

COGERAÇÃO EM PLANTAS CRIOGÊNICAS DE SEPARAÇÃO DE AR

WALTER N. BASTOS – e-mail wnovellob@openlink.com.br

ALCIR F. ORLANDO – e-mail afo@mec-puc-rio.br

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro – PUC-Rio

Departamento de Engenharia Mecânica

R. Marquês de S. Vicente 225, Gávea, 22453-900, Rio de Janeiro, Brasil

***Resumo.** A cogeração se apresenta oportuna tanto para a produção de energias elétrica e térmica, como para a redução dos custos operacionais de produção de uma empresa. Um sistema de cogeração integrado e adaptado ao processo de uma planta criogênica de separação de ar, que tem a energia elétrica como insumo básico, pode se mostrar viável. Um estudo termoeconômico, incluindo uma análise de primeira e segunda leis da termodinâmica, foi feito para propor modificações no processo criogênico de separação de ar de uma planta típica T-240 NA MPL3. Os resultados da análise termodinâmica indicam que o consumo de energia elétrica pode ser reduzido em 12%. Foram examinados quatro sistemas de cogeração, a partir dos ciclos clássicos Rankine, Brayton, Otto e Combinado. O ciclo Combinado foi o que apresentou melhores resultados econômicos, equilibrando as demandas de energias elétrica e térmica, e maximizando o aproveitamento de energia em termos da segunda lei da termodinâmica. Apresentou uma receita operacional maior, teve um investimento inicial maior, mas apresentou menores tempo e taxa interna de retorno.*

***Palavras-Chave:** Cogeração, Separação de ar, Planta Criogênica*

1. INTRODUÇÃO

A definição clássica de cogeração encontrada em diversas fontes de consulta pode ser sintetizada como a utilização sequencial de energias elétrica e térmica (ciclo topping), ou vice-versa (ciclo bottoming), a partir de uma mesma fonte primária (Orlando,1996). Como em muitas máquinas térmicas usadas em instalações industriais a energia química do combustível não é totalmente convertida em trabalho, a diferença pode ser utilizada sob a forma de calor, otimizando o aproveitamento do potencial do combustível.

Na geração de potências elétrica e mecânica, empregam-se, muitas vezes, máquinas motrizes que operam segundo ciclos térmicos, tais como turbinas a gás, turbinas a vapor e motores alternativos. Todas estas máquinas necessariamente rejeitam calor sob alguma forma.

No caso de turbinas a gás, ciclo Brayton, ou motores alternativos, ciclos Otto ou Diesel, a energia térmica dos gases de exaustão, que de outra forma seria desperdiçada, é recuperada diretamente em processos de aquecimento, ou usada na geração de vapor para consumo (Allen & Kavacik, 1984).

Nos ciclos a vapor, Rankine, o vapor é gerado em uma caldeira a elevadas pressões, para em seguida ser expandido em uma turbina a vapor, até uma baixa pressão, retornando à caldeira após ser condensado.

No chamado ciclo combinado, os gases de exaustão da turbina a gás (ciclo Brayton) são direcionados para um trocador de calor ou caldeira de recuperação, onde são utilizados na geração de vapor (ciclo Rankine). Este vapor, normalmente superaquecido, é expandido em uma turbina a vapor retornando ao trocador de calor ou caldeira após ser condensado. Neste caso tanto o vapor como os gases de exaustão podem ser utilizados pelo processo. Este ciclo é utilizado quando se necessita de uma grande demanda elétrica, conforme (Saddy et alii, 1986) e (Allen & Kavacik, 1984).

Os sistemas que utilizam motores alternativos são de aplicação restrita, pois, por serem equipamentos mais eficientes do que as turbinas a gás, por exemplo, favorecem mais a produção de energia elétrica do que a de vapor para o processo, levando à produção de uma menor energia utilizável em termos térmicos por cada planta de geração. Além disso, são equipamentos de menor porte que a turbina a gás e mais caros para potências elevadas. Estes fatores restringem o uso destas unidades a sistemas de cogeração de pequeno porte, que se tornam fortes concorrentes em relação a outros dispositivos primários, pois, são fáceis de transportar e instalar, e propiciam a possibilidade de geração elétrica imediata, sem a necessidade de aquecimento gradual da caldeira.

Por utilizarem as fontes primárias de maneira mais eficiente, ciclos de cogeração podem apresentar um aproveitamento energético, como definido pela primeira lei da termodinâmica, acima de 50%, o que é bem superior às eficiências usuais de ciclos Brayton ou Rankine convencionais, geralmente na faixa de 30 a 40%, (Costa & Vieira, 1986) e (World Bank, 1981).

O vapor é utilizado porque pode transportar e transmitir grandes quantidades de calor de maneira relativamente fácil, tendo as vantagens de poder ser gerado a baixo custo sem maiores problemas e com uma operação simples (Leonhardt, 1981).

