

DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO PARA PRODUÇÃO DE AR COMPRIMIDO, ÁGUA GELADA E ÁGUA QUENTE A PARTIR DA UTILIZAÇÃO DO GÁS NATURAL

Thiago de Azevedo Alday

thiago.alday@gmail.com

Resumo. O presente trabalho estuda uma central de cogeração de pequeno porte. A central consiste basicamente de um motor de combustão interna, movido a gás natural, que realiza trabalho para acionar um compressor de ar, que alimenta uma linha de ar pressurizado. O calor rejeitado pelos gases de exaustão é aproveitado para o acionamento de um ciclo de refrigeração por absorção amônia-água, e também para o aquecimento de água utilizada para alimentar uma caldeira. No estudo, é desenvolvida a modelagem do sistema através dos balanços de massa e energia em cada um de seus subcomponentes. Após esta etapa, realizam-se simulações, através do EES (Engineering Equation Solver) e do Excel, da central operando em diferentes condições e o resultado mostra que através da central de cogeração em questão, é possível proporcionar uma unidade de cogeração com fator de utilização de energia, FUE, superior a 60% dependendo das condições de operação da central, trazendo assim, uma redução de custo substancial para o usuário.

Palavras-chave: Máquinas Térmicas, Motores de Combustão Interna, Máquinas Frigoríficas

1. INTRODUÇÃO

As indústrias de um modo geral utilizam em seus processos produtivos: ar comprimido, água gelada e água quente. Outros ramos de atividades também utilizam estas utilidades tais como hospitais, hotéis e comércio.

O processo baseia-se na compressão do ar a 7,0 barg, por meio de uma unidade compressora acionada por um motor a gás natural. Após a saída da unidade compressora, o ar comprimido é resfriado em um radiador e ventilador, que por sua vez também é acionado pelo mesmo motor. Após o resfriamento, o ar comprimido é filtrado e secado em um secador para, então, ser distribuído. A água quente proveniente da jaqueta do motor (radiador) será utilizada para produção de água quente. A energia térmica dos gases de exaustão do motor será utilizado para acionar o ciclo de absorção para a produção de água fria.

O projeto, portanto, consiste em projetar e montar um protótipo de uma pequena central de cogeração para a produção simultânea de ar comprimido, água quente e água gelada. O projeto visa proporcionar uma unidade de cogeração com fator de utilização de energia, FUE, superior a 60%.

As vantagens para seus usuários são as reduções significativas de custos, demanda e consumo de energia elétrica na compressão de ar, produção de água quente e água gelada.

2. A CENTRAL DE COGERAÇÃO

O protótipo da central de cogeração é mostrado na figura 1. A descrição dos símbolos utilizados no esquema da figura 1, bem como suas unidades, estão especificados na tabela 1.

