

**UNESP**

**Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá**

**HUGO TSUTOMU TAKAHASHI**

Simulação de ciclo combinado utilizando software comercial

**Guaratinguetá**

**2011**

HUGO TSUTOMU TAKAHASHI

Simulação de ciclo combinado utilizando software comercial

Trabalho de Graduação  
apresentado como requisito para  
obtenção do diploma de  
Graduação no curso de  
Engenharia Mecânica na  
Faculdade de Engenharia do  
Campus de Guaratinguetá

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

2011

Takahashi, Hugo Tsutomu  
T136a      Aplicação de software comercial a ciclos combinados / Hugo Tsutomu  
Takahashi – Guaratinguetá : [s.n], 2011.  
47 f : il.  
Bibliografia: f. 47

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.  
Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1. Energia termelétrica I. Título

CDU 621.311

**SIMULAÇÃO DE CICLO COMBINADO UTILIZANDO SOFTWARE  
COMERCIAL**

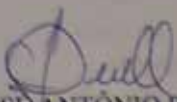
**HUGO TSUTOMU TAKAHASHI**

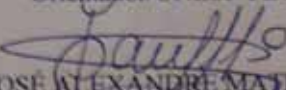
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

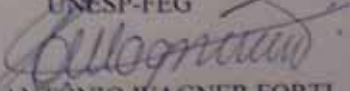
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MASELLI  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. ANTÔNIO WAGNER FORTI  
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

De modo especial, à minha família, que durante a minha graduação fez de tudo para que eu me mantivesse focado nos estudos e que sempre me apoiou nas minhas decisões, aos meus pais que foram de certa forma rígidos, mas que agora enxergo o que eles queriam dizer.

TAKAHASHI, H. T. **Aplicação de software comercial a ciclos combinados**. 2011. 47 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

## RESUMO

No Brasil, a geração de energia sempre dependeu dos rios, ou seja, existem momentos em que a geração dessa energia pode variar, o que pode provocar oscilações na rede e até mesmo apagões de acordo com o nível de água dos reservatórios das hidrelétricas. Por este motivo, outras opções vêm sendo estudadas, como o nosso exemplo, que se trata de uma usina termelétrica a ciclo combinado em Canas. A utilização do ciclo combinado é interessante do ponto de vista energético, pois seu rendimento está entre 50 e 60% e no lado ambiental, pois pode queimar o gás natural, que é mais limpo que o carvão mineral, o que diminui as emissões dos gases que influem no efeito estufa. Este trabalho tem por objetivo realizar uma análise técnica de um estudo de caso de uma central termelétrica proposto a ser construído em Canas pelo grupo AES/AES Tietê. Para a análise será utilizado o software comercial *GateCycle 6.0.0* da GE, software que permite estruturar e simular ciclos de geração de energia (nuclear, combinados, etc.), utilizando uma licença acadêmica desta ferramenta. Dois ciclos combinados foram simulados, um utilizando caldeira de regeneração com um nível de pressão, e um que está mais próximo do ciclo real, que se trata de uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão. Os resultados foram próximos do esperado, para o ciclo combinado com CR com um nível de pressão foram obtidos 513,9 MW de potência e eficiência de 53,27%, já no caso com CR de três níveis de pressão a potência foi de 517,1 MW e rendimento de 53,5%. Observa-se que o uso do software exige que o usuário tenha conhecimento sobre as disciplinas da área de Engenharia Térmica e Fenômenos de Transporte para a resolução de problemas.

**PALAVRAS-CHAVE:** ciclo combinado, *GateCycle*, análise técnica, termelétrica.

TAKAHASHI, H. T. **Application of commercial software to combined cycles**. 2011. 47 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

### **ABSTRACT**

In Brazil, The power generation has always depended on the rivers, in other words, there are moments that the power generation can vary, which can cause variations in energy supply and even blackout according to the level of water in the reservoirs of the hydroelectric plants. For this reason, many options has been studied, like our example, which is about a combined cycle power plant in Canas. The use of combined cycle is interesting from the point o view of energy, because its efficiency is between 50 and 60%, and from the point of view of environment, because it can burn natural gas, which is cleaner than coal, it reduces the emission of gases that influence on the greenhouse effect. This work aims to perform a technical analysis of a case study of a power plant proposed to be built in Canas by the AES/AES Tietê Group. For the analysis will be used the commercial software *GateCycle 6.0.0* from *GE*, this software has the power of simulating power generation cycles (nuclear, combined, etc.). The energy department of UNESP has the license, which makes possible the academic use of this tool. Two combined cycles were simulated, one using one pressure level HRSG, and another one closer to the real power plant, which is a combined cycle with a three pressure level HRSG. The results were close to expected, for the combined cycle with one pressure HRSG the power was 513,9 MW and a efficiency of 53,27%, in the case with the three pressure level HRSG the power was 517,1 MW and a efficiency of 53,5%. We conclude that the software requires that the user must have the knowledge about the subjects involved in the use of *GateCycle* in problems resolutions.

**KEYWORDS:** combined cycle, *GateCycle* , technical analysis, power plant.

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>14</b>
<b>3 CICLO COMBINADO .....</b>	<b>17</b>
3.1 Centrais termelétricas com ciclo combinado .....	18
3.2.1 Classificação das centrais termelétricas de ciclo combinado.....	18
3.2.2 Eficiência da Central em Série .....	21
<b>4 ELEMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS .....</b>	<b>22</b>
4.1 Turbina à gás .....	23
4.1.1 Método de seleção das turbinas à gás .....	23
4.1.2 <i>Pinch point</i> .....	27
4.2 Turbinas a vapor .....	28
4.3 Caldeiras de Recuperação.....	29
4.4 Desaerador.....	31
<b>5 MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>32</b>
5.1 A empresa.....	32
5.1.1 O projeto Termo São Paulo .....	32
5.1.2 Características Técnicas.....	33
5.2 Ciclo combinado com CR de um nível de pressão .....	34
5.3 Ciclo combinado com CR de três níveis de pressão.....	35
<b>6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS .....</b>	<b>38</b>
6.1 Ciclo combinado com CR.....	38
Os parâmetros técnicos obtidos para o CC com CR são apresentados nas tabelas 2 e 3. ....	38

6.2 Ciclo combinado com CR de três níveis de pressão .....	41
<b>7 CONCLUSÃO .....</b>	<b>46</b>
<b>8 REFERÊNCIAS .....</b>	<b>47</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo combinado .....	18
Figura 2. Tipos de classificação das termelétricas .....	20
Figura 3. Conjunto a gás .....	22
Figura 4. Turbina a gás <i>single shaft</i> .....	23
Figura 5. Volume de controle na CR .....	25
Figura 6. Curva de seleção dos conjuntos a gás .....	26
Figura 7. Gráfico do pinch point .....	28
Figura 8. Caldeira de recuperação com 2 níveis de pressão .....	31
Figura 9. Instalação prevista no município de Canas-SP .....	33
Figura 10. Ciclo combinado com CR de um nível de pressão .....	34
Figura 11. Ciclo combinado com caldeira de recuperação com três níveis de pressão .....	36
Figura 12. Gráfico de <i>pinch point</i> .....	39
Figura 13. Variação da potência do ciclo em função da $P_{cond}$ .....	40
Figura 14. Variação da eficiência do ciclo em função da $P_{cond}$ .....	40
Figura 15. Gráfico de pinch point .....	43
Figura 16. Variação da eficiência do ciclo em função da pressão do condensador .....	44
Figura 17. Variação da potência do ciclo em função da pressão de condensação .....	45

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dados de conjuntos a gás da GE .....	24
Tabela 2. Dados da turbina a gás.....	38
Tabela 3. Dados da turbina a vapor.....	38
Tabela 4. Dados finais para o ciclo com caldeira de um nível de pressão. ....	38
Tabela 5. Potência e eficiência do ciclo em função da pressão do condensador. ....	40
Tabela 6. Resultados em função da utilização de diferentes combustíveis.....	41
Tabela 7. Dados da turbina a vapor.....	42
Tabela 8. Dados finais do ciclo com caldeira de três níveis de pressão.....	42
Tabela 9. Resultados em função do tipo de combustível utilizado. ....	43
Tabela 10. Variação da pressão do condensador.....	44

## LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

CC	-	Ciclo Combinado
CCTG	-	Ciclos Combinados com Turbina a Gás
CMC	-	Comitê de Mudanças Climáticas
CR	-	Caldeira de recuperação de calor
CT	-	Central Térmica
GE	-	General Electric
GN	-	Gas Natural
HP	-	High Pressure
HR	-	<i>Heat Rate</i>
HRSG	-	Heat Rate Steam Generator
IP	-	Intermediate Pressure
LP	-	Low Pressure
PCI	-	Poder Calorífico Inferior
$P_{cond}$	-	Pressão do Condensador
SCC	-	Sistema de Captura de Carbono
TG	-	Turbina a gás
TIT	-	<i>Turbine Inlet Temperature</i>
TV	-	Turbina a vapor
TVC	-	Turbina a Vapor de Condensação
USA	-	Unidade separadora de ar

## 1 INTRODUÇÃO

O fornecimento de energia no Brasil sempre foi predominantemente vinda da hidrelétricas, tendo em vista o potencial hídrico que o país possui; assim sendo, as outras opções de energia, como a geração térmica e a cogeração, foram deixadas de lado por um longo tempo. As tarifas praticadas não eram vantajosas para que tal sistema fosse adotado, além da falta de regras para esse tipo de prática no setor energético.

Algumas indústrias como as do setor sucroalcooleiro, siderúrgico e petroquímico encontram-se interessados em investir na cogeração pois os processos envolvidos geram resíduos e que podem ser queimados para que energia elétrica seja gerada

No mundo, o cenário energético era diferente, poucos países como o Brasil possuíam tal potencial hídrico, a maioria na verdade se utilizava de centrais térmicas, queimando carvão, gás natural, etc., ou instalavam centrais nucleares, como o Japão.

As centrais nucleares produzem resíduos que podem levar cerca de mil anos ou mais para que percam sua radioatividade, além de não possuírem local adequado de descarte. As hidrelétricas são apenas para países que possuem recursos hídricos, a maioria não dispõe de tal privilégio, pois se constitui uma energia limpa e que não prejudica o meio ambiente. As centrais térmicas que queimam carvão produzem gases como o CO<sub>2</sub>, o CO e NO<sub>x</sub> que são nocivos e contribuem para o efeito estufa. Como se sabe o efeito estufa contribui para o aumento da temperatura global afetando diretamente o meio ambiente, e que pode tornar a vida impossível num futuro próximo.

É com esse tipo de pensamento que se deve pensar nas fontes de energia que serão utilizadas. Recentemente o termo cogeração e a utilização de ciclos combinados vêm ganhando força pois além de gerarem o vapor e energia elétrica, possui uma eficiência maior em relação aos ciclos a vapor.

Nas décadas de 1950 e 1960 a eficiência dos ciclos combinados já era reconhecida, mas limitações tecnológicas impediam o desenvolvimento dessa tecnologia. Mas a partir da década de 1970 as primeiras instalações de ciclo combinado apareceram nos Estados Unidos e na Europa, no continente europeu, pela ABB (HORLOCK, 1992). Desde 1990, as instalações de centrais com ciclo combinado a gás natural se fazem mais presentes, principalmente em centrais de grande porte ( LORA; NASCIMENTO, 2004).

