



**IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL PARA SIMULAÇÃO DE
SISTEMA DE RESFRIAMENTO EM UM CICLO DE EXPANSÃO A AR
UTILIZANDO TURBOMÁQUINAS**

Martins, G.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
gmartins@mecanica.ufu.br

Resende, J. V.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
jvresende@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
oscarhm@mecanica.ufu.br

Melo, C. M. T.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
cmtmelo@mecanica.ufu.br

Pico, C. E.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
capico@mecanica.ufu.br

Resumo.

A simulação do comportamento de um ciclo de expansão a ar acionado por gases do escapamento de motores de combustão interna foi feita a partir de uma rotina computacional estabelecida em linguagem C. O sistema acionado por gases de escape, resfria ar que circula através de turbocompressores. O resfriamento ocorre em um ciclo de expansão em vários estágios caracterizados pela passagem do ar através de turbomáquinas e trocadores de calor (ar-água) ligados em série. O programa gera dados resultantes dos balanços de massa e de energia, propriedades do ar e rendimentos nas diversas etapas do ciclo permitindo analisar as variações nos parâmetros que determinam as condições de estado do ar no ciclo e no comportamento dos equipamentos submetidos a diferentes estratégias operacionais. Para isto foi utilizado um equacionamento termodinâmico do ciclo considerando o ar como um gás ideal, rendimento e relação de pressão dados pelas curvas de operação das turbomáquinas fornecidas pelo fabricante. Este sistema de resfriamento constitui um sistema de cogeração compacto que não afeta o meio ambiente e obtêm temperaturas do ar de resfriamento na saída do ciclo próximas de 0°C .

Palavras-chave: Turbomáquinas, ciclo a ar, resfriamento, cogeração.

1. INTRODUÇÃO

Os projetos envolvendo o uso de turbomáquinas têm mostrado um grande número de aspectos atrativos, principalmente os custos, tamanhos compactos, alta flexibilidade e o fato de poderem ser usadas em processos de aquecimento, secagem e resfriamento pela produção de trabalho secundário em ciclos combinados. Assim o uso de turbomáquinas aplicados a sistemas de cogeração é um método economicamente viável para o aproveitamento de recursos, pois não afeta o meio ambiente (por exemplo na substituição do ciclo de compressão de vapor – CFC's), além do aspecto financeiro.

A cogeração é a produção simultânea de várias formas de energia a partir de uma fonte de potência (normalmente associada com potência mecânica elétrica ou térmica (Najjar, 2000)). Neste caso, o sistema de cogeração consiste de um motor de combustão interna que pode ser utilizado para a produção de energia elétrica primária e os gases de exaustão convertidos em um resfriador baseado no ciclo de expansão a ar. O ciclo a ar é conhecido como uma máquina (“cold-machine”) na qual o ar é usado como meio de trabalho (van der Wekken and van Gerwen, 1995). O conceito do ciclo pode ser aplicado para aquecimento ou resfriamento.

A característica do resfriador é o uso de turbomáquinas para compressão e expansão do ar em vez de pistões de movimento linear usados em outros sistemas de resfriamentos. Os tamanhos e velocidades de operação das turbinas nas turbomáquinas são determinadas pela capacidade e temperaturas dos sistemas (Swift et al., 1999). A eficiência do ciclo a ar é muito dependente da eficiência dos componentes que fazem parte do sistema. Na literatura, tem-se mencionado que para eficiências isoentrópicas do compressor e expensor (turbina) de 85% ou superior, o conceito do ciclo a ar pode competir com os ciclos de compressão de vapor usados atualmente (van der Wekken and van Gerwen, 1995).

O objetivo deste trabalho é desenvolver um programa de computador para simular uma unidade completa de ciclo a ar. Desenvolver modelos que descrevem as características das turbomáquinas, trocadores de calor e estado do ar em cada etapa do ciclo. Avaliar os parâmetros interrelacionados referentes ao estado termodinâmico e a transferência de calor nos vários equipamentos constituintes do sistema. Fornecer subsídios para se estabelecer as melhores condições de operação dos equipamentos. Apontar o tipo de aplicação mais apropriada na qual o uso do sistema de cogeração seja eficiente em termos energéticos e o sistema de resfriamento possa ser competitivo com os ciclos de compressão de vapor usados atualmente.