Projetar um sistema que atenda, com a máxima eficiência, às demandas elétrica e térmica, ou parte delas, é um desafio. Existem diversas possibilidades para atender aos requisitos da planta, A seleção do arranjo adotado e da capacidade dos equipamentos dependerá de uma análise termoeconômica, para a determinação da solução mais atrativa (Rohrer, 1996), inclusive com uma complementação da energia elétrica fornecida pela concessionária local.

A viabilidade econômica da cogeração é verificada através da comparação com o sistema convencional de geração separada de energias térmica e elétrica. O principal aspecto é se os custos evitados, operacionais e de energia, na comparação (receita operacional), acarretam um tempo satisfatório de retorno (“*payback*”) do investimento adicional, ou uma taxa interna de retorno atrativa (TIR), conforme (Andreyevich & Figueiredo, 1996) e (Garret-Price & Fassbender, 1987). Três parcelas, além da tarifa de eletricidade (R\$/MWh), que deverão evidentemente ser consideradas, são essenciais para o estudo econômico.

- Custo do investimento, (R\$)
- Custos operacionais e de manutenção, (R\$/ano)
- Custo do combustível, (R\$/ano)

O custo do investimento diz respeito ao custo de aquisição dos equipamentos, transporte e seguro, interligações entre eles, as suas montagens, serviços de engenharia, obras civis, e os impostos. Este custo, para a cogeração, é estimado entre US\$ 800 e US\$ 1200 por kW

instalado (Orlando,1996). O custo inicial de uma unidade de ciclo combinado é, no mínimo, 20% inferior ao de uma termoeétrica do mesmo porte (World Bank,1991), e 65% inferior ao de uma nuclear.

Quanto aos custos de operação, procura-se reduzi-los através de sistemas de controle integrados que garantam a confiabilidade e a disponibilidade do sistema (Leibowitz & Tabb,1984). Os custos de manutenção (R\$/kWh) são somados aos operacionais, porém, têm impacto reduzido.

Os custos dos combustíveis são minimizados, devido ao maior uso de sua energia.

Um sistema de cogeração integrado e adaptado ao processo de uma planta criogênica de separação de ar, que tem a energia elétrica como insumo básico, pode se mostrar viável quanto ao investimento inicial e com considerável redução dos custos operacionais da planta.

Portanto, o objetivo deste trabalho consiste em um estudo termoeconômico não apenas para avaliar esta viabilidade, mas também para definir o melhor sistema de cogeração a ser integrado à planta. Um estudo termodinâmico será necessário para propor as modificações no processo criogênico de separação de ar, da planta, típica, T-240 NA MPL3, que foi a escolhida.

2. METODOLOGIA

A metodologia para avaliação das eficiências dos processos segue as referências (Van Wylen et alii,1994) e (Bejan, 1992), onde as seguintes equações para os balanços de massa, de energia e de segunda lei da termodinâmica para um volume de controle são escritas, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, e considerando-se regime permanente.

$$Q_{vc} + \sum m_e h_e = \sum m_s h_s + W_{vc} \quad (1)$$

$$\sum n_e = \sum n_s \quad (2)$$

$$e = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (3)$$

$$\eta = e_s / e_e \quad (4)$$

Onde, os subscritos e e s referem-se as entradas e saídas do volume de controle. O subscrito o refere-se à condição de referência, 25 °C e 0,1 MPa e energia química dos compostos simples N_2 , O_2 , H_2 e C (Van Wylen et alii, 1994). Também, h , entalpia por unidade de massa; e , exergia por unidade de massa; w , trabalho por unidade de massa; q , calor por unidade de massa; s , entropia por unidade de massa; η , eficiência exergética; m , vazão mássica e T , temperatura absoluta.

Para avaliar a cogeração foi usado um gás natural com uma composição típica de 86,89% de CH_4 ; 10,14% de C_2H_6 ; 1,49% de C_3H_8 ; 0,96% de N_2 e 0,52% de O_2 . O ar padrão com 21% de O_2 e 79% de N_2 foi considerado para a combustão.

3. DESCRIÇÃO E ANÁLISE DA PLANTA T-240 NA MPL3

A planta criogênica de separação de ar T-240, indicada na Fig.1, é capaz de produzir 240 toneladas/dia de oxigênio, além de nitrogênio e argônio (NA). Possui um liquefador (*MPL3 - Medium pressure liquefier with 3 cores*) cuja finalidade é fornecer a refrigeração necessária para atingir e manter as temperaturas criogênicas.