Esse trabalho apresenta um estudo de caso que visa a instalação de um central térmica no estado de São Paulo, que queima gás natural e que terá por objetivo aumentar a capacidade instalada de geração de energia do Estado de São Paulo, pois quando a quantidade do reservatórios das hidrelétricas diminui, utilizam-se as centrais térmicas para complementação de energia; logo, sendo de grande utilidade para o sistema energético. Partindo desse estudo de caso, simulações serão feitas a partir do software *Gatecycle*, da *GE*, para se estudar possíveis soluções quanto aos esquemas que serão apresentados a seguir e os resultados serão analisados buscando a melhor solução em termos de eficiência e aplicabilidade.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os estudos em ciclos combinado já existem e vêm sendo feitos a algum tempo, pois é uma opção interessante para a geração de energia e de calor, esses estudos visam a melhoria do ciclo combinado em geral para que maiores eficiências, menores emissões de gases tóxicos, diminuição de custos sejam atingidos aumentando a viabilidade desse tipo de tecnologia.

Existem alguns artigos que tratam desses tipos de estudos e que nos trazem alguma perspectiva sobre o que já foi feito e o que pode ser melhorado, contribuindo para o presente trabalho.

Liszka & Ziebig (2009) apresentaram um estudo sobre da otimização econômica de um ciclo combinado integrado a um sistema de gaseificação. A superestrutura do ciclo combinado do estudo de caso que foi simulado no *GateCycle*, o ar comprimido é fornecido a unidade separadora de ar (USA), em seguida o USA fornece o nitrogênio ao queimador da turbina a gás e a USA ainda fornece gases necessário a produção de metal quente e o ciclo combinado fornece eletricidade para o mesmo processo. A demanda energética é da ordem de 50 MW e a temperatura máxima da água em torno de 130 °C. Este estudo implica que para obter um maior rendimento, a temperatura de saída dos gases da TG, a temperatura do vapor vivo na seção de alta pressão e a pressão do vapor na seção de alta pressão do CR devem ser as mais altas possíveis. A análise serve de base em estudos preliminares e durante a negociação de equipamentos. Na seleção definitiva de equipamentos para o ciclo combinado deve-se respeitar a sensibilidade dos resultados, aquelas variáveis que possuem maior sensibilidade devem ser mantidas constantes em primeiro momento.

Popa, Edwards e Aandi (2011) realizaram um trabalho sobre o processo de captura de carbono na turbina a gás, pois o Comitê de Mudanças Climáticas (CMC) estabelece que para que o objetivo de redução de 80% das emissões fosse atingido, haveria larga necessidade em descarbonizar os processos ligados a geração de energia até 2050” (POPA; EDWARDS; AANDI, 2011, p. 2315, tradução nossa). Visando atingir essa meta de redução do carbono, viu-se que a implantação de um sistema de captura de carbono (SCC) seria necessário, esse artigo se dedica ao estudo da implantação do SCC juntamente com ciclos combinados com turbina a gás (CCTG). Basicamente o processo pode ser feito em quatro etapas: captura do CO<sub>2</sub> do processo de combustão, condicionamento, transporte e o armazenamento a longo

prazo. Foram montados sete casos em que a CCTG está integrado com SCC, porém se houver necessidade, a SCC pode ser desacoplada voltando a configuração original. Foram feitos 8 modelos variando desde a utilização da extração de turbinas de alta, média e baixa pressão, combinadas com o que vem da caldeira de recuperação, etc. Esse estudo permitiu concluir que existe viabilidade na utilização do SCC principalmente pelo lado ambiental, existem consequências que são o maior consumo de energia elétrica e a utilização de parcela do vapor para o processo de captura. Depende de cada caso estudar e verificar se vale ou não a pena economicamente.

Koch, Cziesla e Tsatsaronis (2007) elaboraram algoritmos evolucionários juntamente com o software *GateCycle* buscando a melhor opção dentre as citadas em termos de ciclos combinados, avaliando tanto a parte econômica como a termodinâmica. Uma superestrutura de ciclo combinado foi proposta, vários pontos (binários) poderiam ou não ser ligados e de acordo com o algoritmo, as variáveis do ciclo também podem ser modificadas. A análise dos resultados mostrou que cerca de 70% do custo da eletricidade está atrelado ao custo do combustível empregado (KOCH et al., 2007, p.1156). Para geração de energia elétrica seria mais interessante utilizar o vapor na turbina a vapor de condensação (TVC), pois a pressão do condensador é de 0,05 bar, já no conjunto a gás (CG) o vapor é expandido para a atmosfera (1 bar), ou seja, mais trabalho no eixo pode ser extraído pela turbina a vapor. A diminuição de pressão de vapor da seção de alta pressão melhorou a utilização de vapor. O trabalho mostrou que algoritmos são de grande utilidade, mas dependem do tempo gasto e do seu nível de complexidade. Uma combinação apropriada entre a análise exérgica e a econômica permite identificar as fontes de custos, e em seguida como e onde modificar para que se diminua o custo total.

Carcasci & Facchini (2000) realizaram um comparativo de tecnologias de turbinas a gás e um ciclo combinado. O ciclo combinado de três níveis de pressão e com CR com reaquecimento. Duas tecnologias são utilizadas na TG, a alta pressão contra a tecnologia “H”. O uso do reaquecimento aumenta o trabalho específico, porém em contramão reduz a eficiência. Os gases de exaustão devem entrar na CR a uma temperatura entre 870 e 900 K (CARCASCII; FACCHINI, 2000). Uma solução simples para controlar as propriedades dos gases de exaustão vinda do reaquecimento seria o controle de pressão nos reaquecimentos. A tecnologia “H” consiste em utilizar uma linha de produção de vapor do ciclo a vapor e introduzir no ciclo da turbina a gás. As vantagens do uso de vapor na turbina a gás são: aumento da TIT (*Turbine Inlet Temperature*) sem aumento da temperatura de combustão; reduz o trabalho do compressor; o calor perdido nos estágios de resfriamento são recuperados

no ciclo a vapor. Primeiramente foi utilizado a TG GT26 aliado ao ciclo combinado. A diminuição dos da temperatura e pressão do condensador acabam aumentando a eficiência e o trabalho específico da turbina a vapor. Por meio deste trabalho conseguimos extrair que a tecnologia “H” atinge maiores eficiência, mas requer maior investimento na planta em que for aplicada. Por outro lado, a GT26 atinge menor eficiência a um menor custo com uma tecnologia consolidada.

Jaber, Probert e Willians (1998) elaboraram um estudo de ciclo combinado utilizando TG (originalmente utilizam gás natural) alimentadas por combustíveis gasosos de baixo poder calorífico inferior (PCI) empregando os softwares Turbomatch e *GateCycle* para a simulação. O óleo de xisto é uma rocha fonte de petróleo com baixo PCI, porém é economicamente barato e se encontra em larga escala no mundo, podendo ser uma alternativa ao gás natural. O ciclo envolve o processo de gaseificação do xisto, de extração das partículas como enxofre que pode ser prejudicial a alguns equipamentos, além disso, se torna mais barato transportar gás; em seguida alimenta a TG na câmara de combustão, os gases de combustão da TG seguem para a CR que produz vapor para a turbina a vapor concluindo o ciclo combinado. A utilização de gases com baixo PCI implica em alguns efeitos colaterais: um maior trabalho na turbina pode significar exceder o torque máximo da turbina; Esses gases geralmente apresentam uma percentagem de água, o que aumenta o coeficiente de transferência de calor dos produtos de combustão e o aumento de temperatura pode comprometer o metal da turbina a gás. O que se pode concluir neste caso é que o uso de combustíveis gasosos de baixo PCI aumenta a eficiência do ciclo sem qualquer mudança na TG, diminui as emissões de poluentes, ainda que certas considerações e preocupações devam ser levadas em conta na utilização desse tipo de combustível.

### 3 CICLO COMBINADO

O ciclo de combinado, como o próprio nome diz, é a combinação de um conjunto à gás e uma turbina a vapor (ciclo Brayton juntamente com o ciclo Rankine respectivamente). O conjunto à gás é composto de compressor por onde o ar é admitido, e onde passa por uma compressão para em seguida ir para o queimador. No queimador é injetado combustível para que queime juntamente com o ar que foi comprimido no compressor e assim gerando gases de combustão que vão para a turbina a gás. Os gases de combustão entram na turbina a gás e expandem gerando trabalho no eixo que em parte é consumido pelo compressor e parte é transformada em energia elétrica (essa energia elétrica provém da energia do eixo que é convertida em energia elétrica por meio de motor elétrico). A temperatura de saída dos gases da turbina se encontra numa faixa entre 450 e 600°C. A integração do ciclo a gás ocorre por meio da caldeira de recuperação, por meio dela os gases de exaustão da turbina à gás trocam calor com a água, dessa forma obtém-se o vapor necessário aos processos.

Em relação ao aproveitamento da “cascata térmica” existe a classificação *topping* e *bottoming*. A unidade *topping* é a que se encontra acima e a *bottoming* trata da unidade que se encontra na parte de baixo (figura 1). Uma configuração bastante utilizada em termos de ciclos combinados, tem o ciclo a gás como *topping* e o ciclo vapor como *bottoming*.

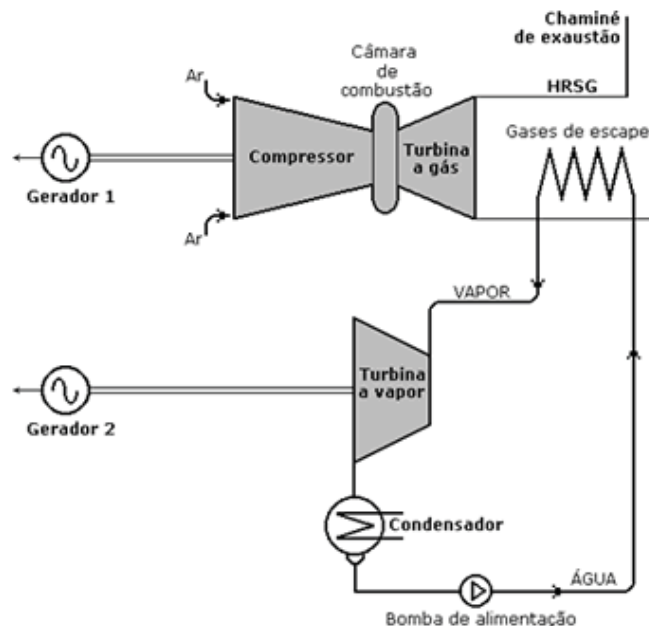


Figura 1. Ciclo combinado (PANTANAL ENERGIA, [www.pantanalenergia.com.br](http://www.pantanalenergia.com.br)).

### 3.1 Centrais termelétricas com ciclo combinado

As centrais termelétricas com CC atingem uma eficiência na faixa de 55 a 58%, alto se comparado as aos ciclos de turbinas à gás de ciclo simples (LORA; NASCIMENTO, 2004).

O combustível predominante em centrais termelétricas para CC é o gás natural e mais recentemente tem se pesquisado a utilização de carvão mineral gaseificado, que é considerada tecnologia limpa.

