 minutos. Em relação ao valor da potência elétrica gerada à plena carga constatou-se conformidade com valores declarados pelo fabricante para as condições ambientais locais (pressão atmosférica, pressão de suprimento de gás natural, restrições de exaustão, etc), porém com uma eficiência de geração elétrica a partir do GN que esteve em torno de 22%, isoladamente, enquanto que com a cogeração este fator de utilização (FUE) da energia contida no GN alcançou 50,2%.

Desenvolvimento

A área destinada aos equipamentos deste projeto está localizada na parte externa do Hospital Universitário (HU), e corresponde a aproximadamente 14 m², estando próximo às instalações do conjunto regulatório e de medição da Comgás e às caldeiras. Foi necessário, portanto, a construção civil de um abrigo para alojar a central de cogeração. Essa central abriga a microturbina, o ciclo de

absorção de calor, o aquecedor de água e todos os demais equipamentos necessários.

A configuração básica do sistema de trigeriação consiste de uma microturbina como fonte de geração de energia elétrica e como fonte primária de energia térmica para a produção de água gelada (ciclo de refrigeração por absorção de amônia) e de água quente (recuperador de calor). Observa-se no esquema da Figura 4.1 que o chiller de absorção amônia-água opera recebendo um fluxo direto de gases de exaustão. As temperaturas dos gases de exaustão são aproximadamente de 280°C na entrada e 140°C na saída.

Além do abrigo para os equipamentos do projeto original, mostrou-se necessária a expansão do abrigo do Conjunto de Regulagem e Medição (CRM) da Comgás de forma a se provisionar espaço para a instalação de um CRM adicional, derivado do equipamento principal que abastece o Hospital. A necessidade deste novo equipamento justifica-se pela tarifa diferenciada que os equipamentos de cogeração devidamente cadastrados fazem jus e, portanto, da medição do consumo deste projeto separadamente do consumo do restante do hospital.

Resultados

Após alcançada a estabilidade operacional dos sistemas envolvidos, foi habilitado o armazenamento de dados dos sensores e iniciados os períodos de ensaios. Os períodos de ensaios são períodos de operação real desassistida, tendo como única variável programada a potência de geração da microturbina. Foram selecionados dois valores de regime de geração de energia elétrica: 12kW e potência máxima. Observa-se que, quando programada para fornecer a potência máxima nominal de 30kW (ISO), devido principalmente às condições de pressão atmosférica no local de instalação (São Paulo - SP) como fator limitante, a turbina consegue fornecer aproximadamente 23kW.

O consumo médio de gás natural com a microturbina operando em 12 kW foi de 6,04 m³/h, e para a condição de potência máxima, ~20 kW, foi de 9,32 m³/h. Estes valores foram obtidos por um instrumento que corrige o volume para as condições de pressão e temperatura, homologados pela Comgás. Os valores informados pela Comgás para o PCI, poder calorífico inferior, do gás natural fornecido é de 36.000 kJ/Nm³ e densidade pGN é de 0,765 kg/m³. Assim, o fluxo de calor

total liberado pela combustão do gás natural consumido pela microturbina durante a produção de 12 kW de potência elétrica foi de 60,4 kW e, durante a produção máxima de potência elétrica (aproximadamente 20 kW) foi de 93,2 kW. O cálculo da eficiência térmica da microturbina a gás para potência elétrica gerada de 12 kW, η_{Mt12} foi de 18,86 %, conseqüentemente, a razão calor/trabalho gerado ("Heat Rate") nessa condição foi de 5,03 kW/kW. Para a condição de operação em que a microturbina a gás produziu 20kW de potência elétrica, a eficiência térmica η_{Mt20} foi de 21,45% e a taxa de calor ("Heat Rate") foi de 4,66 kW/kW. Com os dados, pode-se observar que, para a condição de operação com carga parcial de 12 kW, a temperatura média dos gases de combustão na tubulação de saída da microturbina foi de 257°C, enquanto que, para a condição operacional com potência máxima, em torno de 20 kW, a temperatura média foi de 317°C. A vazão média dos gases de combustão na condição de operação de 12 kW foi de 0,210 kg/s, e na condição de operação de 20 kW foi de 0,269 kg/s.

