



# Simulação e Análise do Ciclo-Combinado de uma Termelétrica a Gás Natural

Cristiana Lopes Lara

## Projeto Final de Curso

Orientadores

Prof. Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.

Prof. José Luiz de Medeiros, D. Sc.

Paula Bessa de Mattos, B. Sc.

Março de 2014

# **SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO CICLO-COMBINADO DE UMA TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL**

*Cristiana Lopes Lara*

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenharia Química.

Aprovado por:

---

Alcemir Costa de Souza, B.Sc.

---

Maurício Moszkowicz, M.Sc.

---

Carlos Augusto Guimarães Perlingeiro, D.Sc.

Orientado por:

---

Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.

---

José Luiz de Medeiros, D. Sc.

---

Paula Bessa de Mattos, B. Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Março de 2014

Lara, Cristiana L.

Simulação e Análise do Ciclo-Combinado de uma Termelétrica a Gás Natural/  
Cristiana Lopes Lara. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2014.

xiii, 76 p.; il.

(Projeto Final de Curso) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2014. Orientadores: Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, José Luiz de Medeiros e Paula Bessa de Mattos.

1. NGCC. 2. Termelétrica. 3. Gás Natural. 4. Simulação. 5. Monografia (Graduação – UFRJ/EQ). 5. Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D. e José Luiz de Medeiros, D. Sc. e Paula Bessa de Mattos, B. Sc. I. Simulação e Análise do Ciclo-Combinado de uma Termelétrica a gás

“We must believe that we are gifted for something, and that this thing, at whatever cost,  
must be attained.”

Marie-Curie

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer à minha família, por todo o suporte e incentivo aos meus estudos. Em especial aos meus pais e irmã, que viram de perto a mistura de emoções provocada por esses cinco anos de faculdade e me apoiaram em todos os momentos.

Meus agradecimentos sinceros aos meus colegas de turma que se tornaram grandes amigos. Sem eles a faculdade seria muito mais difícil e sem graça.

Quero agradecer também aos meus orientadores, Ofélia Araújo, José Luiz de Medeiros e Paula Bessa, cuja instrução foi fundamental para a conclusão do meu trabalho. Um agradecimento especial à Paula que além de minha orientadora foi minha supervisora de estágio e colaborou muito para a minha formação técnica e profissional.

Resumo do Projeto Final de Curso apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Químico.

## **SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO CICLO-COMBINADO DE UMA TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL**

Cristiana Lopes Lara  
Março, 2014

Orientadores: Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.  
José Luiz de Medeiros, D. Sc.  
Paula Bessa de Mattos, B. Sc.

A energia elétrica é uma das principais bases para o progresso. Sendo assim, nas últimas décadas têm-se buscado formas de garantir a segurança energética através da diversificação da matriz de fontes. O Brasil tem investido bastante em termelétricas a gás natural devido à disponibilidade do combustível e aos menores impactos ambientais gerados por essa fonte. Portanto, é fundamental o desenvolvimento de modelagem e simulações coerentes que possibilitem tanto o projeto de usinas termelétricas com esse tipo de geração, quanto a avaliação e otimização de unidades já existentes.

Neste trabalho é representada uma planta NGCC (Natural Gas Combined-Cycle) de múltiplos eixos e configuração 2:2:1 usando os simuladores ThermoFlow GT PRO e o Aspen HYSYS. As simulações são baseadas em uma usina instalada na região Nordeste do Brasil que possui essa configuração e utiliza turbinas a gás de modelo GE 7FA.04. Este estudo, além de calcular as potências geradas por cada turbina, potência líquida e eficiência da planta, também apresenta uma análise comparativa da confiabilidade do modelo de cada programa.

Com isso, foi possível constatar que ambos os simuladores conseguem representar bem uma planta NGCC com múltiplos eixos e configuração 2:2:1. Os valores de potência bruta encontrados (GT PRO: 516,5 MW; HYSYS: 516,6 MW) estão condizentes com o que é previsto pela literatura e pelos modelos de turbinas escolhidos. Além disso, as eficiências totais da planta (55,9% e 57,2%, respectivamente) estão dentro do intervalo previsto na bibliografia.

Abstract of the Final Project presented to Escola de Química/UFRJ as partial fulfillment of the requirements for a degree in Chemical Engineering.

## **SIMULATION AND ANALYSIS OF A NATURAL GAS COMBINED-CYCLE POWER PLANT**

Cristiana Lopes Lara  
March 2014

Advisors: Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.  
José Luiz de Medeiros, D. Sc.  
Paula Bessa de Mattos, B. Sc.

Electricity is one of the main drivers for nation's thriving. Therefore, in the last decades it has become critical to assure electricity offer through a more diverse matrix of sources. Brazil has been investing in natural gas power plants due to the availability of the fuel and the fewer environmental impacts caused by this energy source. Thus, it is essential to develop consistent models and simulations that allow both the design of this type of power plant and the evaluation and optimization of existing plants.

In this project a NGCC (Natural Gas Combined-Cycle) power plant with multiple shafts and 2:2:1 arrangement was modeled within ThermoFlow GT PRO and Aspen HYSYS simulators. The models are based on a real NGCC power plant installed in the Northeast of Brazil that uses GE 7FA.04 gas turbines with the above configuration. This study, besides calculating the power generated by each turbine, net power and plant efficiency, also presents a comparative analysis of the reliability of each simulator model.

Therewith, it was concluded that both simulators could be used to represent a NGCC power plant with multiple shafts and 2:2:1 arrangement. The values of gross power found by both programs (GT PRO: 516.5 MW; HYSYS: 516.6 MW) are consistent with technical data of the plant machines and with literature information. Additionally, the total plant efficiencies (55.9% e 57.2%, respectively) are within the range identified by previous works.

# ÍNDICE

<b>CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>I.1 Motivação .....</b>	<b>1</b>
<b>I.2 Objetivos do Trabalho.....</b>	<b>2</b>
<b>I.3 Estrutura do Trabalho .....</b>	<b>3</b>
<b>CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>4</b>
<b>II.1 Panorama do Setor de Energia Elétrica no Brasil.....</b>	<b>4</b>
<b>II.2 Gás Natural para produção de Energia Elétrica .....</b>	<b>8</b>
<b>II.3 Atuação da ENEVA no Setor de Energia Elétrica do Brasil .....</b>	<b>15</b>
<b>II.4 Conversão de Calor em Potência com Ciclos Simples .....</b>	<b>18</b>
<b>II.4.1 Ciclo de Carnot.....</b>	<b>18</b>
<b>II.4.2 Ciclo de Brayton.....</b>	<b>20</b>
<b>II.4.3 Ciclo de Rankine .....</b>	<b>27</b>
<b>II.5 Conversão de Calor em Potência com Ciclos Combinados.....</b>	<b>33</b>
<b>II.5.1 NGCC – <i>Natural Gas Combined-Cycle</i> .....</b>	<b>33</b>
<b>II.6 Simuladores de Processos de Conversão de Calor em Potência .....</b>	<b>38</b>
<b>II.6.1 ThermoFlow GT PRO .....</b>	<b>38</b>
<b>II.6.2 Aspen HYSYS.....</b>	<b>38</b>
<b>CAPÍTULO III – RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>40</b>
<b>III.1 Especificações do processo.....</b>	<b>40</b>
<b>III.2 Simulação no ThermoFlow GT PRO.....</b>	<b>41</b>
<b>III.3 Simulação no Aspen HYSYS .....</b>	<b>47</b>
<b>CAPÍTULO IV – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>55</b>
<b>IV.1 Principais Conclusões do Trabalho.....</b>	<b>55</b>
<b>IV.2 Sugestões para Trabalhos Futuros.....</b>	<b>57</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>58</b>
<b>ANEXO 1 – RESULTADOS DO THERMOFLOW GT PRO.....</b>	<b>61</b>
<b>ANEXO 2 – RESULTADOS DO ASPEN HYSYS.....</b>	<b>71</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura II.1.1 – Matriz Elétrica Brasileira, 2012.....	4
Figura II.1.2 – Evolução da Importação e Exportação de Energia Elétrica.....	5
Figura II.1.3 – Evolução da geração de eletricidade por tecnologia.....	6
Figura II.1.4 – Fontes para geração de energia termelétrica.....	7
Figura II.2.1 – Produção primária de energia.....	9
Figura II.2.2 – Evolução das reservas provadas de gás natural do Brasil.....	9
Figura II.2.3 – Bacias sedimentares com potencial para exploração de gás convencional e não convencional.....	11
Figura II.2.4 –Localização das termelétricas a gás natural.....	13
Figura II.3.1 – Usina Termelétrica Parnaíba I.....	16
Figura II.4.1.1 –Esquema de um motor térmico.....	18
Figura II.4.1.2 –Diagrama temperatura-entropia do Ciclo de Carnot.....	19
Figura II.4.2.1 –Partes da Turbina a gás.....	20
Figura II.4.2.2 – Ciclo de Brayton fechado com fluxo de ar.....	21
Figura II.4.2.3 – Diagrama temperatura-entropia do Ciclo de Brayton.....	22
Figura II.4.2.4 – Diagrama pressão-volume do Ciclo de Brayton.....	22
Figura II.4.2.5 – Diagrama $\eta_{th} \times r$ do Ciclo de Brayton.....	26
Figura II.4.2.6 – Diagrama $w \times r$ do Ciclo de Brayton.....	26
Figura II.4.3.1 – Componentes básicos do Ciclo de Rankine.....	27
Figura II.4.3.2 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine.....	28
Figura II.4.3.3 – Componentes do Ciclo de Rankine com reaquecimento.....	29
Figura II.4.3.4 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine com reaquecimento.....	30
Figura II.4.3.5 – Componentes do Ciclo de Rankine Regenerativo.....	31
Figura II.4.3.6 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine Regenerativo.....	32
Figura II.5.1.1 – Componentes do Ciclo de Brayton-Rankine.....	34
Figura II.5.1.2 – Ciclo combinado configurado em SSPT.....	36
Figura II.5.1.3 – Ciclo combinado configurado em MSPT.....	36
Figura III.1.1 – Esquema de NGCC 2:2:1.....	40
Figura III.2.1 – Esquema da parte da turbina a vapor no GT PRO.....	42
Figura III.2.2 – Turbina a gás GE 7FA.....	43
Figura III.2.3 –Tela do GT PRO para parâmetros da HRSG e turbina a vapor.....	44
Figura III.2.4 –Fluxograma com os resultados da simulação no GT PRO.....	45

<b>Figura III.3.1 – Fluxograma dos Ciclos Abertos em paralelo no Aspen HYSYS.....</b>	<b>47</b>
<b>Figura III.3.2 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 1.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura III.3.3 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 2.....</b>	<b>51</b>
<b>Figura III.3.4 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 3.....</b>	<b>51</b>
<b>Figura III.3.5 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS.....</b>	<b>52</b>

## ÍNDICE DE TABELAS

<b>Tabela III.1.1 – Variáveis assumidas em ambas as simulações.....</b>	<b>41</b>
<b>Tabela III.2.1 – Dados sobre os locais de instalação da NGCC.....</b>	<b>42</b>
<b>Tabela III.2.2 – Especificações da turbina GE 7FA.04.....</b>	<b>43</b>
<b>Tabela III.2.3 – Resultados do GT PRO.....</b>	<b>46</b>
<b>Tabela III.3.1 – Composição do Gás Exausto no HYSYS.....</b>	<b>49</b>
<b>Tabela III.4.1 – Principais resultados do HYSYS e GT PRO.....</b>	<b>53</b>
<b>Tabela III.4.2 – Comparativo entre a eficiência da planta nos dois modelos.....</b>	<b>54</b>

## ÍNDICE DE EQUAÇÕES

Equação II.4.1.1 .....	19
Equação II.4.1.2.....	19
Equação II.4.2.1.....	21
Equação II.4.2.2.....	22
Equação II.4.2.3.....	22
Equação II.4.2.4.....	22
Equação II.4.2.5.....	22
Equação II.4.2.6.....	23
Equação II.4.2.7.....	23
Equação II.4.2.8.....	23
Equação II.4.2.9.....	23
Equação II.4.2.10.....	24
Equação II.4.2.11.....	24
Equação II.4.2.12.....	24
Equação II.4.2.13.....	24
Equação II.4.2.14.....	25
Equação II.4.2.15.....	25
Equação II.4.2.16.....	25
Equação II.4.2.17.....	25
Equação II.4.3.1.....	28
Equação II.4.3.2.....	28
Equação II.4.3.3.....	28
Equação II.4.3.4.....	29
Equação II.4.3.5.....	29
Equação II.4.3.6.....	32
Equação II.5.1.1.....	34
Equação II.5.1.2.....	35
Equação II.5.1.3.....	35
Equação III.3.1.....	48
Equação III.3.2.....	48
Equação III.3.3.....	48
Equação III.3.4.....	48

<b>Equação III.3.5.....</b>	<b>48</b>
<b>Equação III.3.6.....</b>	<b>48</b>
<b>Equação III.3.7.....</b>	<b>48</b>
<b>Equação III.3.8.....</b>	<b>48</b>
<b>Equação III.4.1.....</b>	<b>54</b>
<b>Equação III.4.2.....</b>	<b>54</b>
<b>Equação III.4.3.....</b>	<b>54</b>

## NOMENCLATURA

**ANP:** Agência Nacional de Petróleo

**CCS:** *Carbon Capture & Storage*

**FPSO:** Unidade flutuante de produção, armazenamento e transferência (Floating  
Production Storage and Offloading)

**GN:** Gás Natural

**GT:** Turbina a gás (*Gas turbine*)

**HP:** Alta pressão (High pressure)

**HRSG:** Caldeira de recuperação (*Heat recovery steam generator*)

**IP:** Pressão intermediária (Intermediate Pressure)

**LP:** Baixa pressão (*Low pressure*)

**MIT:** *Massachusetts Institute of Technology*

**MSPT:** Termelétrica de múltiplos eixos (*Multi-shaft power train*)

**NGCC:** Ciclo combinado a gás natural (Natural Gas Combined-Cycle)

**PPT:** Programa Prioritário de Termelétricidade

**SSPT:** Termelétrica de eixo único (*Single shaft power train*)

**ST:** Turbina a vapor (*Steam turbine*)

## **CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO**

A energia elétrica tem sido a base do desenvolvimento humano desde que a primeira termelétrica entrou em operação em 1878, em Ettal, Alemanha. Desde então, foram desenvolvidas outras formas de geração, como usinas hidrelétricas, usinas eólicas e usinas term nucleares, mas as termelétricas ainda são o tipo de geração elétrica mais utilizado em todo o mundo devido a vários fatores que trazem vantagens comparativas, a saber:

- maior facilidade de implantação;
- confiabilidade operacional;
- modularidade, o que permite expansão gradativa acompanhando o crescimento da população e da demanda;
- possibilidade de localização próximo a centros consumidores, diminuindo ou cortando a necessidade de investimento em linhas de transmissão;
- capacidade de operação intermitente para complementar o quadro flutuante de demanda da rede somente nas ocasiões necessárias (despachabilidade).

### **I.1 Motivação**

A crise energética dos anos 2000 revelou que a matriz energética brasileira focada apenas em hidrelétricas não era suficiente para garantir o suprimento de energia elétrica do país. Suscetível às variações climáticas como falta de chuva, esse tipo de geração precisaria contar com um tipo de geração reserva para suportar o alto crescimento no consumo e os períodos com reservatórios a nível baixo de água.

Devido à sua facilidade de despacho e à baixa dependência em fatores atmosféricos, o governo optou, então, por investir em termelétricas como forma de complementar a geração hidrelétrica. Dentre os possíveis tipos de fonte, o gás natural tem se mostrado o mais indicado tanto em quesitos ambientais, quanto em eficiência e rentabilidade,

especialmente em se tratando de sistemas gás-vapor de NGCC (*Natural Gas Combined Cycle*).

Com o advento dessa tecnologia e o maior interesse por investir nesse tipo de geração, faz-se necessário o desenvolvimento de modelagem e simulações coerentes que possibilitem tanto o projeto de usinas termelétricas NGCC, quanto a avaliação e otimização de unidades já existentes.

Sendo assim, além de simular a NGCC em um software específico para simulação de termelétricas, é interessante tornar viável sua simulação em softwares mais genéricos e de mais fácil acesso como HYSYS.