Num ciclo a gás simples, as maiores eficiências térmicas que podemos chegar numa central termelétrica está entre 36 e 39% (LORA; NASCIMENTO, 2004 ).

#### 3.2.1 Classificação das centrais termelétricas de ciclo combinado

Segundo Horlock<sup>1</sup> (1992 apud LORA; NASCIMENTO, 2004) existem 3 tipos de classificações existentes para CT com CC:

- Central de CC em série;
- Central de CC em paralelo;
- Central de CC em sério paralelo.

---

<sup>1</sup> Horlock, J. H. **Combined Power Plants: Including Cicle Gas Turbine(CCGT) Plants**. Nova Iorque, USA: Pregamon Press Ed., 1992 apud

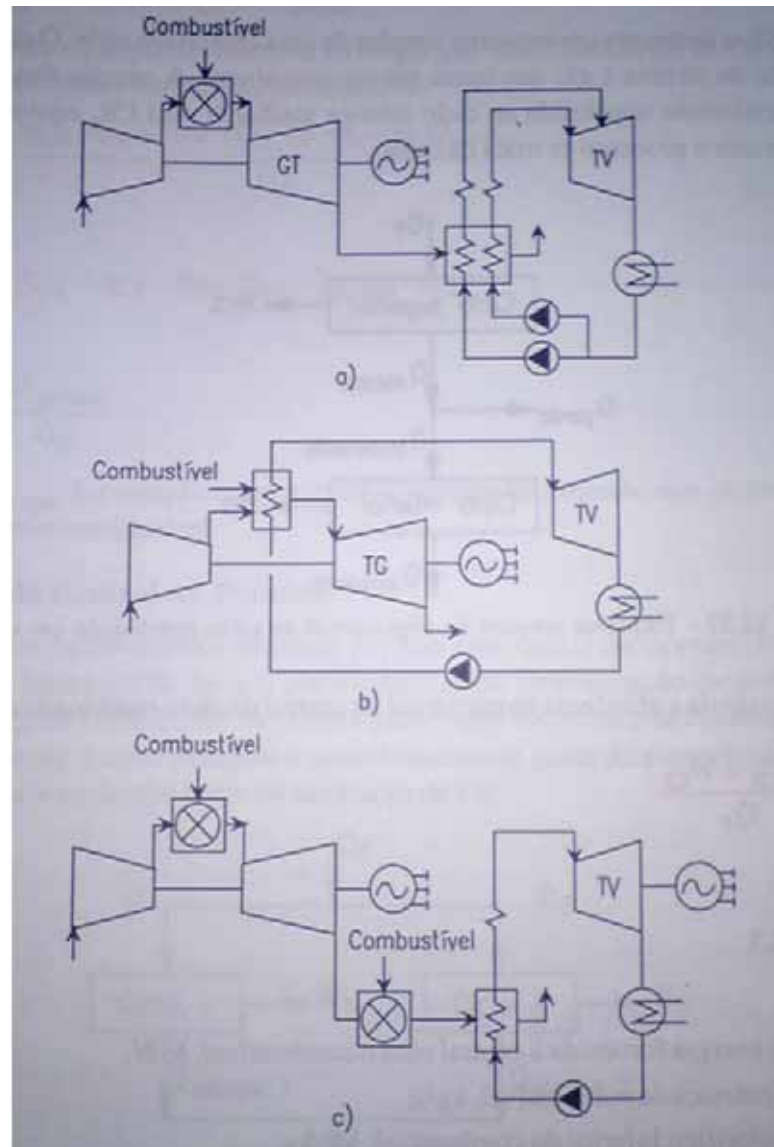


Figura 2. Tipos de classificação das termelétricas (LORA; NASCIMENTO, 2004).

No presente caso o interesse é somente na central que possui CC em série.

Conforme se pode perceber pela figura 2, os gases de combustão que deixam a TG seguem para a CR, que nesse caso fornece 2 níveis de pressão. Uma característica peculiar dessa configuração é que os últimos níveis de pressão conseguem uma vazão volumétrica de até 70% em relação às extrações de alta pressão, devido a uma menor pressão (LORA;NASCIMENTO, 2004).

### 3.2.2 Eficiência da Central em Série

A eficiência térmica total do ciclo combinado para a figura 2 é dada pela equação (1).

$$\eta_{cccs} = \frac{W_{cs} + W_{ci}}{Q_f} \quad (1)$$

Sendo:

$$Q_f = \dot{m} * PCI \quad (2)$$

Na qual

$Q_f$  = Potência Térmica fornecida pelo combustível [MW];

$\dot{m}$  = vazão mássica de combustível [kg/s];

PCI = Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

$W_{cs}$  e  $W_{ci}$  = Potência gerada pelos ciclos superior e inferior respectivamente em MW.

A eficiência térmica do ciclo superior é obtida da equação (3)

$$\eta_{cs} = \frac{W_{cs}}{Q_f} \quad (3)$$

A eficiência do ciclo térmico inferior é obtida com a equação (4)

$$\eta_{ci} = \frac{W_{ci}}{Q_{transferido}} \quad (4)$$

O ciclo superior será considerado como sendo a parte da TG, e a parcela que da energia que é transferida ao vapor vivo pela CR faz parte do ciclo inferior.

## 4 ELEMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS

### 4.1 Turbina a gás

A turbina à gás é um conjunto de máquinas, composto por compressor, câmara de combustão e turbina à vapor, sendo que esta última tanto gera energia de eixo como aciona o compressor (figura 3). Primeiramente, ar é comprimido pelo compressor, em seguida parte para a câmara de combustão para ser queimado com combustível, podendo ser gás natural, óleo leve destilado, entre outros, depois os gases de exaustão são expandidos na turbina, gerando potência de eixo.

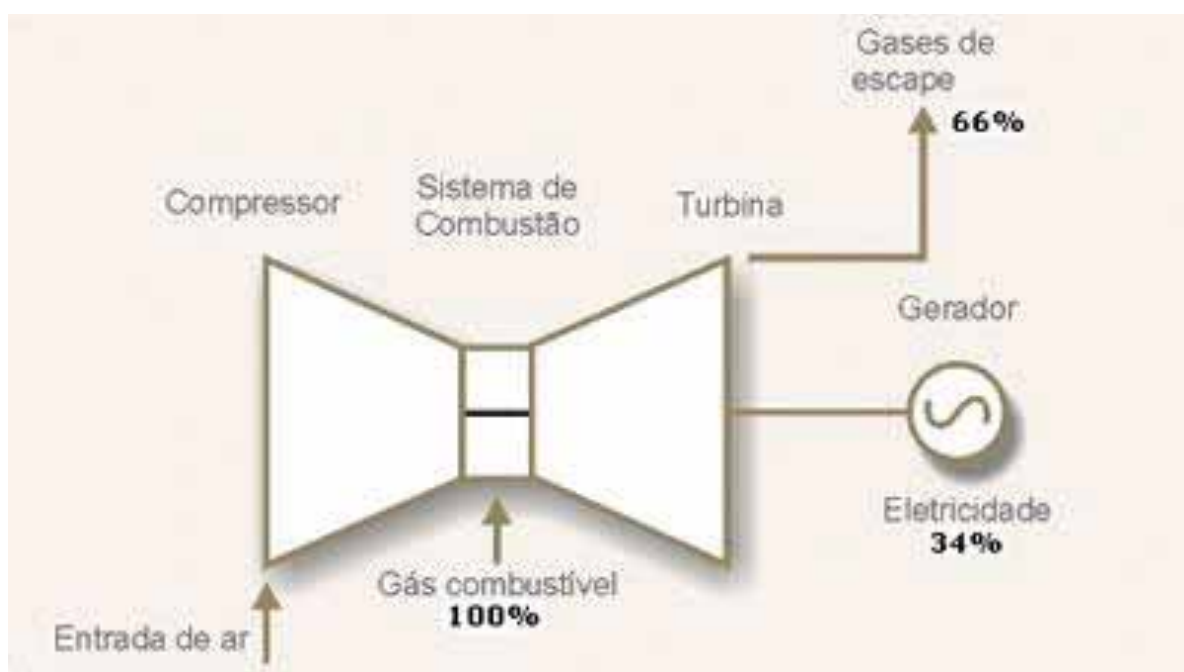


Figura 3. Conjunto a gás (Pantanal, [www.pantanalenergia.com.br](http://www.pantanalenergia.com.br)).

Existem turbinas estacionárias (*heavy duties*) que são utilizadas para geração de potência, mas há também as aeroderivativas que após sofrerem algumas modificações também podem ser utilizadas para tal propósito.

No que se refere aos gases de exaustão podemos classificar os conjuntos a gás como:

- Ciclo aberto (os gases vão para a atmosfera);
- Ciclo fechado (em que os gases retornam ao compressor).

Quanto a ligação entre o compressor e a turbina à gás temos:

- Eixo único (*single shaft*);
- Eixos separados (*twin shaft*).

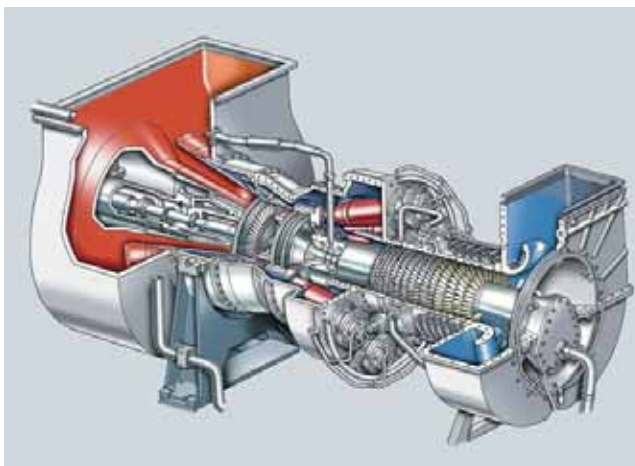


Figura 4. Turbina a gás *single shaft* (Siemens Energy, [www.energy.siemens.com/br](http://www.energy.siemens.com/br)).

Segundo Balestieri (2002) o desenvolvimento tecnolológico nos últimos anos resultou em reduções nas emissões de  $\text{NO}_x$ .

#### 4.1.1 Método de seleção das turbinas à gás

A seleção dos conjuntos a gás para um projeto, pode ser baseada em duas opções, geração de vapor como prioridade ou geração elétrica como prioridade no projeto. Em se tratando de cogeração, deve-se levar em conta ambos.

No caso da geração de vapor, ou seja, paridade térmica, a demanda por vapor necessária deve ser atendida. Quando a demanda elétrica deve ser atendida chamamos de paridade elétrica.

Os catálogos de fabricantes de CG nos fornecem alguns dados como:

- Potência de eixo, que pode ser acoplada a um gerador elétrico;
- *HR* (*Heat Rate* - consumo específico de calor);
- Eficiência do CG;
- Fluxo dos gases de exaustão;
- Razão de compressão
- TIT ( Temperatura de entrada da turbina);
- Dimensões;

A tabela 1 ilustra valores dos parâmetros citados acima.