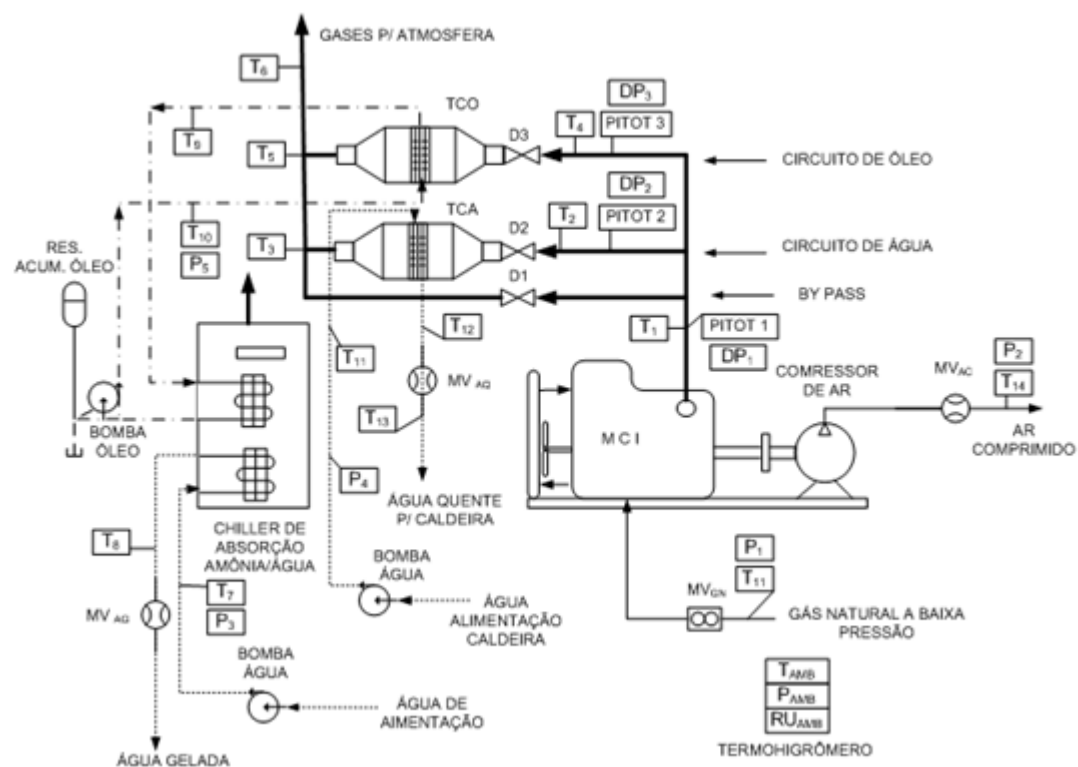


Figura 1. Central de cogeração.

Legenda:

	Linha de gases de combustão
	Linha de água
	Linha de óleo
	Linha de gás natural ou ar comprimido

Tabela 1 - Descrição da simbologia utilizada na figura 1.

Código	Descrição	Faixa de medição (°C)	Sinal de saída
T ₁	temperatura dos gases de combustão na saída do MCI	10 a 550	4 a 20 mA
T ₂	temperatura dos gases de combustão na entrada do TCA	10 a 550	4 a 20 mA
T ₃	temperatura dos gases de combustão na saída do TCA	10 a 500	4 a 20 mA
T ₄	temperatura dos gases de combustão na entrada do TCO	10 a 550	4 a 20 mA
T ₅	temperatura dos gases de combustão na saída do TCA	10 a 500	4 a 20 mA
T ₆	temperatura dos gases de combustão na chaminé de saída	0 a 500	4 a 20 mA
T-	temperatura da água de alimentação na entrada do chiller de absorção	10 a 30	4 a 20 mA
T ₅	temperatura da água gelada de saída do chiller de absorção	5 a 20	4 a 20 mA
T ₂	temperatura do óleo na entrada do TCO	10 a 200	4 a 20 mA
T ₁₀	temperatura do óleo na saída do TCO	10 a 200	4 a 20 mA
T ₁₁	temperatura da água na entrada do TCA	10 a 100	4 a 20 mA
T ₁₂	temperatura da água na saída do TCA	10 a 100	4 a 20 mA
T ₁₃	temperatura da água quente de alimentação da caldeira	0 a 100	4 a 20 mA
T ₁₄	temperatura do ar comprimido	10 a 100	4 a 20 mA
T _{AMB}	temperatura do ar ambiente	10 a 50	4 a 20 mA

Código	Descrição	Tipo	Faixa de medição (m³/h)	Sinal de Saída
MV _{AC}	medidor de vazão de ar comprimido	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{AG}	medidor de vazão de água gelada	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{AQ}	medidor de vazão de água quente	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{GN}	medidor de vazão de gás natural	turbina	0 a 5	4 a 20 mA

Código	Descrição	Tipo	Faixa de medição (kgf/cm²)	Sinal de saída
P ₁	medidor de pressão de gás natural	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
P ₂	medidor de pressão de ar comprimido	piezoelétrico	0 a 50 bar	4 a 20 mA
P ₃	medidor de pressão de água gelada	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
P ₄	medidor de pressão de água quente	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
P ₅	medidor de pressão de óleo	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
DP ₁	medidor de pressão diferencial do Pitot 1	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
DP ₂	medidor de pressão diferencial do Pitot 2	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
DP ₃	medidor de pressão diferencial do Pitot 3	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
P _{AMB}	medidor de pressão atmosférica	termohigrômetro	0 a 101,325	4 a 20 mA

Código	Descrição	Tipo
PIOT 1	medidor de velocidade dos GC no MCI	tipo L, 3 100 mm
PIOT 2	medidor de velocidade dos GC no TCO	tipo L, 3 100 mm
PIOT 3	medidor de velocidade dos GC no TCO	tipo L, 3 100 mm

A seguir, será especificado cada componente principal do sistema, bem como o modo de operação.