## **I.2 Objetivos do Trabalho**

Este trabalho objetiva, em termos gerais, desenvolver e explorar uma metodologia de análise e projeto de plantas termelétricas NGCC baseada em simuladores de processos químicos e de produção de energia. Em termos específicos, os objetivos são:

- (i) Representar uma planta NGCC (*Natural Gas Combined Cycle*) através do simulador HYSYS® efetuando a resolução de todos os balanços de massa e energia, cálculos de potências produzidas e consumidas, além do cálculo do rendimento da planta
- (ii) Representar uma planta NGCC (*Natural Gas Combined Cycle*) através do simulador ThermoFlow GT PRO efetuando a resolução de todos os balanços de massa e energia e cálculos de potências produzidas e consumidas, além do cálculo do rendimento da planta
- (iii) Analisar os resultados objetivos e compará-los entre si.



### **I.3 Estrutura do Trabalho**

O trabalho a ser apresentado está dividido em quatro capítulos. No Capítulo I é introduzido o assunto de termelétricas e são apresentados as motivações e os objetivos deste projeto.

O Capítulo II engloba referências bibliográficas no assunto tanto do aspecto econômico quanto do técnico. Primeiro é feito um panorama do setor de energia elétrica no Brasil e apresentado como o gás natural tem se tornado peça chave do setor no país e no mundo. Depois disso, é introduzida uma parte teórica sobre os ciclos termodinâmicos simples e combinados. É apresentada, ainda, uma breve introdução sobre os dois simuladores utilizados nesse projeto: Aspen HYSYS e ThermoFlow GT PRO.

No Capítulo III são expostos os resultados e discussões, separados em: especificações de ambos os simuladores, simulação do ThermoFlow GT PRO, simulação do Aspen HYSYS, e comparação dos modelos e resultados de ambos os simuladores.

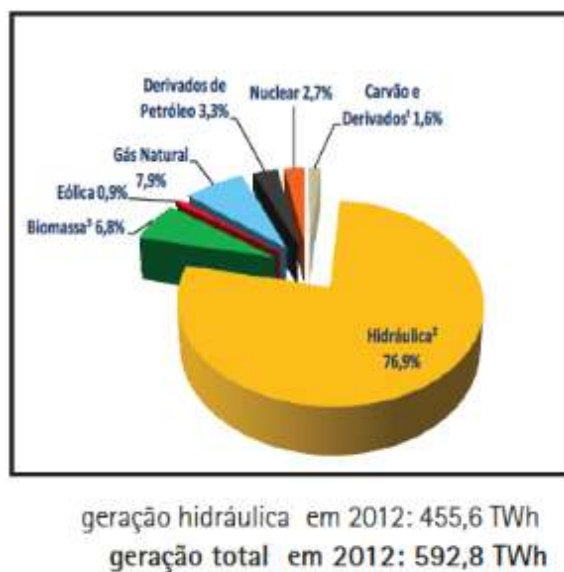
Por fim, o Capítulo IV revela as principais conclusões do trabalho e indica sugestões de projetos futuros a partir dos resultados do trabalho em questão.

## CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### II.1 Panorama do Setor de Energia Elétrica no Brasil

Ao longo do século XX, o Brasil sofreu um grande desenvolvimento econômico, o que afetou diretamente a demanda por energia elétrica. Fatores que contribuíram para essa tendência foram o processo de industrialização e um grande crescimento demográfico, atrelado ao aumento da taxa de urbanização. Tornou-se, portanto, fundamental o planejamento da expansão de geração que permitisse conciliar o aumento da oferta de energia elétrica interna e a redução nos custos e impactos gerados pelos processos de produção e uso da energia (EPE, 2008).

A matriz elétrica brasileira é baseada na energia hidráulica, conforme representado na Figura II.1.1. Pode-se observar que a maior parte da eletricidade produzida no país é proveniente de fontes renováveis.

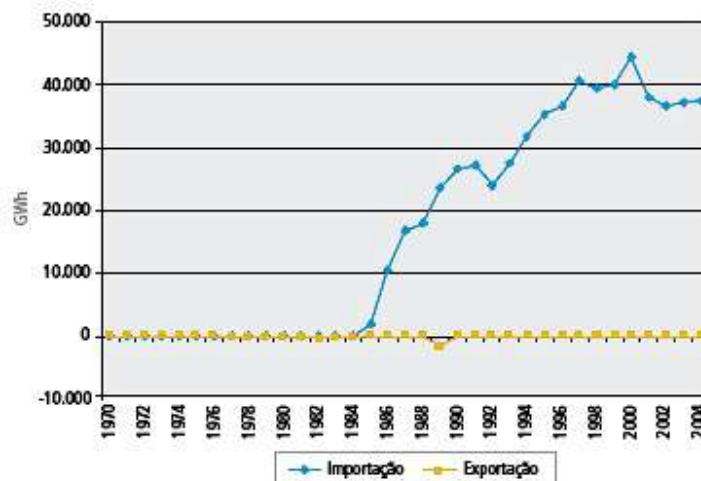


**Figura II.1.1 – Matriz Elétrica Brasileira, 2012 (EPE, 2013)**

A opção pela expansão do parque gerador priorizando a construção de usinas hidrelétricas foi feita pelo governo militar. Grandes projetos de usinas hidrelétricas como

as de Itaipu e Tucuruí marcaram o período do milagre econômico brasileiro (EPE, 2008). Essa decisão mostrou-se acertada com o aumento das preocupações com os impactos ambientais, indicando que os vastos recursos hídricos e potencial hidrelétrico seriam uma vantagem comparativa do Brasil.

Na década de 90, o País passou a enfrentar dificuldades financeiras para a expansão do setor elétrico, devido à alta do preço do petróleo no mercado internacional, à política de tarifas artificialmente baixas para conter a inflação e à alta nos juros internacionais. Em contrapartida, o rápido crescimento da demanda de eletricidade, principalmente para o setor industrial, pressionava a capacidade de oferta de eletricidade existente. É nesse época que o Brasil começa a importar energia elétrica do Paraguai, conforme representado na Figura II.1.2 (EPE, 2008). Essa importação começa em 1982, quando é concluída a construção da hidrelétrica de Itaipu, o que facilitava a compra de energia da parte paraguaia da usina pelo governo brasileiro.



**Figura II.1.2 – Evolução da Importação e Exportação de Energia Elétrica (EPE, 2008).**

Para tentar suprir esse aumento de demanda, o país resolveu investir em usinas nucleares e em 1985 a Usina Termonuclear Angra I entrou em operação. A opção por sua construção era justificada pela proximidade dos grandes centros consumidores evitando investimentos em transmissão e o aumento da importação de petróleo para o uso de seus derivados em termelétricas (EPE, 2008).

O setor elétrico brasileiro passou por sucessivas reformas a partir da década de 90, seguindo tendência mundial. Essa reestruturação criou agências reguladoras, políticas de desregulamentação com ênfase no livre acesso às redes de transporte, e promoveu a abertura à novas empresas estimulando a desverticalização e a privatização, principalmente das distribuidoras (EPE, 2008). Entretanto, a atratividade desses novos investimentos não atendeu às expectativas, culminando no racionamento de energia elétrica no início de 2001.

Para enfrentar a crise, foram elaborados três planos de ação: o Programa Prioritário de Termelétricidade (PPT), o Programa de Energia Emergencial e o Plano de Revitalização do Modelo do Setor Elétrico. A meta do PPT era garantir que a potência total gerada passasse a ser 80% hidrelétrica e 20% termelétrica até 2009, o que era uma medida decisiva para a diversificação da matriz de geração brasileira. Para isso, previa-se incentivos de longo prazo (20 anos) para as térmicas emergenciais e garantia-se um despacho das mesmas na base (EPE, 2008). O PPT previa a entrada de 49 termelétricas, na maioria a gás natural, porém grande parte delas não saiu do papel (EPE, 2008). Ainda assim, pode-se observar os reflexos desse aumento na geração termelétrica na Figura II.1.3.

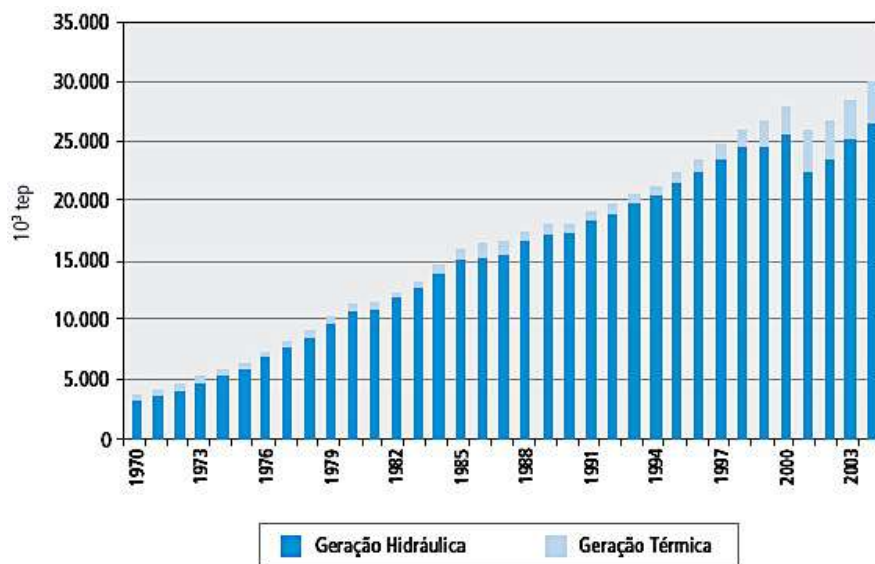


Figura II.1.3 – Evolução da geração de eletricidade por tecnologia (EPE, 2008).

A hidroeletricidade continua sendo a opção natural do Brasil mesmo com barreiras ambientais cada vez mais restritivas ao aproveitamento dos potenciais hidráulicos. Porém, a expansão com foco central na energia hidrelétrica a fio d'água e com fontes intermitentes e sazonais acarreta em insegurança energética devido a:

- Impossibilidade de construção de hidrelétricas com reservatórios de regularização;
- Perda de regularização dos atuais reservatórios, tornando o sistema elétrico refém das condições climáticas;
- Escassez de novos projetos hidrelétricos após 2020 (ABRAGET, 2013);
- Dificuldades para aprovação e certificação ambiental de novos projetos hidrelétricos na planície amazônica cujo relevo plano resulta em grandes áreas de alagamento e de ampla destruição florestal.

Sendo assim, o Brasil dependerá cada vez mais das termelétricas para complementar a oferta de energia firme do sistema interligado nacional.

Na geração térmica, são utilizados como combustíveis principalmente os derivados de petróleo e biomassa, conforme representado na Figura II.1.4. A diversificação equilibrada dessas fontes garante confiabilidade e segurança do sistema elétrico brasileiro em qualquer época do ano.

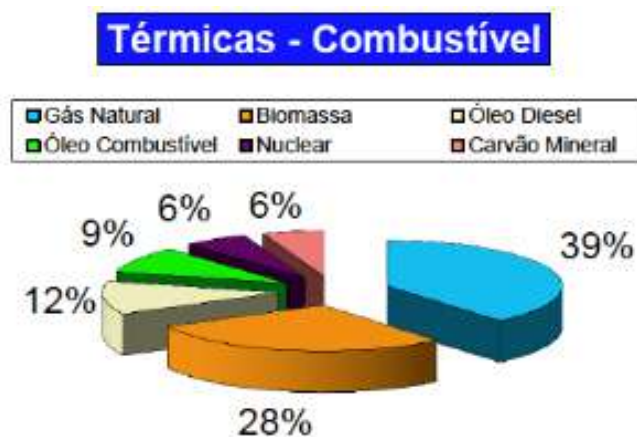


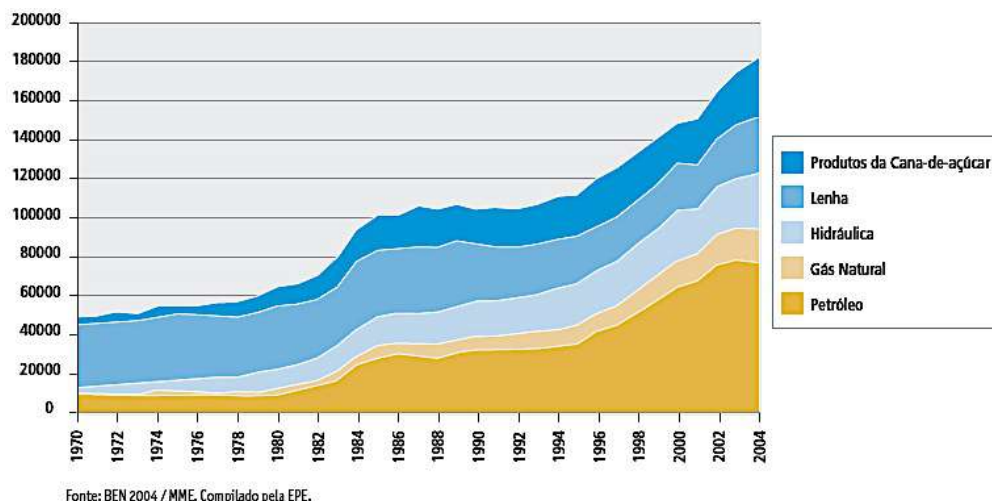
Figura II.1.4 – Fontes para geração de energia termelétrica (ABRAGET, 2013).

A geração de eletricidade a partir de termelétricas contribui para mitigar os riscos hidrológicos pela diversificação, além de ter como vantagem a possibilidade de se localizar perto dos centros consumidores, diminuído a necessidade de investimento em linhas de transmissão (EPE, 2008). A despachabilidade das termelétricas é um atributo fundamental em um sistema hidrotérmico, diferenciando-as das demais fontes (ABRAGET, 2013). A possibilidade de acionar uma usina termelétrica a qualquer momento é o que garantirá a segurança energética buscada pelo país.

## **II.2 Gás Natural para produção de Energia Elétrica**

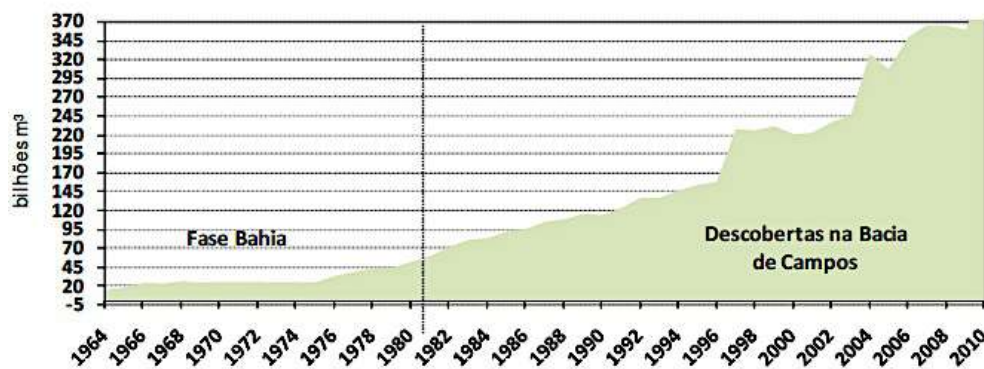
Define-se como reserva de gás natural o volume contido em campos já descobertos, e esta pode ser classificada como provadas, prováveis e possíveis (ANP, 2011). Esse gás pode ser classificado em duas categorias: associado e não associado. O primeiro refere-se àquele que no reservatório encontra-se dissolvido no petróleo ou sob a forma de uma capa de gás. Neste caso costuma-se privilegiar a produção inicial do óleo e o gás é apenas utilizado para manter a pressão do reservatório. O gás não associado é aquele livre do óleo e da água no reservatório (EPE, 2008).

Até 1970, as reservas de gás natural estavam concentradas em poucas regiões: a antiga União Soviética e a América do Norte concentravam 48,6% das reservas de gás do mundo. Ásia e América Latina apenas marginavam o mundo do gás nesse período (EPE, 2008). No período entre 1973 e 2012 houve uma expansão do gás natural na matriz energética mundial, saltando de 1,226 bilhões de metros cúbicos ( $m^3$ ) para 3,435 bilhões de  $m^3$ , com o Oriente Médio se tornando um agente importante nesse mercado (IEA, 2013). A participação do gás natural na produção mundial de energia é observada na Figura II.2.1, que mostra a evolução na produção primária de energia.