Tabela 1. Dados de conjuntos a gás da GE (Site GSGnet, [www.gsgnet.net](http://www.gsgnet.net))

Compare	Manufacturer	Model Number	Type	Fuel	Continuous Output at ISO Conditions		Heat Rate		Pressure Ratio	Mass Flow		Turbine Inlet Temp (°C)	Exhaust Temp (°C)	Output Shaft Speed (r/min)	
					(bhp)	(Kw)	(bhp)	(kJ/kWh)		(lb/s)	(kg/s)			min	max
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS7001EA	EG	L/G	120378	89766	7523.3	10644	12.9	662	300.3	544.4	3600		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS9001E	EG	L/G	174467	130100	7357.9	10410	12.8	926.6	420.3	538.1	3000		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS7121(EA)	EG		120378	89766	7523.3	10644	12.9	662	300.3	544.4	3600		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS9171(E)	EG		174467	130100	7357.9	10410	12.8	926.6	420.3	538.1	3000		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS5002C	MD	L/G	37950.9	28300	8700.9	12310	8.8	274	124.3	517	4670		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS5002C POWER CRYSTAL	MD		39520	29470	8714	12330	9.1	270	122	540	4670		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS5002D	MD	L/G	43717.3	32600	8411.1	11900	10.8	311.7	141.4	509	4670		
<input type="checkbox"/>	GE Oil & Gas	MS5002D POWER CRYSTAL	MD		45553	33980	8413	11904	10.4	308	139.7	534	4670		

Para a paridade elétrica basta utilizar o catálogo e escolher o CG que possui potência de eixo próxima ou superior à requerida, sempre levando em conta que o de maior eficiência é que deve ser escolhido e realizando as correções pertinentes para altitude, umidade e temperatura. Já para paridade térmica devemos levar em conta a vazão de vapor requerida, mas não somente isso.

Na paridade térmica deve-se partir da vazão mássica de vapor necessária na CR; se não se dispuser desse dado, então será necessário realizar balanço de massa nos processos, nos

aquecedores de mistura (se houver) e por fim na turbina à vapor para chegar-se ao valor de vapor utilizado na CR. A figura 5 ilustra o volume de controle na CR.

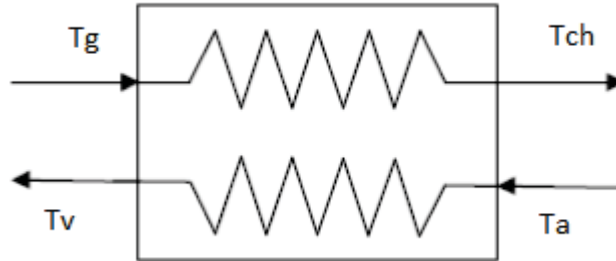


Figura 5. Volume de controle na CR (PERRELLA, 2011).

Na figura 5,  $T_g$  é a temperatura dos gases de exaustão do conjunto a gás,  $T_{ch}$  é a temperatura de chaminé,  $T_v$  é a temperatura do vapor vivo e o  $T_a$  é a temperatura da água nas condições ambientes.

Utilizando o rendimento da CR e utilizando o balanço de energia obtemos a seguinte equação (3).

$$\eta_{cr} \dot{m}_g c_{p_g} (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_v (h_v - h_a) \quad (3)$$

Sendo:

$\eta_{cr}$  – rendimento da caldeira de recuperação;

$\dot{m}_g$  – vazão mássica dos gases de exaustão da turbina a gás;

$c_{p_g}$  – calor específico dos gases de exaustão;

$T_g$  – temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás;

$\dot{m}_v$  - vazão mássica do vapor vivo;

$h_v$  – entalpia do vapor vivo;

$h_a$  – entalpia da água nas condições ambiente.

Para cálculo inicial pode-se considerar  $T_{ch}$  usar um valor fixo, tal como  $150^\circ\text{C}$  (a média entre o mínimo e máximo) e na sequência dos cálculos fazer o ajuste dessa temperatura.

Partindo da equação (3) ajustam-se todos os valores conhecidos, exceto  $\dot{m}_g$  e  $T_g$ , deixando a equação em função desses valores e jogando valores da temperatura dos gases, obtendo alguns valores para vazão de gás. Em seguida plota-se a curva e situam-se nela os conjuntos à gás selecionados, conforme os dados dos fabricantes, como ilustrado na Figura 6.

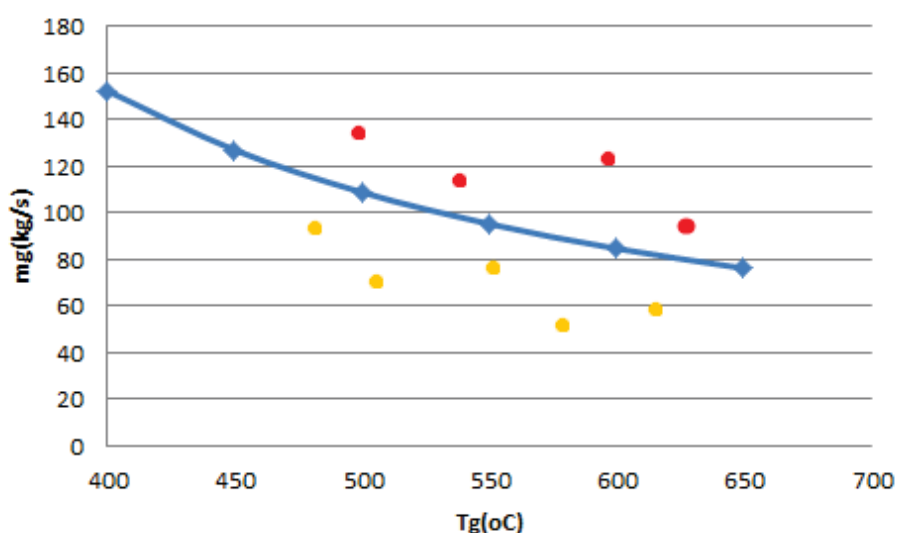


Figura 6. Curva de seleção dos conjuntos a gás.

A curva apresentada na Figura 6 é utilizada para seleção de conjuntos a gás. Os conjuntos a gás que se encontram abaixo da curva de seleção, são aqueles que necessitam de suplemento de calor, necessidade que pode ser suprida por meio de queima suplementar. Os conjuntos que se encontram acima da curva excedem as necessidades de calor da caldeira de recuperação, calor que se não for utilizado deverá ser eliminado para o meio. Para a paridade térmica seleciona-se aquele que se encontra abaixo e mais próximo da curva de seleção.

Pelos dados fornecidos calculamos o fluxo de combustível necessário e o rendimento dos conjuntos selecionados.

O próximo passo é calcular a massa suplementar necessária para a produção complementar de vapor, e verificar se realmente vale a pena o emprego do queimador suplementar ou se compensa utilizar outro conjunto a gás.

Através da equação (4) encontra-se a vazão de combustível necessária para a queima suplementar.

$$\eta_{cr} \left[ \dot{m}_g c_{pg} (T_g - T_{ch}) + \dot{m}_s PCI \right] = \dot{m}_v (h_v - h_a) \quad (4)$$

Em seguida é avaliada a razão de  $\dot{m}_s/\dot{m}_c$ ; se for maior que 30% é possível que haja a necessidade de se fazer nova seleção de conjuntos a gás ou um novo arranjo, pois a produção térmica do conjunto a gás se mostra baixa frente as necessidades térmicas dos processos.

#### 4.1.2 Pinch point

A temperatura de chaminé ( $T_{ch}$ ) permite identificar se pode ou não melhorar o projeto mudando alguns parâmetros. A temperatura de chaminé da CR deve ficar em um intervalo entre 100 e 200° C, ou seja, em temperaturas abaixo de 100° C ao nível do mar pode ocorrer formação de condensado na chaminé, com conseqüente corrosão devido à umidade, ao passo que acima de 200° C está-se jogando fora uma energia que poderia ser convertida em vapor.

O *pinch point* é definido como sendo a diferença entre a temperatura do gás que deixa o evaporador e a temperatura de saturação do vapor na pressão do vapor vivo.

Através das equações (4), (5) e (6) é possível encontrar a temperatura de chaminé.

$$T_{ch} = T_g + \left[ (T_{sat} - \Delta T_{pp}) - T_g \right] \frac{Q_g}{Q_l} \quad (4)$$

Sendo: 
$$Q_g = \dot{m}_g c_{pg} [T_g - T_{ch}] \quad (5)$$

$$Q_l = \dot{m}_v (h_v - h_l) \quad (6)$$

Sendo:

$T_{sat}$  – temperatura de saturação dada uma pressão de vapor;

$\Delta T_{pp}$  – a diferença de temperatura do *pinch point*;

$Q_g$  – Energia proveniente dos gases de exaustão;

$Q_l$  – Fluxo de calor no líquido saturado.

Para calcular a temperatura de chaminé usa-se o  $\Delta T_{pp}$  com valores de 10 e 30° C e em seguida verifica-se se a temperatura de chaminé está no intervalo de 100 a 200°C. A figura 7 ilustra a temperatura de *pinch point* como  $T_{g3}$ .

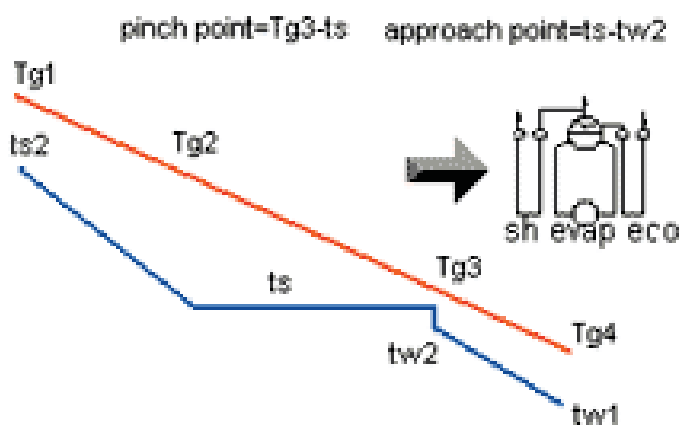


Figura 7. Gráfico do *pinch point* (GANAPATHY, 2011).

Quanto menor for considerado o *pinch point*, menor será a perda de energia durante a transferência de calor, entretanto a área requerida para que esse calor seja trocado seria grande, tornando o custo alto e o projeto inviável.

## 4.2 Turbinas a vapor

A parte que torna possível a extração do vapor com as propriedades necessárias além de fornecer energia mecânica que pode ser convertida em energia elétrica.

As turbinas a vapor estão divididas em duas categorias:

- Turbinas de contrapressão;
- Turbinas de condensação.

A turbina de contrapressão é utilizada quando a energia necessária, seja ela mecânica ou elétrica, é aproximadamente equivalente ao calor requerido pelos processos. A turbina de condensação é aplicada em casos onde a energia eletromecânica é prioritária ou até mesmo equivalente a geração de vapor. Esse tipo de turbina, apesar de apresentar maior custo em relação ao de contrapressão, é mais utilizado, pois possui algumas vantagens como: maior eficiência, pouca dependência entre a carga térmica e a potência de eixo, flexibilidade na demanda térmica e elétrica e consegue-se uma diferença entálpica maior em relação turbina de contrapressão. Turbinas de condensação são empregadas em centrais térmicas visando maximizar a produção elétrica (BALESTIERI, 2002).

