

ESTUDO E OTIMIZAÇÃO DE PLANTA DE COGERAÇÃO INDUSTRIAL PARA APROVEITAMENTO DE GÁS POBRE

Diego Costa Lopes

Escola Politécnica da USP - EPUSP

diego.costa@poli.usp.br

Resumo. O projeto consiste no estudo de uma planta industrial de cogeração, que gera energia e produz vapor para processo, utilizando como combustível o tail gas, gás pobre que é rejeito do processo de produção de negro de fumo. Também faz parte do projeto a otimização desta planta, visando uma menor utilização de combustível e maior rendimento do ciclo. Uma análise de viabilidade técnico-econômica será efetuada levando em consideração a utilização de um ciclo Rankine tradicional, Brayton e ciclo combinado.

Palavras chave: cogeração, termodinâmica, energia, gás pobre.

1. Introdução

Uma planta de cogeração consiste, basicamente, da geração de trabalho e calor útil provenientes de uma mesma fonte térmica. Em outras palavras, uma planta de cogeração produz energia elétrica e vapor para processo, a partir de um mesmo insumo ou conjunto de insumos energéticos. É intuitivo, e comprovado na prática, que a utilização da cogeração para atender a ambas as demandas simultaneamente resulta em uma utilização menor de energia, se comparada com o atendimento a estas mesmas demandas separadamente.

As plantas de cogeração vêm sendo extensivamente estudadas no ramo industrial nos últimos anos. A necessidade cada vez maior de uma utilização racional da energia, influenciada pela crescente preocupação com o meio ambiente e pelos altos preços dos combustíveis derivados de petróleo após a década de 70, forçou a indústria a buscar maneiras de otimizar suas plantas, utilizar rejeitos térmicos como insumo energético, e interligar os processos de produção de energia elétrica e vapor.

Entretanto, as primeiras aplicações de cogeração não são recentes. James Watt, no século XVIII, sugeriu que o vapor de exaustão de sua máquina a vapor fosse utilizado para aquecimento residencial. Tão conveniente foi esta solução, que hoje na Europa ela ainda é largamente utilizada, em especial nos países com inverno mais rigoroso. Horlock (1997) estima que a utilização de rejeito térmico de plantas de cogeração para aquecimento distrital atende entre 8% e 15% da carga térmica total em países como Dinamarca, Suécia e Finlândia.

A planta de cogeração a ser estudada opera em conjunto com uma unidade de produção de negro de fumo. O negro de fumo é um material similar à fuligem, produzido pela combustão sub-estequiométrica de óleos pesados, alcatrão e alguns óleos vegetais, e é utilizado principalmente como pigmento e como reforço em produtos fabricados com borracha e plásticos. A produção deste material tem como sub-produto grandes quantidades de *tail gas*, um gás pobre composto de uma mistura de gases inflamáveis e inertes. Este gás é usualmente queimado em *flares* nas plantas de negro de fumo, portanto desperdiçando potencial energético considerável. A planta de cogeração que é objeto deste estudo foi projetada, portanto, para aproveitar este gás pobre para geração de energia elétrica, utilizada na própria planta, e vapor, que é vendido para outras plantas exceto por uma pequena quantidade, utilizada internamente.

Um estudo completo desta planta (que opera utilizando um ciclo Rankine tradicional) será efetuado. O objetivo inicial do estudo é obter as trocas de calor efetuadas e potência elétrica gerada, a fim de determinar os rendimentos energéticos e exérgicos. Após esta fase inicial, serão analisadas modificações a serem implementadas na planta, visando melhorar estes rendimentos e diminuir custos de operação. As modificações a serem propostas incluem a substituição do ciclo Rankine em operação por um ciclo Brayton ou ciclo combinado, além da utilização de combustíveis adicionais e alterações na estrutura da planta. Por fim, uma análise de viabilidade técnica-econômica será feita, buscando escolher a configuração da planta que melhor atende aos requisitos de geração de energia elétrica e demanda de vapor.