2. DESCRIÇÃO DO CICLO A AR

As características do ciclo a ar que o tornam adaptável a uma variedade de aplicações, são os componentes conectados que podem ser instalados em unidades compactas, e o fluxo contínuo de ar nos sistemas. A Fig.1 mostra a configuração usando componentes destinada a aplicações como resfriamento onde baixas temperaturas são exigidas. Os dois componentes principais, a turbina e o compressor podem ser acoplados com outra turbina ou compressor para funcionar a várias temperaturas.

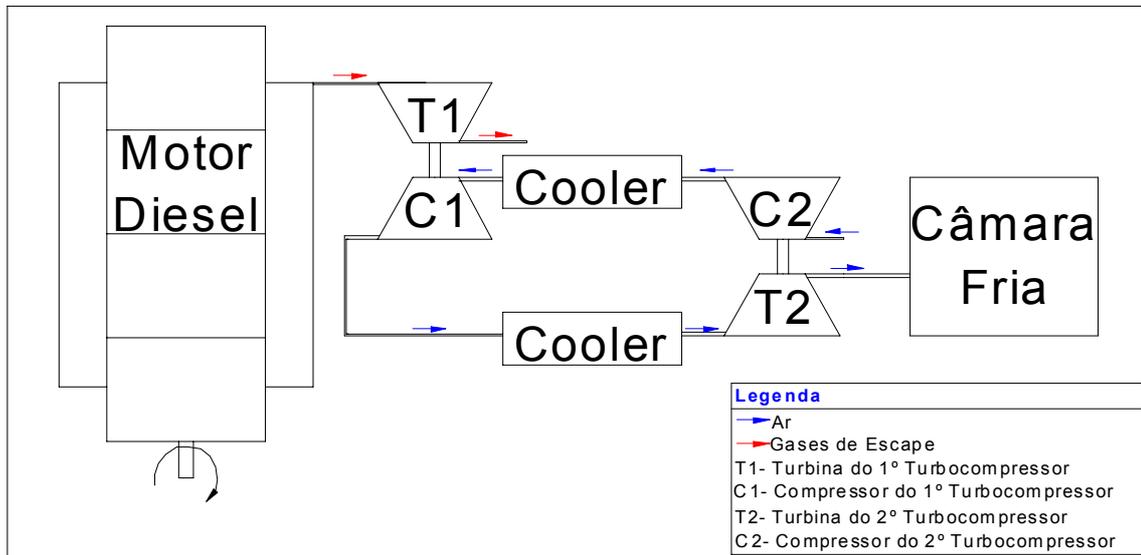


Figura 1. Representação esquemática do ciclo a ar

Neste sistema, após atingir o regime de operação do equipamento, o ar do meio ambiente é comprimido pelo compressor (C2) acionado pela turbina (T2) que é movida pelo próprio ar na saída do ciclo. Nesta etapa o ar ambiente tem sua temperatura e pressão elevada. Em seguida o ar é resfriado dentro de um trocador de calor (“Cooler”) que utiliza água corrente à temperatura ambiente. Este ar pré-resfriado passa pelo segundo compressor (C1) acoplado à turbina (T1) (turbocompressor) que é acionada pelos gases de exaustão do motor Diesel de combustão interna. Neste ponto, eleva-se novamente a temperatura e pressão do ar que é conduzido para o segundo trocador de calor (“Cooler”, ar-água) onde é resfriado antes de ser expandido na turbina (T2), onde a sua temperatura é reduzida.

A Fig.1 mostra que o ciclo a ar é constituído de dois turbocompressores: um que para movimentar o ciclo aproveite a energia dos gases de escape de um motor Diesel (C1) e outro que realize a expansão do gás (T2) para obter o ar a baixa temperatura e realizar uma pré-compressão.

Os processos de resfriamento de ar utilizando ciclos tipo Joule são conhecidos por profissionais da área térmica desde o século passado. São amplamente utilizados em pressurização e condicionamento de ar em cabines de avião. Do ponto de vista de rendimento são menos eficientes que o ciclo Rankine de refrigeração a vapor. Porém quando o custo energético para fazer a compressão do gás é desprezível, como no caso de quando é utilizada a cogeração, estes ciclos se tornam viáveis. Como mostrado na Fig.2, no esquema de componentes utilizados, as potências WC1 e WC2 viriam de expansores movidos pelos gases de escape de motores Diesel.

