

WAGNER DA SILVA BOEIRA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UMA TURBINA A GÁS OPERANDO COM
COMBUSTÃO ENRIQUECIDA COM OXIGÊNIO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UMA TURBINA A GÁS OPERANDO COM
COMBUSTÃO ENRIQUECIDA COM OXIGÊNIO

WAGNER DA SILVA BOEIRA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof^ª. Dra. Adriane Prisco Petry
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

de modo especial, a meus pais, *Dorcelino* e *Gledi*, que sempre me incentivaram nessa caminhada

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, pelo dom da vida e sua beleza.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Smith Schneider* que transmitiu parte de seu conhecimento com amizade e paciência

aos meus pais *Dorcelino e Gledi*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

ao mestrando *Cristiano Frandalozo Maidana* e ao doutorando *Adriano Roberto da Silva Carotenuto*, pelo auxílio na elaboração deste trabalho.

No final, vencem os
que oram em vez de temer,
e agem em vez de lamentar.

Seicho Taniguchi

BOEIRA, W. S. Análise do comportamento de uma turbina a gás operando com combustão enriquecida com oxigênio. 2010. 29f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo a análise do comportamento de uma turbina a gás utilizando combustão enriquecida com oxigênio (em inglês *OEC – Oxygen-Enhanced Combustion*) até a proporção de 30% de oxigênio no oxidante. A metodologia utilizada é uma modelagem numérica da turbina, considerando o processo de combustão e conseqüente alteração do fluido de trabalho. A simulação contemplou cinco arranjos possíveis para o ciclo, considerando a utilização de *intercooler* e regeneradores, com o intuito de verificar o comportamento do ciclo utilizando esses equipamentos com a variação da proporção de oxigênio no oxidante. Também são feitas análises comparando os efeitos da alteração da proporção de oxigênio no oxidante, sobre parâmetros como eficiência da turbina e consumo de oxigênio, considerando a combustão estequiométrica e com excesso de oxidante. Todas as espécies químicas são tratadas como gases ideais. Obteve-se como principais resultados aumento de eficiência da turbina para todos os arranjos simulados, com o aumento da proporção de oxigênio no oxidante. Também verificou-se uma maior sensibilidade de alguns parâmetros à variação da proporção de oxigênio no oxidante para os casos em que a combustão ocorre com excesso de oxidante, em relação aos casos em que a combustão é considerada estequiométrica. Além disso, observou-se expressivo aumento da temperatura da combustão, para os casos estequiométricos, e também expressivo aumento do excesso de oxidante para controle da temperatura de combustão para os casos com excesso de oxidante

PALAVRAS-CHAVE: Turbinas a gás, Combustão enriquecida com oxigênio, Combustão estequiométrica, Combustão com excesso de oxidante

BOEIRA, W. S. Analysis of the behavior of a gas turbine working with oxygen-enhanced combustion. 2010. 29f. 2010. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The objective of this report is the analysis of a gas turbine behavior with Oxygen-Enhanced Combustion (OEC) up to oxygen proportion of 30% in the oxidant. The analysis methodology is a numerical modelling of the turbine, considering the combustion process and, consequently, the changes in the work fluid. Have been studied five possible assemblies, with an inter-cooler and regenerators, in order to check the behavior of the cycle coupled with these equipments, varying the porportion of oxygen in the oxidant. Also have been analyzed the effects of the changes in the proportion of oxygen in the oxidant over parameters like turbine efficiency and oxygen consumption, considering two situations of the combustion process: stoichiometric and with oxidant excess. All the chemical species are considered ideal gases. The main results were increases in the turbine efficiency and oxygen consumption for all studied cases, with the increase in the oxygen proportion in the oxidant. Also it was observed a higher sensitivity of some parameters to the change in the proportions of oxygen in the oxidant, in relation to the cases in which the combustion process is considered stoichiometric. Moreover, it was realized an expressive increase in the combustion temperature for the stoichiometric cases, and also an expressive increase in the oxidant excess in order to control the combustion temperature for the excess oxidant cases.

KEYWORDS: Gas turbines, Oxygen-Enhanced Combustion, Stoichiometric combustion, Oxidant excess combustion

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	10
3.1 Introdução	10
3.2 Descrição das alterações.....	11
3.3 Hipóteses de simplificação e equacionamento do sistema.....	11
3.3.1 Compressores e <i>intercooler</i>	11
3.3.2 Regeneradores de ar e oxigênio.....	13
3.3.3 Separador, injetor de O_2, câmara de combustão e misturador.....	14
3.3.4 Turbina.....	16
4. ANÁLISES DE RESULTADOS	17
5. CONCLUSÕES.....	23
8. REFERÊNCIAS	24
APÊNDICES	25
ANEXOS	28

1. INTRODUÇÃO

Historicamente a matriz energética brasileira é baseada no potencial hídrico. Em 2009 76,9% da energia elétrica consumida no Brasil proveio de usinas hidrelétricas (EPE, 2010). Segundo a mesma fonte, o crescimento de outras fontes alternativas de energia vem ganhando espaço na matriz energética nacional, como, por exemplo, a energia eólica e a biomassa. Contudo, a expansão das fontes renováveis não consegue atender a crescente demanda por energia elétrica, de modo que investimentos em termelétricas e usinas nucleares têm previsão de aumento para os próximos anos (EPE, 2007a).

Atualmente, as usinas termelétricas brasileiras são utilizadas principalmente em períodos de estiagem, quando os níveis dos reservatórios das hidrelétricas estão próximo do mínimo necessário para seu funcionamento. De acordo com o Plano Nacional de Energia 2030, vol. 5 (2007b) se prevê a possibilidade de um aumento substancial na implantação de turbinas a gás para geração de eletricidade, passando da potência instalada em 2008 de 11300 MW para 31500 a 60000 MW.

Com este panorama para o futuro, a necessidade de pesquisas na área de geração termelétrica é cada vez maior, tendo como principais objetivos a redução de emissão de gases do efeito estufa, o aumento da eficiência das usinas e a redução dos custos.

Uma alternativa que apresenta bom potencial para o alcance dos objetivos citados no parágrafo anterior é a combustão enriquecida com oxigênio (em inglês *OEC – Oxygen-Enhanced Combustion*). Diferentemente do processo convencional de combustão, onde o reagente (oxigênio) é encontrado no ar atmosférico, a corrente de oxidante tem suas frações molares alteradas com a redução da quantidade de nitrogênio de modo que a proporção de oxigênio seja maior que no ar atmosférico.

O presente trabalho parte do desenvolvimento iniciado por MAIDANA et al., 2010, na UFRGS, realizando uma prova de conceito da viabilidade técnica da operação de uma turbina a gás utilizando *OEC*. Os resultados avaliados são o comportamento da eficiência, o consumo de oxigênio, entre outros fatores, em função do aumento da concentração de oxigênio na corrente de oxidante.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste ponto faz-se necessária a definição de algumas convenções adotadas por simplificação: 1) as espécies químicas tratadas ao longo deste texto serão descritas por suas fórmulas como segue: oxigênio = O_2 ; nitrogênio = N_2 ; gás carbônico = CO_2 ; vapor d'água = H_2O ; metano = CH_4 , óxidos nítrico e nitroso = NO_x ; 2) o processo combustão enriquecida por oxigênio será descrito por sua sigla em inglês, *OEC*; 3) os gases de combustão serão tratados pela sigla *GC*; 4) o equipamento completo conhecido como turbina a gás será descrito somente pela sigla *TG*, ao passo que o termo turbina será utilizado para designar o componente responsável pela expansão dos gases de combustão e a consequente realização de trabalho na *TG*, compreendido entre os pontos 12 e 13 da Figura 1.

POOLA et al. (1996) realizaram estudos de *OEC* em motores de combustão interna para locomotivas, onde verificaram aumento da eficiência térmica da ordem de 13% para motores simplesmente aspirados e 4% para motores turbo alimentados. Também constataram a redução de particulados e fumos visíveis.

De acordo com BISIO et al. (2002) *OEC* justifica a redução do consumo de combustível devido à redução da quantidade de nitrogênio inerte no oxidante. Além disso, a possibilidade de produção de O_2 a partir de processos térmicos com troca de calor com os gases de combustão pode ser comparado com a economia proveniente do processo de aquecimento do ar de admissão. Entretanto, o uso de *OEC* reduz as perdas térmicas dos gases de exaustão, logo

existe um limite para produção de O_2 que respeita um balanço termodinâmico entre as correntes da instalação.

Segundo WU et al. (2010), a oxicomustão, processo no qual o oxidante da reação de combustão é O_2 com alta concentração, aumenta a eficiência térmica dos processos, porém o custo de adaptação da planta de uma instalação convencional para a implantação de oxicomustão é muito alto, por isso estudos em *OEC* são justificados, pois para enriquecimento até 28%, câmaras convencionais podem ser utilizadas.

MAIDANA et al. (2010) efetuaram a simulação de um ciclo simples de uma *TG* com enriquecimento até 30% de O_2 na corrente do oxidante, considerando o processo de combustão estequiométrico. Verificaram redução no consumo de combustível da ordem de 8,25% e redução do volume de gases de exaustão em 33,2%, além de aumentos significativos na temperatura adiabática de chama, em função do aumento da concentração de O_2 .