No caso da extração do condensado na turbina a vapor são praticados tais valores:

- $x > 0,87$  (título);
- pressão entre 5 e 15 kPa;

O título é assim determinado para evitar a formação de um volume de condensado que poderia afetar o funcionamento e ocasionar na deterioração da turbina a vapor.

## 4.3 Caldeiras de Recuperação

A caldeira de recuperação é um equipamento térmico no qual os gases de exaustão da TG passam e transferem calor com a água, gerando vapor para os processos. Estruturalmente, a CR é composta por um economizador, um evaporador e um superaquecedor ligados em série e que se utiliza dos gases de exaustão da TG. O economizador aquece a água, o

evaporador trata de fornecer calor suficiente para que ocorra a evaporação da mesma, por final o superaquecedor trata de elevar o vapor até o estado desejado, tudo utilizando o calor dos gases de exaustão da TG. Se os gases de exaustão da TG forem da ordem de 900° C devemos basear a construção da CR em superfícies visando á transferência de calor por meio de radiação. Por outro lado se essa temperatura estiver entre 400 e 600° C devemos utilizar a convecção como base para troca térmica (BALESTIERI, 2002).

Existem três tipos de CR, convencional (sem queima suplementar), com fornalha suplementar e de queima completa (BALESTIERI, 2002).

A queima suplementar faz uso dos gases de exaustão da TG, pois como existe excesso de ar, algo em torno de 10%, então resta oxigênio para poder ser queimado. Já a caldeira com queima completa faz uso dos gases de exaustão e ainda é introduzido ar para que a estequiometria seja completa; uma das vantagens dessa queima completa é que o volume de vapor gerado é aumentado e muito, o que é bom para instalações com uma demanda grande de vapor.

Os componentes como economizador, evaporador e superaquecedor devem ser projetados de acordo com certos critérios:

- Combustível a ser empregado (queima suplementar e completa);
- Temperatura e pressão do vapor primário e de reaquecimento;
- Vazão de vapor;
- Temperatura de água de alimentação da caldeira;
- Temperatura do ar ambiente e dos gases de exaustão.

Quanto a circulação de água nas CR podemos classificar como:

- Circulação natural: Verticais, não necessitam de bomba de circulação, pois a circulação se dá pela diferença entre densidade do vapor e da água;
- Circulação forçada: Existe a necessidade de se bombear a água para que o processo de separação de vapor e água ocorra.

Quanto ao número de níveis de pressão nas CR:

- Um nível de pressão: São de construção mais simples, entretanto possuem menor capacidade de recuperaração.

- Dois ou mais níveis de pressão: Possuem maior capacidade de recuperação, porém exige maior investimento e é mais complexo em relação a caldeira de um nível de pressão.

Em termoeletricas os modelos com vários níveis de pressão se apresentam mais interessantes, pois além de aumentar a eficiência também acaba por aumentar a potência gerada na instalação. A figura 1 ilustra uma CR com 2 níveis de pressão.

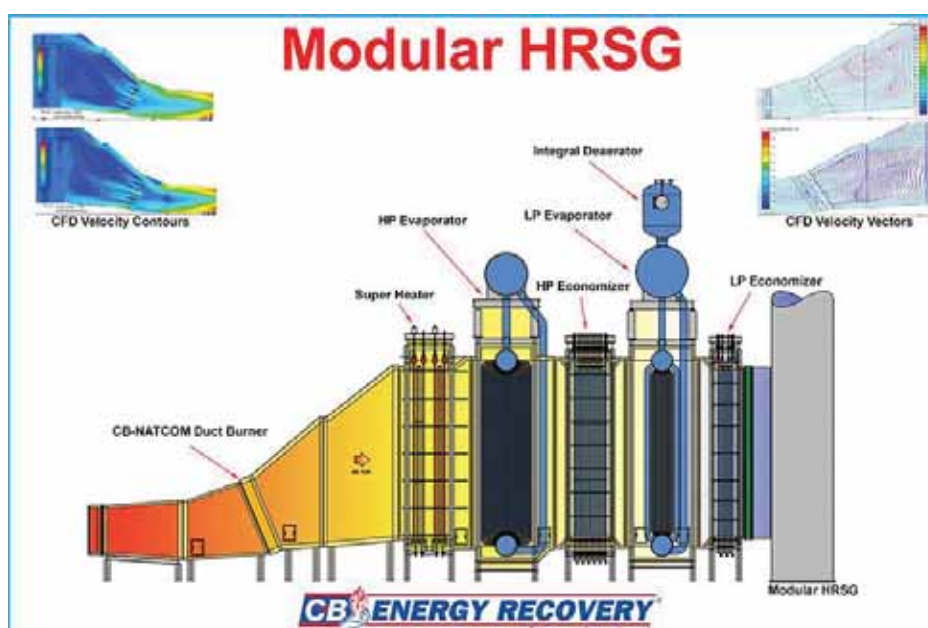


Figura 8. Caldeira de recuperação com 2 níveis de pressão (Zero homepage, <http://www.zeroco2.no/>).

#### 4.4 Desaerador

O desaerador tem como principal função remover o ar e gases não condensáveis. Os gases presentes no retorno do condensado poderia causar corrosão e futuros desgastes dos componentes do ciclo.

## 5 MATERIAIS E MÉTODOS

### 5.1 A empresa

A AES foi fundada em 1981, e em 1985 construiu sua primeira usina no Texas (EUA). Na década de 1990, expandiu nos EUA e no Reino Unido, logo expandindo-se para Argentina, Paquistão, Hungria e Brasil. O grupo possui ainda se encontra em países como Qatar, Omã, Sri Lanka, Camarões e mais recentemente na Bulgária (site AES, [www.aestiete.com.br](http://www.aestiete.com.br)). A AES ainda investe nas áreas de energia eólica e outras fontes de energia alternativas.

No Brasil desde 1997, possui 6 empresas que atuam nos setores de energia elétrica e telecomunicações: AES Eletropaulo, AES Sul, AES Tietê, AES Uruguaiana, AES Infoenergy e AES Atimus.

#### 5.1.1 O projeto Termo São Paulo

A AES pretende instalar no município de Canas, localizado no Estado de São Paulo, uma central termelétrica a ciclo combinado, que queimando gás natural, visa gerar em torno de 550MW. A figura 9 ilustra o esquema e a localização de onde será instalada a termelétrica em Canas.

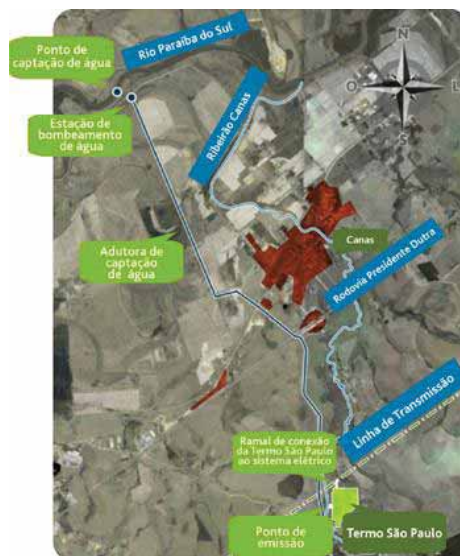


Figura 9. Instalação prevista no município de Canas-SP (<http://www.aestiete.com.br/termosaopaulo/>).

### 5.1.2 Características Técnicas

De acordo com a proposta da empresa os componentes principais do projeto são:

- 2 Turbinas a gás;
- 2 Caldeiras de recuperação de calor (HRSGs);
- 1 Turbina a vapor.

Outros dados apresentados para o projeto são:

- Consumo  $2,5 \cdot 10^6$  m<sup>3</sup>/dia de GN;
- Até 9 ppm de NO<sub>x</sub> obrigatório;

Utilizando os dados fornecidos, simulações serão feitas através do software comercial *Gatecycle* da GE, e os resultados serão discutidos. O software *Gatecycle* de propriedade da GE (General Electric); para utilização nessa monografia, utilizou-se a licença acadêmica do departamento de energia da UNESP (Guaratinguetá).

O software comercial *GateCycle* possibilita ao usuário montar e simular sistemas de ciclos combinados, cogeração, sistemas a vapor complexo, entre outros sistemas de energia.

## 5.2 Ciclo combinado com CR de um nível de pressão

A partir dos dados anteriormente apresentados e com o uso do software foi estruturada a configuração conforme ilustra a figura 14.

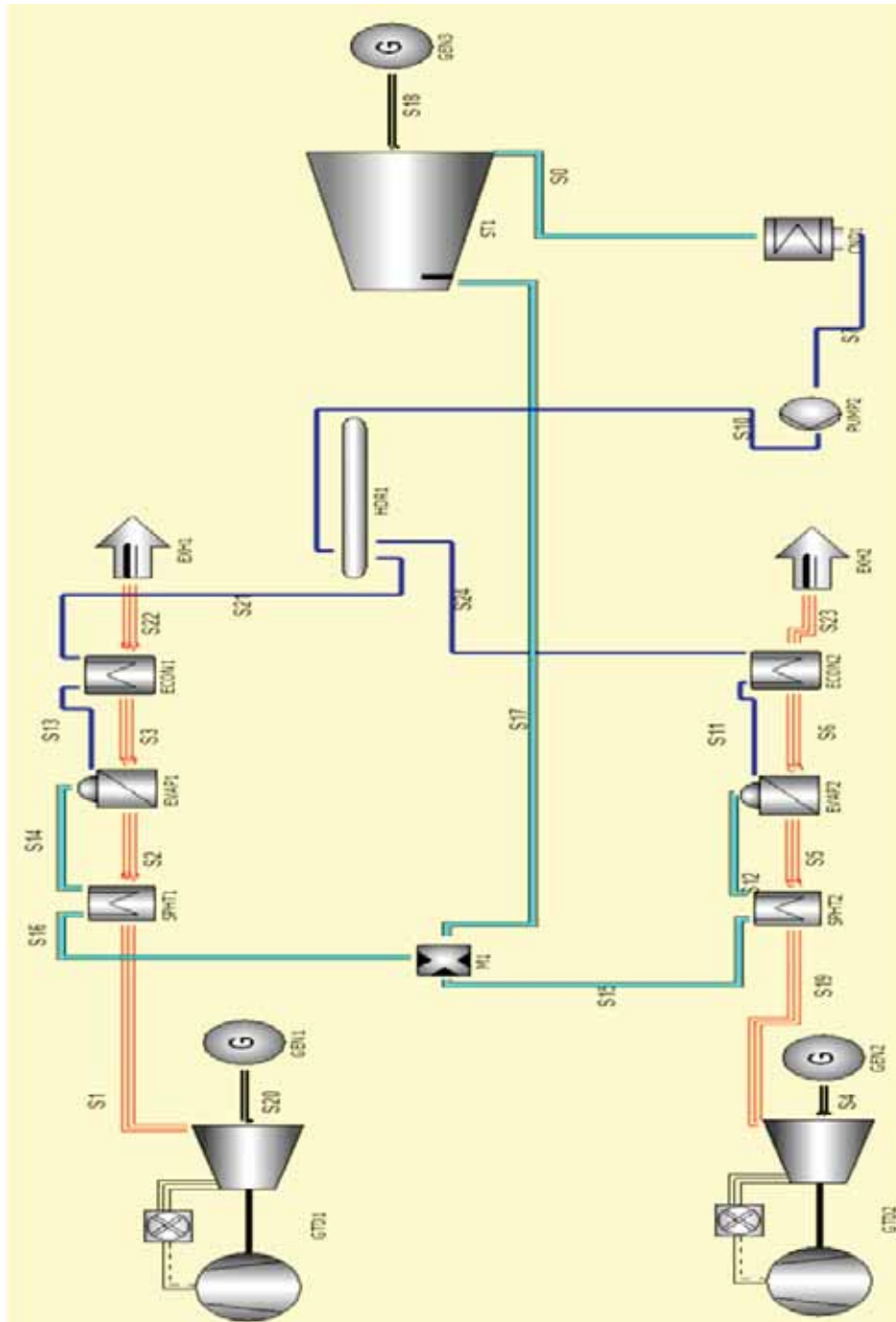


Figura 10. Ciclo combinado com CR de um nível de pressão.