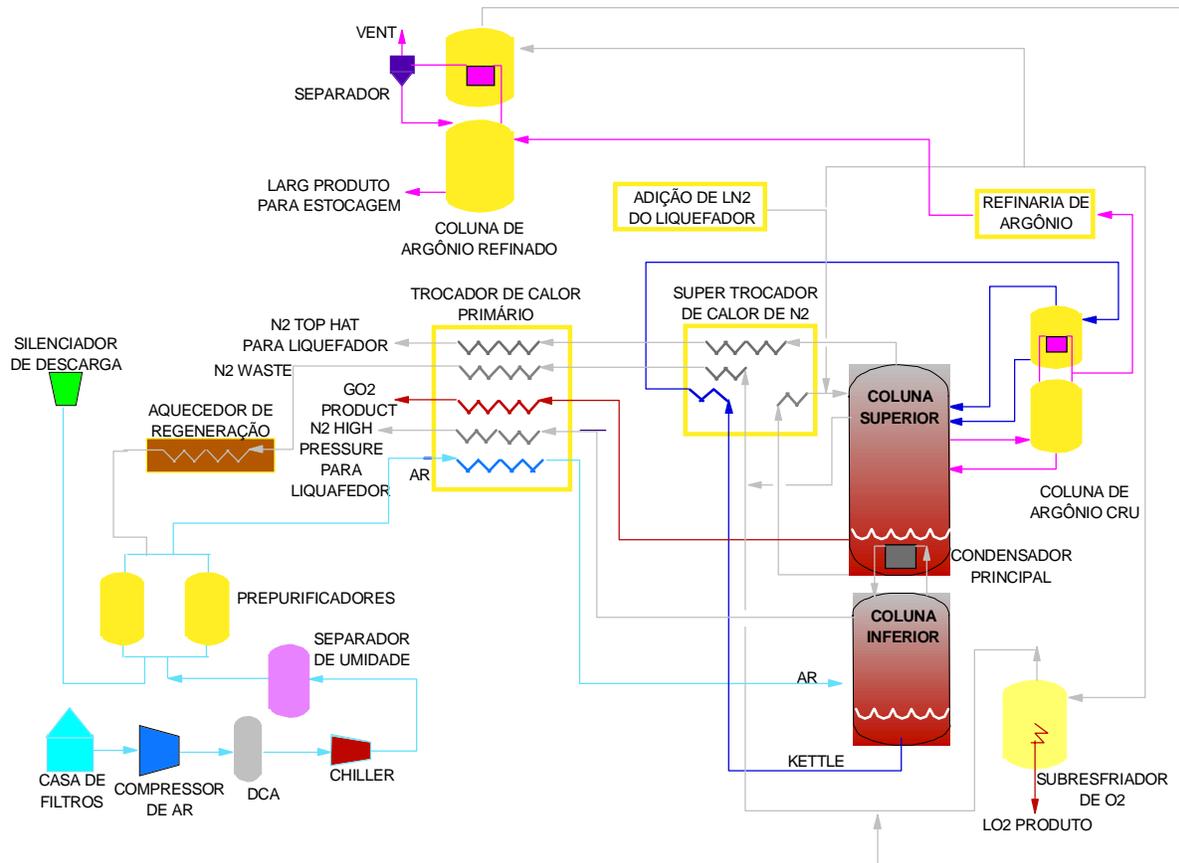


Figura 1 - A PLANTA T-240 NA

Esta planta, típica, produz $3.730 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de oxigênio gasoso que pode ser consumido através de gasoduto; $5.276 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de oxigênio líquido; $4.326 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de nitrogênio líquido, e $375 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de argônio líquido. Necessita de uma potência de 10.951 kW de energia elétrica.

A Planta T-240 NA MPL-3 foi toda analisada pelas 1ª e 2ª leis da termodinâmica, a partir dos 110 (cento e dez) pontos de processo definidos por seus estados termodinâmicos, através das grandezas de pressão, temperatura, vazão e composição molar, do projeto “as built” da planta.

Os 40 (quarenta) principais equipamentos da planta foram analisados com relação aos seus balanços de massa e energia, e principalmente, com relação aos balanços de energia disponível (exergia). Nestas etapas os dados de potência consumida e calor de refrigeração dos equipamentos foram introduzidos, a partir de dados de projeto das máquinas, e a exergia associada aos fluxos de calor que atravessam a superfície de controle foi calculada. Ao final foram obtidas as eficiências exergéticas em todos os volumes de controle, conforme indicado na Tabela 1.

A planta pode ser dividida nas seguintes etapas de processo:

(1) Compressão. Engloba a filtragem do ar, sua compressão, pre-resfriamento e purificação com secagem.

Na compressão todos os equipamentos tiveram eficiências satisfatórias, menos o silenciador do “vent” (descarga de gases para a atmosfera) do pre-purificador, que teve eficiência 0 (zero) e o aquecedor de regeneração que teve eficiência 0,351. O compressor de ar não chega a ter uma eficiência não satisfatória, porém a sua eficiência de 0,669 não é totalmente satisfatória, pois o seu consumo de energia de 3.896 kW representa aproximadamente 35% do total da planta.