Cabe salientar que, em todos os artigos citados, percebeu-se um aumento substancial das emissões de NO_x , gases estes que representam um problema tão ou mais grave que a emissão de CO_2 , embora em alguns se perceba a redução de emissão deste último.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

3.1 Introdução

O estudo de *OEC* em *TG* desenvolvido por MAIDANA et al. (2010) é o ponto de partida para o presente trabalho, onde a turbina a gás é composta por apenas um compressor, uma turbina e um sistema de combustão para operação em *OEC*. Este ciclo, doravante chamado de **base** para fins de simplificação, recebeu outros componentes que visam aumentar sua eficiência ou trabalho específico líquido sempre em condições de *OEC*. Embora a análise de emissões não seja o foco principal do presente trabalho, utilizam-se alguns parâmetros que são justificados pela literatura como convenientes para a redução da formação de NO_x .

Ao ciclo original de Maidana foram adicionados componentes comuns em ciclos de *TG*, como regeneradores e inter-resfriadores entre estágios de compressão (em inglês *intercooler*). Além disso, a combustão é analisada com excesso de oxidante, de modo a controlar a temperatura na câmara de combustão. A Figura 1 mostra o ciclo proposto para análise.

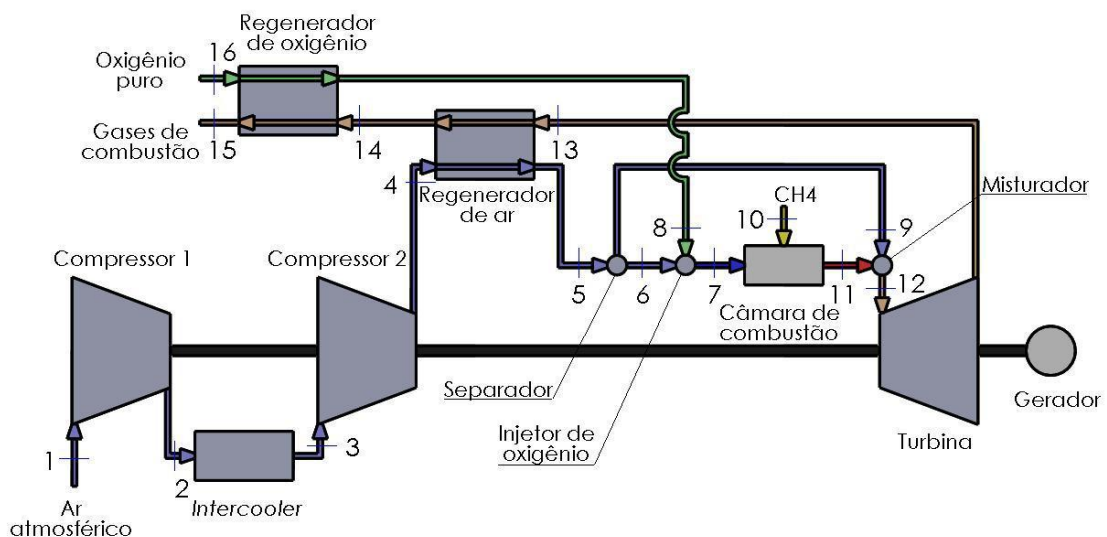


Figura 1: Diagrama da turbina a gás adaptada para combustão enriquecida por oxigênio.

3.2 Descrição das Alterações no Ciclo

A primeira alteração em relação ao ciclo original é a inserção de um *intercooler*, e a divisão da compressão do ar em dois estágios, pontos 1 a 4 da Figura 1. *Intercoolers* são trocadores de calor utilizados entre os estágios de compressão que visam diminuir a temperatura do gás de descarga a fim de reduzir trabalho de compressão e, conseqüentemente, aumentar o trabalho líquido do ciclo, sem alteração na turbina. A adição de um *intercooler* pode representar um ganho de até 30% no trabalho específico do ciclo. Contudo, a eficiência térmica do ciclo é reduzida em relação ao ciclo base, devido à redução da temperatura de admissão dos gases na câmara de combustão (BOYCE, 2002).

A segunda alteração proposta é a adição de um regenerador na corrente de ar de admissão do separador, pontos 4, 5, 13 e 14 da Figura 1. Regeneradores são trocadores de calor utilizados para recuperar calor disponível nos gases de exaustão para aquecer o ar de admissão, antes de efetuar-se a combustão. Com este processo é possível obter um aumento da eficiência térmica, pois é necessária menor quantidade de combustível para aquecer o ar à temperatura desejada na combustão (MORAN e SHAPIRO, 2002).

Assim como o regenerador de ar, o regenerador de O_2 tem a função de efetuar a troca de calor entre os gases de exaustão, a alta temperatura, com o oxigênio utilizado para enriquecimento do oxidante, evitando sua admissão na câmara de combustão a baixa temperatura.

3.3 Hipóteses de simplificação e equacionamento do sistema

As hipóteses de simplificação gerais utilizadas são as seguintes: 1) Regime permanente; 2) Todas as espécies químicas comportam-se como gases ideais; 3) Perdas de carga nas tubulações e nos componentes são desconsideradas; 4) As perdas de calor para o meio são desconsideradas; 5) O combustível é considerado CH_4 puro; 6) A dissociação proveniente dos processos de combustão, e por consequência a formação de traços de espécies químicas são desconsideradas no processo de combustão; 7) Variações das eficiências do compressor e da turbina em função da variação de vazão nos mesmos são desconsideradas; 8) As velocidades dos fluidos não são avaliadas, conseqüentemente se desprezam as propriedades de estagnação.

Abaixo é detalhado o equacionamento de cada componente do ciclo, bem como são descritas as respectivas hipóteses de simplificação específicas de cada um.

3.3.1 Compressor e *intercooler*

O compressor é dividido em dois estágios e entre eles é posto o *intercooler* para efetuar a redução da temperatura do ar de compressão. As principais hipóteses simplificativas para o compressor com dois estágios são as seguintes: 1) Ambos os estágios apresentam a mesma eficiência isentrópica, η_{ci} ; 2) Ambos os estágios apresentam a mesma razão de compressão, r_{pi} . O compressor é considerado adiabático, e, segundo MORAN e SHAPIRO (2002), o principal parâmetro para análise é sua eficiência isentrópica, que é dada pela Equação (1) para o primeiro e o segundo estágio de compressão:

$$\eta_{c1} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad \eta_{c2} = \frac{\bar{h}_{4s} - \bar{h}_3}{\bar{h}_4 - \bar{h}_3} \quad (1)$$

$$\text{para } \bar{s}_{2s} = \bar{s}_1 \quad \bar{s}_{4s} = \bar{s}_2 \quad (2)$$

As razões de compressão de cada estágio, r_{pi} , são definidas pela Equação (3), ao passo que razão de compressão total do ciclo, r_p , é definida pela Equação (4):

$$r_{p,1} = r_{p,2} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} \quad (3)$$

$$r_p = r_{p1} r_{p2} \quad (4)$$

Note-se que a escolha de valores iguais para as razões de compressão dos dois estágios foram baseadas na literatura (BOYCE, 2002), que indica que a máxima eficiência para este tipo de configuração é obtida quando as duas razões de compressão são iguais a $\sqrt{p_4/p_1}$.

A conservação da massa nos estágios 1 e 2 é definida pelas seguintes equações, respectivamente:

$$\dot{n}_1 = \dot{n}_2 \quad \dot{n}_3 = \dot{n}_4 \quad (5)$$

A potência consumida, \dot{W}_{ci} [kW], e o trabalho específico, w_i [kJ/kg], em cada estágio de compressão são dados pelas equações (6) e (7), respectivamente. Ao passo que a potência total consumida no compressor, \dot{W}_c [kW], e o trabalho específico total de compressão, w_c [kJ/kg], são dados pelas equações (8) e (9):

$$\dot{W}_{c1} = \dot{n}_1 (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) \quad \dot{W}_{c2} = \dot{n}_3 (\bar{h}_3 - \bar{h}_4) \quad (6)$$

$$w_{c1} = \frac{\dot{W}_{c1}}{\dot{n}_1 M_1} \quad w_{c2} = \frac{\dot{W}_{c2}}{\dot{n}_2 M_2} \quad (7)$$

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2} \quad (8)$$

$$w_c = w_{c1} + w_{c2} \quad (9)$$

Para um estado qualquer i , definiu-se que (salvo especificado ao contrário): \bar{h}_i [kJ/kmol] é a entalpia específica, \bar{s}_i [kJ/kmol K] é a entropia específica, \dot{n}_i [kmol/s] é a vazão molar, \bar{h}_{is} [kJ/kmol] é a entalpia específica para uma transformação isentrópica, \bar{s}_{is} [kJ/kmol K] é a entropia específica para uma transformação isentrópica, p_i [kPa] é a pressão, e M_i [kg/kmol] é a massa molecular da mistura.