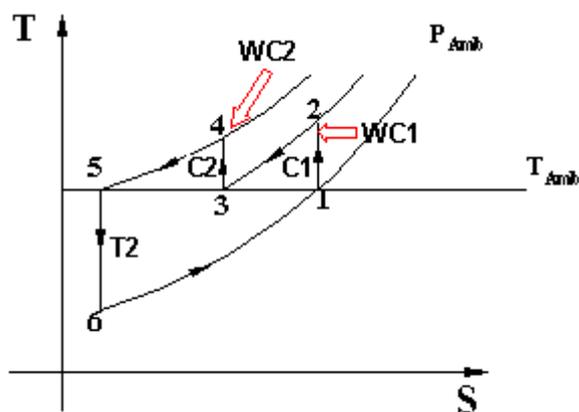


Figura 2. Diagrama Temperatura versus Entropia do ciclo a ar.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

O programa para a simulação do ciclo ar foi desenvolvido em linguagem C, baseando-se nas considerações apresentadas anteriormente.

Para o desenvolvimento teórico foram feitas as seguintes hipóteses:

- As turbinas e os compressores operam segundo um processo adiabático com um índice de irreversibilidade, dado pelo rendimento térmico dos turbo compressores;
- O ar e os gases de escape comportam-se como gases ideais;

3.1. Equacionamento Empregado

No estudo da energia dos turbocompressores foi utilizada a 1ª lei da termodinâmica desprezando os termos de energia cinética e potencial da 1ª lei da termodinâmica, considerando o processo adiabático e gás ideal. Tem-se:

$$\dot{W} = \dot{m}C_p(t_1 - t_2) \quad (1)$$

onde

t_1 - temperatura de entrada

t_2 - temperatura de saída

A relação entre as temperaturas é obtida pela equação dos gases perfeitos para um processo adiabático, dado pela equação (2).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

Equação do processo reversível adiabático

A correção do processo reversível para o processo irreversível é dada pelo rendimento da turbina ou do compressor

Para a turbina tem-se:

$$\eta = \frac{W_{Real}}{W_{Ideal}} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_2 - T_1)}{\dot{m}C_p(TS_2 - T_1)} \quad (4)$$

onde

TS_2 Temperatura dada pela equação do processo reversível adiabático

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{TS_2 - T_1} \quad (5)$$

Para a Compressor tem-se:

$$\eta = \frac{W_{Ideal}}{W_{Real}} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(TS_2 - T_1)}{\dot{m}C_p(T_2 - T_1)} \quad (7)$$

onde

TS_2 Temperatura dada pela equação do processo reversível adiabático.

$$\eta = \frac{TS_2 - T_1}{T_2 - T_1} \quad (8)$$

Das equações 2, 5 e 8 pode-se se obter a seguintes expressões.

Para a Turbina:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \eta \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (9)$$

Para a Compressor:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\left(\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta} \right] \quad (10)$$

As relações entre rendimentos e as relações de pressão $\frac{P_2}{P_1}$ foram obtidos com base nas curvas reais de operação do compressor e da turbina. Estas curvas são superfícies que representam, em função da massa de fluido que atua nas turbomáquinas, a relação de pressão e o rendimento destas turbomáquinas. As curvas de operação foram fornecidas pelo fabricante das turbomáquinas (Garrett do Brasil).

3.2. Resolução do algoritmo

A Figura (5) mostra o fluxograma geral do programa do ciclo de resfriamento.

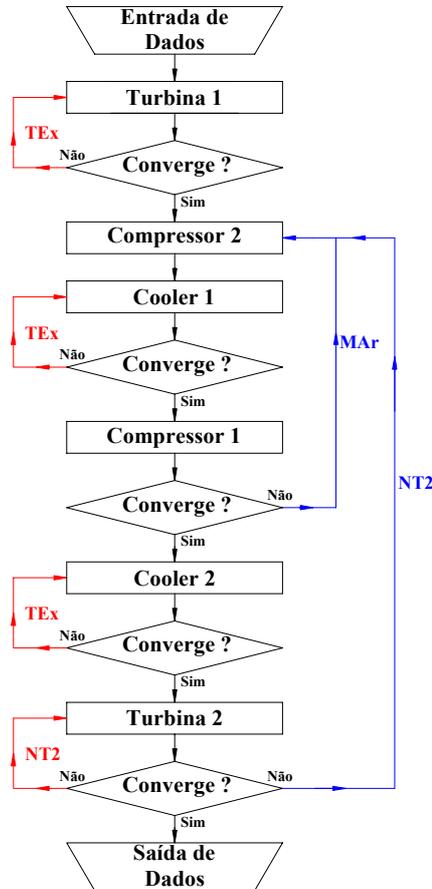


Figura 3. Fluxograma do programa do ciclo de resfriamento.