Tabela 1 : Balanço de exergia nos diferentes volumes de controle da planta

| Nº | Volume de Controle | Exergia (kW) | | | W kW | Irrev. kW | Eficic. |
|----|---|--------------|---------|--------|---------|--------------|---------|
| | | e | s | calor | | | |
| 1 | Casa de Filtros | -135,1 | -154,3 | 0 | 0 | 19,2 | 0,875 |
| 2 | Compressor de ar | -154,3 | 2406,9 | 96,2 | 3896,3 | 1238,9 | 0,669 |
| 3 | DCA | 2429,8 | 2366,7 | 0 | 0 | 63,0 | 0,974 |
| 4 | Bomba do DCA | 11,8 | 22,2 | 0 | 10,4 | 0,1 | 0,997 |
| 5 | Chiller de ar | 2330,9 | 2355,7 | 0 | 292,2 | 267,3 | 0,898 |
| 6 | Separador de umidade | 2321,7 | 2311,5 | 0 | 0 | 10,2 | 0,996 |
| 7 | Pre-purificadores | 2311,5 | 2237,1 | 0 | 0 | 74,4 | 0,968 |
| 8 | Silenciador do “vent” do Pré-purificador | 60,5 | -10,5 | 10,47 | 0 | 60,5 | 0,000 |
| 9 | Separador de poeira | 2217,5 | 2211,5 | 0 | 0 | 6,1 | 0,997 |
| 10 | Aquecedor de regeneração | 15,9 | 134,7 | 0 | 368 | 249,1 | 0,351 |
| 11 | Soprador de regeneração | -3,0 | 15,9 | 0 | 20,8 | 2,0 | 0,890 |
| 12 | Caixa fria do ar | 9522,5 | 7787,3 | 0 | 0 | 1735,2 | 0,818 |
| 13 | Bomba de recirculação O2 | 1295,6 | 1291,8 | 0 | 1,9 | 5,6 | 0,996 |
| 14 | Silenciador do “vent” , N ₂ Low Pressure | -40,4 | -71,3 | 0 | 0 | 30,9 | 0,566 |
| 15 | Caixa fria do Argônio | 6240,0 | 5980,3 | 0 | 0 | 259,7 | 0,958 |
| 16 | Compressor Argônio | -2,4 | 13,9 | 0,8 | 27,4 | 10,3 | 0,587 |
| 17 | Forno <i>Deoxo</i> | 13,9 | 37,1 | -23,3 | 0 | 0 | 0,999 |
| 18 | Pós-resfriador Forno <i>Deoxo</i> | 39,0 | 16,7 | 0 | 0 | 22,4 | 0,427 |
| 19 | Separador de umidade – Argônio | 13,5 | 12,5 | 0 | 0 | 0,9 | 0,930 |
| 20 | Secador Argônio | 12,5 | 12,3 | 0 | 0 | 0,2 | 0,980 |
| 21 | Compressor O2 | 18,0 | 359,2 | 12,2 | 537,2 | 183,9 | 0,669 |
| 22 | Pós-resfriador Compressor O2 | 362,3 | 348,0 | 0 | 0 | 14,3 | 0,960 |
| 23 | Compressor alimentação | -16,1 | 294,1 | 9,6 | 448,2 | 128,3 | 0,703 |
| 24 | Pós-resfriador Compressor Alimentação | 296,0 | 285,8 | 0 | 0 | 10,2 | 0,965 |
| 25 | Compressor reciclo | 3402,9 | 7052,6 | 117,2 | 4745,2 | 978,2 | 0,880 |
| 26 | Pós-resfriador compressor reciclo | 7048,9 | 7017,8 | 0 | 0 | 31,2 | 0,996 |
| 27 | Booster frio | 3584,8 | 4127,0 | 0 | 655,7 | 113,5 | 0,973 |
| 28 | Booster quente | 3327,1 | 3831,7 | 0 | 608,6 | 104,0 | 0,974 |
| 29 | Pós-resfriadores boosters | 7953,6 | 7814,3 | 0 | 0 | 139,3 | 0,982 |
| 30 | Turbina fria | 4865,4 | 3731,9 | 0 | -655,7 | 477,8 | 0,886 |
| 31 | Turbina quente | 2029,9 | 1074,6 | 0 | -608,6 | 346,7 | 0,756 |
| 32 | Trocador de calor criogênico liquefador | 12704,5 | 12313,3 | 0 | 0 | 391,2 | 0,969 |
| 33 | Subresfriador Nitrogênio | 3375,6 | 3366,6 | 0 | 0 | 9,0 | 0,997 |
| 34 | Bomba enchimento N2 | 7708,0 | 7688,1 | 0 | 12,7 | 32,6 | 0,996 |
| 35 | Bomba enchimento O2 | 9103,2 | 9085,5 | 0 | 16,0 | 33,7 | 0,996 |
| 36 | Bomba Backup O2 | 867,2 | 869,7 | 0 | 3,0 | 0,5 | 0,999 |
| 37 | Tanque Backup O2 | 868,6 | 866,6 | 0 | 0 | 1,9 | 0,998 |
| 38 | Vaporizadores Backup O2 | 866,6 | 341,6 | -762,9 | 89,5 | 1377,5 | 0,000 |
| 39 | Torre de resfriamento | 698,6 | 148,3 | 0 | 64,9 | 615,2 | 0,194 |
| 40 | Bombas de água de resfriamento | 148,3 | 324,8 | 0 | 177,3 | 0,7 | 0,998 |