2. Descrição da planta

Na Fig. (1) é mostrado um fluxograma da planta estudada, detalhando o funcionamento do ciclo. Os losangos numerados representam os estados de interesse para os balanços de massa, energia e exergia da planta. Os hexágonos identificam as válvulas de controle presentes no ciclo.

O funcionamento da planta é similar aos ciclos Rankine tradicionais. Vapor superaquecido é expandido na turbina, condensado e bombeado até o conjunto de desaerador e tanque de condensado. O desaerador também recebe condensado dos processos 1 e 2, além de retorno da água de resfriamento e vapor proveniente do trocador de calor indicado entre os estados 16 e 17, que é um aquecedor do ar de combustão. O condensado proveniente do desaerador é bombeado até a caldeira, que produz vapor saturado. Parte deste vapor é desviada até o aquecedor do ar de combustão. O restante é enviado para os processos 1 e 2, e para a turbina, fechando o ciclo.

Na Tab. (1) são fornecidos os parâmetros de operação para os estados numerados na figura.

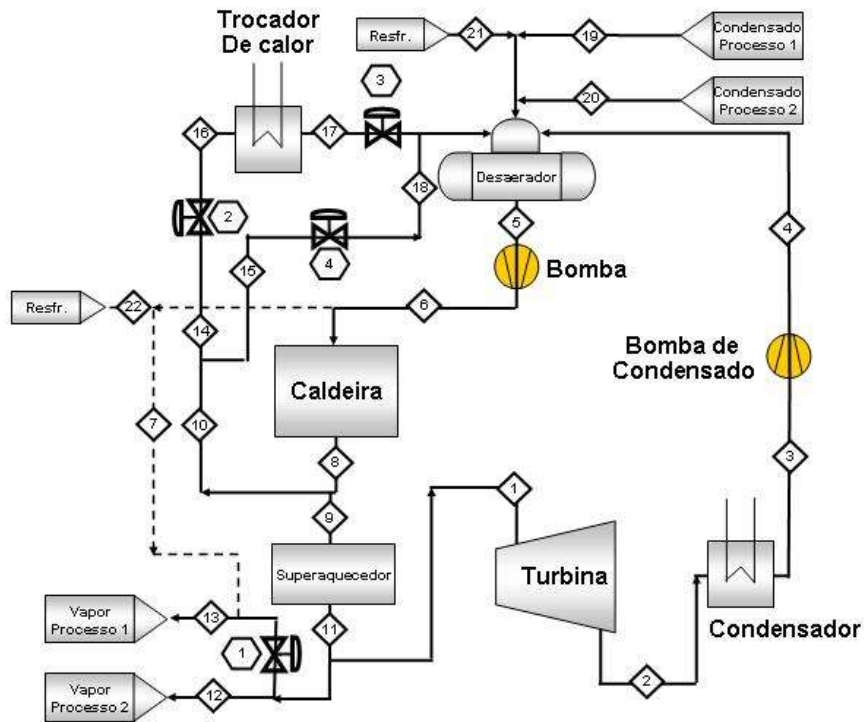


Figura 1. Fluxograma da planta atual detalhando o ciclo.

Tabela 1. Parâmetros do processo.

Estado	Pressão bara	Temperatura K	Vazão Mássica kg/h
1	46,500	673,2	21748
2	0,299	342,1	21748
3	0,299	338,3	21748
4	5,385	339,1	21748
5	5,381	420,4	92295
6	56,955	421,5	92295
7	56,955	421,5	7237
8	48,925	535,7	80752
9	48,925	535,7	65061
10	48,925	535,7	15691
11	47,177	673,2	65061
12	47,177	673,2	1800
13	25,867	508,1	48750
14	48,925	535,7	6493
15	48,925	535,7	9198
16	10,925	462,9	6493
17	10,905	456,9	6493
18	4,500	423,7	9198
19	4,500	363,2	48750
20	4,500	363,2	1800
21	4,500	413,2	4306
22	56,955	421,5	4306

Adicionalmente, são fornecidos os seguintes dados do combustível e do funcionamento da caldeira e turbina:

Tabela 2. Consumo e dados energéticos e exergeticos do combustível.