Essa configuração baseia-se no ciclo combinado com CR e um nível de pressão. Esse sistema é constituído por:

- 2 Turbinas a gás (GTD1 e GTD2) ;
- 2 Caldeiras de recuperação de calor, e sendo cada uma composta por:
  - Economizador (ECON1 e ECON2);
  - Evaporador (EVAP1 e EVAP2);
  - Superaquecedor (SPHT1 e SPHT2);
- 1 Turbina a vapor (ST1);
- 1 Mixer (M1);
- 1 Header (HDR1);
- 2 bombas (PUMP1 e PUMP2);
- 1 condensador (CND1);

No ciclo real o desaerador deve estar presente, mas como neste caso houve problemas com aplicação do mesmo no esquema. A ausência do equipamento não tem tanta influência nos resultados apresentados.

Além desses dados foram admitidos certos valores:

- $P_{cond} = 15 \text{ kPa}$ ;
- PCI do gás natural = 50 MJ/kg;
- A entrada de ar da TG vem das condições atmosféricas (1 atm e 15°C);
- Eficiência da TV = 90%;
- Umidade relativa = 60%;
- Os condensadores, evaporadores e superaquecedores foram considerados com eficiência de 90%;
- Eficiência dos geradores elétricos = 98,5%;
- As bombas foram consideradas com eficiências de 85%.

### 5.3 Ciclo combinado com CR de três níveis de pressão.

Essa configuração (Figura 11) ilustra o que será aplicado na realidade. Um ciclo combinado com CR com três níveis de pressão, a seção de alta pressão (HP), de média pressão (IP) e a de baixa pressão (LP).

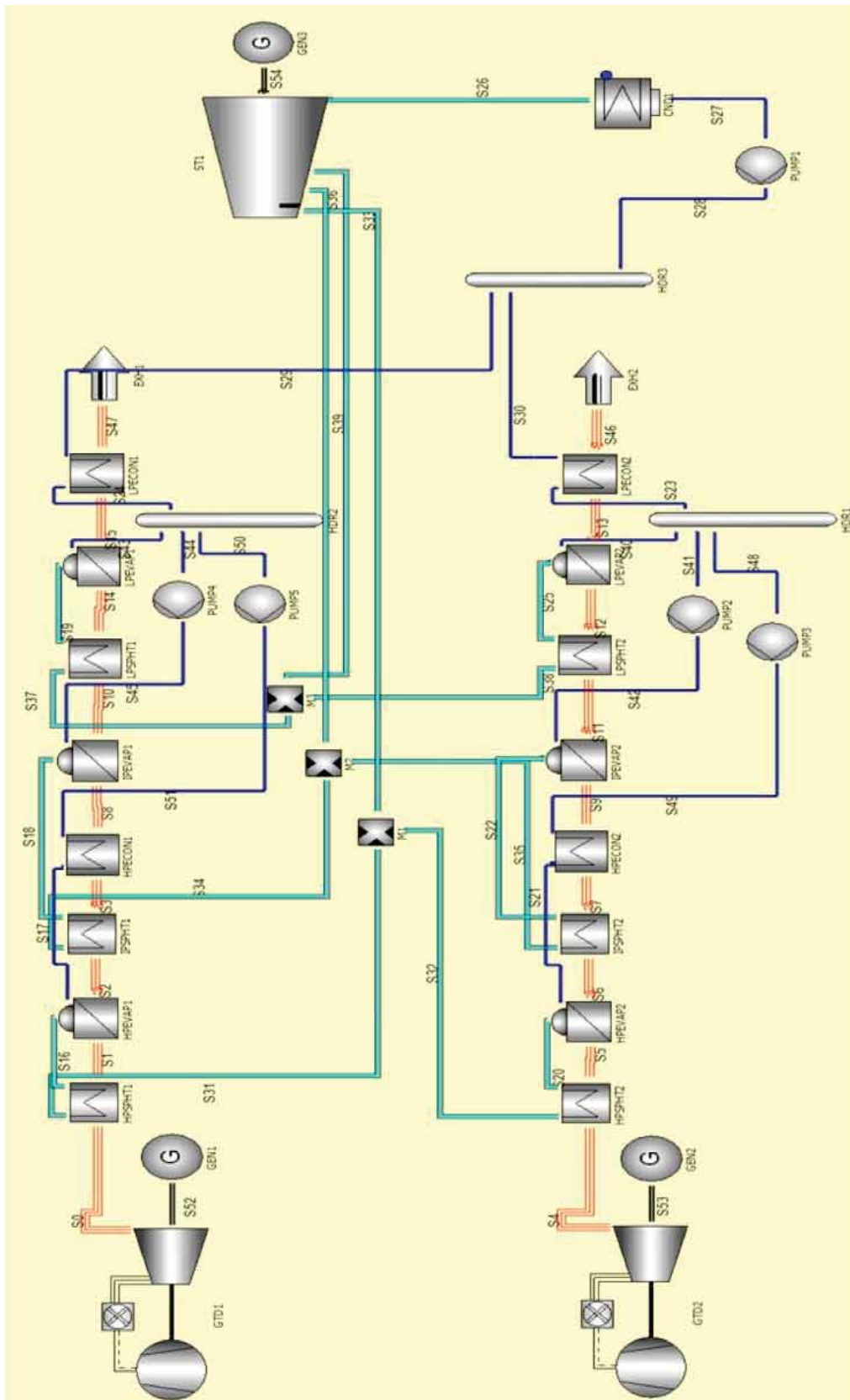


Figura 11. Ciclo combinado com caldeira de recuperação com três níveis de pressão.

No software *GateCycle* o esquema (figura 11) foi estruturado com os seguintes componentes:

- 2 Turbinas a gás (GTD1 e GTD2);
- 1 Turbina a vapor (ST1);
- 2 Caldeiras de recuperação de três níveis de pressão que são compostas por:
  - Superaquecedores (HSPHT1, HSPHT2, IPSPHT1, IPSPHT2, LSPHT1 e LSPHT2);
  - Evaporadores (HPEVAP1, HPEVAP2, IPEVAP1, IPEVAP2, LPEVAP1 e LPEVAP2);
  - Economizadores (HPECON1, HPECON2, LPECON1 e LPECON2);
- 5 Bombas (PUMP1, PUMP2, PUMP3, PUMP4 e PUMP5);
- 3 Mixers (M1, M2 e M3);
- 3 Headers (HDR1, HDR2 e HDR3);
- 1 Condensador (CND1);

Neste caso também não foi utilizado o desaerador, pois apresentava os mesmos problemas na simulação, embora não afete os resultados.

A água condensada (CND1) segue para a bomba (PUMP1), que eleva a pressão da água até o nível de baixa pressão, o *header* (HDR3) divide esse fluxo igualmente para cada economizador (LPECON1 e LPECON2) que depois de aquecido segue para os *headers* (HDR1 e HDR2) que dividem essa água quente entre os evaporadores de baixa pressão (LPEVAP2 e LPEVAP), evaporadores de média pressão (IPEVAP1 e IPEVAP2) e para os economizadores de alta pressão (HPECON1 e HPECON2), os fluxos estão em pressões diferentes, dado as seções de pressão. Vazões de vapor d'água são gerados em três níveis de pressão, que seguem a para 3 mixers que tem a função de misturar os vapores de mesma pressão e temperatura. A TV admite os vapores em cada linha de pressão expandindo-os e gerando assim trabalho no eixo, que é convertido em energia elétrica no gerador.

As considerações feitas para a primeira configuração foram as mesmas feitas no segundo, exceto o fato de nas seções de HP, IP e LP terem sido consideradas as seguintes pressões respectivamente: 8 MPa, 4 MPa e 1 MPa;

## 6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS

### 6.1 Ciclo combinado com CR

Os parâmetros técnicos obtidos para o CC com CR são apresentados nas tabelas 2 e 3.

Tabela 2. Dados da turbina a gás.

$W_{tg}$ (MW)	HR(kJ/KWh)	$\eta_{tg}$ (%)	RP	$m_g$ (kg/s)	$T_g$ (oC)
371,6	9488	37,94	16,1:1	435,82	605,6

Tabela 3. Dados da turbina a vapor.

$W_{tv}$ (MW)	$\eta_{tv}$ (%)	$m_{vv}$ (kg/s)	$T_{vv}$ (°C)
151,5	89,8	130,87	545,5

A tabela 4 ilustra os valores finais considerando o consumo das bombas e as perdas.

Tabela 4. Dados finais para o ciclo com caldeira de um nível de pressão.

$W_T$ (MW)	$W_{CG}$ (MW)	$W_{TV}$ (MW)	$\eta_T$ (%)	$m_{GN}$ (kg/s)
513,9	366	147,9	53,27	19,28

Com esses dados preliminares observa-se que a potência projetada para o ciclo combinado não foi atingida, mas a eficiência está próxima da faixa de 55 a 58% (LORA; NASCIMENTO, 2004).