Salienta-se que ao longo deste texto, as propriedades serão avaliadas como propriedades de misturas de gases, por essa razão, segundo BEJAN et al. (1996):

$$\bar{h}_i = \sum_{k=1}^N x_{k,i} \bar{h}_{k,i} \quad (10)$$

$$\bar{s}_i = \sum_{k=1}^N x_{k,i} \bar{s}_{k,i} \quad (11)$$

$$\dot{n}_i = \sum_{k=1}^N x_{k,i} \dot{n}_{k,i} \quad (12)$$

$$M_i = \sum_{k=1}^N x_{k,i} M_{k,i} \quad (13)$$

Sendo, k o k -ésimo composto da mistura ($k = O_2, N_2, CO_2, H_2O, CH_4$) e N é o número de substâncias puras na mistura: $x_{k,i}$ é a fração molar do k -ésimo composto da mistura no ponto i ; e $\bar{h}_{k,i}$, $\bar{s}_{k,i}$, $\dot{n}_{k,i}$ e $M_{k,i}$ são respectivamente a entalpia específica [kJ/kmol], a entropia específica [kJ/kmol K], a vazão molar [kmol/s] e a massa molecular [kg/kmol] do k -ésimo composto da mistura no ponto i .

O *intercooler* é modelado como um trocador de calor no qual a corrente fria é o ar ambiente. Como, as condições do ar de entrada na corrente fria são as mesmas do ponto 1, e não há interesse nesse trabalho nas condições de saída do ar da corrente fria, o equacionamento deste componente foi simplificado, como pode ser visto a seguir:

$$\eta_{it} = \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_3}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{it} = \dot{n}_2 (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) \quad (15)$$

onde, η_{it} , é a eficiência do intercooler; e \dot{Q}_{it} [kW] é o calor cedido ao meio.

As condições de operação do equipamento, sem extração de gases e desconsiderando-se as perdas de carga, levam a:

$$\dot{n}_2 = \dot{n}_3 \quad p_2 = p_3 \quad (16)$$

3.3.2 Regeneradores de ar e oxigênio

A efetividade do regenerador de ar, ε_{reg} , e a conservação da massa de ar e da massa dos gases de exaustão são dadas pelas equações (17) e (18), respectivamente (INCROPERA et al. 2008):

$$\varepsilon_{reg} = \frac{T_5 - T_4}{T_{13} - T_4} \quad (17)$$

$$\dot{n}_4 = \dot{n}_5 \quad \dot{n}_{13} = \dot{n}_{14} \quad (18)$$

O balanço de energia é dado pela Equação (19):

$$\dot{n}_{13} (\bar{h}_{13}^* - \bar{h}_{14}^*) = \dot{n}_4 (\bar{h}_5 - \bar{h}_4) \quad (19)$$

O regenerador de oxigênio é modelado de maneira semelhante ao regenerador de ar, a efetividade do regenerador, os balanços de massa nas duas vazões, quente e fria, e o balanço de energia, são apresentados nas equações (20) a (22), respectivamente:

$$\varepsilon_{reg,O_2} = \frac{T_8 - T_{16}}{T_{14} - T_{16}} \quad (20)$$

$$\dot{n}_{16} = \dot{n}_8 \qquad \dot{n}_{15} = \dot{n}_{14} \qquad (21)$$

$$\dot{n}_{14} (\bar{h}_{14}^* - \bar{h}_{15}^*) = \dot{n}_{16} (\bar{h}_8 - \bar{h}_{16}) \qquad (22)$$

onde T_i [K] é a temperatura no ponto i .

A escolha das Equações (17) e (20) está justificada no Apêndice A.

Salienta-se que nas equações (19) e (22) o termo \bar{h}_i^* [kJ/kmol] é a entalpia dos gases de combustão no ponto i , devido somente à variação de temperatura dos mesmos, ou seja:

$$\bar{h}_i^* = \sum_{k=1}^N (x_{k,i} \bar{h}_{k,i} - x_{k,i} \bar{h}_k^0) \qquad (23)$$

onde, \bar{h}_k^0 [kJ/kmol] é a entalpia de formação do k -ésimo composto da mistura a temperatura de 298,15 K e pressão de 1 atm.

Essa manobra é necessária por duas razões: 1) como não há formação de nenhum composto no regenerador, a disponibilidade para troca de calor é devido somente à diferença de temperatura das substâncias; 2) o programa utilizado para a solução do problema não faz distinção entre entalpia de formação e variação de entalpia devido à diferença de temperatura, e ainda os diversos compostos que formam as misturas de gases da análise, possuem temperaturas de referência diferentes, sendo que para o O_2 e o N_2 a entalpia de formação é nula a temperatura ambiente.

Também de acordo com a hipótese de simplificação 3:

$$p_4 = p_5 \qquad p_{13} = p_{14} = p_{15} \qquad p_8 = p_{16} \qquad (24)$$

3.3.3 Separador, injetor de O_2 , câmara de combustão e misturador

A câmara de combustão, o separador e o misturador são modelados de forma semelhante a CARVALHO (2006), porém com a adição de um injetor de O_2 , para efetuar o enriquecimento do oxidante. As equações de balanço de espécies químicas também foram modificadas para permitir a análise da combustão com excesso de oxidante.

No separador, a vazão de ar proveniente do compressor é dividida em duas partes. A primeira (y) é admitida na câmara de combustão para sofrer reação com o combustível nas zonas de queima e recirculação, a segunda ($1-y$), por sua vez, é desviada para a zona de diluição da câmara (BOYCE, 2002) a fim de manter a temperatura de entrada na turbina constante e igual a 1373,15 K. O equacionamento do separador também segue os balanços de massa e de energia, conforme descrito abaixo:

$$\dot{n}_6 = y \dot{n}_5 \qquad (25)$$

$$\dot{n}_9 = (1-y) \dot{n}_5 \qquad (26)$$

$$\dot{n}_5 \bar{h}_5 = \dot{n}_6 \bar{h}_6 + \dot{n}_9 \bar{h}_9 \qquad (27)$$

$$p_5 = p_6 = p_9 \qquad (28)$$

No injetor de O_2 a fração de ar de combustão, \dot{n}_6 , é enriquecida com oxigênio. Também esta parte do ciclo é modelada por balanços de massa e energia, e a pressão se mantém constante:

$$\dot{n}_7 = \dot{n}_6 + \dot{n}_8 \quad (29)$$

$$\dot{n}_7 \bar{h}_7 = \dot{n}_6 \bar{h}_6 + \dot{n}_8 \bar{h}_8 \quad (30)$$

$$p_6 = p_7 = p_8 \quad (31)$$

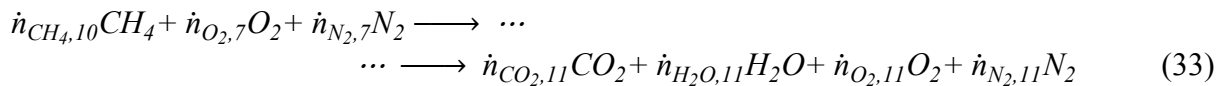
Além disso, a composição do oxidante é alterada devido à adição de O_2 , e a relação entre as frações molares de cada composto é dada pela Equação (32):

$$x_{N_2,7} = 1 - x_{O_2,7} \quad (32)$$

Considerações mais detalhadas sobre essa equação são feitas na próxima seção.

O processo de combustão é modelado pela 1ª Lei da Termodinâmica, considerando a câmara adiabática, e que a combustão é completa, sem formação de traços de espécies, independentemente da temperatura que possa vir a ser atingida durante a reação de combustão. Além disso a cinética química é desconsiderada.

A equação geral da combustão para o processo de *OEC*, adaptada de BAUKAL (1998), está descrita abaixo:



Efetuando-se o balanço de espécies químicas para o carbono, o hidrogênio, o oxigênio e o nitrogênio obtêm-se as seguintes relações entre as vazões molares das espécies dos reagentes e dos produtos, tem-se:

$$\dot{n}_{CH_4,10} = \dot{n}_{CO_2,11} \quad (34)$$

$$4\dot{n}_{CH_4,10} = 2\dot{n}_{H_2O,11} \quad (35)$$

$$2\dot{n}_{O_2,7} = 2\dot{n}_{CO_2,11} + \dot{n}_{H_2O,11} + 2\dot{n}_{O_2,11} \quad (36)$$

$$2\dot{n}_{N_2,7} = 2\dot{n}_{N_2,11} \quad (37)$$

$$\dot{n}_{11} = \dot{n}_{CO_2,11} + \dot{n}_{H_2O,11} + \dot{n}_{O_2,11} + \dot{n}_{N_2,11} \quad (38)$$

O balanço de energia do processo de combustão está descrito nas equações (39) a (41):

$$H_r = H_p \quad (39)$$

$$H_r = \dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_{10} \bar{h}_{10} \quad (40)$$

$$H_p = \dot{n}_{11} \bar{h}_{11} \quad (41)$$

onde, H_r [kW] é a taxa de entalpia dos reagentes; H_p [kW] é a taxa de entalpia dos produtos. Como o processo é considerado adiabático, estas duas grandezas devem ser conservadas, Equação (39).

Para processos de *OEC* deve-se utilizar o parâmetro razão oxigênio-combustível, S , ao invés da razão ar-combustível como em outros processos de combustão. Segundo BAUKAL (1998), S é definido como:

$$S = \frac{\text{Vazão volumétrica de } O_2 \text{ no oxidante}}{\text{Vazão volumétrica de } CH_4} = \frac{\dot{n}_{O_2,7}}{\dot{n}_{CH_4,10}} \quad (42)$$

Essa alteração é necessária, pois se fosse utilizada a razão ar-combustível, ou ainda uma razão oxidante-combustível, para processos *OEC*, para cada composição do oxidante, ela deveria ser reavaliada. Ressalta-se, ainda, que devido a esta alteração, o valor de S para o caso estequiométrico é 2, pois, como mencionado acima, esta equação relaciona quantidades de O_2 e CH_4 e não quantidades de ar.