**Figura II.2.1 – Produção primária de energia (EPE, 2008).**

Na América do Sul, Venezuela, Bolívia e Argentina concentram a maior parte das reservas da região. No Brasil, as reservas provadas de gás natural cresceram a uma taxa média de 7,3% a.a. no período entre 1964 e 2010 (ANP, 2011). O crescimento mais significativo foi entre 1995 e 1997, e a partir de 2002, como é mostrado na Figura II.2.2. As principais descobertas ocorreram na Bacia de Campos e Bacia do Solimões.



**Figura II.2.2 – Evolução das reservas provadas de gás natural do Brasil (ANP, 2011).**

Em 2009, cerca de 80,3% do total da produção foi proveniente de gás associado, o que a manteve subordinada às condições de extração do petróleo e limitou a expansão no consumo de gás natural. Esse cenário vem sendo superado com o crescimento da

produção de gás não associado – em 2010 75,4% do total de produção foi proveniente de gás associado e 24,5% de não associado (ANP, 2011).

Em 2010, as reservas provadas foram de aproximadamente 417 bilhões de m<sup>3</sup>, um expressivo crescimento da ordem de 16,4% em relação a 2009. De todo o gás que compõem as reservas do país, 16,5% estão localizados em terra – principalmente no campo de Urucu (AM) e em campos produtores na Bahia –, enquanto os 83,5% restantes estão localizados no mar (ANP, 2011).

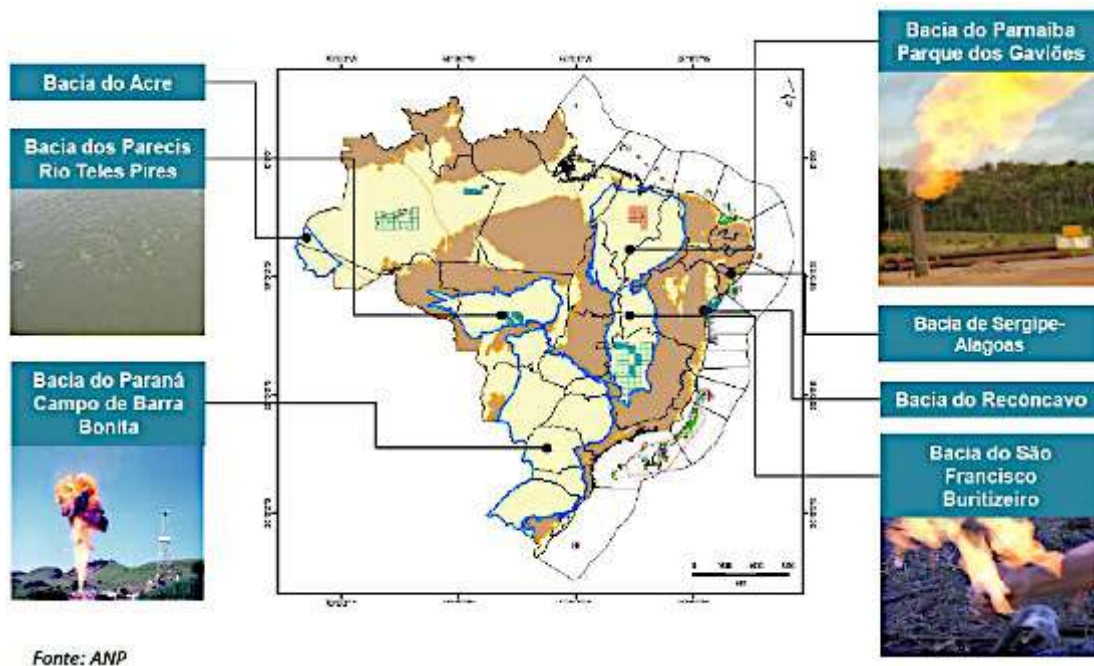
Enquanto o Brasil cresce lentamente a sua produção, o mercado norte-americano vem sendo a região de maior avanço na exploração, desenvolvimento e produção de gás, principalmente devido ao gás natural de folhelho (*shale gas*). Empresas, principalmente de médio porte, desenvolveram técnicas simples que possibilitaram a extração de gás não-convencional de veios de folhelho, o que quadriplicou as reservas mundiais do combustível para o equivalente a 200 anos de consumo e baixou o preço nos Estados Unidos a menos da metade da média mundial e a um quarto do preço brasileiro (PADUAN, 2013).

Define-se com gás não-convencional o gás natural produzido a partir de rochas tradicionalmente consideradas incapazes de expelir volumes comerciais de hidrocarboneto. As acumulações convencionais produzem gás a partir de rochas porosas e permeáveis, tais como arenitos e carbonatos. Por sua vez, acumulações não-convencionais produzem volumes de gás a partir de arenitos fechados e não permeáveis (*tight gas*), de rochas finas como folhelhos (*shale*), de carvão mineral (*coalbed methane*), ou de arenitos e carbonatos fechados e extremamente fraturados (*fractured reservoir*) (ZALAN, 2012).

O *shale gas* (gás de folhelho) foi o grande responsável pelo aumento da oferta de gás nos Estados Unidos na última década. Entretanto, o *tight gas* e o *coalbed methane* também vêm sendo explorados na região desde 1970 (LAGE *et al.*, 2013).



No Brasil, as reservas não convencionais já mapeadas são significativas e, segundo o EIA (2011), é o décimo maior detentor de reservas de gás de folhelho tecnicamente recuperáveis. Localizadas em terra, seus novos recursos podem impulsionar o mercado de gás natural do país, interiorizando o uso do gás natural em território nacional. As bacias sedimentares com potencial para exploração de gás convencional e não convencional são representados na Figura II.2.3.



**Figura II.2.3 – Bacias sedimentares com potencial para exploração de gás convencional e não convencional (ABRAGET, 2013).**

Em Novembro de 2013, a Agência Nacional de Petróleo (ANP) fez pela primeira vez uma rodada de leilões em áreas com grande probabilidade de haver gás, mas dos 240 blocos ofertados, apenas 72 foram arrematados, fazendo com que as arrecadações ficassem abaixo das expectativas (QUAINO, 2013). Problemas como a estrutura de produção, importação, transporte e comercialização de gás ainda concentrado e falta de dutos – a malha de gasodutos brasileira soma cerca de 9.500 km enquanto nos EUA são 490.000 km (PADUAN, 2013) – ainda limitam a expansão do mercado do gás no Brasil.

A exploração do gás natural, além de importante para indústrias energo-intensivas ou dependentes de gás como matéria-prima, é fundamental para a oferta interna de energia elétrica, conforme abordado no item I.3.2. Apesar de corresponder a uma pequena parcela da geração, é um dos maiores responsáveis por garantir a estabilidade do sistema em picos de demanda ou em períodos em que o regime hidrológico não é favorável. Assume, assim, a função de reserva do sistema (LAGE *et al.*, 2013).

Além disso, o avanço do gás natural pode ser visto como positivo do ponto de vista da eficiência energética e também sob a ótica ambiental. Apesar de ser uma fonte não renovável, oferece menos riscos à natureza do que combustíveis mais tradicionais como petróleo e carvão mineral, uma vez que sua queima é isenta de enxofre e cinzas (MMA, 2008).

O segmento termelétrico é o segundo maior consumidor de gás natural, ainda que apresente grande variação devido ao fato de sua produção ser complementar à hídrica e, portanto, sazonal. O parque térmico a gás natural conta com capacidade de geração 9.326 MW (MME, 2012), o que, segundo estimativas, gera uma demanda potencial de gás natural de 55 milhões de m<sup>3</sup>/dia, muito acima da demanda do segmento industrial (LAGE *et al.*, 2013). É importante ressaltar, todavia, que o despacho médio anual das térmicas a gás tem permanecido abaixo de 35%. Isso ocorre em virtude do papel que as usinas termelétricas desempenham para a manutenção da segurança do sistema elétrico brasileiro, fazendo com que toda a infraestrutura de produção, escoamento, processamento e transporte seja dimensionada para atender aos picos de geração térmica (LAGE *et al.*, 2013).

As tecnologias de geração termelétrica a gás natural podem ser divididas em três grupos: usinas de ciclo simples, que utilizam a combustão interna para a geração de energia elétrica; usinas de ciclo combinado, que consistem na acoplagem de sistemas térmicos a vapor e gás, e usinas de cogeração, caracterizadas como produção combinada de energia eletromecânica e calor (EPE, 2008).

Na região sudeste está localizada a maior parte da capacidade instalada e o maior potencial de expansão, considerando as usinas em construção e as outorgadas. A Figura II.2.4 mostra a localização das termelétricas a gás natural no Brasil.



Fonte: Aneel, 2005.

Figura II.2.4 –Localização das termelétricas a gás natural (EPE, 2008).

A expansão da produção de gás natural em terra pode contribuir significativamente para a expansão do parque termelétrico a gás no Brasil. Isso porque, na maioria dos casos, os custos de produção e de escoamento da produção em terra são bem inferiores aos custos

em mar. Além disso, considerando a distância entre algumas regiões produtoras e malha de transporte e as dificuldades enfrentadas para a expansão de novos gasodutos, o consumo termelétrico passa a ser a alternativa mais indicada para a monetização do gás natural (COLOMER, 2013). Como a malha de transporte do setor elétrico é mais desenvolvida que a de gasodutos e estes são mais caros para serem implantados do que as linhas de transmissão, a construção de termelétricas ao lado dos poços de produção de gás torna-se a opção mais rápida e econômica (ABRAGET, 2013).

Apesar de sua importância para a segurança energética nacional, o Brasil ainda enfrenta alguns desafios para a expansão desse tipo de geração. Os moldes atuais dos leilões de energia prejudicam a inserção de térmicas movidas a gás na matriz energética do país, pois (i) não são segregados por fonte de geração ou localização geográfica; (ii) a modicidade tarifária tem foco na geração, não considerando os custos de transmissão e distribuição; e (iii) são exigidos contratos de fornecimento de gás natural de longo prazo para participar dos leilões (PASSADORE, 2012). Tais barreiras podem ser um empecilho para que o gás natural se torne ainda mais expressivo na geração elétrica do país.

Vale ressaltar, também, que a opção pela monetização do gás natural através da produção de energia elétrica não deve ser uma opção única. Há uma demanda reprimida de gás natural pela indústria devido a condições desfavoráveis como altos preços, falta de infraestrutura e dificuldade de firmar contratos de longo prazo. Este cenário fez com que nos últimos anos o consumo industrial de gás natural crescesse a uma taxa média de 2% ao ano apesar de um potencial de crescimento de 104% ao ano caso o preço do gás nacional fosse mais competitivo - US\$ 7/MMbtu (ABRACE, 2014). Para melhorar este cenário, o Governo teria que promover a competição e incentivar a entrada de novos vendedores, investir em infraestrutura – principalmente com a ampliação da rede de gasodutos – e dar continuidade aos leilões em áreas com grande probabilidade de haver gás.

### **II.3 Atuação da ENEVA no Setor de Energia Elétrica do Brasil**

A ENEVA é uma companhia brasileira com atuação nas áreas de geração e comercialização de energia elétrica, além de negócios na exploração e produção de gás natural. A companhia tem um amplo portfólio de empreendimentos de geração térmica, com 1780 MW de ativos operacionais e 1100 MW em construção, o que a posiciona como uma das maiores geradoras privadas de energia elétrica do Brasil (ENEVA, 2014).

Sua geração é predominantemente baseada em fontes térmicas (carvão mineral, gás natural e óleo diesel), mas conta também com fontes complementares, como energia solar e eólica. A ENEVA possui 6 usinas em operação – Amapari, Itaqui, Pecém I e II, Parnaíba I, III e IV, e Tauá – e uma em construção – Parnaíba II (ENEVA, 2014).

Tauá foi a primeira usina solar em escala comercial no país conectada ao Sistema Interligado Nacional (SIN). Em operação desde agosto de 2011, a usina cearense tem capacidade instalada de 1 MW, mas o projeto possui licença para ampliar sua capacidade gradualmente para até 50 MW (ENEVA, 2014).

Em operação desde junho de 2008, a Amapari é uma termelétrica a óleo diesel localizada no município Serra do Navio (AP) e tem capacidade de geração elétrica de 23 MW, sendo 51% prioridade da ENEVA e 49%, da Eletronorte. A usina tem autorização da Aneel para atuar como Produtor Independente de Energia (PIE) e possui contrato de fornecimento direto de energia elétrica para a Anglo Ferrous Amapá Mineração, até 2015 (ENEVA, 2014).

A usina termelétrica Pecém I, localizada no município de São Gonçalo do Amarante (CE), produz energia à base de carvão mineral pulverizado. A usina possui dois módulos de 360 MW, totalizando 720 MW, dos quais 50% pertencem à ENEVA e 50% à EDP. Nesse mesmo município foi instalada a termelétrica Pecém II, que utiliza a mesma fonte energética que Pecém I e é um empreendimento que pertence 100% à ENEVA. Sua capacidade instalada é de 365 MW (ENEVA, 2014).

A usina termelétrica de Itaquí foi o primeiro empreendimento da ENEVA no Maranhão. Localizada em São Luís e movida à carvão mineral, a usina está em operação desde de fevereiro de 2013 e tem capacidade instalada de 360 MW. A UTE Itaquí utiliza o que existe de mais moderno em tecnologia para a redução de resíduos. A ENEVA investe 30% a mais do que a legislação brasileira exige para garantir a eliminação de cerca de 95% das emissões geradas pela combustão do carvão (ENEVA, 2014).

Ainda no Maranhão, a ENEVA opera o Complexo Parnaíba, um dos maiores complexos de geração de energia térmica a gás natural do Brasil. Integram o complexo as usinas em operação Parnaíba I (676 MW), Parnaíba III (169 MW) e Parnaíba IV (56 MW), e Parnaíba II que está na fase final de construção. A capacidade licenciada do empreendimento é de até 3.722 MW (ENEVA, 2014).



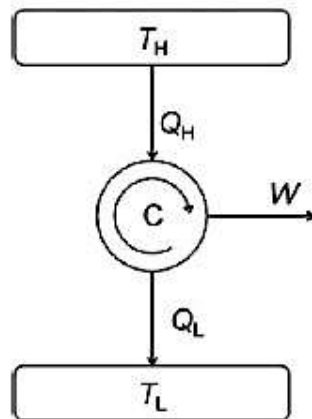
**Figura II.3.1 – Usina Termelétrica Parnaíba I (arquivo pessoal)**

O gás natural que abastece as usinas é produzido pelos poços produtores da Bacia do Parnaíba da PGN – Parnaíba Gás Natural (antiga OGX), o que garante vantagem logística à ENEVA já que as usinas estão localizadas próximas aos poços. Atualmente, o consumo de gás natural pelas usinas em operação é de cerca de 5,7 milhões de metros cúbicos por dia (ENEVA, 2014).

## II.4 Conversão de Calor em Potência com Ciclos Simples

### II.4.1 Ciclo de Carnot

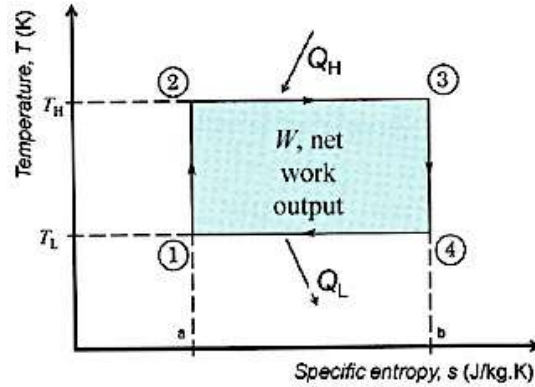
A partir da Segunda Lei da Termodinâmica, o enunciado de Kelvin-Planck afirma que “é impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e cujo único efeito seja absorver energia na forma de calor de um reservatório térmico e transformá-lo na mesma quantidade de trabalho”. Isso implica que é impossível construir um motor ideal que tenha 100% de eficiência térmica. A Figura II.4.1.1 é um esquema de um motor operando conforme o enunciado de Kelvin-Planck (SIMÕES-MOREIRA, 2012).



**Figura II.4.1.1 –Esquema de um motor térmico (SIMÕES-MOREIRA, 2012).**

Segundo Carnot (1824), motores térmicos atingem a eficiência máxima se passam por quatro processos reversíveis como representados na Figura II.4.1.2, que representa um diagrama de temperatura-entropia.