Dados do combustível		
PCI do <i>tail gas</i>	kJ/kg	2259
Exergia química do <i>tail gas</i>	kJ/kg	2460

Tabela 3. Eficiências da caldeira, superaquecedor e turbina.

Dados dos equipamentos		
Eficiência da caldeira	Ad.	0,790
Eficiência do superaquecedor	Ad.	0,790
Eficiência isoentrópica da turbina	Ad.	0,789

3. Metodologia

A fim de determinar os balanços de massa, energia e exergia do ciclo e de seus elementos individuais, serão utilizadas a primeira e segunda lei da termodinâmica (Van Wylen et al., 2003) e os critérios de avaliação de plantas de cogeração (Horlock, 1997). Para a adoção deste conjunto de equações a hipótese de escoamento em regime permanente foi adotada, assim como foi desprezada a atuação das energias cinética e potencial.

Equação da continuidade:

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

Primeira lei da termodinâmica para um volume de controle:

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

Balanço de exergia para um volume de controle:

$$\dot{W}_{vc} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \cdot \dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3)$$

Após os cálculos individuais para cada equipamento, é possível obter os coeficientes de desempenho da planta.

Fator de utilização de energia:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_{útil}}{\dot{m}_c PCI_c} \quad (4)$$

Rendimento de segunda lei:

$$\Psi = \frac{\dot{W} + \sum \dot{Q}_i \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_i} \right)}{\dot{m}_c \cdot \psi_c} \quad (5)$$

Índice de Poupança de Energia:

$$IPE = 1 - \frac{\dot{m}_c PCI_c}{\frac{\dot{W}}{\eta_{pot_padr\~ao}} + \frac{\dot{Q}_{\acute{u}til}}{\eta_{cald_padr\~ao}}} \quad (6)$$

Índice de Geração de Potência:

$$IGP = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_c PCI_c - \frac{\dot{Q}_{\acute{u}til}}{\eta_{cald}}} \quad (7)$$

Razão Potência-Calor:

$$RPC = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{\acute{u}til}} \quad (8)$$

onde:

h_e - entalpia do estado de entrada (kJ/kg);

h_s - entalpia do estado de saída (kJ/kg);

\dot{m}_c - fluxo mássico de combustível (kg/s);

\dot{m}_e - fluxo mássico que penetra o volume de controle (kg/s);

\dot{m}_s - fluxo mássico que deixa o volume de controle (kg/s);

PCI_c - Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg);

\dot{Q}_i - potência térmica útil individual (kW);

$\dot{Q}_{\acute{u}til}$ - potência térmica útil total produzido pela planta (kW);

$\dot{Q}_{v.c.}$ - fluxo de calor que ultrapassa o volume de controle (kW);

T_i - temperatura na qual o calor é fornecido (K);

T_0 - temperatura do estado de referência (K);

$T_0 \dot{S}_{ger}$ - exergia destruída (kW);

\dot{W} - potência gerada na planta (kW);

$\dot{W}_{v.c.}$ - potência no volume de controle (kW);

ψ_e - exergia do estado de entrada (kJ/kg);

ψ_s - exergia do estado de saída (kJ/kg);

ψ_c - exergia química do combustível (kJ/kg);

$\eta_{pot_padr\~ao}$ - rendimento de uma planta de potência padrão;

$\eta_{cald_padr\~ao}$ - rendimento de uma caldeira padrão;

η_{cald} - rendimento da caldeira da planta;

Os balanços de energia e exergia nos fornecem as trocas de calor, potência gerada e irreversibilidades em cada equipamento, enquanto que os coeficientes de desempenho permitem uma análise comparativa do ciclo, a fim de atacar eventuais ineficiências com maior clareza.

4. Análise da planta

As propriedades termodinâmicas de interesse foram obtidas por simulação numérica utilizando a formulação padrão para a indústria (IFC-97). Os resultados são apresentados abaixo.