As equações apresentadas na seção (3.1), quando aplicadas aos testes de simulação, permitem desenvolver modelos usados no dimensionamento dos turbocompressores, nas determinações das condições do ar em cada etapa do ciclo, das temperaturas de entrada e saída da água nos trocadores de calor e das condições operacionais do sistema especificadas pelas relações de pressões nos turbocompressores e vazões dos gases de escape provenientes do motor, água nos trocadores de calor e de ar frio na saída do ciclo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A simulação do ciclo a ar foi feita usando a metodologia descrita na seção (3.1) com os valores aproximados de massa e estados dos gases de escape obtidos pela experimentação do motor.

O acoplamento dos sistemas de equações termodinâmicas, com os dados experimentais fornecidos pelos fabricantes e as curvas de operação das turbomáquinas permitiu a especificação dos conjuntos de turbomáquinas e a obtenção da eficiência e do produto da área pelo coeficiente de transferência de calor nos trocadores.

4.2. Simulação e especificação das condições operacionais do sistema

Os dados gerados pelo programa usado para as simulações mostram o estado do ar em cada etapa do ciclo, e, a partir destes resultados, é possível visualizar as regiões de operação do ciclo de

resfriamento, estabelecidas pela variação da rotação, temperatura e pressão de entrada dos gases de escape na Turbina 1.

A Figura (4) (a) mostra a variação da temperatura de saída da turbina 2 (T2) em relação à temperatura e pressão dos gases de escape na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna, para uma rotação da turbina 1 (T1) de 50.000 rotações por minuto (rpm). A Figura (4) (b) mostra a variação da pressão de saída na turbina 2 (T2) para o mesmo cenário experimental descrito pelas condições anteriores. A Figura (5) mostra a avaliação destes parâmetros quando a rotação da turbina 1 (T1) é de 52.500 rpm. Os resultados abaixo foram obtidos para temperatura ambiente de 308K, pressão atmosférica de 92,4 kPa e temperatura da água ambiente de 302 K (condições ambientes típicas de Uberlândia, MG).

Os resultados mostrados nas Fig. (4) e (5) representam as curvas de operação do ciclo a ar nas diferentes condições de entrada. Os resultados obtidos estão em função da temperatura e pressão de saída do ciclo.

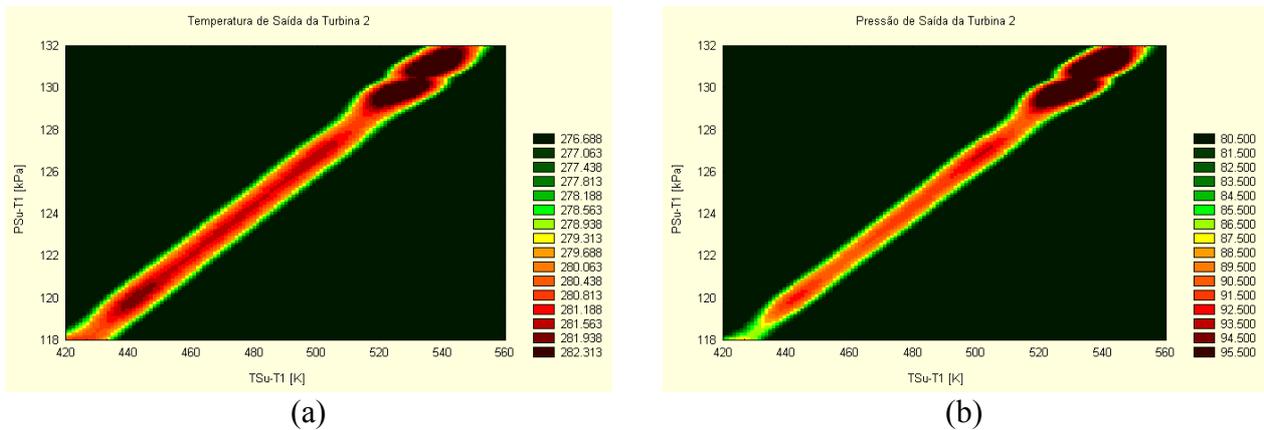


Figura 4. Gráficos de operação do ciclo de resfriamento para rotação de 50.000 rpm, (a) Gráfico de temperatura de saída do ciclo resfriamento, (b) Gráfico de pressão de saída do ciclo resfriamento