**Figura II.4.1.2 –Diagrama temperatura-entropia do Ciclo de Carnot (SIMÕES-MOREIRA, 2012).**

A eficiência térmica de qualquer ciclo de potência ( $\eta_{th}$ ) é a razão entre o trabalho líquido ( $W$ ) e o calor recebido ( $Q_H$ ), conforme representado da Equação II.4.1.1.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (\text{II.4.1.1})$$

Do diagrama temperatura-entropia é possível observar que tanto a adição quanto a retirada de calor estão associadas à variação de entropia, isto é,  $Q_H = T_H \Delta S$  e  $Q_L = T_L \Delta S$ . Substituindo na Equação II.4.1.1, obtêm-se a Equação II.4.1.2, que é a fórmula final da eficiência de Carnot,  $\eta_C$  (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (\text{II.4.1.2})$$

Esse resultado mostra que a máxima conversão de calor em trabalho de um motor operando em modo contínuo entre duas fontes de calor é limitado pela razão entre a temperatura das duas fontes de calor. Quanto menor essa razão, maior a eficiência de Carnot. Observa-se, ainda, que não é possível atingir 100% de eficiência já que para isso seria necessário que a fonte de menor temperatura estivesse a 0 K e/ou que a fonte de maior temperatura estivesse a uma temperatura matematicamente infinita, o que não é fisicamente possível (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

## II.4.2 Ciclo de Brayton

Turbinas a gás são equipamentos complexos mas podem ser divididos em três partes fundamentais que realizam os principais processos termodinâmicos envolvidos na produção de potência a partir da energia química de combustíveis. Essas partes são: compressor, câmara de combustão e a turbina propriamente dita, conforme representado na Figura II.4.2.1.

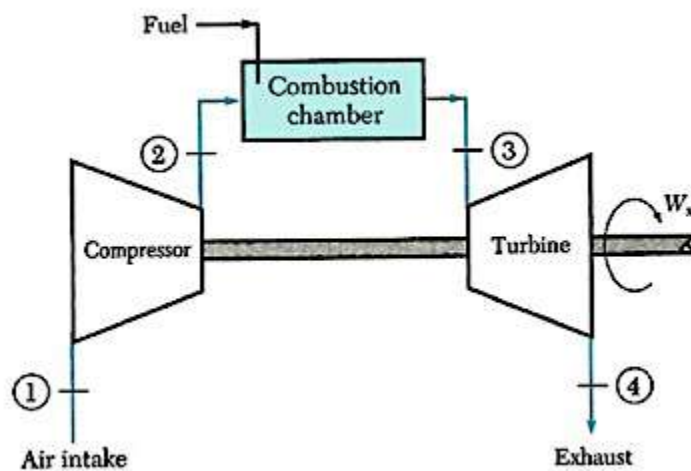
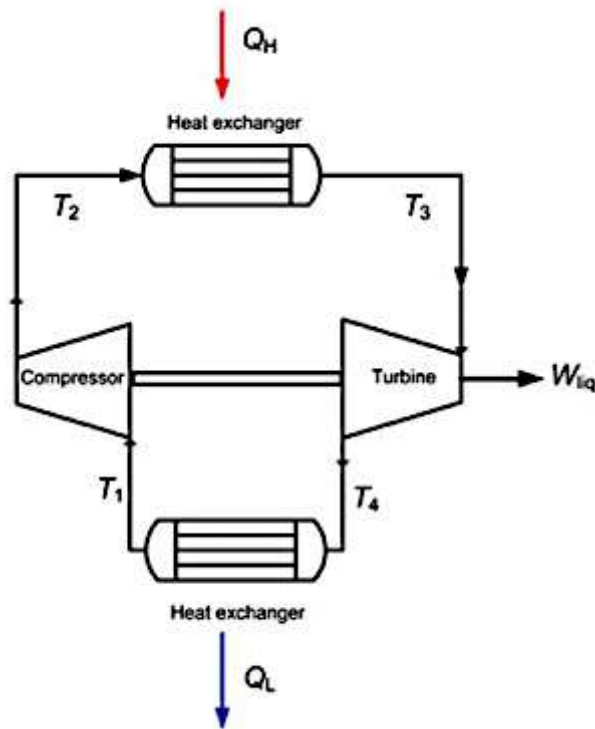


Figura II.4.2.1 –Partes da Turbina a gás (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

Primeiro, o ar atmosférico passa por um processo de compressão via compressor axial multi-estágio, no qual tanto a pressão quanto a temperatura são aumentados. Em seguida, o ar comprimido é direcionado para a câmara de combustão, na qual o combustível é injetado e queima ao entrar em contato com o ar, aumentando a temperatura a uma pressão constante. Por fim, o produto da combustão à alta pressão e temperatura é expandido na seção da turbina gerando potência para acionar tanto o compressor quanto o gerador elétrico. Esse ciclo de geração de potência é conhecido como Ciclo de Brayton Aberto.

Para avaliar tal ciclo de um ponto de vista termodinâmico, algumas hipóteses têm que ser assumidas. Primeiro, o fluido de trabalho é assumido como ar puro, sem nenhuma transformação devido à combustão. Ao fazer isso, a combustão ar-combustível é

substituída por um processo de adição de calor à pressão constante. Além disso, os processos de exaustão e entrada são substituídos por processos de transferência de calor para a atmosfera, o que faz com que o ar esteja continuamente em um loop fechado, conforme indicado na Figura II.4.2.3 (SIMÕES-MOREIRA, 2012). No ciclo fechado, o ar à temperatura e pressão ambiente é comprimido, recebe calor  $Q_H$ , passa por um processo de expansão na turbina e libera calor  $Q_L$  à pressão constante.



**Figura II.4.2.2 – Ciclo de Brayton fechado com fluxo de ar (SIMÕES-MOREIRA, 2012).**

Tendo como base o ciclo da Figura II.4.2.2 e assumindo gás com comportamento ideal e propriedades termodinâmicas constantes, os balanços de energia de cada componente estão indicados nas equações II.4.2.1 a II.4.2.5 (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Tais equações estão em base molar e unidades do sistema internacional (SI). Tanto a energia cinética quanto a potencial foram desconsideradas.

$$\text{Calor adicionado: } q_H = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad (\text{II.4.2.1})$$

$$\text{Calor eliminado: } q_L = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad (\text{II.4.2.2})$$

$$\text{Trabalho do compressor: } w_{comp} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{II.4.2.3})$$

$$\text{Trabalho da turbina: } w_{turb} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad (\text{II.4.2.4})$$

$$\text{Trabalho Líquido do Ciclo: } w = w_{turb} - w_{comp} \quad (\text{II.4.2.5})$$

Para a análise termodinâmica deste ciclo, os diagramas de temperatura-entropia e pressão-volume específico foram representados nas Figuras II.4.2.3 e II.4.2.4. O trabalho líquido do ciclo é dado pela área do interior do ciclo nas figuras.

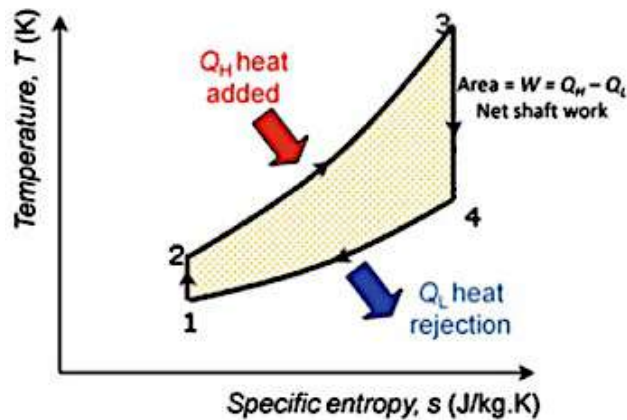


Figura II.4.2.3 – Diagrama temperatura-entropia do Ciclo de Brayton (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

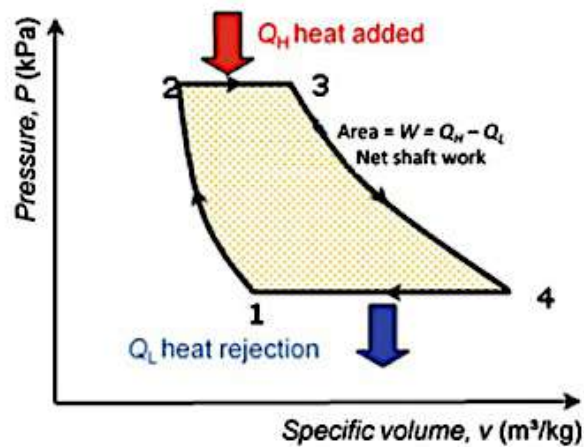


Figura II.4.2.4 – Diagrama pressão-volume do Ciclo de Brayton (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

Primeiro, o ar é comprimido idealmente (isentrópico) no compressor, aumentando tanto a temperatura quanto a pressão (processo 1-2) em troca de trabalho do compressor,  $w_{comp}$ . O calor  $q_H$ , então, é adicionado à pressão constante (processo 2-3), levando o sistema à sua temperatura mais alta,  $T_3$ . Depois disso, o ar à alta pressão e temperatura é expandido (processo 3-4), gerando trabalho,  $w_{turb}$ , necessário para alimentar o compressor e trabalho de eixo líquido,  $w$ . Por fim, o calor  $q_L$  é eliminado para o ambiente (processo 4-1) à pressão constante, fechando o ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

Análogo à Equação II.4.1.1, a eficiência térmica do ciclo de Brayton é dada pela Equação II.4.2.6.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_L}{q_H} \quad (\text{II.4.2.6})$$

Usando o balanço de energia das Equações II.4.2.1 e II.4.2.2, obtém-se a Equação II.4.2.7.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (\text{II.4.2.7})$$

A variação de entropia de um gás ideal é dado pela Equação II.4.2.8. A partir dela obtém-se a Equação II.4.2.9 e, pela diagrama da Figura II.4.2.3 chega-se à Equação II.4.2.10, onde  $r$  é a razão entre as pressões máxima e mínima do ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$P_1^{1-\gamma} T_1 = P_2^{1-\gamma} T_2 \quad (\text{II.4.2.8})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{e} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{II.4.2.9})$$

$$r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{II.4.2.10})$$

A partir das Equações II.4.2.9 e II.4.2.10, prova-se que  $\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$ . Com isso, a eficiência térmica do ciclo em termos de pressão e temperatura é dada pela Equação II.4.2.11 (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{II.4.2.11})$$

Em geral não é suficiente apenas uma análise da eficiência térmica para encontrar as melhores condições para o Ciclo de Brayton. Torna-se, então, necessária a análise do trabalho líquido gerado no sistema (Equação II.4.2.5). Esse trabalho  $w$  em função de  $r$  é dado pela Equação II.4.2.12 (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$w = C_p T_1 \left[ \left( \frac{T_3}{T_1} \right) \times \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left( r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (\text{II.4.2.12})$$

A partir disso, pode-se determinar o  $r$  tal  $w$  seja máximo, conforme indicado na Equação II.4.2.13.

$$r_{\max work} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{II.4.2.13})$$

Entretanto, o Ciclo de Brayton real é baseado em turbinas reais, que desviam do comportamento ideal (isentrópico). Uma parte significativa do trabalho produzido pela turbina é gasto para alimentar o compressor. Sendo assim, é importante analisar quanto de perda é gerado na *performance* do sistema devido a ineficiências da máquina (SIMÕES-MOREIRA, 2012). A eficiência do compressor,  $\eta_c$ , e da turbina,  $\eta_t$ , são

definidas pelas Equações II.4.2.14 e II.4.2.15, onde  $w_{comp-s}$ ,  $w_{comp-a}$ ,  $w_{turb-s}$  e  $w_{turb-a}$  são trabalho ideal e real do compressor, e trabalho ideal e real da turbina, respectivamente.

$$\eta_c = \frac{w_{comp-s}}{w_{comp-a}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.4.2.14})$$

$$\eta_t = \frac{w_{turb-s}}{w_{turb-a}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{II.4.2.15})$$

Segundo Simões-Moreira (2012), o trabalho líquido produzido por uma turbina considerando as perdas e a razão  $r$  para o máximo trabalho líquido são dados pelas Equações II.4.2.16 e II.4.2.17, respectivamente.

$$w_a = w_{turb-a} - w_{comp-a} = C_p T_1 \left[ \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left( r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (\text{II.4.2.16})$$

$$r_{\max work-a} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \left( \eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{II.4.2.17})$$

As diferenças entre a eficiência térmica real e ideal, e o trabalho líquido real e ideal podem ser observados nas Figuras II.4.2.5 e II.4.2.6, que trazem gráficos para o exemplo de  $T_1 = 300 \text{ K}$ ,  $T_3 = 1200 \text{ K}$ ,  $\eta_t = 85\%$  e  $\eta_c = 80\%$  (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

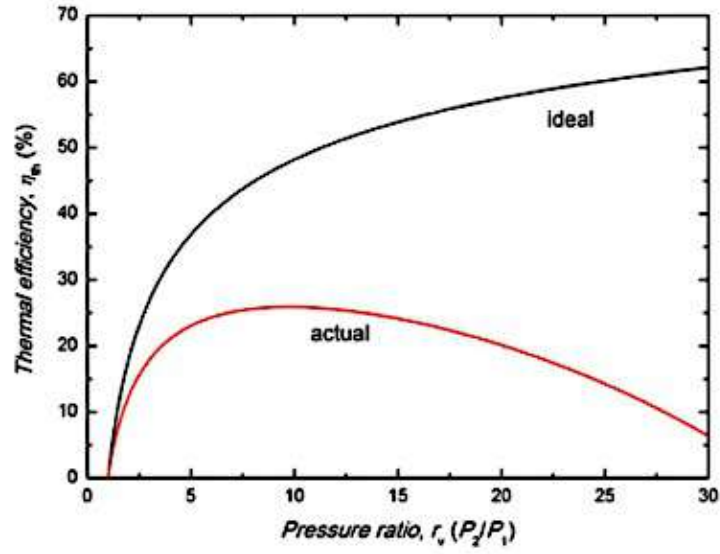


Figura II.4.2.5 – Diagrama  $\eta_{th} \times r$  do Ciclo de Brayton (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

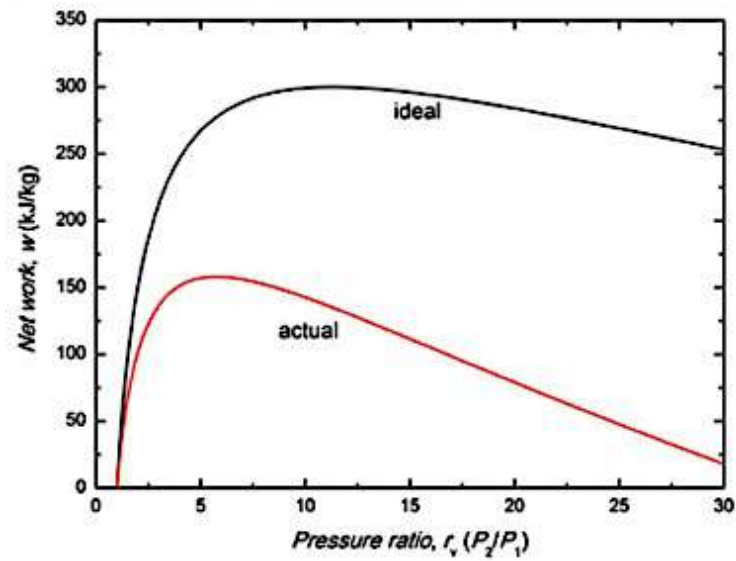


Figura II.4.2.6 – Diagrama  $w \times r$  do Ciclo de Brayton (SIMÕES-MOREIRA, 2012).



### II.4.3 Ciclo de Rankine

O Ciclo de Carnot (II.4.2), poderia servir de padrão de comparação para plantas de potência a vapor reais. Entretanto, há dificuldades que impossibilitam parte do processo. Turbinas alimentadas por vapor saturado produzem uma corrente de saída com alta quantidade de líquido, fato que causa problemas de erosão significativos. Além disso, é muito difícil o projeto de uma bomba que seja alimentada por uma mistura de líquido e vapor e descarregue um líquido saturado. Por essas razões, um modelo alternativo de ciclo é tomado como padrão para termelétricas a vapor, o Ciclo de Rankine (SMITH *et al.*, 2005).