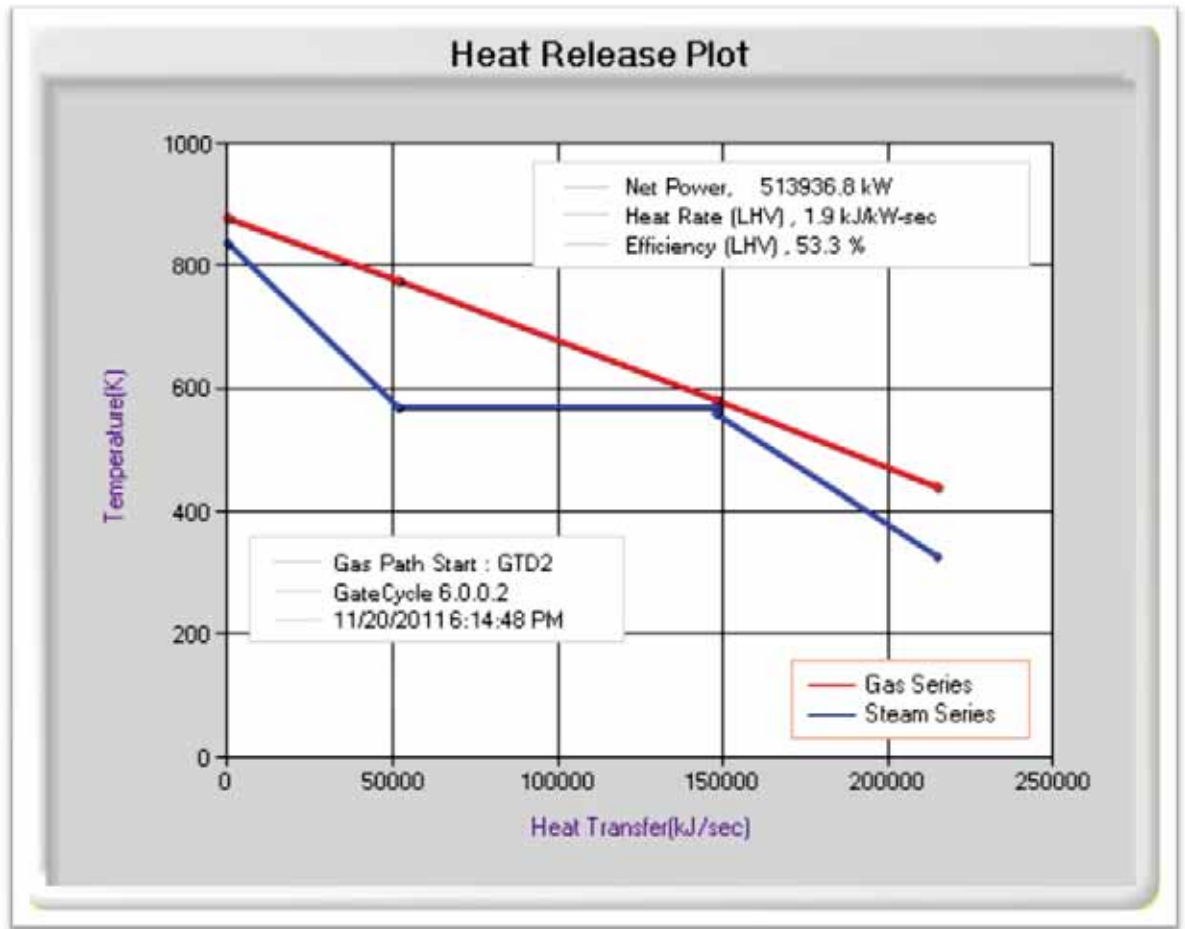


Figura 12. Gráfico de *pinch point*.

O software também fornece como a água e os gases de combustão se comportam de acordo com a figura 12.

A partir do mesmo esquema, alguns valores foram alterados para ver como o sistema se comporta:

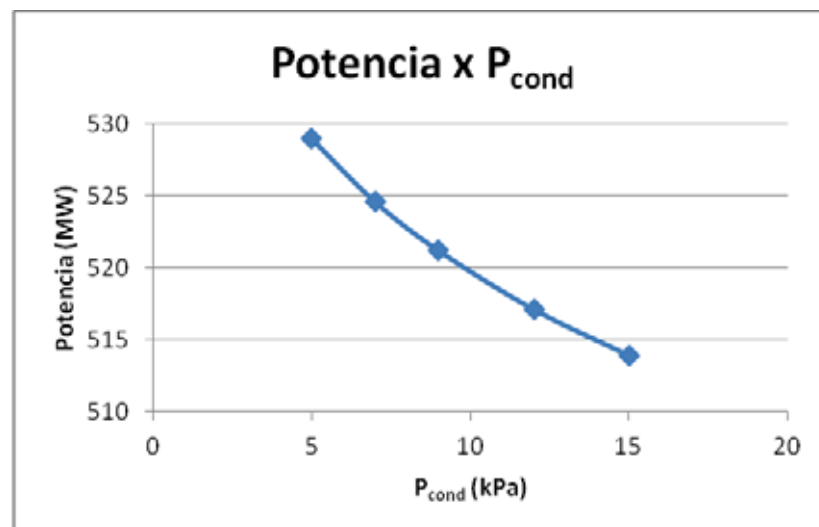
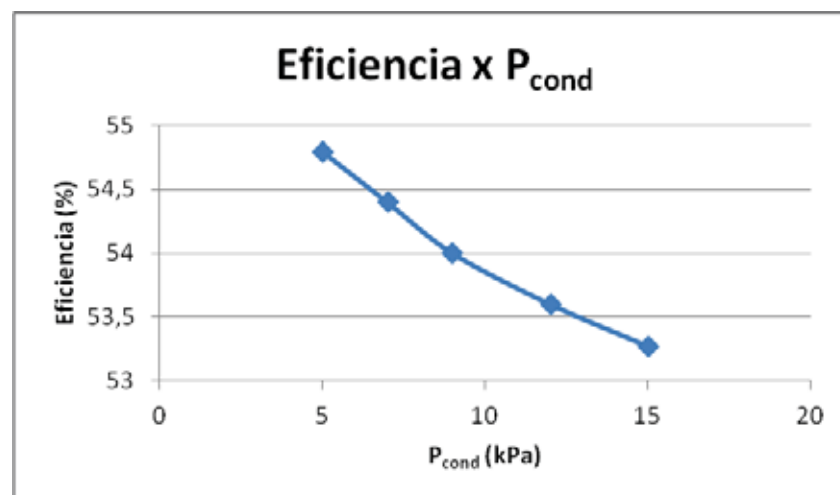
- Diminuir  $P_{\text{cond}}$  até o valor de 5 kPa (tal redução de pressão pode acarretar dificuldades operacionais na torre de resfriamento) ;
- Variar PCI para simular outros tipos de combustíveis.

Lembrando que ao variar o PCI, mantiveram-se todos os demais parâmetros da TG como,  $W_{\text{TG}}$  (trabalho da turbina a gás),  $m_g$  e  $T_g$ .

Variando a pressão de condensação foram obtidos os seguintes valores de acordo com a tabela 4, ilustrados nas Figuras 13 e 14.

Tabela 5. Potência e eficiência do ciclo em função da pressão do condensador.

$P_{\text{cond}}$ (kPa)	Pot Ciclo (MW)	Eficiencia (%)
15	513,9	53,27
12	517,1	53,60
9	521,2	54,00
7	524,6	54,40
5	529,0	54,80

Figura 13. Variação da potência do ciclo em função da  $P_{\text{cond}}$ .Figura 14. Variação da eficiência do ciclo em função da  $P_{\text{cond}}$ .

Pela figura 13 percebe-se que a diminuição da  $P_{\text{cond}}$  de 15 para 5 kPa produz um aumento na potência em torno de 20 MW, por outro lado, a figura 14 ilustra um pequeno aumento de eficiência (~1%) que não chega a ser significativo.

A tabela 6 ilustra o PCI igual a 50000 kJ/kg que representa o gás natural e o PCI com 30000 kJ/kg que simula algum tipo de gaseificação, ambos utilizando  $P_{\text{cond}}$  igual à 15 kPa. A diminuição do PCI fez com que o trabalho do ciclo ( $W_T$ ) e o trabalho da turbina a vapor ( $W_{TV}$ ) aumentassem, assim como a vazão de vapor ( $m_v$ ) e a de combustível ( $m_c$ ).

Tabela 6. Resultados em função da utilização de diferentes combustíveis.

PCI = 50000 kJ/kg				PCI = 30000 kJ/kg			
$m_v$ (kg/s)	$W_{TV}$ (MW)	$W_T$ (MW)	$m_c$ (kg/s)	$m_v$ (kg/s)	$W_{TV}$ (MW)	$W_T$ (MW)	$m_c$ (kg/s)
128,18	149,20	513,90	19,30	132,18	156,20	518,50	32,16

O  $T_{\text{ch}}$  na saída do economizadores foi de 167 °C respeitando intervalo de 100 a 200°C como citado anteriormente.

## 6.2 Ciclo combinado com CR de três níveis de pressão

Para obter os resultados apresentados aqui, algumas modificação e considerações tiveram que ser feitas, tanto automaticamente pelo programa como manualmente:

- HSPHT1 e HSPHT2 – a temperatura de saída do vapor precisou ser diminuída para 565° C, pois a TV não suportava tal temperatura.
- As eficiências de HPEVAP1 e HPEVAP2 foram baixas (~ 20%) devido ao fluxo baixo que o software manteve;
- HPECON1 e HPECON2 – a temperatura da água de saída teve que ser alterada para 550K (277° C), para que se mantivesse como líquido comprimido.
- A  $T_{\text{ch}}$  ficou em torno de 110° C, ficando dentro da faixa de 100 a 200 °C.

Os dados referentes às TG não foram alterados, logo, o resultados referente ao mesmo não mudaram. Na tabela 7 são apresentados os resultados.

Tabela 7. Dados da turbina a vapor.

$W_{TV}(MW)$	$\eta_{tv}(\%)$	$m_{vv}(kg/s)$	$T_1(^{\circ}C)$	$m_1(kg/s)$	$T_2(^{\circ}C)$	$m_2(kg/s)$	$T_3(^{\circ}C)$	$m_3(kg/s)$
153,40	91,23	152,72	565,00	31,31	496,3	87,04	273,16	32,38

Sendo:

$T_1$  – Temperatura da seção de Alta pressão;

$T_2$  – Temperatura da seção de Média pressão;

$T_3$  – Temperatura da seção de Baixa pressão;

$m_1$  – fluxo de massa da seção de Alta pressão;

$m_2$  – fluxo de massa da seção de Média pressão;

$m_3$  – fluxo de massa da seção de Baixa pressão.

A tabela 8 ilustra os valores finais considerando o consumo das bombas e as perdas.

Tabela 8. Dados finais do ciclo com caldeira de três níveis de pressão.

$W_T$ (MW)	$W_{CG}$ (MW)	$W_{TV}$ (MW)	$\eta_T$ (%)	$m_{GN}$ (kg/s)
517,1	366	151,1	53,5	19,28

O gráfico da figura 15 demonstra o comportamento da energia dos gases de escape de acordo com a seções de alta, média e baixa pressão.

Da mesma maneira que no esquema do ciclo combinado com um nível de pressão, o combustível com PCI de 50000 kJ/kg simulando o gás natural e o PCI com valor de 30000 kJ/kg representando algum tipo de gaseificação. A tabela 9 ilustra os resultados dessas simulações.