A eficiência 0 (zero) do silenciador do “vent” do pre-purificador se deve à perda total da energia disponível do nitrogênio que entra no silenciador para ser descarregado na atmosfera a uma temperatura de aproximadamente 230° C. Apesar do exposto, a perda com a irreversibilidade é pequena, 60 kW. Já a energia desperdiçada pela planta é alta, 248 kW.

A eficiência de 0,351 do aquecedor de regeneração se deve ao fato de se utilizar a dissipação de calor proveniente de resistências elétricas para o aquecimento do nitrogênio, acarretando um consumo de energia elétrica pouco eficiente para ser transformada em calor, ou seja, o nitrogênio aquecido deixa o aquecedor com uma energia disponível relativamente baixa em relação ao que foi consumido de energia elétrica, 368 kW, para que a sua

temperatura atinja os 343° C exigidos pelo processo. A perda com a irreversibilidade é de 250 kW.

A eficiência de 0,669 do compressor de ar se deve ao fato de que a sua refrigeração interestágios, apesar de reduzir a potência consumida do compressor, carrega muita energia disponível do ar que está sendo comprimido. A irreversibilidade no compressor é muito alta, 1.239 kW.

No *Chiller* de ar, apesar de uma eficiência satisfatória, 0,898, as energias envolvidas em seu balanço são elevadas, acarretando uma irreversibilidade de 267 kW. A sua potência consumida também é significativa, da ordem de 292 kW.

(2)Separação criogênica . Nesta etapa, toda dentro de “Cold Boxes”, o ar é separado em seus principais componentes (nitrogênio, oxigênio e argônio) que são, também, liquiefeitos.

A separação criogênica é basicamente composta das duas caixas frias (“Cold Box”), a do ar e a do argônio que na realidade são unidas, formando uma única caixa fria. Esta caixa fria é composta não apenas pelas colunas de destilação, a do ar e a do argônio, mas também por trocadores de calor criogênicos, fabricados em alumínio, onde as diversas composições de fluidos criogênicos, com nitrogênio, oxigênio e argônio, trocam calor entre si. O fluxo dos fluidos pelas bandejas e trocadores de calor criogênicos acarreta perda de carga e estas caixas frias, apesar de serem isoladas com perlita, recebem algum calor do ambiente. As eficiências de ambas as caixas frias são bem satisfatórias, 0,818 para a do ar e 0,958 para a do argônio. No entanto a energia envolvida no processo no interior destas caixas é bem grande, acarretando uma irreversibilidade de 1.735 kW na do ar e de 260 kW na do argônio.

O único equipamento que não teve eficiência satisfatória, 0,566, nesta etapa foi o silenciador do “vent” do N₂ “Low Pressure”. Esta baixa eficiência se deve exclusivamente à perda de energia disponível para a atmosfera causada pela perda de carga no silenciador. No entanto a perda com esta irreversibilidade é pequena, 31 kW. Já o fluxo de energia perdida pela planta através do silenciador é grande, 175 kW, a uma temperatura de 4 °C.

(3)Refinaria de argônio . Nesta etapa do processo, o oxigênio, principal contaminante do argônio, é eliminado em um forno *Deoxo*. Hidrogênio é introduzido no início do processo, na Refinaria, e este reage com o oxigênio residual que contamina o argônio, formando água, que posteriormente é retirada por um separador e um secador. A reação ocorre no interior do forno, que é um vaso preenchido com um catalisador, o *paladium*, para favorecer a reação entre o hidrogênio e o oxigênio.

O compressor de argônio não tem uma eficiência satisfatória, 0,587, pois é do tipo anel líquido. Este tipo de compressor tem um sistema de vedação que consiste em água de selagem que é bombeada pelas mesmas palhetas que comprimem o argônio. Este tipo de vedação é necessária para que o argônio não se contamine; no entanto, nem toda a potência consumida pelo compressor é transmitida ao argônio na saída, pois existe uma parcela que é para manter o circuito de água em funcionamento. Além disso, tanto a vazão quanto a temperatura desta água reduzem a capacidade do compressor.