Este ciclo se diferencia do Ciclo de Carnot em dois aspectos importante. Primeiro, a etapa de aquecimento é conduzida além da vaporização, de modo a produzir um vapor superaquecido. Além disso, a etapa de resfriamento leva à uma condensação completa, produzindo líquido saturado para ser bombeado para a caldeira (SMITH *et al.*, 2005). Os quatro processos reversíveis que compõe o Ciclo de Rankine estão representados na Figura II.4.3.

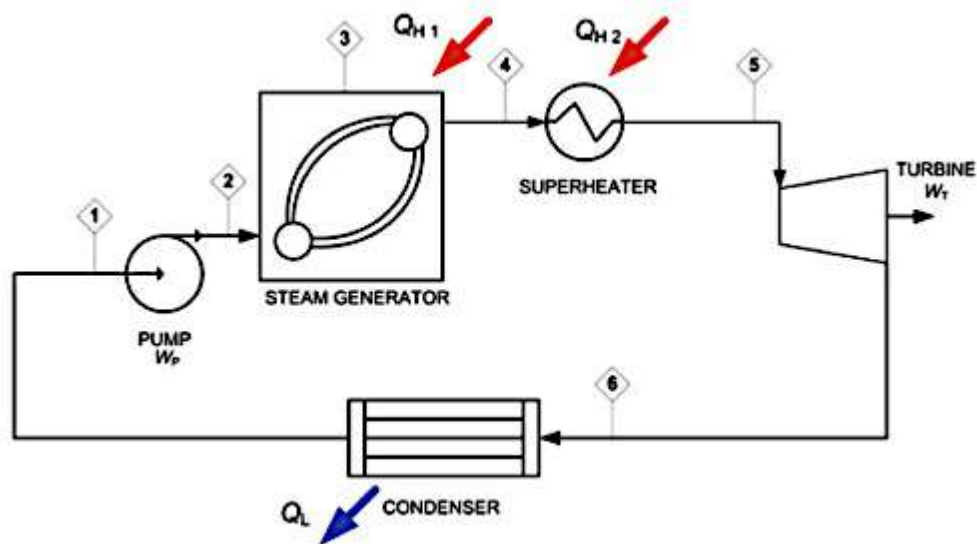


Figura II.4.3.1 – Componentes básicos do Ciclo de Rankine (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

Neste ciclo, o líquido saturado 1 passa por um processo de compressão isentrópica para se tornar líquido comprimido no estágio 2. Em seguida, o líquido comprimido é levado à caldeira, onde o calor  $Q_H$  é adicionado para obter vapor saturado no estágio 4. Esse vapor saturado passa por um superaquecedor para garantir que só haja vapor na entrada da turbina, evitando a erosão do equipamento. Esse vapor superaquecido 5 segue para uma máquina de expansão, como uma turbina a vapor, onde passa por um processo isentrópico e produz trabalho. O fluido no estágio 6 passa por um condensador para fechar o ciclo e retornar ao estágio inicial 1 (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Esses processos estão representados na Figura II.4.3.2 do diagrama temperatura-entropia do Ciclo de Rankine.

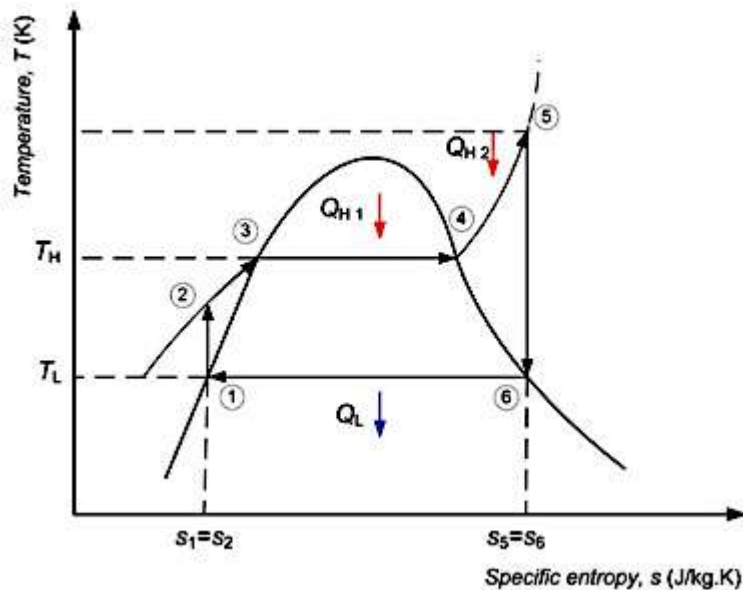


Figura II.4.3.2 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

O balanço de energia nos equipamentos que compõe o Ciclo de Rankine estão expressos nas Equações II.4.3.1 a II.4.3.5.

$$\text{Calor adicionado (caldeira + superaquecedor): } q_H = h_4 + h_5 - h_2 \quad (\text{II.4.3.1})$$

$$\text{Calor eliminado (condensador): } q_L = h_6 - h_1 \quad (\text{II.4.3.2})$$

$$\text{Trabalho de compressão (bomba): } w_p = h_2 - h_1 \quad (\text{II.4.3.3})$$

Trabalho de expansão (turbina):  $w_t = h_5 - h_6$  (II.4.3.4)

Trabalho Líquido do Ciclo:  $w = w_t - w_p = q_H - q_L$  (II.4.3.5)

Este Ciclo de Rankine pode resolver o problema da entrada de líquido na turbina, mas traz um novo problema que é superaquecer a corrente de entrada da turbina a uma temperatura alta o suficiente. A solução para isso é expandir o vapor a uma pressão intermediária em um segundo estágio da turbina a vapor. Dessa forma, o vapor é expandido em vários estágios fazendo com que o processo de expansão progrida em torno da curva de saturação e, com isso, a qualidade do vapor seja alta o suficiente no final de cada estágio (SIMÕES-MOREIRA, 2012). O esquema e o diagrama T-s para o caso de reaquecimento do vapor em uma turbina a vapor de dois estágios estão representados na Figura II.4.3.3 e II.4.3.4, respectivamente, mas estágios adicionais são possíveis.

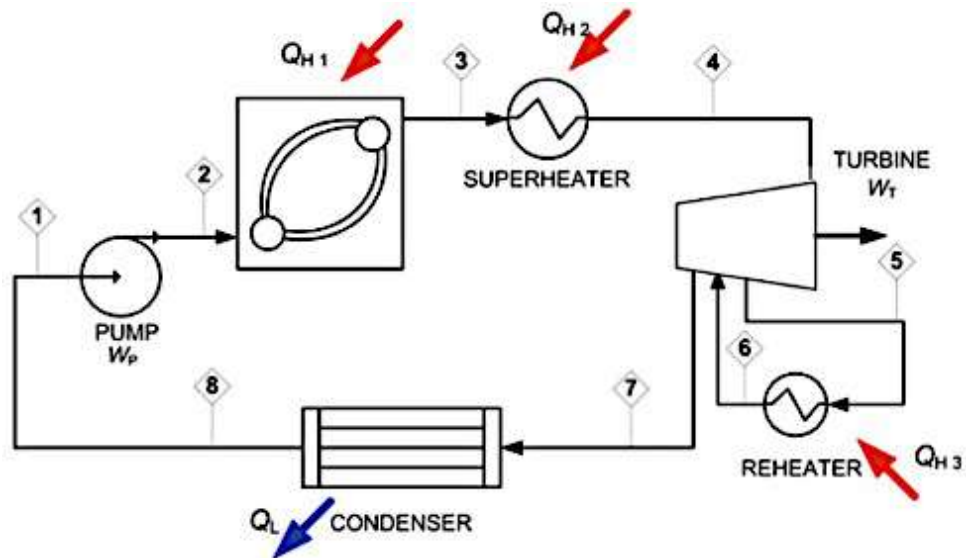
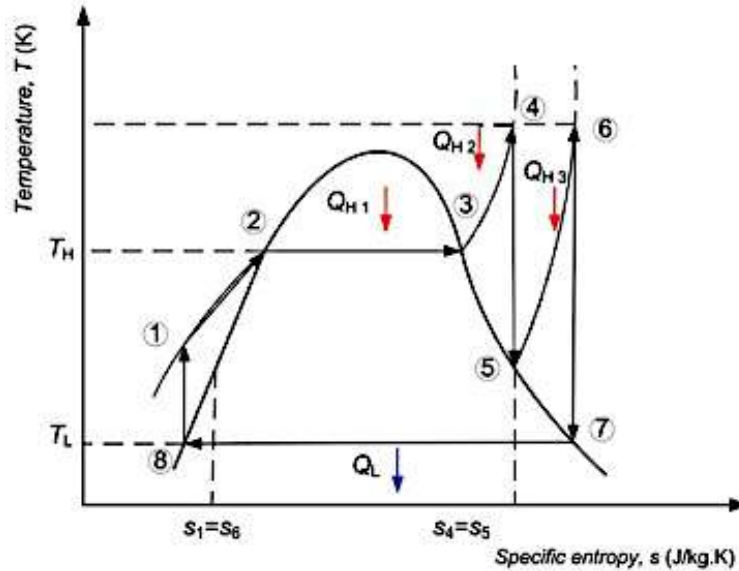


Figura II.4.3.3 – Componentes do Ciclo de Rankine com reaquecimento (SIMÕES-MOREIRA, 2012).



**Figura II.4.3.4 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine com reaquecimento (SIMÕES-MOREIRA, 2012).**

Esta solução, porém, não resolve o problema da baixa eficiência térmica do Ciclo de Rankine, mais baixa que a do Ciclo de Carnot. A eficiência térmica de um ciclo de potência aumenta quando a pressão e, em consequência, a temperatura de vaporização na caldeira é aumentada. Na prática, plantas de potência raramente operam a pressões acima de 10.000 KPa e 600°C. Além disso, a diminuição da pressão e, conseqüentemente, da temperatura do condensador também contribuem para o aumento da eficiência térmica da planta. Entretanto, a temperatura de condensação deve ser maior do que a temperatura do meio refrigerante. Em geral, as plantas de potência operam com pressões do condensador no limite inferior permitido pela prática (SMITH *et al.*, 2005).

Sendo assim, parte do problema de baixa eficiência térmica é devido ao fato do calor ser adicionado a um líquido de baixa temperatura que entra na caldeira vindo da bomba. Para mitigar isso, foi concebido o Ciclo de Rankine Regenerativo. Nele o vapor não expande isentropicamente na turbina, ao invés disso ele troca calor com o líquido comprimido que está em contracorrente com a turbina conforme expande. Com isso, o líquido é preaquecido e entra na caldeira como líquido saturado (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

O Ciclo de Rankine Regenerativo Ideal reproduz com exatidão o Ciclo de Carnot pois a quantidade de calor usada para pré-aquecer o líquido comprimido é igual ao calor perdido durante a expansão. Entretanto, o ciclo regenerativo não é prático pois não é viável construir uma turbina a vapor que seja tanto uma máquina de expansão quanto um trocador de calor. Além disso, o vapor na saída da turbina a vapor seria de qualidade baixa, o que poderia agravar o problema de erosão da palheta da turbina. A solução para isso é retirar vapor dos estágios da turbina e misturar com água condensada (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Um ciclo mais complexo com três alimentações de água é representado nas Figuras II.4.3.5 e II.4.3.6. Na prática, 6 ou 7 reaquecimentos é o usado em plantas de larga escala.

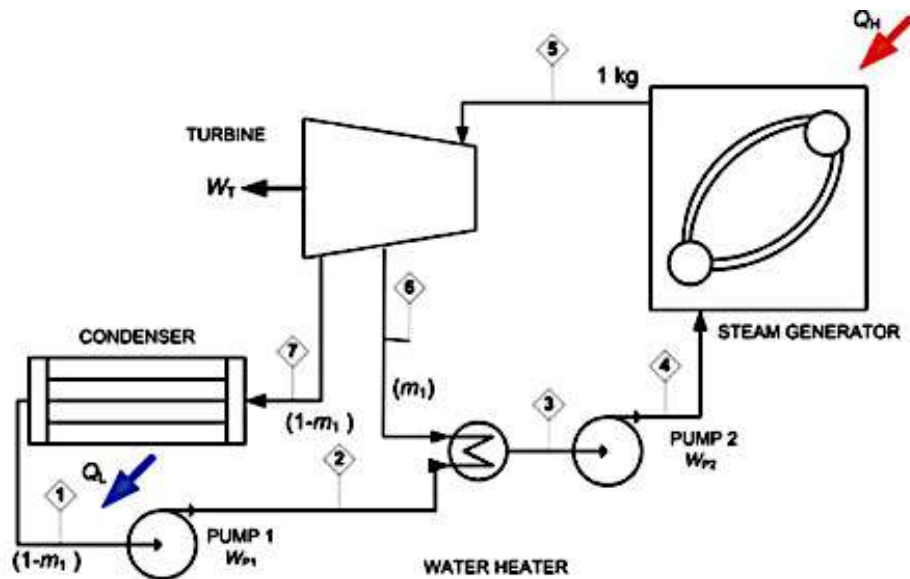
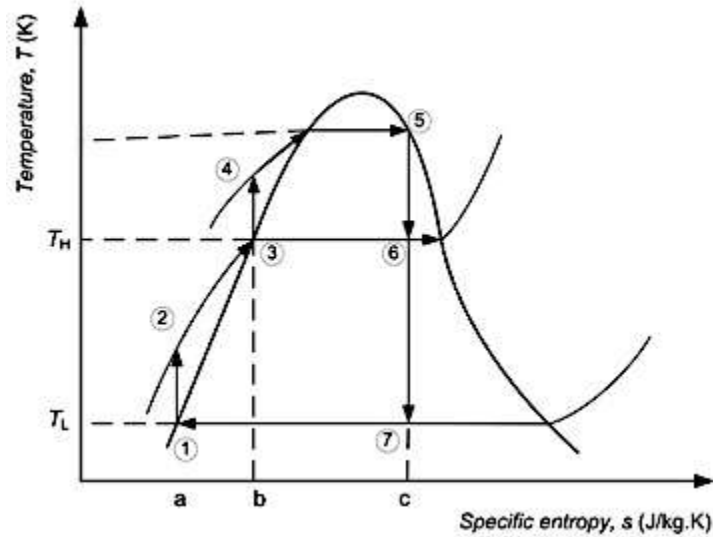


Figura II.4.3.5 – Componentes do Ciclo de Rankine Regenerativo (SIMÕES-MOREIRA, 2012).



**Figura II.4.3.6 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine Regenerativo (SIMÕES-MOREIRA, 2012).**

Para mensurar as perdas do ciclo é necessário avaliar as perdas da turbina a vapor. Uma turbina real não é isentrópica e ocorrem perdas por atrito com as palhetas da turbina, perdas aerodinâmicas e perdas devido ao processo de expansão desviar do comportamento ideal. Portanto, o trabalho real da turbina a vapor  $w_{t-a}$  é dado pela Equação II.4.2.6, onde  $w_{t-s}$  é o trabalho ideal da turbina,  $h_i$  é a entalpia específica do vapor na entrada da turbina e  $h_{o-s}$  é a entalpia específica na saída da turbina em um processo isentrópico (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_t = \frac{w_{t-a}}{w_{t-s}} = \frac{w_{t-a}}{h_i - h_{o-s}} \therefore w_{t-a} = \eta_t (h_i - h_{o-s}) \quad (\text{II.4.3.6})$$

## **II.5 Conversão de Calor em Potência com Ciclos Combinados**

### **II.5.1 NGCC – *Natural Gas Combined-Cycle***

Como analisado no item II.4.2, o gás exausto proveniente da turbina a gás sai com uma temperatura bastante elevada. Sendo assim, considerando aspectos econômicos e ambientais, é justificável a recuperação dessa grande quantidade de energia térmica. Uma das formas mais difundidas para reaproveitamento desse calor liberado é a utilização de uma caldeira de recuperação (HRSG) para produzir vapor a temperatura e pressão altas o suficiente para produzir potência com uma turbina a vapor em Ciclo Rankine.