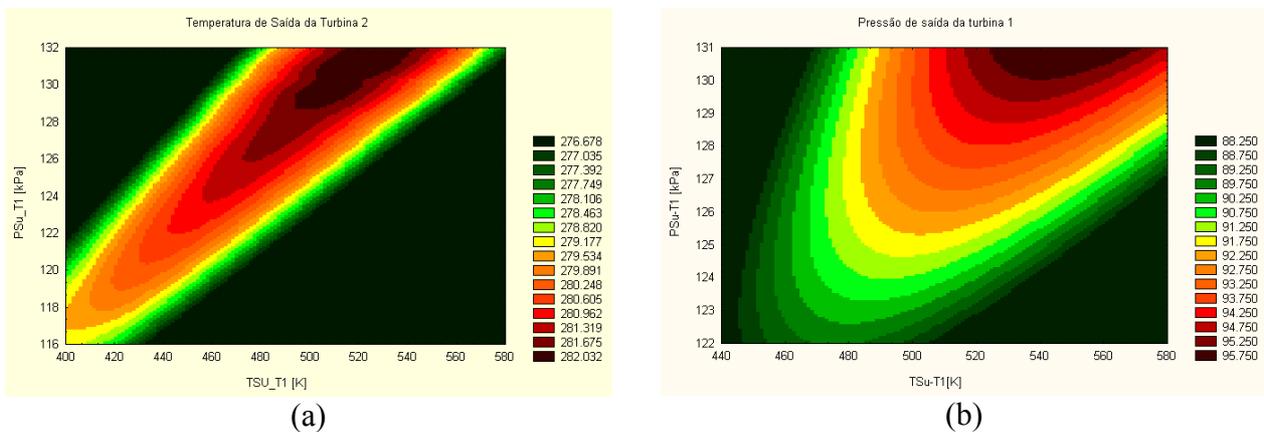


Figura 5. Gráficos de operação do ciclo de resfriamento para rotação de 52.500 rpm, (a) Gráfico de temperatura de saída do ciclo resfriamento, (b) Gráfico de pressão de saída do ciclo resfriamento

A análise das figuras mostra que, a medida que a rotação dos turbocompressores aumenta, a faixa que determina as regiões de operação se torna mais ampla, as regiões escuras, mostradas nas figuras, representam a divergência dos resultados com relação as curvas de operação das turbomáquinas.

Em termos de operação das turbomáquinas, espera-se que a temperatura de saída do ar deva ser da ordem de 273-278 K e a pressão de saída do ar deva ser maior que 92,4 kPa.

Os gráficos da Fig. (4) mostram que para a rotação de 50.000 rpm não é possível obter as condições de temperatura e pressão do ar na saída da turbina 2. Observa-se na figura que é

necessário operar na região central escura para obter pressões acima da atmosférica e nesta região obtém-se temperaturas superiores às temperaturas desejadas.

Uma análise similar dos gráficos da Fig. (5) mostra que, neste caso, as temperaturas e pressões na saída do ciclo a ar atendem as condições desejadas para o ar. Observa-se porém que é necessário aumentar a pressão e temperatura de saída dos gases de escape do motor Diesel, o qual inviabiliza o uso do motor Diesel usado nas simulações.

O estudo realizado mostra que é necessário avaliar as condições de operação do ciclo a ar (temperaturas e pressões) e redefinir claramente as especificações do motor Diesel a ser utilizado. Isto porque o fluxo de gases proveniente do motor limita a operação do ciclo a ar, tornando instável a simulação.