Tabela 4. Resultados do balanço de energia.

Balanços de energia		
Potência gerada pela turbina	MW	4,52
Calor rejeitado no condensador	MW	-13,18
Calor fornecido na caldeira	MW	61,62
Calor fornecido no superaquecedor	MW	9,30
Calor útil para o processo 1	MW	33,25
Calor útil para o processo 2	MW	1,41
Potência total de bombeamento	kW	146,90

Tabela 5. Coeficientes de desempenho da planta.

Coeficientes de desempenho	
Fator de Utilização de Energia	0,5505
Índice de Poupança de Energia	-0,2494
Índice de Geração de Potência	0,1650
Razão Potência-Calor	0,1287

5. Alternativas

O objetivo principal deste estudo é a melhoria da planta em questão, que apresenta sérias ineficiências. Para alcançar este objetivo, são propostas três alternativas de configuração da planta, descritas abaixo:

5.1. Alternativa A – Ciclo Rankine Modificado

Esta alternativa prevê apenas a remoção das fontes de ineficiência da planta original. As válvulas de controle foram eliminadas, e o vapor de processo é parcialmente expandido na turbina para aumentar a geração de potência elétrica. O fluxograma é apresentado abaixo:

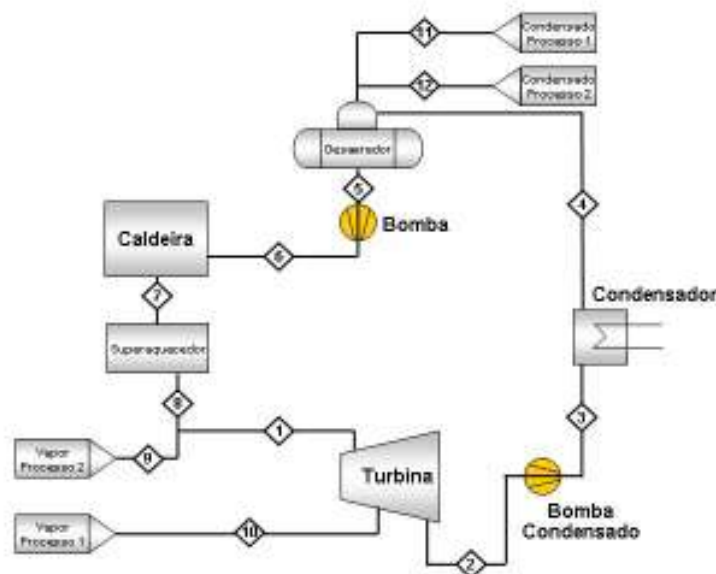


Figura 2. Fluxograma do Ciclo Rankine Modificado

Tabela 6. Parâmetros do ciclo Rankine Modificado.

Estado	Pressão bara	Temperatura K	Vazão Mássica kg/h
1	46,500	673,2	78952
2	0,299	342,1	30203
3	0,299	338,3	30203
4	5,385	339,1	30203
5	5,381	420,4	80752
6	56,955	421,5	80752
7	48,925	535,7	80752
8	47,177	673,2	80752
9	47,177	673,2	1800
10	25,867	602,3	48749

5.2. Alternativa B – Ciclo Brayton

Esta alternativa prevê a geração de potência por uma turbina a gás alimentada pelo mesmo combustível das alternativas anteriores. O vapor de processo necessário é obtido através da recuperação de calor dos gases exaustos da turbina. Cuidados devem ser tomados devido ao fato de que o gás a ser queimado é um gás pobre, portanto o compressor do combustível deve ser de um maior porte. A temperatura dos gases na saída da câmara de combustão é menor pelo mesmo motivo, portanto um menor excesso de ar é necessário. O fluxograma é apresentado abaixo:

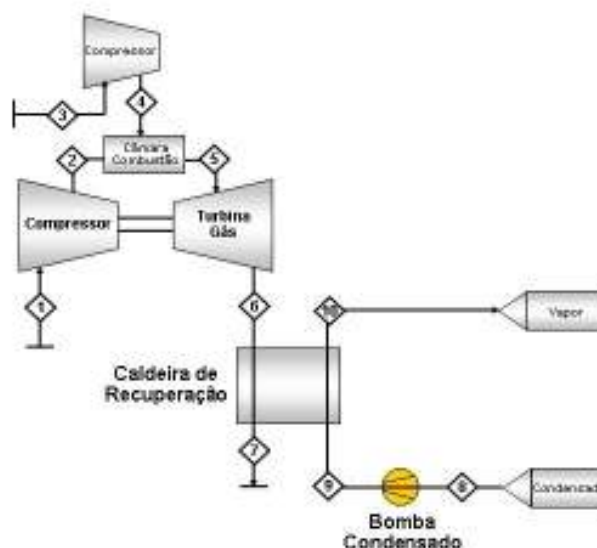


Figura 3. Fluxograma do Ciclo Brayton

Tabela 7. Parâmetros do ciclo Brayton

Estado	Pressão bara	Temperatura K	Vazão Mássica kg/h
1	1,013	298,2	158538
2	21,785	814,5	158538
3	1,024	298,2	133419
4	21,785	765,8	133419
5	21,785	1434,6	291957
6	1,013	746,9	291957
7	1,013	430,5	291957
8	4,500	360,1	48750
9	25,867	363,2	48750
10	25,867	508,1	48750

5.3. Alternativa C – Ciclo Combinado

No ciclo combinado, o vapor gerado na caldeira de recuperação é utilizado também para a geração de potência. Essa planta deve ter um porte maior, justamente para comportar a maior vazão de gases exaustos da turbina a gás. O fluxograma é apresentado abaixo:

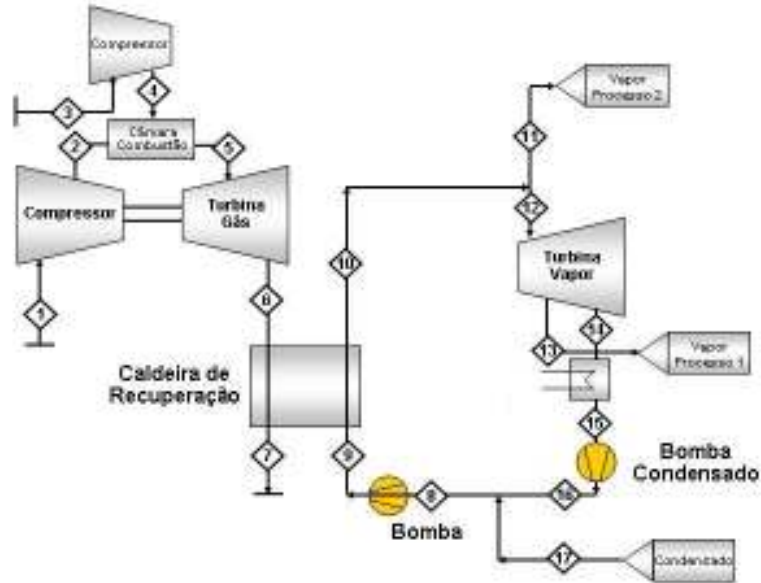


Figura 4. Fluxograma do Ciclo Combinado.

Tabela 8. Parâmetros do Ciclo Combinado.

Estado	Pressão bara	Temperatura K	Vazão Mássica kg/h
1	1,013	298,2	295613
2	11,956	675,1	295613
3	1,024	298,2	248777
4	11,956	641,5	248777
5	11,956	1324,0	544389
6	1,013	776,3	544389
7	1,013	454,5	544389
8	5,381	360,1	80752
9	46,500	363,2	80752
10	46,500	673,2	80752
11	46,500	673,2	1800
12	46,500	673,2	78952
13	25,867	588,1	48749
14	0,299	342,1	30203
15	0,299	338,3	30203
16	5,385	339,1	30203
17	5,385	375,1	50549

6. Resultados

Abaixo são apresentadas as tabelas resumindo os dados encontrados para cada alternativa:

Tabela 6. Resultados do Ciclo Rankine Modificado.