Com isso, foi desenvolvida a tecnologia NGCC, ou seja, Ciclo Combinado a gás Natural, que utiliza tanto o calor gerado pela combustão do gás natural na turbina a gás quanto a alta temperatura do gás exausto para produzir potência e, posteriormente, energia elétrica. O NGCC é basicamente uma combinação dos Ciclos de Brayton (item II.4.2) e de Rankine (item II.4.3), conforme representado na Figura II.5.1.1 (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

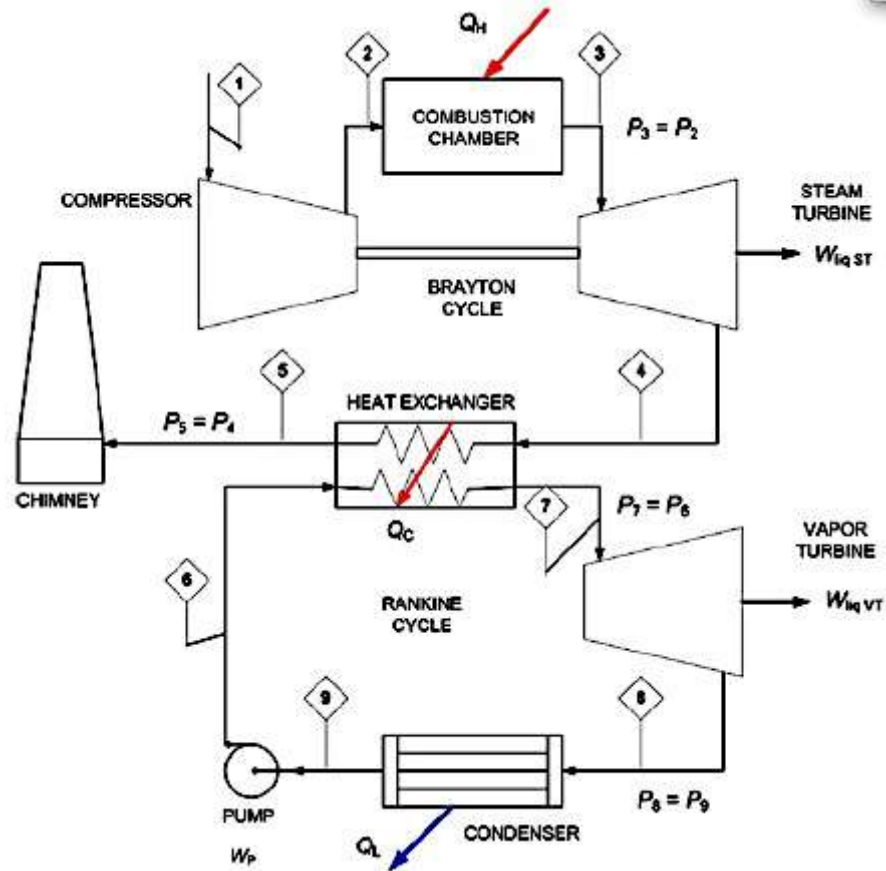


Figura II.5.1.1 – Componentes do Ciclo de Brayton-Rankine (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

O esquema mostra que o vapor que alimenta o Ciclo de Rankine é produzido na caldeira, que é movida pela gás proveniente do Ciclo de Brayton. Como consequência, a eficiência geral do ciclo é melhorada. A eficiência do Ciclo Combinado  $\eta_c$  é dada pela Equação II.5.1.1, na qual  $W_B$  é a potência líquida produzida pela turbina a gás (Ciclo de Brayton),  $W_R$  é a potência líquida produzida pela turbina a vapor (Ciclo de Rankine) e  $Q_H$  é a potência térmica devido à combustão do combustível, no caso gás natural. A potência gasta na bomba do Ciclo de Rankine foi negligenciada (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_c = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{W_B + W_R}{Q_H} \quad (\text{II.5.1.1})$$



Assumindo que  $W_R = \eta_R \times Q_C$ , onde  $\eta_R$  é a eficiência térmica do Ciclo de Rankine e  $Q_C$  é o calor carregado na caldeira, transferido dos gases exaustos para o vapor produzido, obtém-se a Equação II.5.1.2.

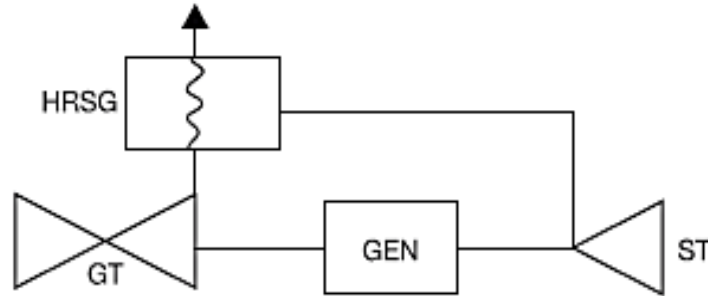
$$\eta_C = \frac{W_B + \eta_R \times Q_C}{Q_H} \quad (\text{II.5.1.2})$$

Considerando condições ideais nas quais os gases exaustos saindo da HRSG estão a temperaturas baixas, então  $Q_C = Q_H - W_B$ . Sendo assim, a eficiência térmica do ciclo combinado é representada pela Equação II.5.1.3. Fica evidente, dessa forma, que a eficiência térmica do Ciclo Combinado é maior do que a dos Ciclos de Brayton e Rankine separadamente.

$$\eta_C = \frac{W_B + \eta_R \times (Q_H - W_B)}{Q_H} = \eta_B + \eta_R - \eta_B \times \eta_R \quad (\text{II.5.1.3})$$

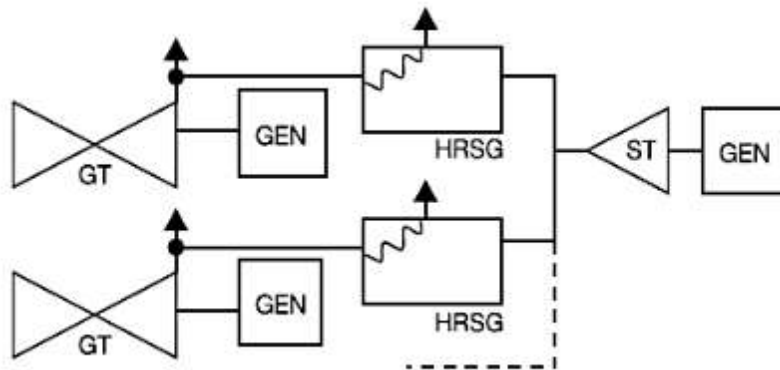
As primeiras termelétricas utilizando ciclo combinado foram instaladas em 1971 nos Estados Unidos, pela GE, e na Europa, pela ABB. Desde os anos 1990, as instalações de NGCCs tornaram-se comuns para a geração de eletricidade em centrais de grande porte. A eficiência térmica desse tipo de central elétrica é bem maior se comparado com os ciclos simples: termelétricas a vapor podem atingir 45% de eficiência, ciclo aberto a gás tem eficiência entre 36 e 39%, e a eficiência do NGCC pode ser de até 60% (DA SILVA, 2009).

Uma planta NGCC pode ser implantadas com diferentes configurações. A configuração representada na Figura II.5.1.2 é de eixo único, denominada SSPT (*Single shaft power train*), que consiste em uma turbina a gás e uma a vapor acoplados a um mesmo gerador em um único eixo. Essa configuração foi inicialmente concebida para aplicações com turbinas a gás com mais de 250 MW. Posteriormente esse conceito foi estendido para unidades menores, a partir de 60 MW. Atualmente, é o tipo de configuração mais usada para plantas que buscam preço e tempo de projeto reduzidos (GEORGESCU, 2005).



**Figura II.5.1.2 – Ciclo combinado configurado em SSPT (GEORGESCU, 2005).**

Há também a possibilidade de configurar uma NGCC em múltiplos eixos, denominada MSPT (*Multi-shaft power train*), conforme representado na Figura II.5.1.3. Ela consiste em até três turbinas a gás e suas respectivas caldeiras de recuperação e geradores compartilhando uma mesma turbina a vapor (GEORGESCU, 2005). Os principais benefícios dessa configuração são a maior flexibilidade operacional, uma vez que permite a geração de eletricidade na instalação de turbina a gás enquanto se realiza a instalação da HRSG e do resto do ciclo a vapor.



**Figura II.5.1.3 – Ciclo combinado configurado em MSPT (GEORGESCU, 2005).**

Comparando blocos de mesma capacidade em ambas as configurações, SSPT e MSPT, vários outros fatores devem ser levados em consideração. SSPT requer turbinas a gás com maior capacidade de potência, mas em contrapartida utiliza menos componentes.

Logo, pode-se esperar menores perdas de frequência. Por outro lado, a configuração MSPT tem mais redundância e é possível entrar em operação em parte separadas (GEORGESCU, 2005). Nesse caso, para a operação da turbina a gás em ciclo simples é necessário o dispositivo para by-pass dos gases em sua seção de exaustão. Este dispositivo oferece vantagens adicionais como, por exemplo, o aquecimento mais controlado da HRSG durante a partida e a geração mais eficiente de vapor a cargas parciais. Entretanto, como tem um custo de investimento mais alto, nem sempre se justifica (DA SILVA, 2009).

Além da possibilidade de configurar o ciclo combinado com um ou múltiplos eixos, pode-se também classificá-los quanto ao número de turbinas a vapor, a gás e HRSG. Dessa forma, uma NGCC 1:1:1 representa um ciclo com uma turbina a gás, uma HRSG e uma turbina a vapor, respectivamente. Conforme Boyce (2012), NGCC 2:2:1 de eixo múltiplo é o tipo de configuração mais comum para plantas com geração de mais de 300 MW.

## **II.6 Simuladores de Processos de Conversão de Calor em Potência**

### **II.6.1 ThermoFlow GT PRO**

ThermoFlow foi fundada em 1987 para desenvolver softwares de engenharia térmica para termelétricas e indústrias de cogeração. Seu primeiro produto, GT PRO, tornou-se o programa mais popular programa de simulação para termelétricas baseadas em turbina a gás (THERMOFLOW, 2014).

O GT PRO é um simulador modular que permite projetar ciclos simples e combinados, assim como otimizar plantas já existentes. O usuário tem apenas que inserir os critérios de projeto e hipóteses a serem assumidas para que o programa compute os balanços de massa e energia, o desempenho do sistema e o dimensionamento dos componentes. Este simulador possui também o módulo PEACE que realiza estimativas de custo dos equipamentos dimensionados (THERMOFLOW, 2014).

### **II.6.2 Aspen HYSYS**

Aspen Technology, Inc. é uma empresa que fornece softwares para indústrias de processos. Foi fundada em 1981 quando um grupo de pesquisa de engenharia química do MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) recebeu doação do Departamento de Energia dos EUA para estudar inovações técnicas para a indústria de processos em resposta à crise do óleo dos anos 1970. Seu primeiro simulador lançado ao mercado foi o Aspen Plus® (ASPENTECH, 2014).

Em 1996 a AspenTech começou uma série de aquisições para expandir seu portfólio de produtos de otimização. Dentre essas aquisições, a empresa adquiriu o HYSYS®, software de simulação criado pela Hyprotech para a indústria de processos e refinarias. Este, passou a se chamar Aspen HYSYS® e é um dos líderes do mercado de simuladores e otimizadores de processo.

Esse software é um simulador modular estático e dinâmico que realiza cálculos de trocas térmicas e balanço material para uma ampla variedade de processos químicos. Sendo assim, seus principais benefícios são otimizar a engenharia, os processos de produção e a cadeia de suprimentos e viabilizar a redução de custos e uma maior eficiência energética, resultando em eficiência operacional.

## CAPÍTULO III – RESULTADOS E DISCUSSÕES

### III.1 Especificações do processo

A proposta do trabalho é representar uma NGCC de múltiplos eixos com configuração 2:2:1 e turbina a vapor com três estágios de pressão usando os simuladores Aspen HYSYS e ThermoFlow GT PRO. O esquema do projeto está representado na Figura III.1.1. Os dados de projeto consideram que a planta a ser simulada está situada no Nordeste do Brasil e se baseiam em fonte não revelada.

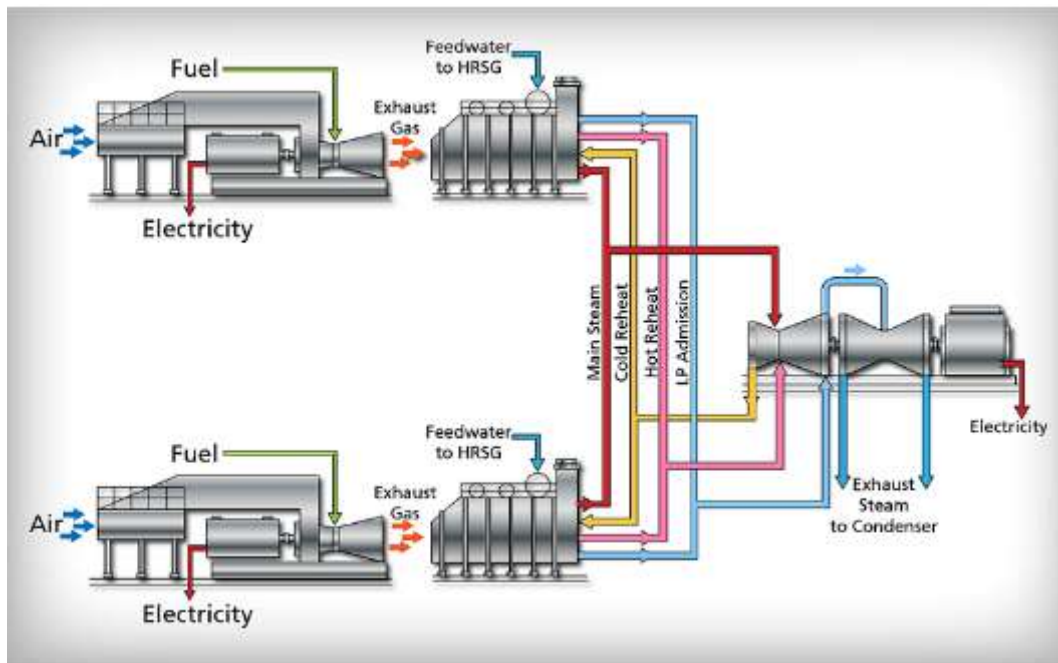


Figura III.1.1 – Esquema de NGCC 2:2:1 (TECHTRANSFER, 2014).

Em ambos os programas foi assumida a mesma temperatura de entrada e composição de gás natural (GN), indicados na Tabela III.1.1, conforme fonte não revelada.

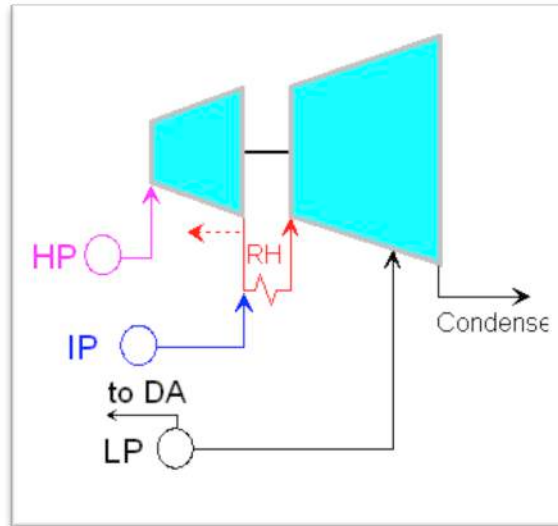
**Tabela III.1.1 – Variáveis assumidas em ambas as simulações**

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura de entrada do GN	40,00	°C
Composição do GN		
Metano	90,00	% molar
Etano	4,80	% molar
Propano	1,00	% molar
n-Butano	0,30	% molar
n-Pentano	0,12	% molar
n-Hexano	0,02	% molar
Benzeno	0,04	% molar
Tolueno	0,03	% molar
Nitrogênio	3,50	% molar
CO <sub>2</sub>	0,20	% molar

Como os simuladores diferem muito entre si, as demais hipóteses assumidas em cada modelo serão apresentadas nas seções a seguir, de forma a deixar claro o que foi adotado em cada simulação. Desta forma, poderá ser feita uma análise comparativa dos resultados levando em consideração as peculiaridades e limitações de cada programa.