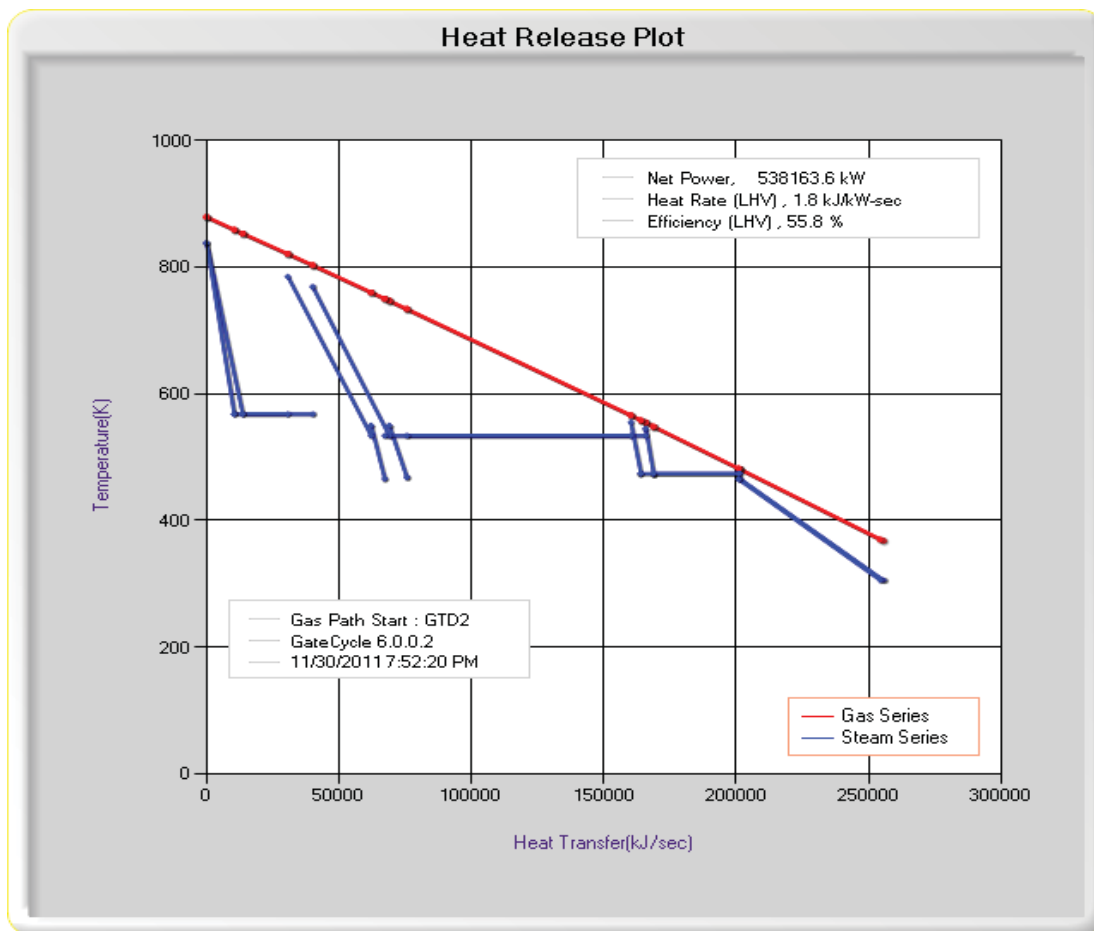


Figura 15. Gráfico de pinch point.

Pelos resultados apresentados na tabela 9 pode-se perceber que da mesma maneira que no caso da caldeira de um nível de pressão, que a diminuição do PCI fez com que o trabalho do ciclo ( $W_T$ ) e o trabalho da turbina a vapor ( $W_{TV}$ ) aumentassem, assim como a vazão de vapor ( $m_v$ ) e a de combustível ( $m_c$ ). Da mesma maneira que foi observado no caso anterior (CR de um nível de pressão), pela figura 16, percebe-se que a variação da  $P_{cond}$  não produz efeito significativo na eficiência, ao contrário da potência de ciclo, que teve um aumento em quase 20 MW (figura 17).

Tabela 9. Resultados em função do tipo de combustível utilizado.

PCI = 50000 kJ/kg				PCI = 30000 kJ/kg			
$m_v$ (kg/s)	$W_{TV}$ (MW)	$W_T$ (MW)	$m_c$ (kg/s)	$m_v$ (kg/s)	$W_{TV}$ (MW)	$W_{TV}$ (MW)	$m_c$ (kg/s)
128,18	149,20	513,90	19,30	132,18	156,20	518,50	32,16

Tabela 10. Variação da pressão do condensador.

$P_{\text{cond}}$ (kPa)	Pot Ciclo (MW)	Eficiencia (%)
15	515,72	53,46
12	519,50	53,85
9	524,20	54,34
7	528,26	54,76
5	533,5	55,3

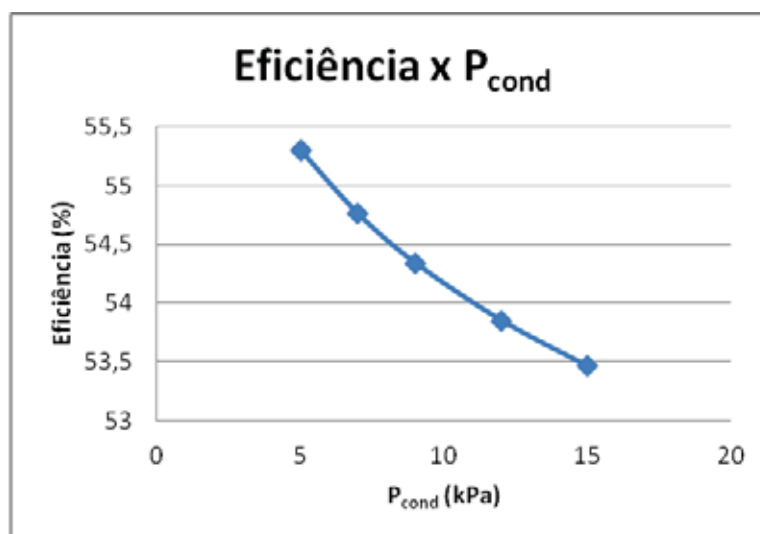


Figura 16. Variação da eficiência do ciclo em função da pressão do condensador.

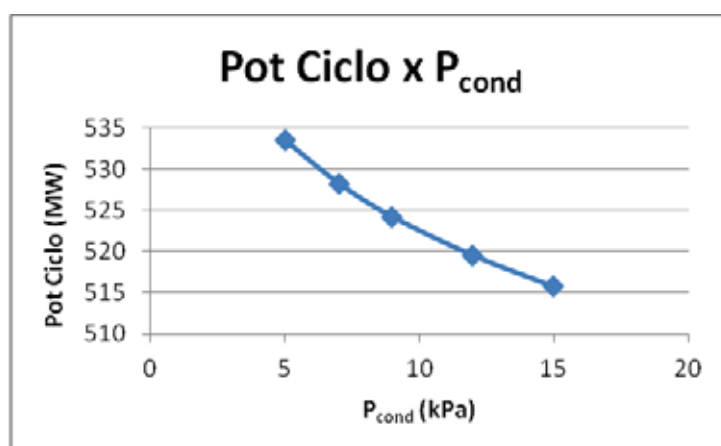


Figura 17. Variação da potência do ciclo em função da pressão de condensação.

A variação da  $P_{\text{cond}}$  não levou em conta as dificuldades técnicas que ocorreriam caso a pressão do condensador fosse diminuída a tal ponto.

Os resultados ilustrados nas tabelas 6 e 9 permitem observar que a utilização de um combustível com menor PCI implica em uma maior vazão de combustível ( $m_c$ ) fosse utilizada para gerar o mesmo volume de gases de combustão ( $m_g$ ), o aumento da vazão de vapor ( $m_v$ ) é devido ao software e que não é significativa, mas que acaba produzindo um aumento no trabalho produzido pela turbina a vapor ( $W_{TV}$ ) e conseqüentemente o rendimento sofre um aumento que pode ser desprezado ( $\sim 0,5\%$ ).

A partir dos números acima, pode-se perceber que as duas propostas se aproximam em termos de potência e rendimento, resultado bem próximo do esperado. O ciclo combinado de três níveis de pressão apresenta maior complexidade e custo de instalação, era esperado um maior rendimento, mas alguns problemas não conseguiram ser sanados no software.

## 7 CONCLUSÃO

Os resultados de eficiência para o CC com CR um nível de pressão foram 513,9 MW e 53,27% e do CC com CR de três níveis de pressão foram 517,1 MW e 53,5%. Valores relativamente próximos da requerida pelo projeto (550MW).

No caso do ciclo combinado com caldeira de recuperação com três níveis de pressão, várias dificuldades foram encontradas quando o ciclo foi simulado como: certas ordens no fluxo devem ser respeitadas, cada equipamento funciona de uma maneira e possui suas restrições; nem sempre é possível fixar no software as propriedades dos fluxos, o próprio software acaba recalculando.

Certamente com mais tempo e experiência no *GateCycle*, resultados melhores com relação a potência e eficiência poderiam ser alcançados.

A experiência com o *Gatecycle* serviu para mostrar que não é simplesmente montar o ciclo e colocar os valores e necessidades que se têm em mãos e os resultados irão aparecer, na verdade provou o contrário, que é necessário conhecimento das disciplinas envolvidas (principalmente máquinas térmicas) para a resolução das barreiras que surgem ao longo do desenvolvimento do projeto, para só depois de um longo tempo de dedicação chegar aos números finais.

## 8 REFERÊNCIAS

BALESTIERI, José Antônio Perrella. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Rio de Janeiro: Ed. da Ufsc, 2002.

CARCASI, Carlo; FACCHINI, Bruno. Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency. **Energy Conversion and Management**, 41, 2000. Disponível em:< <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890499001508>>. Acesso em: 23 oct. 2011

GANAPATHY, V. Options for Improving the Efficiency of Heat Recovery Steam Generators, **Electric Energy Publications Inc**, 2011. Disponível em:< [http://www.electricenergyonline.com/?page=show\\_article&mag=2&article=14](http://www.electricenergyonline.com/?page=show_article&mag=2&article=14)>. Acesso: 20 oct. 2011.

GSGNET, GE Gas Turbine Engines Products. Disponível em:< <http://www.gsgnet.net/c/c.aspx/GEO001/productspecs>>. Acesso em: 20 oct. 2011.

JABER, J. O.; PROBERT, S. D.; WILLIANS, P. T. Gaseous fuels (derived from oil shale) for heavy-duty gas turbines and combined-cycle power generators. **Applied Energy**, 60, 1998. Disponível em:< <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261998000221>>. Acesso em: 23 oct. 2011.

JABER, J. O.; PROBERT, S. D.; WILLIANS, P. T. Gaseous fuels (derived from oil shale) for heavy-duty gas turbines and combined-cycle power generators. **Applied Energy**, 60, 1998. Disponível em:< <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261998000221>>. Acesso em: 23 oct. 2011.

KOCH, Christoph; CZIESLA, Frank; TSATSARONIS, George. Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. **Chemical Engineering and Processing**, 45, 2007. Disponível em:<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0255270107001213>>. Acesso em: 23 oct. 2011.

LISZKA, M.; ZIEBIK, A. Economic optimization of the combined cycle integrated with multi-product gasification system. **Energy Conversion and Management**, 50, 2009.

Disponível em:< <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890408003646>>.

Acesso em: 23 oct. 2011.

LORA, Electo Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marco Antônio Rosa do. **Geração Termelétrica**: Planejamento, Projeto e Operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. 2 v.

PANTANAL energia. A Usina. Mato Grosso. Disponível em:< <http://www.pantanalenergia.com.br/framestructure.asp?operation.asp>>. Acesso em: 20 oc. 2011.

POPA, Adina; EDWARDS, Rhodri; AANDI, Indran. Carbon Capture Considerations for Combined Cycle Gas Turbine. **Energy Procedia**, 4, 2011. Disponível em:< <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610211003195>>. Acesso em: 23 oct. 2011.

SONNTAG, Richard E.; BORGNACK, Claus; WYLEN, Gordon J. Van. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Blucher, 1998. 537 p. Tradução da 5 ed. americana.