2.1. Motor de combustão interna a gás natural

O sistema conta com o fornecimento de energia mecânica de eixo através do motor de combustão interna a gás natural da Caterpillar, modelo G3304. Este motor opera a 1800 rpm. Seus dados de operação encontram-se na tabela 2.

Tabela 2. Dados técnicos do motor Caterpillar G3304

	Valor	Unidade
Potência		
@ 100% de carga	71 (95)	bkW (bhp)
@ 75% de carga	53 (71)	bkW (bhp)
Vazão de Gás de Exaustão		
@ 100% de carga	13 (459)	m ³ /min (cfm)
@ 75% de carga	10,17 (359)	m ³ /min (cfm)
Temperatura de Exaustão		
@ 100% de carga	548 (1018)	°C (°F)
@ 75% de carga	529 (984)	°C (°F)

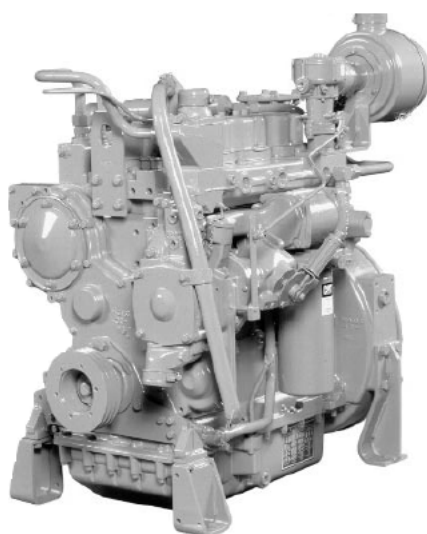


Figura 2. Motor Caterpillar G3304.

2.2. Compressor

O motor irá acionar o compressor Kaeser M121, que apresenta uma vazão de 406 cfm (equivalente a 690 m³/h), liberando o ar comprimido a aproximadamente 80°C e 7 bar, podendo operar a 115 hp.

2.3. Ciclo de absorção

Será utilizado o chiller por absorção da Robur, modelo ACF60-00, com capacidade de refrigeração de 5 TR (60.500 Btu/h) e fornecimento de água gelada a um mínimo de 3 °C. O chiller é originalmente alimentado por chama direta. O intuito do projeto é aproveitar o calor da queima do gás natural no MCI (usado para acionar o compressor) para acionar o ciclo de absorção. Assim, é necessário fazer uma adaptação nesta máquina para que ela opere com fluido térmico, aproveitando o calor dos gases de exaustão provenientes do motor.

Na tabela 3 encontram-se os dados técnicos do chiller.

Tabela 3 - Dados técnicos do Chiller ACF60-00 da Robur.

	Valor	Unidade
Capacidade de Refrigeração	5 (60.500)	TR (Btu/h)
Potência necessária para acionamento do ciclo	94.900	Btu/h
Temperatura máxima de entrada da água gelada	45 (113)	°C (°F)
Temperatura mínima de saída da água gelada	3 (37,4)	°C (°F)
Vazão nominal de água gelada	2,8 (12,2)	°C (°F)



Figura 3. Chiller por absorção ACF60-00 da Robur.