Valendo-se da hipótese de simplificação 3, as pressões na câmara de combustão são descritas pela equação (43):

$$p_7 = p_{10} = p_{11} \quad (43)$$

No misturador o ar de diluição, vindo de 9, é misturado aos gases de combustão para manter a temperatura de entrada na turbina, T_{12} , constante. O equacionamento desse ponto também segue os balanços de massa, Equação (44), energia, Equação (45) e balanço de pressão, Equação (46):

$$\dot{n}_{11} + \dot{n}_9 = \dot{n}_{12} \quad (44)$$

$$\dot{n}_{11}\bar{h}_{11} + \dot{n}_9\bar{h}_9 = \dot{n}_{12}\bar{h}_{12} \quad (45)$$

$$p_9 = p_{11} = p_{12} \quad (46)$$

3.3.4 Turbina

A turbina é modelada de forma semelhante ao compressor, porém, aquela possui somente um estágio. Também o principal parâmetro avaliado é a eficiência isentrópica, η_t :

$$\eta_t = \frac{\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}}{\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13s}} \quad (47)$$

$$\text{para } \bar{s}_{13} = \bar{s}_{13s} \quad (48)$$

A razão de compressão da turbina é a mesma dos compressores, logo:

$$p_{13} = p_{12}/r_p \quad (49)$$

O balanço de massa, a potência gerada pela turbina, \dot{W}_t [kW], e o trabalho específico da turbina, w_t , [kJ/kg] são dados pelas equações (50) a (52), respectivamente:

$$\dot{n}_{12} = \dot{n}_{13} \quad (50)$$

$$\dot{W}_t = \dot{n}_{12}(\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) \quad (51)$$

$$w_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{n}_{12}M_{12}} \quad (52)$$

A potência líquida gerada pelo ciclo, \dot{W}_{liq} [kW], a eficiência do ciclo, η_{ciclo} , e o trabalho específico líquido, w_{liq} [kJ/kg], são calculados conforme as equações (53) a (55), respectivamente:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_e + \dot{W}_c \quad (53)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{n}_{10}M_{10}PCI} \quad (54)$$

$$w_{liq} = w_t + w_c \quad (55)$$

Salienta-se que o fluido de trabalho no compressor e na turbina são diferentes, no primeiro é ar atmosférico, ao passo que no segundo é *GC*, contudo COHEN et al. (1996) resolveram problemas similares ao proposto utilizando a Equação (55) para avaliar w_{liq} .

4. ANÁLISES DE RESULTADOS

Para a simulação do problema foi utilizado o programa *EES* (Sigla em inglês de *Engineering Equation Solver*), distribuído pela empresa *F-chart* (www.f-chart.com). Este programa possui uma biblioteca de propriedades de várias substâncias puras, de modo que a simulação valeu-se destes dados para obter a solução. A solução dos sistemas de equações é baseado no método de Newton-Raphson.

O ciclo base proposto por MAIDANA et al. (2010) foi simulado com o objetivo de obter valores de referência para as análises que foram propostas no presente trabalho. A única alteração feita refere-se às eficiências isentrópicas do compressor e da turbina, que passaram de 60% para 86%, e de 80% para 86%, respectivamente, para que ambas se aproximassem de valores encontrados em equipamentos usuais, como na simulação do caso CGAM (BEJAN et al., 1996). O diagrama do ciclo base encontra-se no Anexo A.

Em um segundo momento, as alterações citadas na seção 4 foram aplicadas ao ciclo base e os novos arranjos foram simulados em condições de *OEC*. A quantidade de O_2 do oxidante foi variada de 21%, na condição atmosférica, até 30%, mantendo-se sempre a razão oxigênio/combustível dentro do limite da estequiometria. A potência líquida serviu como balizador para a análise, sendo igual a 30 MW em todas as situações. A Tabela 1 mostra os arranjos propostos. Os arranjos 2, 3 e 4 podem ser visualizados no Apêndice C.

Tabela 1: Arranjos propostos para as simulações (referente à Figura 1).

Caso	Tipo de ciclo
1	Ciclo base
2	Ciclo base + <i>Intercooler</i>
3	Ciclo base + Regenerador de ar
4	Ciclo base + <i>Intercooler</i> + Regenerador de ar
5 (completo)	Ciclo base + <i>Intercooler</i> + Regeneradores de ar + Regenerador de O_2

Por fim, o ciclo base juntamente com todos os casos propostos na Tabela 1 foram novamente simulados considerando a combustão com excesso de oxidante, a fim de manter a

temperatura dos gases na câmara de combustão fixa ($T_{11} = 2000,15$ K). A potência líquida foi mantida a mesma, 30 MW, para todas as situações de modo a permitir comparações entre os casos estequiométricos e com excesso de oxidante.

A Tabela 2 apresenta as condições e parâmetros de operação dos diferentes componentes nos arranjos simulados.

Tabela 2: Condições de operação de cada componente.

<p>Compressor de ar e <i>intercooler</i> $T_1 = 298,15$ K; $p_1 = 101,3$ kPa Frações molares: $x_{O_2,1} = 0,21$; $x_{N_2,1} = 0,79$ Razões de compressão: $r_{p1} = r_{p2} = 3,16$ Eficiências : $\eta_{c1} = \eta_{c2} = 0,86$; $\eta_{it} = 0,8$</p>	<p>Regeneradores de ar e oxigênio $T_{16} = 298,15$ K; $p_{16} = 1013$ kPa Frações molares: $x_{O_2,16} = 1$ Efetividades: $\varepsilon_{reg} = \varepsilon_{reg,O_2} = 0,8$</p>
<p>Separador Frações molares: $x_{O_2,5} = x_{O_2,6} = x_{O_2,9} = 0,21$ $x_{N_2,5} = x_{N_2,6} = x_{N_2,9} = 0,79$</p>	<p>Câmara de combustão $T_{10} = 298,15$ K $S = 2$ (somente estequiométrico) $T_{11} = 2000,15$ K (somente excesso de oxidante)</p>
<p>Misturador $T_{12} = 1373,15$ K (1100 °C)</p>	<p>Turbina Eficiência: $\eta_t = 0,86$ Potência líquida: $\dot{W}_{liq} = 30$ MW Poder calorífico inf.: $PCI = 50020$ kJ/kg</p>

A composição do ar de admissão em todos os arranjos estudados (ponto 1 da Figura 1) foi sempre tomada de forma simplificada como uma mistura de 21% de O_2 e 79% de N_2 , de modo que outros componentes, como CO_2 , H_2O , entre outros gases presentes no ar foram desconsiderados. Os únicos pontos do ciclo onde ocorrem alterações das frações molares e/ou reações químicas são os pontos 7, 11 e 12 da Figura 1. Estas proporções de O_2 e N_2 do ponto 1 são também válidas para os pontos 2 a 6 e 9.

Embora se saiba que o oxigênio disponível comercialmente apresenta níveis de concentração que variam de 88% a 99,5%, assumiu-se, também por simplificação, que o oxigênio utilizado para enriquecimento apresenta 100% de concentração. A corrente de oxidante que alimenta o combustor (ponto 7) é dosada seguindo a Equação (32), que determina o balanço das frações molares. Se a fração de O_2 é enriquecida com a corrente do ponto 8, a fração de N_2 deve ser reduzida para manter a soma de ambas igual a 1 (ou 100%).

A primeira seqüência de simulações foi efetuada para avaliar o comportamento da eficiência dos arranjos propostos (Figura 2) em função do enriquecimento com O_2 do oxidante para a combustão estequiométrica, comparados com os resultados obtidos para o ciclo básico.

Como pode ser verificado, o enriquecimento aumenta a eficiência do ciclo para todas as configurações analisadas, porém é importante salientar que a situação onde só é utilizado *intercooler* apresentou redução de eficiência em relação ao ciclo base, para todas as composições de oxidante. Isso é devido à redução da temperatura do ar na admissão da câmara de combustão, o que acarreta em maior consumo de combustível (MORAN e SHAPIRO, 2002). Outro ponto interessante que pode ser inferido da Figura 2 é a redução do efeito de enriquecimento para as situações que utilizam somente o regenerador de ar, sem a utilização do regenerador de O_2 . Este efeito pode ser justificado pelo fato de o O_2 ser adicionado a temperatura ambiente (sem o regenerador de O_2 , a temperatura no ponto 8 é igual à temperatura no ponto 16). Logo, quanto maior o nível de enriquecimento, menor a temperatura de entrada na câmara de combustão, reduzindo o efeito de aumento de eficiência proveniente do enriquecimento. Por esse motivo o arranjo completo, que utiliza regeneradores de ar e O_2 , apresenta eficiência

maior que o arranjo que utiliza somente *intercooler* e regenerador de ar, à medida que aumenta-se a concentração de O_2 no oxidante. O comportamento de T_7 , a temperatura de admissão na câmara de combustão, pode ser visto no Apêndice B, para todas as simulações com combustão estequiométrica.