### **III.2 Simulação no ThermoFlow GT PRO**

Para a simulação usando GT PRO, inicialmente optou-se por uma HRSG com três pressões evaporativas, na qual a corrente de pressão mais baixa (LP) é conectada à turbina a vapor e a de pressão intermediária (IP) é reaquescida antes de voltar à turbina. O esquema indicando essas hipóteses iniciais está representado na Figura III.2.1.



**Figura III.2.1 – Esquema da parte da turbina a vapor no GT PRO**

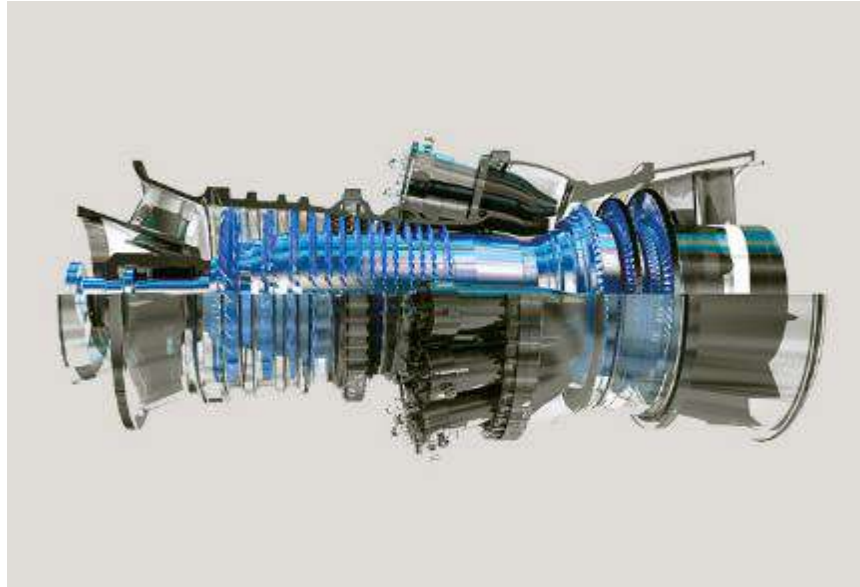
O programa solicitou, então, dados sobre o local no qual a planta seria instalada. Estes dados, conforme fontes não reveladas, estão representados na Tabela III.2.1.

**Tabela III.2.1 – Dados sobre os locais de instalação da NGCC**

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura ambiente	26	°C
Altitude	115,5	m
Pressão ambiente	0,9995	bar
Umidade relativa do ar	75	%
Temperatura de bulbo úmido	22,59	°C
Frequência da linha	60	Hz

Ao invés de especificar a vazão de entrada do ar e do gás natural na turbina, o GT PRO solicita ao usuário que escolha o modelo de turbina a gás a ser utilizado. Para esta simulação, foi escolhido a turbina GE 7FA.04 da fabricante General Electric, representada na Figura III.2.2. Trata-se de uma turbina comumente usada em ciclos combinados e adequada para países com frequência de linha de 60 Hz e altas temperaturas ambientes, como é o caso do Brasil. Possui um eficiente sistema de compressão com 14 estágios sem *intercooler*, utilizando tecnologia de aviação para garantir uma alta eficiência.





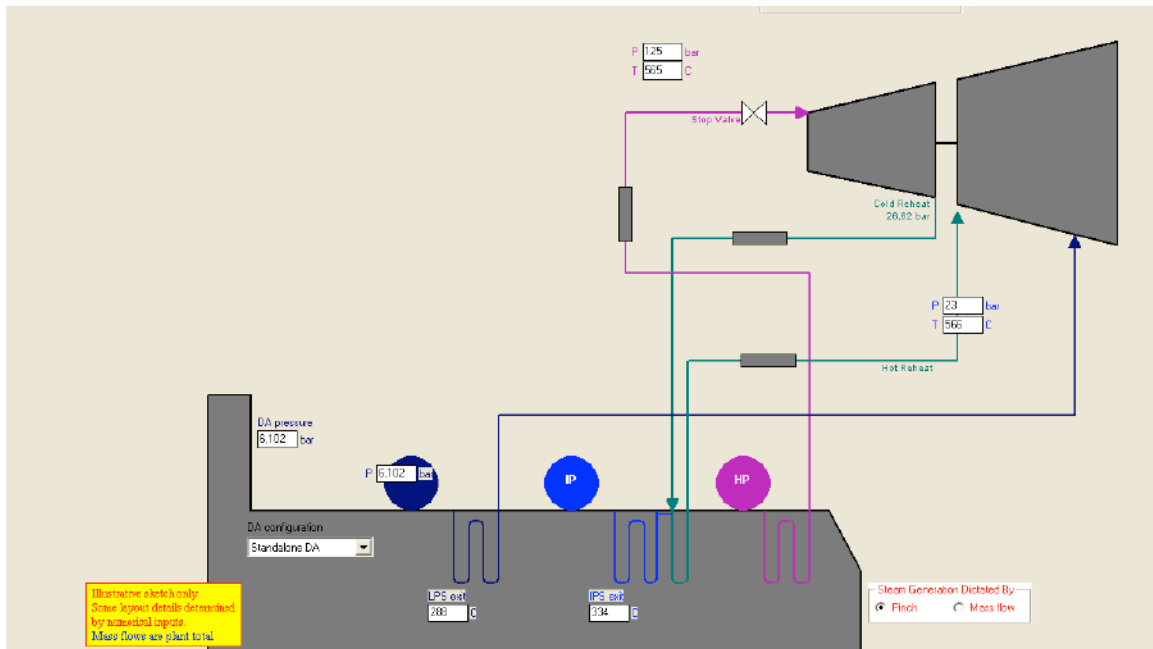
**Figura III.2.2 – Turbina a gás GE 7FA (GENERAL ELECTRIC, 2014)**

As especificações do próprio GT PRO para esse tipo de turbina estão indicados na Tabela III.2.2.

**Tabela III.2.2 – Especificações da turbina GE 7FA.04**

	Valor	Unidade
Eixos	1	-
Velocidade da turbina	3600	rpm
Vazão de ar	443	kg/s
Potência gerada	186000	kW
LHV (Poder Calorífero Inferior)	9411	kJ/kWh
Eficiência LHV	38,3	%

Após a escolha do modelo de turbina, o programa pede especificações sobre a HRSG e a turbina a vapor. Foi definido, então que o vapor de alta pressão (HP) estaria a 125 bar na entrada da turbina e sairia a 26,62 bar. Este vapor de pressão intermediária (IP), após ser reaquecido na caldeira, voltaria ao estágio de pressão intermediária da turbina com 23 bar. Já o vapor de baixa pressão (LP) foi definido como entrando na turbina com 6,102 bar. Estes valores são baseados em dados de fonte não revelada e estão representados na Figura III.2.3 junto com o esquema do ciclo a vapor.



**Figura III.2.3 –Tela do GT PRO para parâmetros da HRSG e turbina a vapor.**

Os demais dados adotados na simulação do GT PRO foram dados *defaults* do programa. Como se trata de um simulador específico para termelétricas, esses dados pré determinados pelo modelo contribuem para uma simulação fisicamente possível e de acordo com os projetos, plantas e equipamentos já existentes.

Considerando essas hipóteses e valores assumidos, o diagrama gerado com os principais resultados está representado na Figura III.2.4.

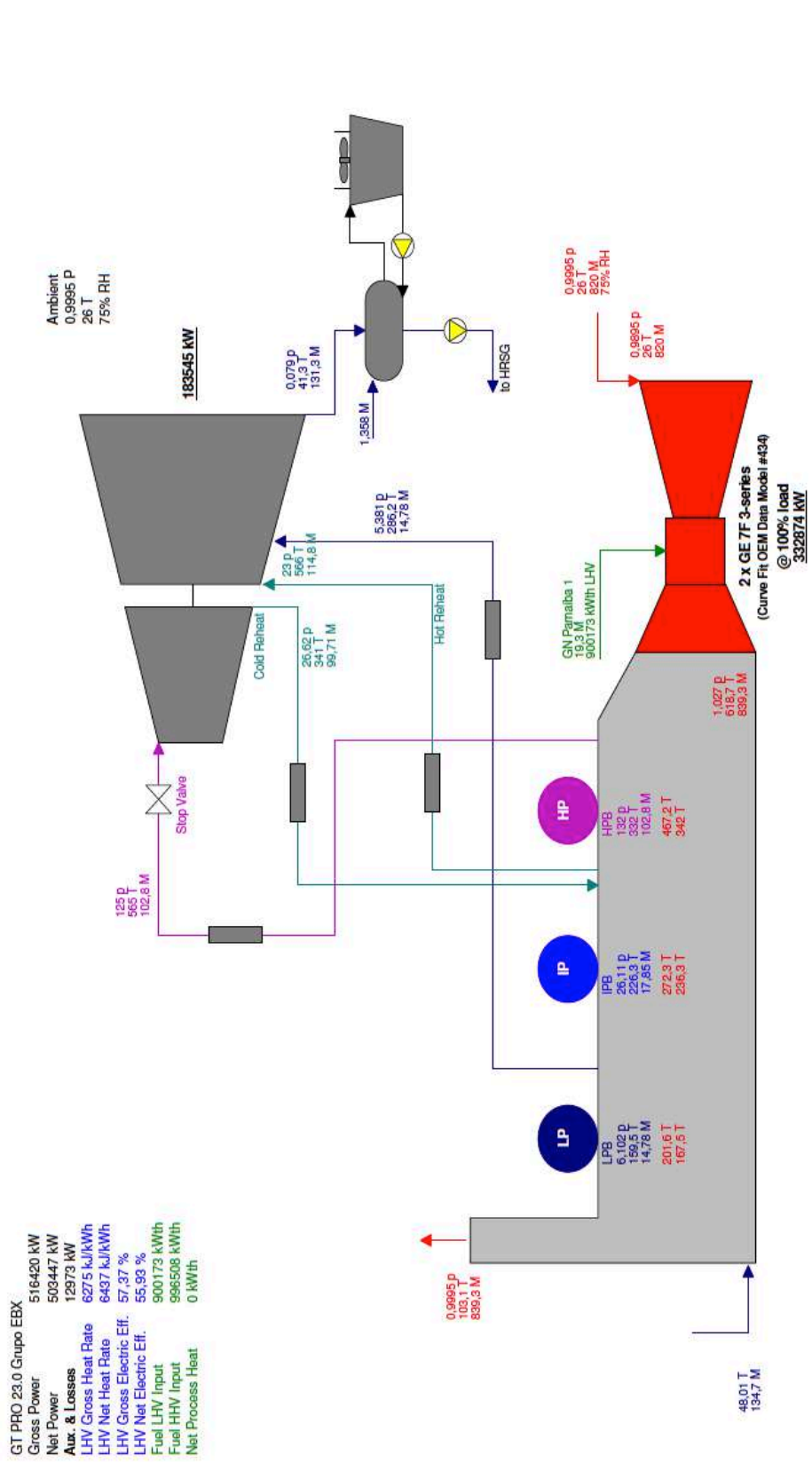


Figura III.2.4 – Fluxograma com os resultados da simulação no GT PRO.

Os principais resultados da simulação usando o GT PRO estão destacados na Tabela III.2.3. Os demais resultados estão no Anexo 1.

**Tabela III.2.3 – Resultados do GT PRO**

	Valor	Unidade
Potência gerada por cada turbina a gás	166,44	MW
Potência gerada pelo ciclo a vapor	183,57	MW
Potência bruta total gerada pela planta	516,42	MW
Perda de potência pelos auxiliares	12,97	MW
Potência líquida total gerada pela planta	503,45	MW
Vazão de entrada de ar por turbina a gás	1476	t/h
Vazão de entrada de GN por turbina a gás	34,74	t/h
Poder calorífero inferior (LHV) do GN	46664,73	kJ/kg
Gás de exaustão da turbina a gás		
Composição		
Nitrogênio	73,333	% molar
Oxigênio	12,112	% molar
CO <sub>2</sub>	3,882	% molar
H <sub>2</sub> O	9,792	% molar
Argônio	0,882	% molar
Temperatura	619	°C
Eficiência bruta do ciclo a gás - LHV	36,98	%
Eficiência bruta do ciclo a vapor - LHV	37,85	%
Eficiência da planta NGCC - LHV	55,93	%

O resultado de vazão de entrada de gás natural leva em consideração a vazão de ar recomendada pelo fabricante da turbina a gás e o excesso de ar adequado para combustão eficiente. Estes dados de entrada da turbina a gás foram usados como ponto de partida para a simulação no Aspen HYSYS.

Observa-se que a potência gerada por cada turbina a gás está condizente com o especificado pela General Electric, apenas um pouco abaixo da de projeto devido às condições ambientais que afetam bastante o desempenho deste equipamento. Além disso, as eficiências encontradas para cada ciclo e para os ciclos combinados estão de acordo com o previsto pela literatura. Conforme indicado no item II.5.1, o ciclo aberto tem eficiência entre 36 e 39% e o NGCC pode ser de até 60%. Os valores encontrados para tais eficiências foram 36,98% e 55,93%, respectivamente e estão dentro deste intervalo.

### III.3 Simulação no Aspen HYSYS

Para a simulação usando o Aspen HYSYS foram usados como base os resultados do ThermoFlow GT PRO. Primeiramente foram modelados os dois ciclos abertos compostos pela turbina a gás. Para tal, como o HYSYS não possui um módulo de turbina a gás com compressor, câmara de combustão e expensor embutidos, estes equipamentos foram adicionados em separado. O fluxograma obtido pela montagem dos ciclos abertos em paralelo está representado na Figura III.3.1.

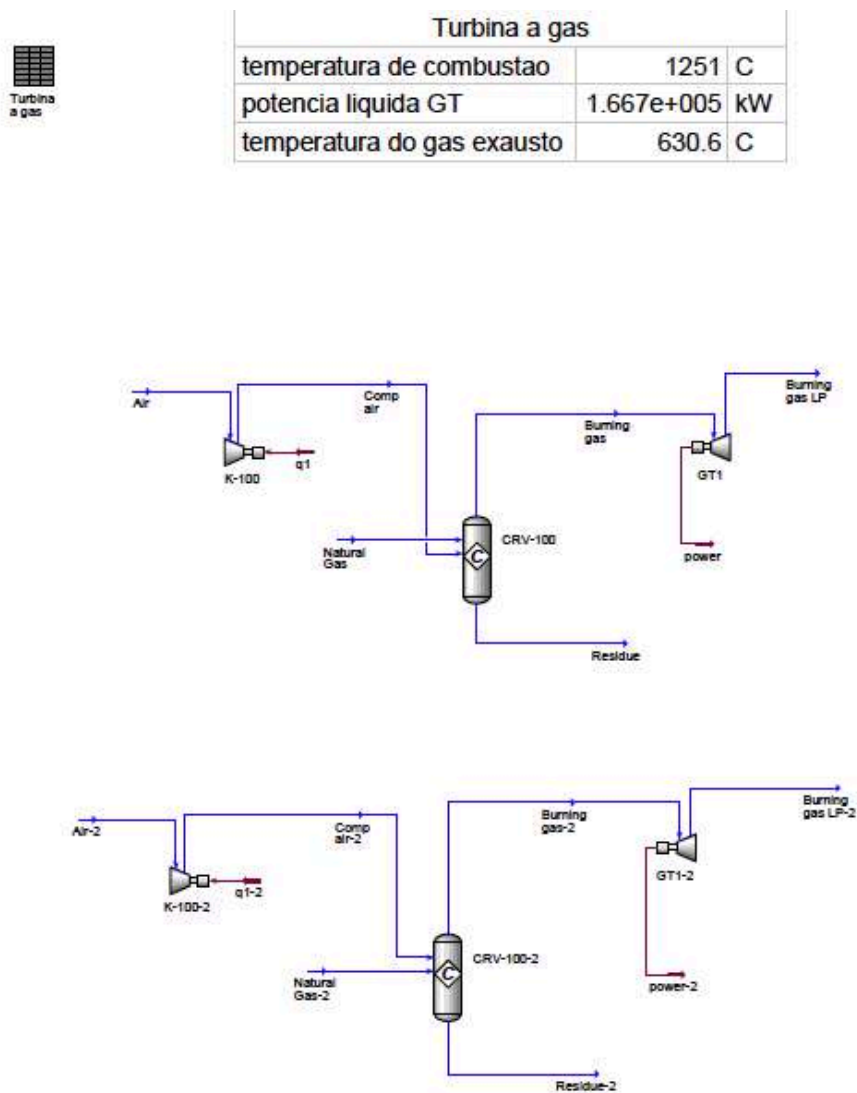
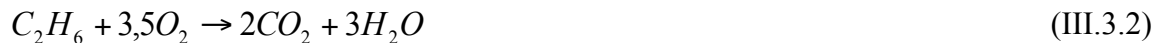


Figura III.3.1 – Fluxograma dos Ciclo Abertos em paralelo no Aspen HYSYS.