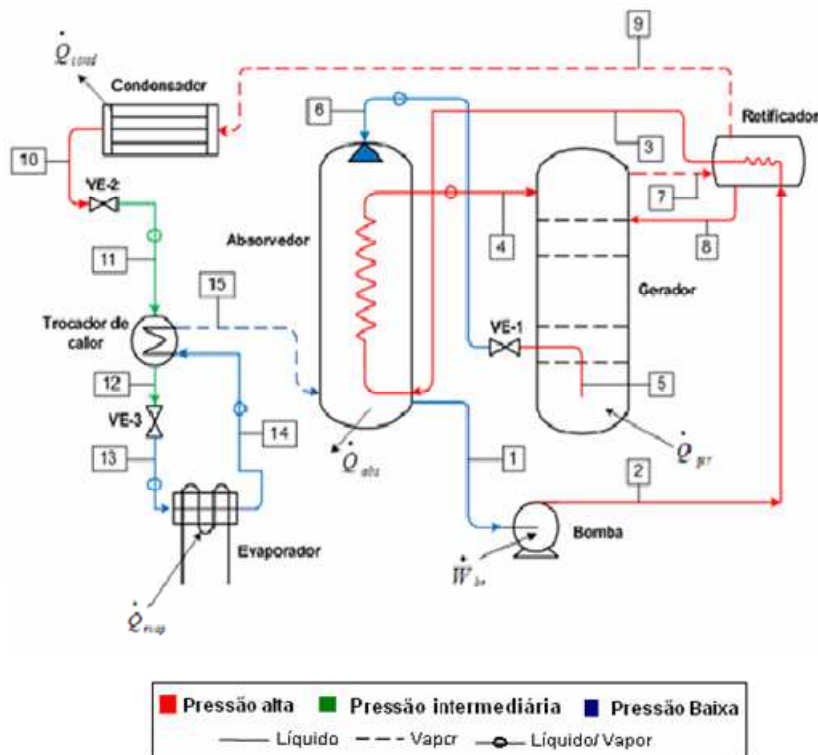


Figura 4. Desenho esquemático do ciclo de absorção gerado pelo programa PSSRA do SISEA.

2.4. Operação do Sistema

O sistema irá operar de acordo com a descrição a seguir:

- * O motor de combustão interna a gás natural irá admitir ar atmosférico com pressão p_a e temperatura T_a , e gás natural à pressão p_{GN} e temperatura T_{GN} com uma vazão de V_{GN} . Assim, ocorre a combustão do gás natural e o motor aciona o compressor;
 - * O compressor admite ar atmosférico nas mesmas condições em que o motor admite ar para combustão, e com o trabalho exercido pelo motor o ar é então comprimido a uma pressão p_{AC} com uma vazão V_{AC} . Este ar comprimido será fornecido a uma linha de ar comprimido;
 - * Os gases de exaustão provenientes da queima do combustível no MCI trocam calor com a água e o óleo térmico através dos trocadores de calor TCA e TCO, respectivamente, por convecção. Esses trocadores tem emissividade admitida de $\varepsilon_A = 0,6$ e $\varepsilon_O = 0,8$. Na verdade, o sistema tende a operar atendendo a necessidade do chiller por absorção, e se a energia proveniente dos gases de exaustão for mais que suficiente para manter em operação o chiller, uma parte desse calor será utilizado para aquecer água. O chaveamento do fluxo desses gases é feito através de válvulas termostáticas localizadas na entrada dos trocadores de calor. No caso de não haver demanda de nenhum dos trocadores de calor, os gases de exaustão passam pelo “by-pass” e são expelidos na atmosfera;
 - * O óleo térmico que troca calor com os gases de exaustão irá então trocar calor no chiller por absorção, fazendo o papel de gerador da central produzindo então vapor com alta concentração de amônia e uma solução líquida com baixo teor de amônia (mais detalhes da operação do ciclo por absorção serão fornecidos a seguir);
- Já a água que troca calor com os gases de exaustão provenientes do MCI, após aquecida, segue para o aquecimento em uma caldeira e será utilizada em um processo desejado.

3. BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA

3.1. Balanço no Trocador de Calor TCO

Iniciando a análise no principal consumidor final do calor rejeitado nos gases de exaustão provenientes do MCI, é necessário fazer o balanço global de energia para atender a necessidade de calor para acionamento do ciclo de absorção indicado anteriormente. Considerando que o calor aproveitado pelo óleo térmico será utilizado em sua totalidade para acionar o ciclo de absorção, devemos encontrar o q_{max} nesse subsistema, dado que o q necessário para acionar o ciclo já é dado (característica operacional do equipamento). Lembrando da equação da continuidade, da equação das taxas de capacidade térmica e fazendo o balanço de energia no fluido térmico, podemos determinar o fluxo mássico e a temperatura de saída dos gases fazendo o balanço global de energia no TCO. Temos:

$$C_{gas} = \dot{m}_6 c_{p,gas} \quad (1)$$

$$C_{\acute{o}leo} = \dot{m}_{10} c_{p,\acute{o}leo} \quad (2)$$

$$q = \dot{m}_{10} c_{p,\acute{o}leo} (T_{11} - T_{10}) = 27,83 \text{ kW} \quad (3)$$

$$q_{gas} = \dot{m}_6 c_{p,gas} (T_6 - T_7) = 27,83 \text{ kW} \quad (4)$$

3.2. Balanço no Trocador de Calor TCA

Aplicando a mesma análise:

$$q_{ag} = \dot{m}_8 c_{p,\acute{a}gua} (T_9 - T_8) \quad (5)$$

$$q_{gas,tca} = \dot{m}_8 c_{p,\acute{a}gua} (T_9 - T_8) \quad (6)$$

3.3. Balanço nos Gases de Exaustão

Da equação da continuidade, temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 + \dot{m}_4 \quad (7)$$