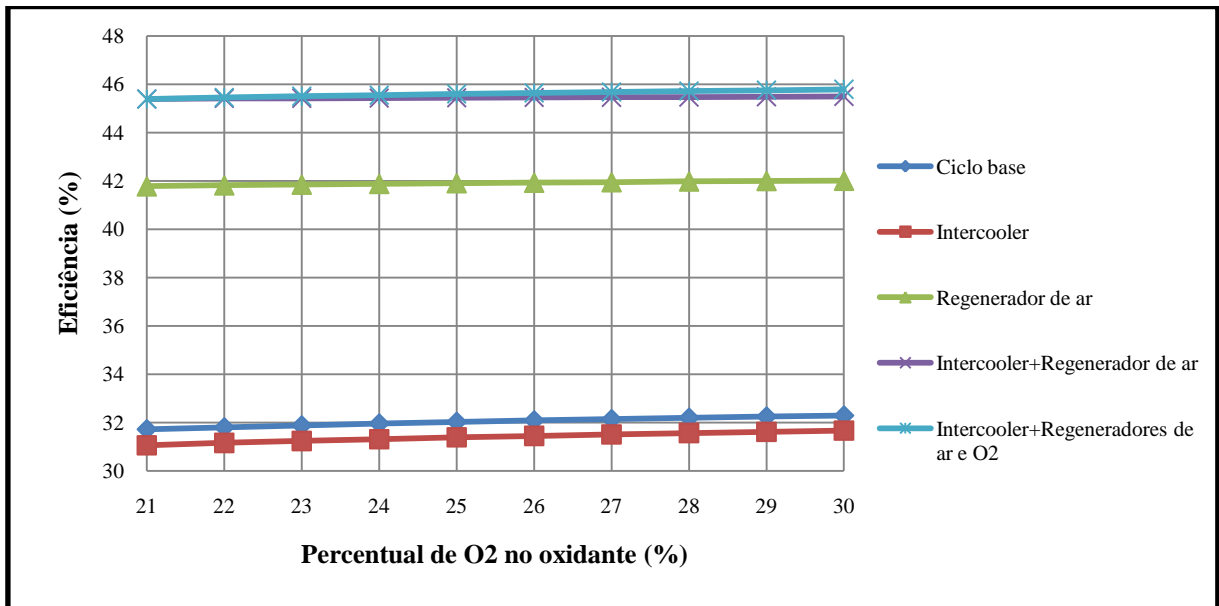


Figura 2- Eficiência dos arranjos propostos em função do enriquecimento com O_2 do oxidante para a combustão estequiométrica.

O mesmo procedimento de análise utilizado para a eficiência foi utilizado para o trabalho específico líquido que não apresentou variação significativa com OEC . Os resultados podem ser vistos no Apêndice B.

A Figura 3 compara a variação da eficiência em função do enriquecimento com O_2 do ciclo completo com combustão estequiométrica e com combustão com excesso de oxidante

A temperatura na câmara de combustão para caso com excesso de oxidante foi escolhida de acordo com BOYCE (2002), por ser um limite para a formação de quantidade aceitável de NO_x . De acordo com esta referência, a temperaturas mais elevadas a formação destes compostos aumenta rapidamente, e a temperaturas mais baixas a quantidade de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados pode ser considerável.

Percebe-se que eficiência apresenta aumento máximo de aproximadamente 0,4% para combustão estequiométrica, e de aproximadamente 1% para combustão com excesso de oxidante, em função do enriquecimento com O_2 . Essa diferença entre os casos é devido à menor potência de compressão necessária no caso com excesso de oxidante. Para o caso com excesso de oxidante esta redução é de aproximadamente 7,8% para concentração de 30% de O_2 , em relação à concentração de 21% de O_2 . Em contrapartida, a redução da potência consumida na compressão para o caso estequiométrico e da ordem de 2,7% para concentração de 30% de O_2 , também em relação à concentração de 21% de O_2 . A Tabela B1 do Apêndice B mostra a variação da potência necessária para a compressão em função da quantidade de O_2 no oxidante.

A Figura 4a mostra a variação do consumo de O_2 em função da quantidade de O_2 no oxidante, ao passo que a Figura 4b mostra a variação de vazão no compressor também em função da quantidade de O_2 no oxidante, para o caso 5 (arranjo completo) da Tabela 1, operando com combustão estequiométrica e com excesso de oxidante. O caso base operando com combustão estequiométrica é mostrado como referência.

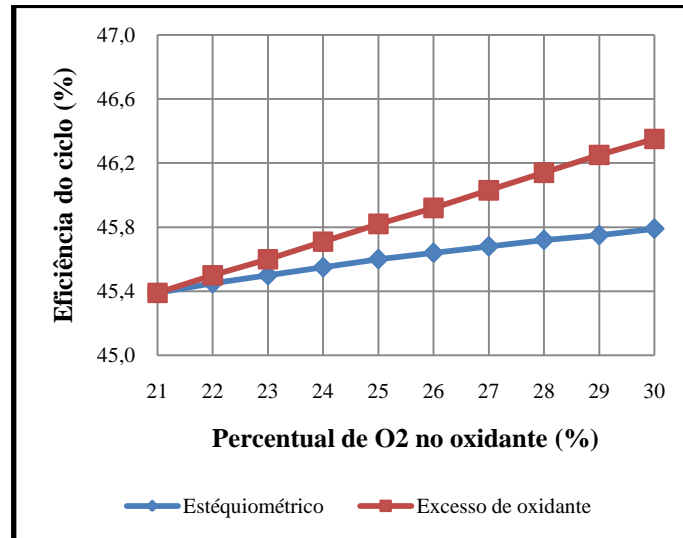


Figura 3: Variação da eficiência em função do enriquecimento de O_2 do ciclo completo operando com combustão estequiométrica e com excesso de oxidante.

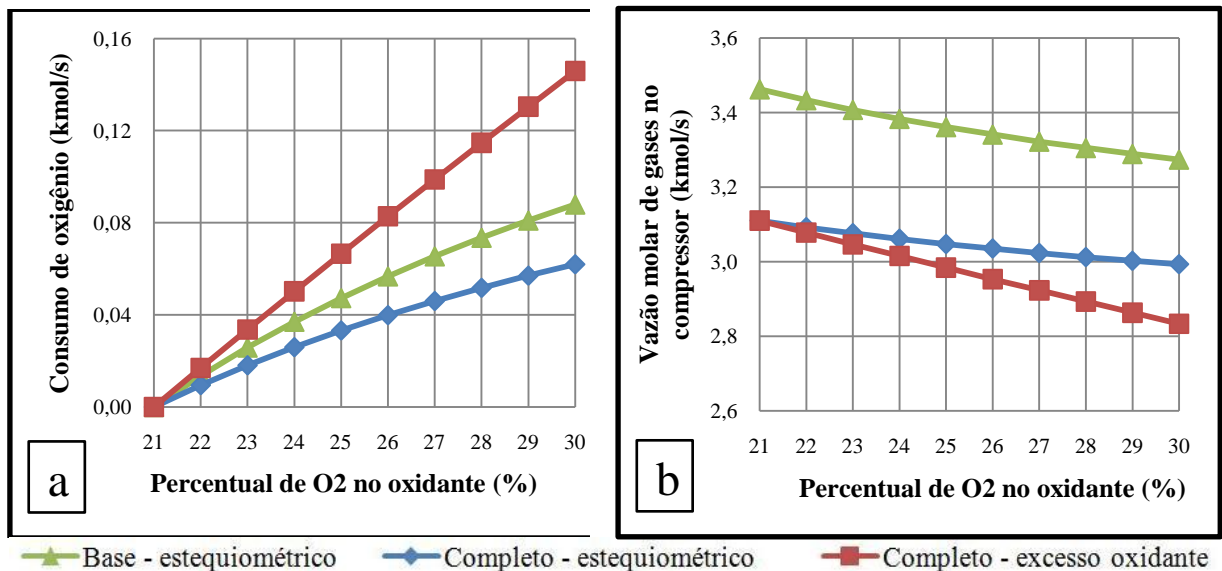


Figura 4: a) Variação do consumo de O_2 ; b) Variação da vazão no compressor, ambos em função da quantidade de O_2 no oxidante.

Como se pode ver no gráfico da Figura 4a, o ciclo completo operando estequiometricamente apresentou redução do consumo de O_2 em relação ao ciclo base estequiométrico, para todos os níveis de enriquecimento. Por outro lado, o comportamento do ciclo completo com excesso de oxidante apresentou acréscimo de aproximadamente 66% em relação ao ciclo base estequiométrico, para 30% de O_2 no oxidante, enquanto a redução de consumo de O_2 para o caso completo com combustão estequiométrica foi de aproximadamente 30%, para o mesmo nível de enriquecimento.

Pelo gráfico da Figura 4b, a vazão molar de gases no compressor apresentou redução em ambas as situações, estequiométrica e com excesso de oxidante, para o ciclo completo

quando comparados com o ciclo base estequiométrico para todos os níveis de enriquecimento com O_2 . Salienta-se a menor sensibilidade do ciclo completo com combustão estequiométrica ao enriquecimento, pois para 21% de O_2 no oxidante a diferença entre a vazão desta situação e a do ciclo base é da ordem de 10%, enquanto para 30% de O_2 no oxidante esta diferença cai para volta de 8,5%. Ao contrário, o ciclo completo com excesso de oxidante apresentou maior sensibilidade que os outros, para 21% de O_2 no oxidante, também apresenta diferença de 10% em relação ao ciclo base, porém para 30% de O_2 no oxidante, a diferença é de, aproximadamente, 13,5%.