A temperatura de saída do forno *Deoxo*, onde o oxigênio do argônio é eliminado, é muito elevada, 482° C, o que acarreta uma troca de calor com diferença de temperaturas muito acentuada no pos-resfriador do forno *Deoxo*. Este pos-resfriador, conseqüentemente, tem uma eficiência não satisfatória, 0,427.

Apesar desta etapa do processo ser pouco eficiente, as potências consumidas, 27 kW do compressor de argônio, e a irreversibilidade, 22 kW do pos-resfriador do forno *Deoxo*, são pequenas. No entanto, esta etapa requer investimentos em compra de equipamentos e gastos com custos de manutenção, apenas para cumprir a finalidade de eliminar o contaminante

oxigênio do argônio. Além disso, a prática já comprovou que a perda de carga introduzida por esta etapa diminui consideravelmente, a vazão de argônio, ou seja, a sua produção.

(4)Gasoduto . Onde os gases puros, no caso desta planta apenas o oxigênio, provenientes do “Cold Box” são distribuídos a clientes próximos, através de dutos.

O compressor de O₂ é do tipo alternativo com refrigeração direta nos estágios de compressão, que são encamisados. Esta refrigeração acarreta perda de energia disponível através de exergia de calor no estágio de compressão. Por esta razão sua eficiência, 0,669, é mais baixa que a de um compressor adiabático em seus estágios. Esta refrigeração, além de ter motivo estrutural para o compressor, reduz a sua potência consumida, porém não ao ponto de elevar a sua eficiência. A sua potência consumida, 537 kW, e a sua irreversibilidade, 184 kW, têm valores consideráveis.

(5)Liqüefador . O liqüefador não faz parte propriamente dito da planta. Existem plantas que não possuem liqüefadores. No liqüefador os gases provenientes do “Cold Box”, nesta planta o nitrogênio, é liqüefeito tanto para ser estocado na área “Dryox” como para retornar ao “Cold Box” como refrigeração.

Todos os equipamentos do liqüefador estão com eficiências satisfatórias, acima de 0,7. No entanto as energias dos balanços de alguns equipamentos, assim como a potência consumida dos compressores, são elevadas.

O compressor de reciclo, apesar da eficiência de 0,880, tem uma potência consumida de 4.745 kW com uma irreversibilidade de 978 kW, que são valores bem elevados. As eficiências dos compressores de elevadas potências são importantes, pois refletem diretamente no consumo de energia da planta.

As turbinas do ramo quente e do ramo frio, apesar das eficiências satisfatórias de 0,886 e 0,756, estão com irreversibilidades elevadas, com valores de 478 kW e 347 kW, respectivamente. As eficiências das turbinas são muito importantes para a planta, da mesma forma que as dos compressores com grandes potências consumidas, pois para manter a refrigeração da planta, caso a eficiência das turbinas caia, os compressores terão que compensar esta mais baixa eficiência, consumindo, conseqüentemente, mais energia.

(6)Área “Dryox” . Onde é feita a estocagem dos líquidos criogênicos com o objetivo de serem distribuídos a clientes, através de carretas criogênicas. Nesta área também está localizado o sistema de “Back Up”.

A eficiência dos equipamentos desta etapa do processo é bem elevada.

Os tanques são isolados não apenas com material isolante, perlita, mas também com vácuo entre o tanque interno que tem contato direto com o líquido criogênico, e o tanque externo, que tem contato com o ambiente.

As bombas criogênicas são de fabricação sofisticada, em função do tipo de serviço, bombeamento de líquido criogênico, com carcaça e impelidor em bronze, e eixo em aço inox.

É nesta etapa do processo que está localizado o sistema de “Back Up” de O₂. Ao contrário dos demais equipamentos, o vaporizador de “Back Up” de O₂ tem uma eficiência de 0 (zero), pois, toda a energia disponível do oxigênio líquido, contido no tanque de “Back Up” de O₂, é desperdiçada neste vaporizador, com o objetivo de fornecer oxigênio gás ao cliente, através do gasoduto. A irreversibilidade deste processo é de 1.378 kW. O fluxo de energia perdido é de 456 kW. Além da alta irreversibilidade e da perda elevada de energia, os ventiladores destes vaporizadores consomem 90 kW.

(7) Torre de resfriamento . Nesta etapa toda a água quente, 38° C, proveniente de refrigeração, é reaproveitada, readquirindo a sua temperatura original de água fria, 31° C, para ser novamente bombeada para refrigerar os equipamentos da planta.

A torre de resfriamento tem como função recuperar a capacidade da água de retirar calor em processos de refrigeração, que tem por objetivo garantir os equipamentos estruturalmente. Na torre a temperatura de água fria é recuperada, podendo a água retornar ao processo. No entanto, nesta recuperação, quase toda a energia disponível da água é desperdiçada para a atmosfera. Assim, a eficiência da torre é muito baixa, 0,194; porém, esta baixa eficiência é inerente de sua função.