Alternativa A		
Fator de Utilização de Energia	Ad.	0,6277
Índice de Poupança de Energia	Ad.	-0,0417
Índice de Geração de Potência	Ad.	0,3168
Razão Potência-Calor	Ad.	0,2094
Potência útil gerada	MW	7,95
Calor útil gerado	MW	37,97
Combustível consumido	kg/s	32,38
Investimento necessário	kR\$	21.869
Lucro operacional	kR\$	3.320
Taxa interna de retorno	%	10,80%

Tabela 7. Resultados do Ciclo Brayton.

Alternativa B		
Fator de Utilização de Energia	Ad.	0,7703
Índice de Poupança de Energia	Ad.	0,3323
Índice de Geração de Potência	Ad.	0,6190
Razão Potência-Calor	Ad.	0,9397
Potência útil gerada	MW	31,25
Calor útil gerado	MW	33,25
Combustível consumido	kg/s	37,06
Investimento necessário	kR\$	92.399
Lucro operacional	kR\$	25.747
Taxa interna de retorno	%	24,46%

Tabela 8. Resultados do Ciclo Combinado.

Alternativa C		
Fator de Utilização de Energia	Ad.	0,6286
Índice de Poupança de Energia	Ad.	0,2414
Índice de Geração de Potência	Ad.	0,5092
Razão Potência-Calor	Ad.	1,5845
Potência útil gerada	MW	52,22
Calor útil gerado	MW	37,97
Combustível consumido	kg/s	69,10
Investimento necessário	kR\$	152.109
Lucro operacional	kR\$	19.564
Taxa interna de retorno	%	8,12%

7. Análise dos Resultados

Com todos os resultados relevantes apresentados, é possível fazer uma análise dos mesmos

7.1. Ciclo Rankine Modificado

É fácil observar que o funcionamento da planta é significativamente melhorado com estas modificações bastante simples. O Fator de Utilização de Energia sobe de 55,05% para 62,76%, um aumento relativo de 14,00%. Mais importante, o Índice de Poupança de Energia passou de -25,43% para -4,17%. Isto implica diretamente em uma redução do consumo de combustível específico por kilowatt de energia útil gerada. O rendimento de segunda lei do ciclo também passa de 24,47% para 34,14%, um aumento relativo de 39,49%. Todas estas melhorias são consequência da melhor utilização do vapor de saída da caldeira, que na configuração anterior era parcialmente expandido em várias válvulas de controle, diminuindo assim a eficiência do ciclo, e da expansão parcial do vapor do processo, que é responsável por 34% da nova potência gerada. Entretanto, é fácil constatar que a planta ainda é ineficiente, e existiria o espaço para melhorias consideráveis nos aspectos térmicos da planta.

A grande vantagem desta alternativa é o baixo investimento necessário, devido ao fato de ser necessária a aquisição de uma nova turbina a vapor apenas. A taxa interna de retorno de 10,80% é suficientemente alta para justificar este investimento.

7.2. Ciclo Brayton

Com o ciclo Brayton, obtiveram-se os melhores resultados, tanto técnicos quanto econômicos. O rendimento de primeira lei de 77,03% é excelente em comparação com as outras alternativas, enquanto que o índice de economia de energia de 33,23% indica que esta planta efetivamente economiza combustível em comparação com a geração de potência e vapor em ciclos separados. O investimento a ser feito é alto, entretanto o aumento expressivo no lucro operacional justifica este investimento, o que é denunciado pela taxa interna de retorno alta, valendo 24,46%.

O ponto negativo desta alternativa é a retirada do vapor do processo 2. Por ter uma vazão baixa, a implementação de um segundo nível de pressão na caldeira de recuperação não faria sentido do ponto de vista econômico, pois exigiria um investimento considerável, sendo mais rentável gerar esta baixa vazão de vapor em uma caldeira tradicional.