Ainda com base na Figura 4, se pode perceber que na situação do ciclo completo com excesso de oxidante, a redução de vazão de gases de admissão, é equilibrada com um maior consumo de O_2 à medida que se aumenta sua concentração no oxidante.

A Figura 5a mostra o comportamento da temperatura na câmara de combustão para as simulações do acoplamento individual dos componentes descritos na Tabela 1 considerando a combustão estequiométrica. Para todas as configurações analisadas, a temperatura na câmara apresentou aumento significativo com o enriquecimento com O_2 no oxidante. No caso de combustão estequiométrica, esta é a temperatura adiabática de chama (hipótese 4), e esse comportamento está de acordo com a literatura (BAUKAL, 1998).

Conforme mencionado anteriormente, outra condição de operação foi explorada, permitindo-se que a composição da alimentação saísse da imposição de condição estequiométrica. Nesse caso, prescreveu-se a temperatura T_{11} de 2000,15 K, permitindo que a relação entre oxigênio e combustível fosse calculada pelo programa, expressa pela razão S . O comportamento de S , a razão oxigênio-combustível, para combustão com excesso de oxidante é apresentado na Figura 5b para os mesmos arranjos da TG. Percebe-se que S apresentou aumento significativo com o enriquecimento com O_2 do oxidante

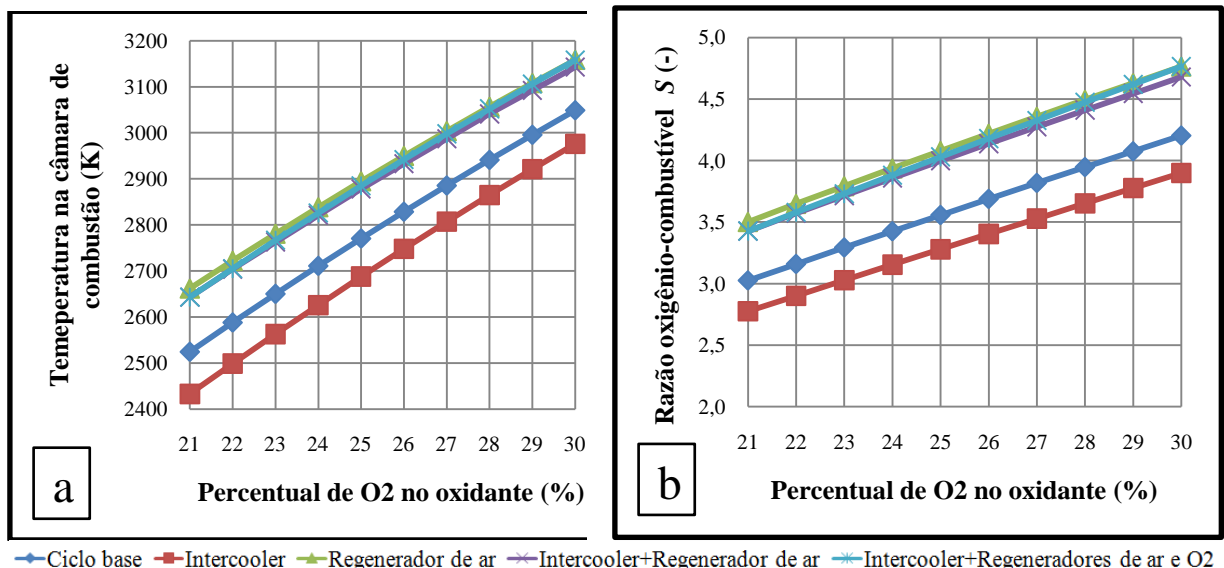


Figura 5: a) Temperatura na câmara de combustão; b) Razão oxigênio-combustível S , ambos em função do enriquecimento com O_2 no oxidante, para os vários equipamentos.

Não foi possível correlacionar os resultados de S com o limite de flamabilidade, pois não foi encontrado na literatura dados referentes a esse comportamento (flamabilidade) em situações de *OEC*.

A Figura 6 mostra a variação de y , a fração de ar admitida na câmara que sofre processo de combustão, para o ciclo completo operando estequiometricamente e com excesso de oxidante em relação ao ciclo base estequiométrico.

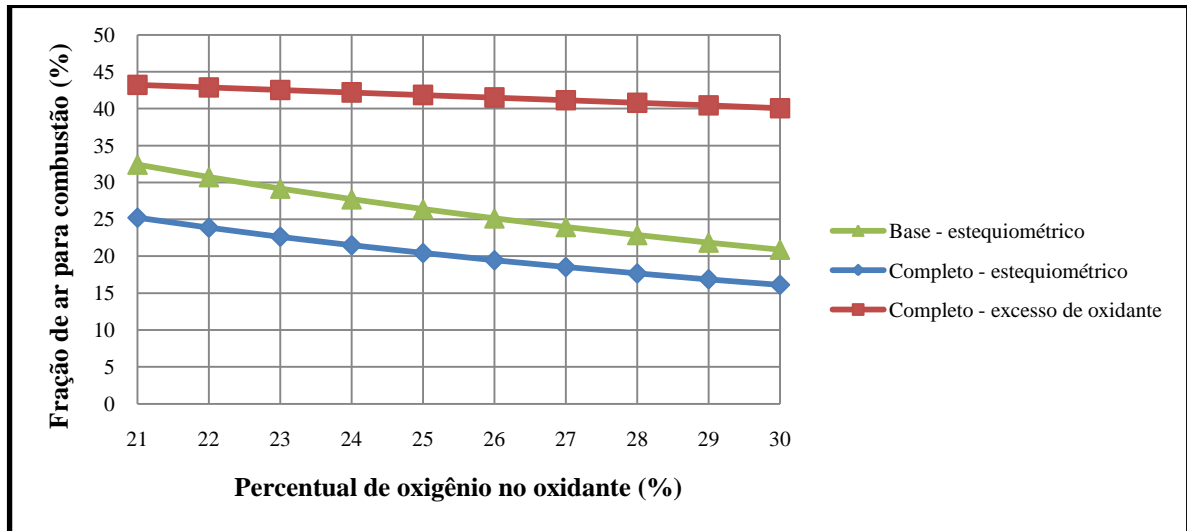


Figura 6: Variação da fração de ar para o ciclo completo operando estequiometricamente e com excesso de oxidante.

Analisando as Figuras 4a, 5b e 6 percebe-se que o controle da temperatura na câmara de combustão, na situação com ciclo completo operando com excesso de oxidante, é feito em boa parte pela fração de ar, por isso verifica-se na Figura 6 valores mais altos quando comparados aos do ciclo completo com combustão estequiométrica e do ciclo base também operando estequiometricamente. Contudo, os aumentos da razão oxigênio-combustível, e do consumo de O_2 indicam que também parte do O_2 é utilizado para controle de temperatura da câmara.

Segundo COHEN et al. (1996), a inserção de um regenerador em um ciclo simples, além de reduzir o consumo de combustível, tem a característica de deslocar a razão de compressão ótima, r_p , para efeito de máxima eficiência da TG , para valores menores. Para verificação do efeito de OEC , sobre essa característica, o ciclo base estequiométrico foi simulado sem enriquecimento com O_2 no oxidante, variando-se r_p de 1 a 15, posteriormente efetuou-se essa mesma simulação, para o ciclo que utiliza somente regenerador (arranjo 3) de ar operando estequiometricamente, para concentrações de O_2 de 21%, 25% e 30%. Para a análise deste tópico, ao invés de manter fixas as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor, η_t e η_c , respectivamente, foram calculadas as eficiências politrópicas destes dois componentes, $\eta_{\alpha t}$ e $\eta_{\alpha c}$, para a razão de compressão de 10 e utilizadas durante a análise. A relação entre as eficiências isentrópicas e politrópicas para o compressor e a turbina são mostradas no Anexo B. O resultado pode ser visto na Figura 7.

Conforme a Figura 7 pode-se ver que o enriquecimento com O_2 não afetou o deslocamento da razão de compressão ótima para o ciclo com regenerador de ar. Este efeito é de bastante relevância no projeto de TG , pois para o ciclo base estequiométrico, a razão de compressão ótima para a eficiência é próxima a 35, ao passo que com o uso do regenerador de ar é por volta de 6, para os três níveis de enriquecimento estudados. Salienta-se ainda que a razão de compressão ótima para o trabalho específico, não é influenciada pelo regenerador (COHEN et al., 1996).

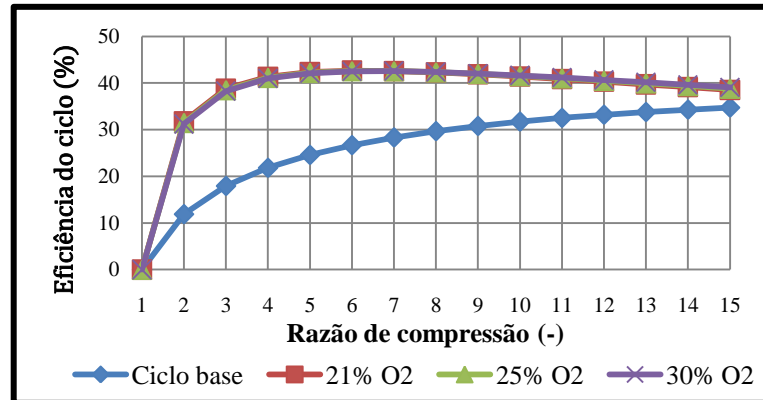


Figura 7: Variação da eficiência do ciclo em função da razão de compressão; $\eta_{cc}=89,64\%$ e $\eta_{ct}=81,56\%$.