A tabela 1 mostra os estados levantados para as condições de pressão, temperatura e massas do motor a ser empregado

Variáveis	Turbina	Compressor 1	Turbina 2	Compressor 2
Rotação [RPM]	52500,0000	66423,6875	71547,9453	70998,8516
R. Pressão	1,3854	1,2494	1,4640	1,1723
Rendimento	0,4473	0,6964	0,6948	0,6580
Trabalho [kJ/s]	1,9843	1,9843	1,5089	1,5089
TSu [K]	485,7000	303,4176	303,4388	308,1500
TE _x [K]	445,7137	332,0317	281,6831	329,9096
PSu [kPa]	131,2000	108,3192	135,3309	92,4000
PE _x [kPa]	94,7045	135,3309	92,4387	108,3192
Massa [kg/s]	0,1000	0,0689	0,0689	0,0689
Variáveis	Cooler 1	Cooler 2		
TSu [K]	303,1500	303,1500		
TE _x [K]	326,6020	328,4615		
PSu [kPa]	92,4000	92,4000		
PE _x [kPa]	92,4000	92,4000		
Massa (H ₂ O) [kg/s]	0,0187	0,0187		

Os resultados mostrados na Tab.(1) são coerentes para a pressão de saída da turbina 2, que é a saída do ciclo de resfriamento. Porém observando pelo lado da temperatura, observa-se que a temperatura está acima da exigida pelo sistema de resfriamento. Com estas considerações foi proposto uma nova configuração do ciclo de resfriamento, cuja saída de ar da câmara de resfriamento é utilizada para pre-resfriar o ar que entra na turbina 2. Esta nova configuração está sendo avaliada.

5. CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste trabalho possibilitou a compreensão da operação do ciclo de resfriamento a ar, além de fornecer condições ótimas de funcionamento do ciclo.

Através dos resultados gerados pelo programa foi possível determinar a operação do sistema que atenda as necessidades de projeto apesar das limitações de convergência em determinadas etapas do programa. Com base nos resultados, uma nova configuração para o sistema foi proposta, modificando as condições de entrada nos trocadores de calor ar-água (“Coolers”). Os resultados do programa mostraram que o ciclo a ar é viável desde que condições operacionais adequadas sejam especificadas e pode ser utilizado em aplicações que exigem temperaturas do ar de resfriamento entre 0 e 10 °C. Esta em fase final a montagem de um resfriador prototipo para validação experimental deste ciclo, esperamos portanto em breve ter resultados reais da operação deste sistema de refrigeração.

6. AGRADECIMENTOS

À FAPEMIG (Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais) pelo auxílio financeiro à pesquisa.

7. REFERÊNCIAS

- van der Wekken, B. J. C. and van Gerwen, R. J. M., 1995, Cooling and Heating with the air cycle- The working principle and design of an air cycle refrigeration system, Air cycle seminar, TNO, Apeldoorn, Netherlands.
- Najjar, Y. S. H., 2000, Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp.179-197.
- Swift, W. L., Zagarola, M. V., Nellis, G. F., McCormick, J. A., Sixsmith, H. and Gibbon, J. A., 1999, Developments in Turbo Brayton technology for low temperature applications. Cryogenics, Vol. 39, pp.989-995.

COMPUTATIONAL IMPLEMENTATION FOR SIMULATION OF COOLING SYSTEMS IN AN AIR EXPANSION CYCLE USING TURBOMACHINES.

Martins, G.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
gmartins@mecanica.ufu.br

Resende, J. V.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
jvresende@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
oscarhm@mecanica.ufu.br

Melo, C. M. T.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
cmtmelo@mecanica.ufu.br

Pico, C. E.

Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila 2160 Bloco 1M, Cep 38400-089,
capico@mecanica.ufu.br

Abstract

The simulation of the behavior of an air expansion cycle put in motion by exhaust gases of internal combustion engines was made from a computational routine established in language C. The system moved by exhaust gases cools air that circulates through turbocompressors. The cooling occurs in a expansion cycle in steps characterized by the passage of air through turbomachines and heat exchangers (air-water) coupled in series. The program generates data from the mass and energy balances, air properties and efficiency in different stages of the cycle allowing to evaluate the variations in the parameters that determine the air state conditions in the cycle and the behavior of the submitted equipment to the different operational strategies. Thermodynamic equations of air cycle were used considering as an ideal gas, efficiency and pressure ratio given by the operation curves of the turbomachines supplied by the manufacturer. This cooling system constitutes a cogeneration compact system that does not affect the environment and gets air cooling temperatures in the cycle output next to 0°C.

Keywords: *Turbomachines, air cycle, cooling, cogeneration*