4. SISTEMAS DE COGERAÇÃO

(a) Sistema de cogeração a partir do ciclo Rankine

Neste sistema, gás natural é queimado com 30% de excesso de ar em um queimador onde a energia dos gases de exaustão é recuperada em uma caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrar na caldeira, é retirada através de uma picagem para trocar calor com o nitrogênio de regeneração, em um trocador de calor que passa a ser o novo aquecedor de regeneração. A caldeira de recuperação superaquece o vapor de água que, expandido em uma turbina a vapor acoplada a um gerador, produz a demanda elétrica necessária para atender à planta. O vapor da descarga da turbina alimenta o *Chiller* de absorção, produzindo água gelada para refrigerar o compressor de ar da planta. O *Chiller* de absorção também é alimentado pela água da torre de resfriamento da planta. O condensado de vapor de água, que deixa o *Chiller*, retorna à caldeira bombeado pela bomba de condensado.

(b) Sistema de cogeração a partir do ciclo Brayton

Neste sistema, gás natural com 400% de excesso de ar, proveniente de um compressor, é queimado em um queimador cujos gases de exaustão são expandidos em uma turbina a gás, acionando tanto o compressor como a um gerador, produzindo a demanda elétrica necessária para atender à planta. A energia dos gases de exaustão da descarga da turbina é recuperada em uma caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrar na caldeira, é retirada através de uma picagem para trocar calor com o nitrogênio de regeneração, em um trocador de calor, que passa a ser o novo aquecedor de regeneração. A caldeira de recuperação aquece o vapor de água que alimenta o *Chiller* de absorção, produzindo água gelada para refrigerar o compressor de ar da planta. O *Chiller* de absorção também é alimentado pela água da torre de resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à caldeira bombeado pela bomba de condensado.

(c) Sistema de cogeração a partir do ciclo combinado

Neste sistema, gás natural, proveniente de um compressor, é queimado com 400% de excesso de ar em um queimador cujos gases de exaustão são expandidos em uma turbina a gás, acionando tanto o compressor como um gerador, produzindo parte da demanda elétrica necessária para atender à planta. A energia dos gases de exaustão da descarga da turbina, é recuperada em uma caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrar na caldeira, é retirada através de uma picagem para trocar calor com o nitrogênio de regeneração em um trocador de calor, que passa a ser o novo aquecedor de regeneração. A caldeira de recuperação superaquece o vapor de água que, expandido em uma turbina a vapor, acoplada a um gerador, produz o restante da demanda elétrica necessária para atender à planta. O vapor da descarga da turbina alimenta o *Chiller* de absorção, produzindo água gelada para refrigerar o compressor de ar da planta. O *Chiller* de absorção também é

alimentado pela água da torre de resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à caldeira bombeado pela bomba de condensado.

(d) Sistema de cogeração a partir do ciclo Otto

Neste sistema, gás natural com 95% de excesso de ar, alimenta um motor alternativo de combustão interna, acoplado a um gerador, produzindo a demanda elétrica necessária para atender à planta. A energia dos gases de exaustão da descarga do motor alternativo é recuperada em uma caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrar na caldeira, é retirada através de uma picagem para trocar calor com o nitrogênio de regeneração em um trocador de calor, que passa a ser o novo aquecedor de regeneração. A caldeira de recuperação aquece vapor de água que alimenta o *Chiller* de absorção, produzindo água gelada para refrigerar o compressor de ar da planta. O *Chiller* de absorção também é alimentado pela água da torre de resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à caldeira bombeado pela bomba de condensado.

5. RESULTADOS

A demanda térmica da planta proposta com cogeração, atendida por gás natural, é a soma da energia térmica utilizada para aquecer o nitrogênio de regeneração no novo aquecedor de regeneração, 368 kW, com a energia térmica necessária para alimentar o *Chiller* de absorção de 1200 TR de 5899 kW, somando 6267 kW.

A planta estudada tem uma demanda elétrica de 10951 kW, calculada a partir de seus dados de projeto, de dados dos fabricantes dos equipamentos e de seu balanço de energia. A planta modificada para cogeração exclui os equipamentos originais com potência de 1341 kW e adiciona outros equipamentos com potência de 167 kW, resultando numa potência elétrica total de 9778 kW, inferior portanto em 12% da convencional.

Para a análise econômica, o custo dos equipamentos foi obtido diretamente dos fabricantes. Adotou-se um valor médio de R\$ 0,051/kWh (incluído consumo e demanda) como representativo do custo da energia elétrica realmente paga nas plantas operadas no Brasil pela PRAXAIR. Um valor médio de R\$ 0,153/m³ foi adotado para o custo do gás natural. A Receita Operacional Bruta é definida como a diferença entre o custo de energia da planta original e o da planta proposta com cogeração. Para o cálculo da Receita Operacional Líquida foi considerado um Imposto de Renda de 35%. Como indicadores econômicos, foram calculados o *payback simples* e a taxa interna de retorno do investimento (TIR).