5. CONCLUSÕES

Verificou-se no presente trabalho aumento de eficiência para todos os casos estudados em função do aumento da concentração de O_2 no oxidante. Além disso, verificou-se uma maior sensibilidade de alguns parâmetros a *OEC* para os casos que operam com excesso de oxidante. Salienta-se entre estes parâmetros o consumo de O_2 , a vazão de ar no compressor, a fração de ar para a combustão e, principalmente, a eficiência do ciclo.

A grande desvantagem da utilização de *OEC* com excesso de oxidante está no alto consumo de O_2 . Devido ao alto custo de produção deste insumo, *OEC* pode ser inviável economicamente num futuro próximo. Porém, segundo SKEEN et al. (2009) as tecnologias atuais como a utilização de excesso de ar, ou combustores “*Low - NO_x*”, não serão suficientes para atingirem-se os padrões legais futuros para emissões destes compostos sem a adição de tecnologias catalíticas e seletivas, e vários estudos mostram que *OEC* pode ser mais efetivo que as tecnologias supracitadas para a separação de NO_x , além disso, *OEC* facilita a separação de CO_2 dos gases de exaustão.

Sugestões para trabalhos futuros seriam a melhoria do modelo do processo de combustão, que leve em conta a dissociação de compostos que ocorre em altas temperaturas, além da cinética química da reação. Outro ponto de interesse é uma modelagem com mais detalhes da câmara de combustão, onde seja possível analisar a combustão levando em conta as frações de oxidante em cada estágio da câmara. Uma abordagem que também é de interesse seria a produção de oxigênio diretamente na planta de geração de eletricidade, através de processos de separação de oxigênio que utilizam diferença de pressão (em inglês *VSA - Vacuum Swing Adsorption* ou *PSA - Pressure Swing Adsorption*), ou processos que utilizam diferença de temperatura (em inglês *TSA - Temperature Swing Adsorption*). Nos primeiros, as pressões e as vazões de oxigênio são baixas, logo é provável que o trabalho de compressão e de geração de vácuo requeridos sejam baixos e possam tornar o processo competitivo, no segundo, a diferença de temperatura pode ser obtida através da troca de calor com os gases de exaustão.

8. REFERÊNCIAS

- BAUKAL, C. E. *Oxygen Enhanced Combustion*. Boca Raton: CRC Press LCC, 1998. 490 p.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc., 1996. 542 p.
- BISIO, G.; BOSIO, A.; RUBATTO, G. Thermodynamics applied to oxygen enrichment of combustion air. *Energy Conversion & Management*, v. 43, dez. 2002. Disponível em <www.sciencedirect.com>. Acesso em 22 nov. 2010.
- BOYCE, M. P. *Gas Turbine engineering Handbook*. 2ª Ed. Houston: Gulf Professional Publishing. 799 p.
- CARVALHO, H.M. *Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo*. 2006. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá. 2006
- COHEN, H.; ROGRES, G. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H. *Gas Turbine Theory*. 4ª Ed. Essex: Longman Group Limited. 442 p.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). *Plano Nacional de Energia 2030: Projeções*. v. 2. 2007. Disponível em <www.epe.gov.br>. Acesso em 22 nov. 2010.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). *Plano Nacional de Energia 2030: Geração Termelétrica – Gás Natural*. v. 5. 2007. Disponível em <www.epe.gov.br>. Acesso em 22 nov. 2010.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). *Balanco Energético Nacional: ano base 2009*. 2010. Disponível em <www.epe.gov.br>. Acesso em 22 nov. 2010.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa*. 6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008. 644 p.
- MAIDANA, C. F.; CAROTENUTO, A. R. S.; SMITH SCHNEIDER, P. *Analysis of Oxygen-Enhanced Combustion of Gas Power Cycle*. Brazilian Congresso of Thermal Sciences and Engineering. No prelo.
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4ª Ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2002. 681 p.
- POOLA, B.R.; SEKAR, R. ASSANIS, D. N.; CATALDI, G.R. *Study of using oxygen-enriched combustion air for locomotive diesel engines*. 1996. Disponível em <www.scienceaccelerator.gov> . Acesso em 22 nov. 2010.
- SKEEN, S.A.; YABLONSKI, G.; AXELBAUM, R.L. Characteristics of non-premixed oxygen-enhanced combustion: I. The presence of appreciable at the location of maximum temperature. *Combustion and Flame*. n. 156, ago. 2009. Disponível em <www.sciencedirect.com>. Acesso em 22 nov. 2010.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 4ª Ed. São Paulo: Edgar Blücher, 1995. 591 p.

WU, K. K.; CHANG, Y. C.; CHEN, C. H.; CHEN, Y. D. High Efficiency combustion of natural gas with 21 – 30% oxygen-enriched air. *Fuel*. n. 89. fev. 2010. Disponível em <www.sciencedirect.com>. Acesso em 22 nov. 2010.

Apêndices

APÊNDICE A – Justificativa das simplificações assumidas nas Equações (17) e (20)

Segundo INCROPERA et al. (2008), a efetividade de qualquer trocador de calor, ε , é dado pelas seguintes Equações:

$$\varepsilon = \frac{C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (A1)$$

ou

$$\varepsilon = \frac{C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (A2)$$

$$C_q = \dot{n}_q \bar{c}_{p_{ij,q}} \quad C_f = \dot{n}_f \bar{c}_{p_{ij,f}} \quad (A3)$$

$$C_{min} = \text{MIN}[C_q, C_f] \quad (A4)$$

onde, os subíndices q e f referem-se às correntes quente e fria, respectivamente; e $\bar{c}_{p_{ij}}$ [kJ/kmol K] é o calor específico à pressão constante médio entre os pontos i e j . O cálculo de $\bar{c}_{p_{ij}}$ é descrito no Anexo C.

Assumindo-se que $C_{min} = C_f$, simplificando a Equação (A2), e substituindo-se os subíndices pelos respectivos pontos da Figura 1, têm-se as Equações (17) e (20).

A Tabela A1 confirma que a escolha de C_{min} está correta.

Tabela A1: Valores de C

Quantidade de O2 no oxidante (%)	Ciclo completo - Estequiométrico				Ciclo completo - Excesso oxidante			
	Regenerador de ar		Regenerador de O2		Regenerador de ar		Regenerador de O2	
	Cf	Cq	Cf	Cq	Cf	Cq	Cf	Cq
21	95,83	102,70	19,74	96,28	95,83	102,70	19,74	96,28
22	95,28	102,40	19,63	96,04	94,84	102,30	19,54	95,86
23	94,77	102,20	19,53	95,83	93,86	101,80	19,35	95,43
24	94,31	102,00	19,44	95,63	92,90	101,40	19,15	95,01
25	93,89	101,80	19,35	95,44	91,94	101,00	18,96	94,60
26	93,50	101,70	19,27	95,28	90,99	100,50	18,77	94,19
27	93,14	101,50	19,20	95,12	90,05	100,10	18,58	93,79
28	92,81	101,30	19,13	94,98	89,13	99,72	18,39	93,39
29	92,50	101,20	19,07	94,84	88,21	99,31	18,21	92,99
30	92,21	101,10	19,01	94,72	87,30	98,91	18,02	92,60

APÊNDICE B – Potência consumida no compressor, trabalho específico líquido e temperaturas na admissão da câmara

Tabela B1: Potência consumida no compressor

Quantidade de O ₂ no oxidante (%)	Ciclo base (kW)	Completo estequiométrico (kW)	Completo excesso de oxidante (kW)
21	-32382	-25527	-25527
22	-32111	-25380	-25263
23	-31865	-25245	-25002
24	-31641	-25122	-24744
25	-31435	-25009	-24489
26	-31246	-24905	-24236
27	-31072	-24809	-23986
28	-30911	-24720	-23739
29	-30761	-24637	-23494
30	-30622	-24560	-23252

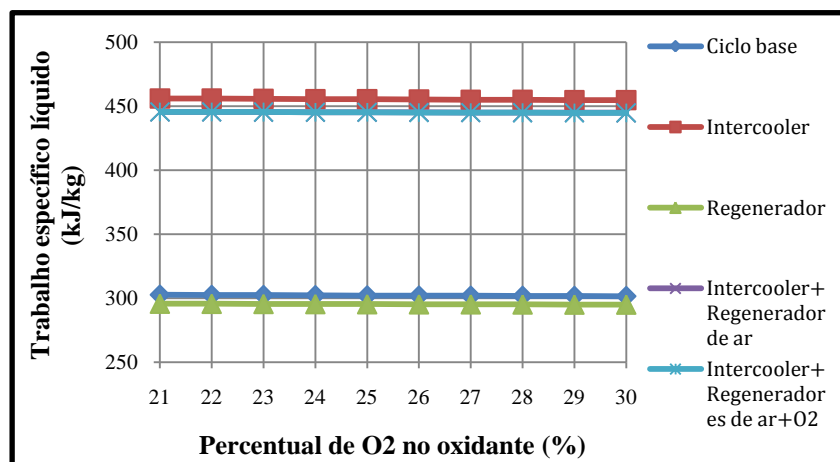


Figura B1: Comportamento do trabalho específico líquido em função do enriquecimento de O₂, para os vários arranjos operando estequiometricamente.