4. Resultados da Simulação

Utilizando-se do software EES, foram realizadas simulações para diferentes cargas de operação do motor G3304, sendo elas a plena carga (100%), carga parcial de 75% e carga parcial de 50%. Para essas condições, foi dada prioridade para obtenção do calor dos gases de exaustão para ativação do ciclo de absorção. A partir daí, verificou-se o calor disponível para trocar com o circuito de água de alimentação da caldeira. Foi considerado que esse circuito de água funciona apenas como um circuito complementar de um circuito principal, para a caldeira não ficar sujeita a oscilações das vazões mássicas de água, já que como foi dito, priorizou-se o ciclo de absorção.

Para o circuito de óleo, não é desejável ter variações no fluxo do fluido térmico para não causar sobre carregamento do chiller, tão pouco que ele desligue bom a baixa transferência de calor. Portanto, foi adotado o sistema utilizado no chiller por absorção WFC-S da Yazaki, que opera com fluido térmico a uma temperatura de média de aproximadamente 100°C e com uma vazão volumétrica aproximada de 16 m³/h.

Considerando essas condições de operação, obtemos os resultados mostrados nas tabelas 9, 10 e 11 a seguir, para 100% de carga, 75% de carga e 50% de carga respectivamente (vazões mássicas dos gases provenientes do motor de 0,1315 kg/s, 0,1033 kg/s, e 0,0742 kg/s, também respectivamente). Aqui, vale lembrar que o FUE é definido como:

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{cg} + \dot{W}_{cg}}{\dot{C}_{cb}} \quad (8)$$

Onde, $\dot{Q}_{cg}$: Calor útil gerado pelo sistema de cogeração

$\dot{W}_{cg}$: Trabalho útil gerado pelo sistema de cogeração

$\dot{C}_{cb}$: Energia referente ao combustível usado no sistema

Tabela 4. Resultados Obtidos para o MCI funcionando a plena carga

$\dot{m}_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saida \text{ TCO}}$ (K)	FUE (%)
0,0415	0,09	0,35	36,18	297,40	64,59
0,0515	0,08	0,31	32,16	406,70	62,52
0,0615	0,07	0,27	28,14	480,50	60,44
0,0715	0,06	0,23	24,12	533,60	58,36
0,0815	0,05	0,19	20,11	573,70	56,28
0,0915	0,04	0,16	16,09	605,00	54,20
0,1015	0,03	0,12	12,07	630,20	52,12
0,1115	0,02	0,08	8,05	650,80	50,04
0,1215	0,01	0,04	4,03	668,10	47,97
0,1315	0,00	0,00	0,01	682,70	45,89

Tabela 5. Resultados Obtidos para o MCI funcionando a 75% de carga

$m_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$m_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$m_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saída\ TCO}$ (K)	FUE (%)
0,0415	0,06	0,23	24,11	280,60	63,36
0,0515	0,05	0,20	20,21	390,40	60,76
0,0615	0,04	0,16	16,31	464,50	58,15
0,0715	0,03	0,12	12,41	517,80	55,55
0,0815	0,02	0,08	8,51	558,10	52,94
0,0915	0,01	0,04	4,61	589,60	50,34
0,1015	0,00	0,01	0,71	614,80	47,73

Tabela 6. Resultados Obtidos para o MCI funcionando a 50% de carga

$m_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$m_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$m_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saída\ TCO}$ (K)	FUE (%)
0,04416	0,03	0,11	11,34	298,00	60,83
0,05416	0,02	0,07	7,56	396,50	57,29
0,06416	0,01	0,04	3,78	464,30	53,76
0,07416	0,00	0,00	0,00	513,80	50,23

Na primeira linha, a temperatura de saída dos gases do TCO está abaixo da temperatura de entrada do fluido térmico no TCO, o que não é racional. Portanto, seu resultado deve ser desprezado da análise.

5. Conclusões

Analisando os resultados obtidos, percebe-se que quando o fluxo mássico dos gases de exaustão é bem distribuído entre os trocadores de calor TCA e TCO, o Fator de Utilização Energética (FUE) atinge os valores máximos para cada faixa de operação do MCI, permanecendo acima de 60% em algumas faixas de utilização, principalmente para o motor operando a plena carga.