Tabela 2 : Análise econômica do investimento

| | Unidade | Convenc. | Rankine | Brayton | Combinado | Otto |
|---------------------------|---------------------|----------|----------|----------|-----------|----------|
| Consumo de Energia | | | | | | |
| Energia Elétrica | kWh/mês | 8147544 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Gás Natural | m ³ /dia | 0 | 154955 | 76519 | 63845 | 83154 |
| Custo Operacional | | | | | | |
| Energia Elétrica | R\$/ano | 4968698 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Gás Natural | R\$/ano | 0 | 8647891 | 4270469 | 3563131 | 4640746 |
| Operac. & Manut. | R\$/ano | 0 | 48890 | 48890 | 48890 | 146670 |
| Receita Operacional Bruta | R\$/ano | | -3728083 | 649339 | 1356677 | 181282 |
| Receita Operacional Líq. | R\$/ano | | | 903900 | 1402400 | |
| Investimento Evitado | R\$ | 702200 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Investimento Cogeração | R\$ | | | 14468300 | 15576600 | |
| Tempo de Retorno | anos | | inviável | 15,2 | 10,6 | marginal |
| TIR (20 anos) | % a.a. | | | 2,7 | 7,0 | |

6. CONCLUSÕES

Uma análise do uso da cogeração numa planta criogênica de separação de ar T-240 NA MPL3, foi feita por considerações da segunda lei da termodinâmica e por considerações econômicas. O ciclo Rankine não se mostrou viável. O ciclo Otto apresentou um economia marginal. O ciclo combinado foi o que melhor se desempenhou, apresentando um tempo de retorno de cerca de 10 anos e uma taxa interna de retorno de 7% a.a. num horizonte de 20 anos. O ciclo Brayton foi a segunda melhor alternativa. A economia obtida de energia elétrica foi de 12%. Finalmente, dependendo das tarifas de gás natural e de energia elétrica, a viabilidade pode melhorar em muito.

REFERÊNCIAS

- ALLEN, R.P., KAVACIK, J.M., 1984. Gas Turbine Cogeneration - Principles and Practice, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, Amsterdam.
- ANDREYEVICH, S.T., FIGUEIREDO, J.H., 1996. Shopping Centers, Motores ou Turbinas a Gás?, Cogeração, Agosto.
- BEJAN, A., 1992. Heat Transfer, WILEY, North Carolina, May.
- COSTA, S.F., VIEIRA, L.S.R., 1996. Co-geração, Legislação, Meio Ambiente, Atratividade e Mercado, Energia, , Agosto.
- GARRET-PRICE, B.A., FASSBENDER L.L., 1987. Cogeneration Right for your Plant?, Chemical Engineering, April .
- LEIBOWITZ, H., TABB, E., 1984. The Integrated Approach to a Gas Turbine Topping Cycle Cogeneration System, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, Amsterdam, October
- LEONHARDT, H., 1981. Combined Heat and Power in Industrial Power Stations, Imech E.
- ORLANDO, J.A., 1996. Cogeneration Design Guide, ASHRAE, Atlanta,
- ROHRER, A., 1996. Comparison of Combined Heat and Power Generation Plants, ABB Power Generation, March.
- SADDY, M., COELHO, L.S., CUNHA, N.M.C. & RODRIGUEZ, M.T.D., 1986. A Cogeração de Calor e Eletricidade no Brasil, Eletricidade Moderna, Dezembro .
- THE WORD BANK INDUSTRY AND ENERGY DEPARTMENT, 1991. Prospects for Gas-Fueled Combined - Cycle Power Generation in the Developing Countries, May .
- VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., 1994. Fundamental of Classical Thermodynamics 4th ed., WILEY, Michigan.

Abstract. *A thermal and economic study, carried on by using the first and second law of thermodynamics concepts demonstrated the economic feasibility of the cogeneration system, and proposed modifications to be done in the studied cryogenic plant, a typical T-240 NA MPL3 plant. The thermodynamic analysis showed that the second law efficiency of the processes could be improved, together with a 12% electric energy consumption reduction. Four cogeneration schemes were analyzed with both the first and second laws of thermodynamics and, then, the economic analysis was performed. Rankine, Brayton, Otto and Combined gas-steam basic cycles were used in this analysis. The combined gas-steam cycle was shown to be more economically feasible than others. Thermal and electric loads were well balanced, resulting in a higher second law efficiency. Although the initial investment for the modification was higher, the savings resulted to be higher, turning into a higher rate of return of the investment.*