Durante o regime de 12kW da turbina, a diferença de temperatura (entrada - saída) média dos gases no ciclo de absorção foi de 109°C (min=104,3 e max=113,6). Para o regime de potência máxima da turbina, 20kW de potência elétrica, observou-se que a média da diferença de temperatura dos gases no chiller de absorção foi de 135,3°C (min=133,0 e max=139,9).

Dados os valores para os gases de combustão, na condição operacional em que a microturbina a gás produz 12 kW de potência elétrica, o máximo fluxo de calor trocado entre os gases de combustão e o recuperador de calor para água quente é 4,49 kW, e o máximo fluxo de calor trocado com o chiller de absorção é 15,64 kW. Considerando que o chiller de absorção necessita de 28 kW para operar na sua capacidade máxima (17 kW de refrigeração) conclui-se que os gases de combustão não possuem, nessa condição, energia térmica suficiente para que o chiller de absorção opere com sua capacidade máxima. No regime de máxima potência (~20 kW) o fluxo de calor proporcionado para o recuperador de calor foi de 7,01 kW, enquanto que no ciclo de absorção esse fluxo de calor foi de 20,1 kW. Esses resultados mostram que no regime de máxima potência elétrica, a energia térmica disponível nos gases de combustão não é suficiente para que o ciclo de absorção opere sua capacidade máxima (17 kW).

Observou-se, no entanto que o ciclo de absorção não consegue atingir a temperatura programada para a água gelada, de 7°C, quando deveria desligar. A vazão de água gelada circulante entre o ciclo e os Fan-Coils é de 0,22 litros por segundo, proporcionando uma redução de temperatura média de 3,8°C em regime de 12kW e de 4,5°C em regime de potência elétrica máxima (~20kW). Por sua vez, a vazão de água quente circulante no recuperador de calor foi de 0,53 litros por segundo enquanto apresentava uma diferença de temperatura média de 3,76°C. Durante os testes com a configuração usando microturbina a gás, a máxima potência elétrica consumida por todos os equipamentos e acessórios do sistema de trigerção foi de 1,8 kW.

Conclusões e Contribuições

De acordo com os testes e com a metodologia aplicada verificou-se que, para a configuração final do sistema de trigerção utilizando a microturbina a gás Capstone C30 obteve-se uma geração de energia elétrica de boa qualidade (em fase e tensão), com um tempo de partida a frio na faixa de 2 a 5 minutos. Em relação ao valor da potência elétrica gerada à plena carga constatou-se conformidade com o valor declarado pelo fabricante para as condições ambientais locais, porém com uma eficiência elétrica ficou em torno de 22%.

A máxima potência de refrigeração (17,6 kW) obtida pelo chiller de absorção não foi alcançada, mesmo com a turbina operando na potência máxima. Isto denota uma quantidade de perdas a ser avaliada em suas componentes e verificação de meios de reduzir tais perdas. O projeto de recuperação térmica dos produtos de combustão que circulam pelo chiller precisa ser revisto, uma vez que o ciclo original é do tipo “fogo-direto” e temperaturas muito mais elevadas são alcançadas. Neste sentido, estas temperaturas mais elevadas compensam o projeto térmico de elevada resistência do absorvedor. Num próximo projeto, sugere-se utilizar um fluido intermediário, como um óleo térmico, para o transporte da energia térmica entre os gases de exaustão e o absorvedor do chiller. Não obstante, o chiller funciona perfeitamente em carga parcial para resfriamento do ambiente não podendo apenas trabalhar no máximo possível.

A recuperação da energia térmica para a produção de água quente funcionou corretamente como antecipado. Nesse caso, o sistema funcionou apenas de forma

demonstrativa, pelas razões já apresentadas no corpo deste relatório, sendo que a energia térmica recuperada pelo equipamento era simplesmente dissipada para o meio ambiente em um radiador automotivo adaptado para esse fim.

Referências

Associação da Indústria de Cogeração de Energia. <http://www.cogen.com.br/>, acessado em outubro de 2013.

Horlock, J.H., 1997, “Cogeneration – Combined Heat and Power: Thermodynamics and Economics”, Krieger Publishing Company, Florida, USA, 226 p.

Incropera, Frank. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6ª edição. Ed. LTC, 2008.

Instituto Nacional de Eficiência Energética. www.inee.org.br, acessado em outubro de 2011.

Lizarraga, J.M.S., Cogeração: aspectos termodinâmicos, tecnológicos y económicos. Servicio Editorial Universidad Del País Vasco, 1994.