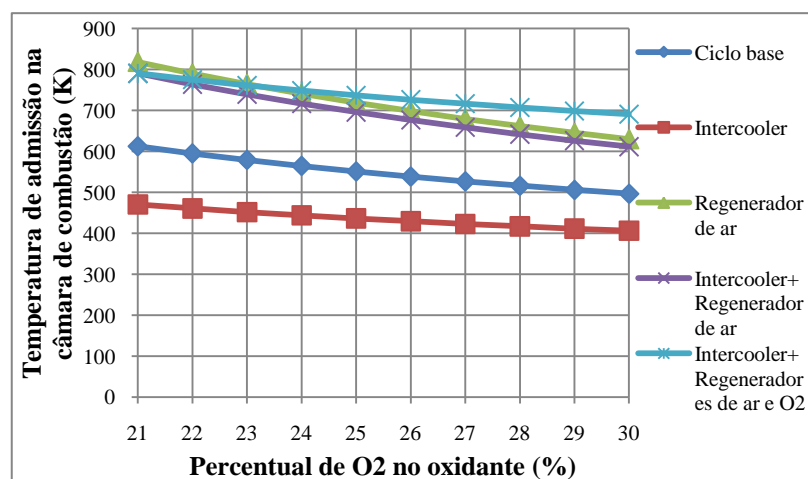


Figura B2: Comportamento da Temperatura de admissão na câmara de combustão em função do enriquecimento de O₂.

APÊNDICE C – Arranjos intermediários estudados

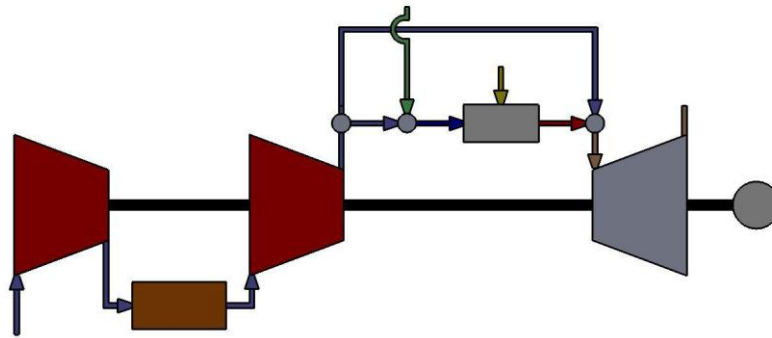


Figura C1: Arranjo 2 - Ciclo base + *intercooler*

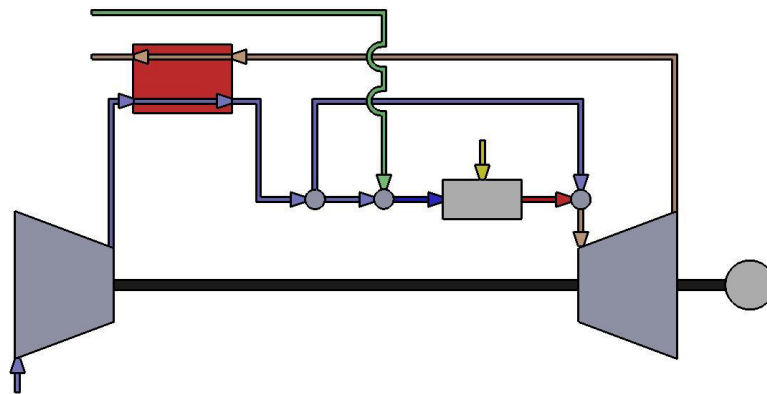


Figura C2: Arranjo 3 - Ciclo base + regenerador de ar

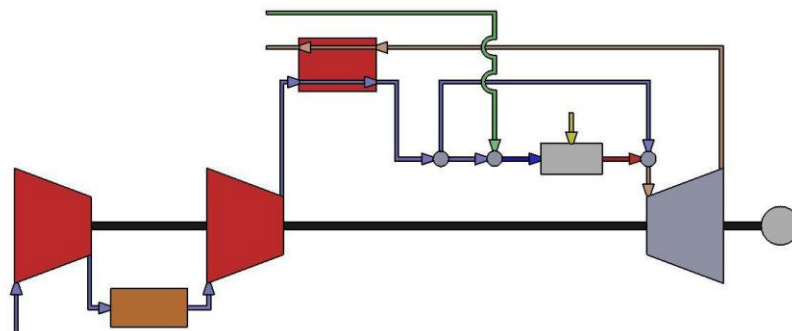


Figura C4: Arranjo 4 - Ciclo base + *intercooler* + regenerador de ar

Anexos

ANEXO A – Diagrama do ciclo base

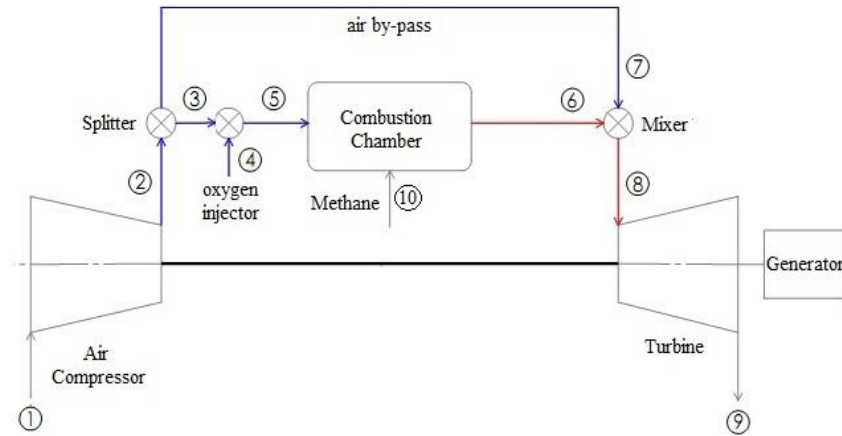


Figura A1: Diagrama do ciclo base (MAIDANA et. al. 2010)

ANEXO B – Relação entre as eficiências isentrópica e politrópica para turbina e compressor (COHEN et al. 1996)

$$\eta_c = \frac{(p_4/p_1)^{(\gamma_{ar}-1)/\gamma_{ar}} - 1}{(p_4/p_1)^{(\gamma_{ar}-1)/\gamma_{ar}} \eta_{\infty c} - 1} \quad (B1)$$

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{1}{p_{12}/p_{13}}\right)^{\eta_{\infty t}(\gamma_{GC}-1)/\gamma_{GC}}}{1 - \left(\frac{1}{p_{12}/p_{13}}\right)^{(\gamma_{GC}-1)/\gamma_{GC}}} \quad (B2)$$

Os expoentes γ_{ar} e γ_{GC} são definidos a seguir:

$$\gamma_{ar} = \frac{\bar{c}_{p_{1,4}}}{\bar{c}_{p_{1,4}} - \bar{R}} \quad (B3)$$

$$\gamma_{GC} = \frac{\bar{c}_{p_{12,13}}}{\bar{c}_{p_{12,13}} - \bar{R}} \quad (B4)$$

onde, $\bar{c}_{p_{ij}}$ [kJ/kmol K] é o calor específico a pressão constante médio entre os pontos i e j , e \bar{R} [kJ/kmol K] é a constante universal dos gases (8,714).

O cálculo de $\bar{c}_{p_{ij}}$ é descrito no Anexo C.

ANEXO C – Cálculo de $\bar{c}_{p_{ij}}$

Para uma substância pura, segundo MORAN e SHAPIRO (2002):

$$\bar{c}_{p_{k_{ij}}} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{c}_{p_k}(\theta) d\theta}{\theta_2 - \theta_1} \quad (C1)$$

$$\theta_i = \frac{T_i}{100} \quad (C2)$$

onde, $\bar{c}_{p_{k_{ij}}}$ [kJ/kmol K] é o calor específico a pressão constante para uma substância pura, k , entre os pontos i e j ; e $\bar{c}_{p_k}(\theta)$

[kJ/kmol K] é a variação do calor específico a pressão constante de uma substância pura, k , em função da temperatura.

VAN WYLEN et. al. (1995) definem diversas equações para $\bar{c}_{p_k}(\theta)$, que estão listadas abaixo:

$$\bar{c}_{p_{O_2}}(\theta) = 37,432 + 0,020102 \theta^{1,5} - 178,57 \theta^{-1,5} + 236,88 \theta^2 \quad (C3)$$

$$\bar{c}_{p_{N_2}}(\theta) = 39,060 - 512,79 \theta^{-1,5} + 1072,7 \theta^2 + 820,40 \theta^3 \quad (C4)$$

$$\bar{c}_{p_{CO_2}}(\theta) = -3,7357 + 30,529 \theta^{0,5} - 4,1034 \theta + 0,024198 \theta^2 \quad (C5)$$

$$\bar{c}_{p_{H_2O}}(\theta) = 143,05 - 183,54 \theta^{0,25} + 82,751 \theta^{0,5} + 3,6989 \theta \quad (C6)$$

Por fim, BEJAN et al. (1996), define $\bar{c}_{p_{ij}}$ para uma mistura como:

$$\bar{c}_{p_{ij}} = \sum_{k=1}^N x_{k,i} \bar{c}_{p_{k_{ij}}} \quad (C7)$$