Inclusive, o máximo FUE obtido foi com um fluxo mássico no TCO abaixo do utilizado no TCA, aproveitando assim, parte do calor que o TCO não iria se utilizar. Com esse aproveitamento melhor do calor rejeitado pelo motor, é intuitivo concluir que o FUE seria maior mesmo, o que de fato acontece, atingindo seu máximo valor 64,6%.

Portanto, do ponto de vista energético e considerando que não haja oscilações no funcionamento do motor, esta uma central de cogeração que satisfaz o que foi proposto, ou seja, atingir um FUE acima de 60%. Vale ressaltar também, que seria possível adaptar o chiller para operar tanto através de queima direta, como pela troca de calor com os gases de exaustão do motor, ficando assim o primeiro como um backup de funcionamento do ciclo por absorção.

Além disso, existem outras alternativas também, que envolvem aproveitamento do calor irradiado pelo através da troca de calor com fluido térmico, aproveitamento do calor rejeitado no radiador do motor a combustão interna – neste caso, a água quente proveniente da camisa do motor serviria para fornecedor calor para o gerador do ciclo de absorção, que faria por sua vez o papel de radiador do motor.

Estas alternativas citadas ficam como sugestão para futuros trabalhos acadêmicos na área. Porém, teria de ser feita uma análise econômica para todas essas alternativas, o que numa central de pequeno porte como foi o objeto de análise deste presente trabalho, os custos implícitos para adaptações e aquisições de equipamentos iriam inviabilizar o projeto. Mas, para centrais de grande porte e operação ininterrupta, vale a análise, já que é bem provável que os custos implícitos sejam recuperados com a economia de insumos para operação das centrais.

6. Referências

BERNSEN, J. C. Desenvolvimento experimental e análise exergética de um sistema trigerador para produção simultânea de calor, eletricidade e frio. 2007. Dissertação (Mestrado de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná/PR.

CATERPILLAR BRASIL, 2010. Disponível em: <<http://brasil.cat.com/>>. Acesso em outubro/2010.

HORLOCK, J.H. Cogeneration – Combined Heat and Power. 1 ed. Editora Krieger Publishing, 1997.

INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6 ed. São Paulo. Editora LTC, 2008.

ORBITEK, 2010. Disponível em: <<http://www.orbitek.com.br/>>. Acesso em agosto/2010.

POUSA, A.C. Análise Termo-Exergoeconômica e Financeira de um Sistema de Cogeração, Eletricidade e Água Gelada, Aplicado a um Centro Comercial. 2009. Dissertação (Mestrado de Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/MG.

SBRAVATI, A.; SILVA, A.F.S. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em setembro/2010.

SHAPIRO, H.; MORAN, M. Fundamentals of engineering Thermodynamics. 5. ed. Chichester/UK: WILEY, 2006.

SISEA. Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos. São Paulo: EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 2011. Disponível em: <www.pme.poli.usp.br/sisea>. Acesso em abril/2011.

SPRINGER, 2010. Disponível em: <<http://www.springer.com.br/springer/site/default.asp>> Acesso em agosto/2010.

TUMA, 2010. Disponível em: <<http://www.empresastuma.com.br/tumaindustrial/index.html>> Acesso em agosto/2010.

UNION RHAC, 2010. Disponível em: <<http://www.unionrhac.com.br/>>. Acesso em agosto/2010.

WYLEN, G.V.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da Termodinâmica. 6 ed. São Paulo; Editora Edgard Blücher, 2003.

7. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

Development of a prototype for the production of compressed air, cold water and hot water from the use of natural gas

Thiago de Azevedo Alday
thiago.alday@gmail.com

Abstract. The present work studies a small cogeneration system. The plant basically consists of an internal combustion engine, powered by natural gas, which does work to drive an air compressor, which feeds a pressurized air line. The rejected heat by the ICE through exhaust gases is used to drive an absorption refrigeration cycle of ammonia-water, chiller, and also for heating water used to feed a boiler. In this paper work, the system is modeled through mass and energy balances in each of its subcomponents. Thereafter, simulations are carried out using EES (Engineering Equation Solver) and Excel of the system operating under different conditions and the results show that through the cogeneration plant presented, it is possible to provide a cogeneration unit with energy utilization factor, EUF, over 60% depending on operational conditions, thus, bringing a substantial cost savings to the user.

Keywords. *Thermal Machines, Internal Combustion Engines, Refrigerating Machine*