7.3. Ciclo Combinado

O desempenho do ciclo Combinado ficou abaixo do esperado. O rendimento de primeira lei é apenas de 62,86%, muito similar ao rendimento do ciclo Rankine modificado. Existe uma economia de energia significativa de 24,14%, devido a maior geração de potência em comparação ao calor útil. Entretanto, tanto os aspectos técnicos quanto os econômicos (taxa interna de retorno de 8,12%) estão abaixo do que era esperado.

Existem vários motivos para este baixo desempenho. Devido a necessidade de aquecer o vapor até uma temperatura de 400°C, a vazão mássica de gases exaustos da turbina precisa ser maior. O consumo de combustível aumenta em 86% em comparação ao ciclo Brayton, entretanto existe um aumento de 67% na potência líquida da turbina a gás, devido à mudança na razão de compressão. Mesmo se as razões de compressão fossem idênticas, ainda assim este ciclo seria ineficiente, pois o calor útil gerado é o mesmo, e há um acréscimo de apenas 8 MW gerados na turbina a vapor.

Havendo liberdade maior para a modificação de alguns parâmetros da planta, possivelmente o desempenho do ciclo combinado seria melhor, em especial a modificação da pressão de alta no ciclo de vapor. Entretanto, isto implicaria em uma substituição de praticamente todo o ciclo de vapor, e devido ao alto investimento para uma planta de pequeno porte, ela não foi considerada.

8. Conclusões

Neste presente trabalho foi efetuada uma análise completa do funcionamento de uma planta de cogeração real em operação. Constatadas as ineficiências da planta, foram analisadas três alternativas de melhoria para a mesma, variando desde pequenas modificações na planta existente, até a substituição total do processo de funcionamento. Feitas as análises técnicas, um estudo econômico foi feito, com o objetivo de comparar os dados técnicos e financeiros e escolher a melhor alternativa de otimização.

A opção escolhida para a implementação na planta em questão foi a substituição do ciclo presente por um ciclo Brayton com caldeira de recuperação. Tanto em aspectos técnicos quanto econômicos esta alternativa se demonstrou a melhor dada as restrições da plantas e o porte da mesma.

9. Referências

- HORLOCK, J.H., "Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP): Thermodynamics and Economics", Florida, USA, Krieger Publishing Company, 1997, 226p.
- VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., "Fundamentos de Termodinâmica Clássica", São Paulo, Blücher, 1973. 616p.
- WAGNER, W., A. Kruse, A., "Properties of Water and Steam", Berlin, Springer-Verlag, 1998.
- CÉSPEDES, João P. C., OLIVEIRA JÚNIOR, S., "Análise termoeconômica de plantas de cogeração", Revista Brasileira de Engenharia Química, vol.17 - nº 4 – Dez. 97/Jan. 98, pp. 21-27.
- RAMOS, Ricardo A. V. et al., "Análise energética e exergetica de uma usina suco-alcooleira com sistema de cogeração de energia em expansão", Congresso latino-americano de geração e transmissão de energia elétrica, 2003.
- MORAN, Michael J., SHAPIRO, Howard N., "Fundamentals of engineering thermodynamics", Wiley, 2004.

10. Direitos autorais

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

STUDY AND OPTIMIZATION OF AN INDUSTRIAL COGENERATION PLANT FOR USAGE OF LEAN GAS

Diego Costa Lopes

EPUSP - Polytechnic School of University of São Paulo
dlopes21@gmail.com

***Abstract.** This project consists of a study of a cogeneration industrial plant, which generates power and steam, using as fuel the tail gas, a type of lean gas obtained as a by-product of the production process of carbon black. Also included on this study is the optimization of this plant, aiming at a lower fuel usage and higher cycle efficiency. A technical-economical feasibility study will be made considering as alternatives the usage of a traditional Rankine cycle, Brayton cycle and a combined cycle.*

***Keywords:** cogeneration, thermodynamics, energy, lean gas.*