As vazões de entrada de gás natural e de ar e suas temperaturas e pressões consideradas foram as calculadas pelo GT PRO para uma turbina GE 7FA.04. São elas 34,74 t/h e 1476 t/h, respectivamente. Como o compressor deste tipo de turbina é composto por 14 estágios sem *intercooler*, e estes compressores são isentrópicos, eles foram substituídos por um único compressor de um estágio, comprimindo o ar até a pressão de entrada da câmara de combustão de 14 bar (fonte não revelada).

Para representar a câmara de combustão, foi adicionado um reator de combustão e especificadas as reações para a queima de todos os hidrocarbonetos presentes na composição do gás natural (Tabela III.1.1). As reações consideradas estão representadas nas Equações III.3.1 a III.3.8.



Para completar a modelagem da turbina a gás, foi incluído um expansor levando a pressão do gás de queima até a pressão ambiente (1 bar).

Para atingir a mesma potência gerada pela turbina a gás do GT PRO e a mesma temperatura do gás exausto, foi considerada a potência líquida gerada (potência gerada pelo expansor - potência gasta pelo compressor) e feito um ajuste fino das eficiências dos dois equipamentos sabendo que a eficiência de um compressor é em torno de 90% e a de um expansor é até 90%. Com as eficiências de 89% para o compressor e 87,7% para o

expansor obteve-se uma potência líquida de 166,7 MW e temperatura de gás exausto de 630,6 °C. A composição do gás exausto está representada na Tabela III.3.1.

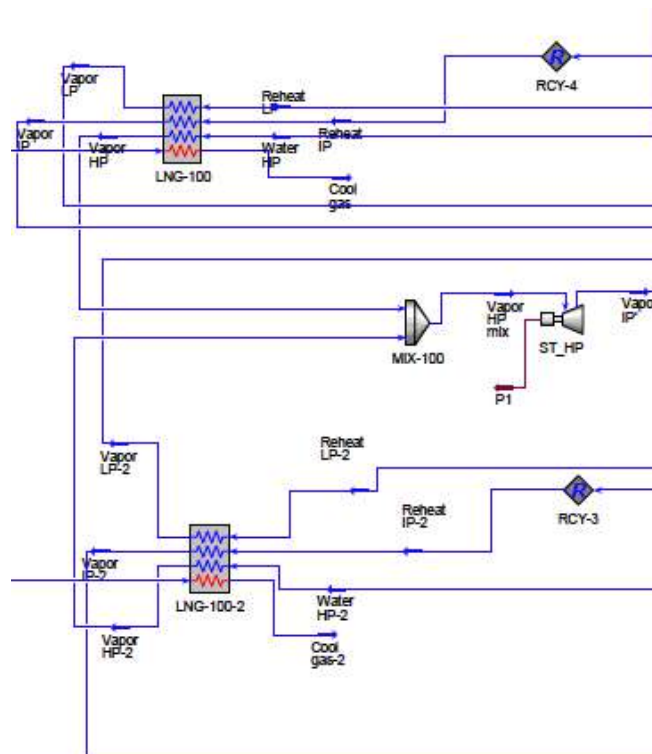
**Tabela III.3.1 – Composição do Gás Exausto no HYSYS**

	Valor	Unidade
Gás de exaustão da turbina a gás		
Composição		
Nitrogênio	75,20	% molar
Oxigênio	12,55	% molar
CO <sub>2</sub>	3,93	% molar
H <sub>2</sub> O	7,43	% molar
Argônio	0,89	% molar
Temperatura	630,6	°C

Com os dois ciclos abertos modelados, partiu-se para a modelagem do ciclo a vapor de forma a obter o NGCC com configuração 2:2:1. No ciclo a vapor, bombeia-se água a alta pressão (125 bar) às duas HRSGs para se transformar em vapor. Estas duas correntes de vapor de alta pressão (HP), são misturadas em um misturador e entram na câmara de alta pressão da turbina a vapor. O vapor que sai desta parte da turbina está a 26,43 bar e é considerado de pressão intermediária (IP). Esta corrente é então separada por um *splitter* e retorna à HRSG para aquecimento. As correntes de vapor IP aquecido são de novo misturadas e entram na câmara de pressão intermediária da turbina e saem a 6,51 bar. Este vapor de baixa pressão (LP), passa pelo mesmo circuito de aquecimento que a IP e na câmara de baixa pressão da turbina é levada ao vácuo (0,076 bar). Essa corrente de saída da turbina a vapor é levada ao condensador para que volte toda à fase líquida e retorne às bombas e seja novamente pressurizada.

Para representar a HRSG, foi escolhido o trocador de calor LGN Exchanger, pois é o único módulo de troca de calor que permite a entrada e saída de múltiplas correntes. Já a turbina a vapor foi modelada como três expansores, cada um representando um dos estágios da turbina (HP, IP e LP). Atentou-se também ao fato de que ao escolher as temperaturas das correntes de entrada do trocador, estas tinham que ser altas o suficiente para garantir que estivessem acima da temperatura de saturação nas pressões determinadas e que continuariam sendo vapor mesmo após a expansão na turbina, pois a presença de líquido na turbina causa erosão como já explicado anteriormente.

O ciclo representado no HYSYS não considera perdas de processo ou vazamentos, por isso não foram adicionadas correntes de *blow-down* e *make-up* no ciclo. O fluxograma representando o ciclo combinado modelado no HYSYS e as potências geradas por cada turbina a gás e pela turbina a vapor está indicado por partes nas Figuras III.3.2 a III.3.4 e completo na Figura III.3.5.



**Figura III.3.3 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 1.**



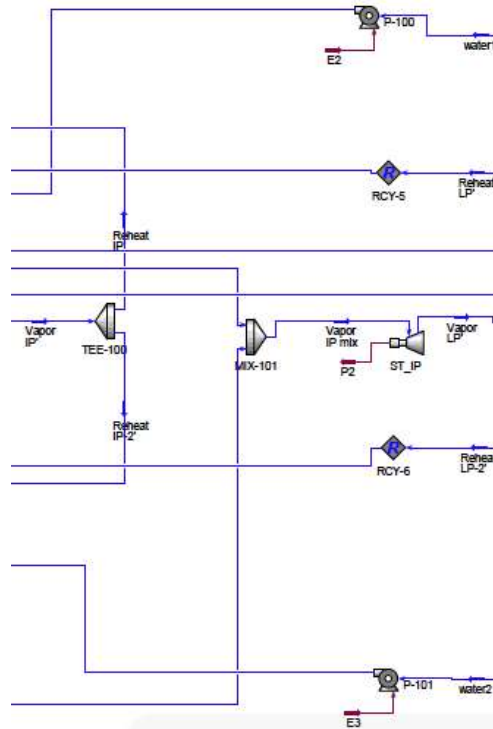


Figura III.3.4 –Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 2.

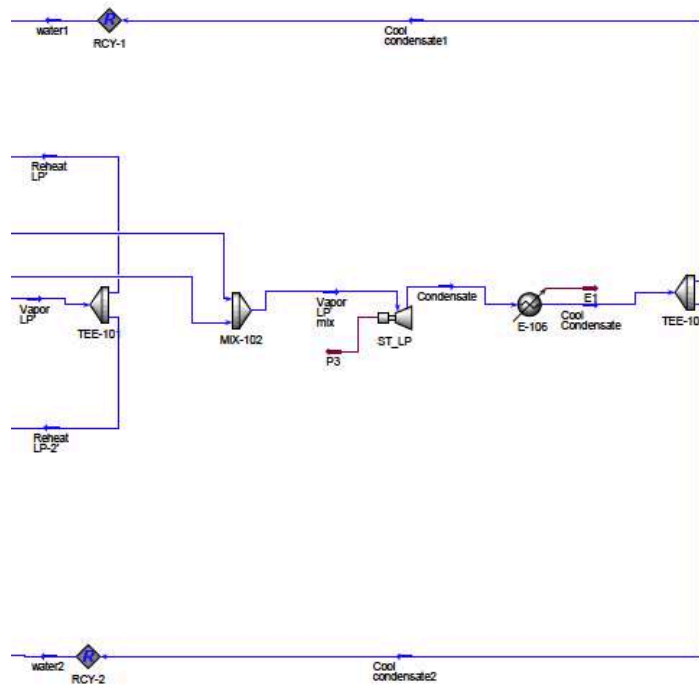


Figura III.3.5 –Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS parte 3.

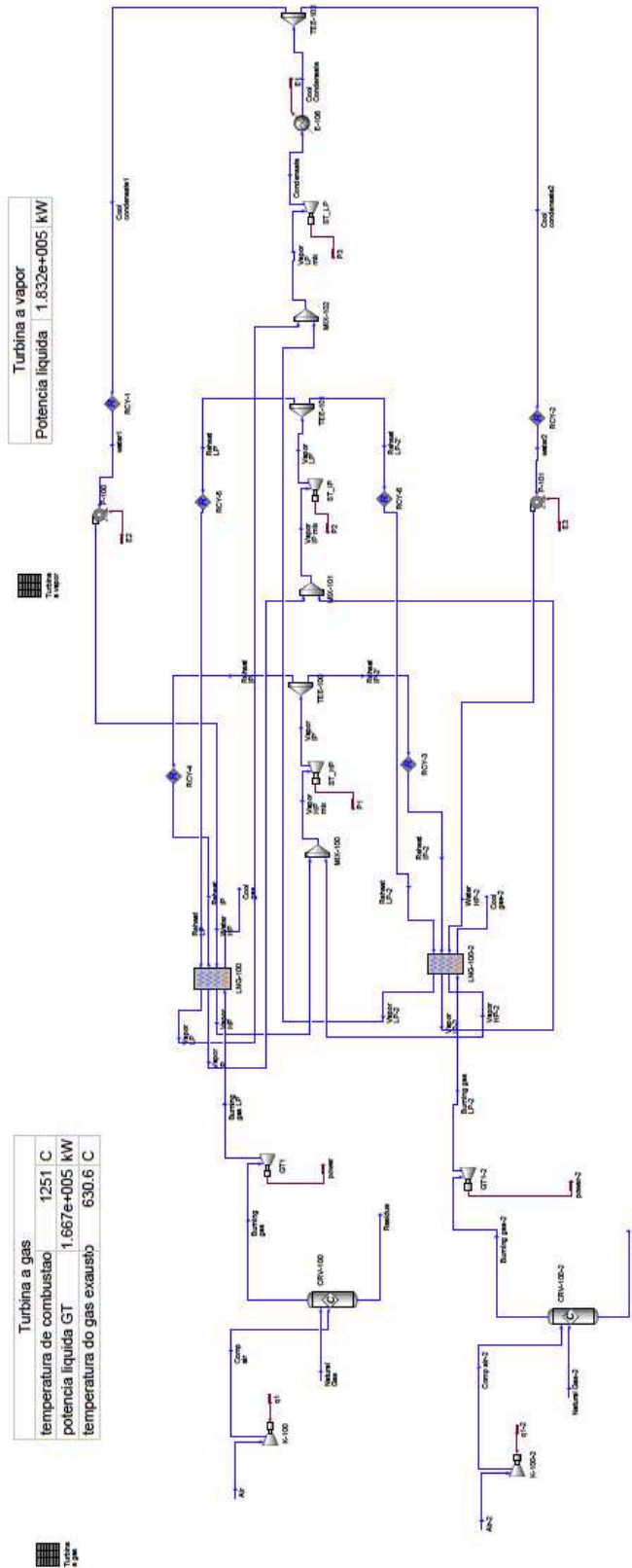


Figura III.3.2 – Fluxograma do Ciclo Combinado no Aspen HYSYS.

Esse resultado de potência gerada pela turbina a vapor de 183,2 MW considera uma eficiência de 85% da turbina a vapor, o que está dentro do intervalo de 80% e 90% normalmente encontrado para esse tipo de turbina. O resultado detalhado de todas as correntes da simulação no Aspen HYSYS estão no Anexo 2.

### III.4 Comparativo dos Resultados Simulados

Nas seções anteriores é possível ver que os resultados de potência gerada nas turbinas a gás e na turbina a vapor em ambos os simuladores ficaram bem próximas. O sumário dos principais resultados está na Tabela III.4.1.

**Tabela III.4.1 – Principais resultados do HYSYS e GT PRO**

	GT PRO	HYSYS	Unidade
Potência gerada por cada turbina a gás	166,44	166,7	MW
Potência gerada pelo ciclo a vapor	183,57	183,2	MW
Potência bruta total gerada pela planta	516,45	516,6	MW
Vazão de entrada de ar por turbina a gás	1476	1476	t/h
Vazão de entrada de GN por turbina a gás	34,74	34,74	t/h
Poder calorífero inferior (LHV) do GN	46664,73	46620	kJ/kg
Gás de exaustão da turbina a gás			
Composição			
Nitrogênio	73,333	75,20	% molar
Oxigênio	12,112	12,55	% molar
CO <sub>2</sub>	3,882	3,93	% molar
H <sub>2</sub> O	9,792	7,43	% molar
Argônio	0,882	0,89	% molar
Temperatura	619	630,6	°C

Observa-se que com as mesmas vazões de entrada do gás natural e do ar foram obtidas potências bem parecidas. A diferença entre a potência bruta total gerada pela planta dos dois simuladores é de apenas 0,03%.

Para melhor analisar esses resultados será calculada a potência líquida ( $W^{net}$ ), quantidade de calor entrando no sistema ( $q_{in}$ ) e eficiência total da planta ( $\eta$ ) para ambos os simuladores segundo às Equações III.4.1 a III.4.3, respectivamente.

$$W^{net} = \sum W_{turb} - (\sum W_{comp} + \sum W_{pump}) \quad (III.4.1)$$

$$q^{in} = 2 \times (\dot{m}_{GN} * LHV_{GN}) \quad (III.4.2)$$

$$\eta = \frac{W^{net}}{q^{in}} \times 100 \quad (III.4.3)$$

O  $W^{net}$  do GT PRO foi um resultado dado pelo programa. A Tabela III.4.2 faz um comparativo desses resultados para ambos os modelos.

**Tabela III.4.2 – Comparativo entre a eficiência da planta nos dois modelos**

	GT PRO	HYSYS	Unidade
Potência líquida da planta ( $W^{net}$ )	503,45	514,23	MW
Quantidade de calor na entrada do sistema ( $q^{in}$ )	900,63	899,77	MW
Eficiência total da planta ( $\eta$ )	55,90	57,15	%

Pode-se observar que a potência líquida da planta simulada pelo GT PRO é 2% menor que a do HYSYS. Isso ocorre porque o modelo do HYSYS é um pouco mais simples que o real e sua perda com auxiliares é apenas com as bombas de alimentação das HRSGs. Já o modelo do GT PRO considera também a perda das bombas de condensado, dos ventiladores do condensador e da torre de resfriamento, dos transformadores e iluminação da usina. Mas apesar dessa diferença, ambas as eficiências estão na mesma ordem de grandeza e dentro do intervalo de eficiência para uma planta NGCC previsto pela literatura.

Para dar ainda mais credibilidade aos resultados das simulações, estes foram comparados com dados reais de uma termelétrica similar instalada no Nordeste do Brasil de fonte não revelada. Os dados reais de operação validaram os resultados dos simuladores, mostrando que os modelos são confiáveis.

## CAPÍTULO IV – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### IV.1 Principais Conclusões do Trabalho

A representação completa da planta termelétrica NGCC foi implementada de forma bem sucedida nos ambientes de simulação ThermoFlow GT PRO e Aspen HYSYS. A implementação ThermoFlow tem o objetivo de certificar a implementação HYSYS já que o primeiro é *software* profissional para modelagem de processos de geração de termoeletricidade, enquanto HYSYS é um simulador profissional de processos químicos, não necessariamente especializado em geração termelétrica. Podemos dizer neste trabalho que a implementação HYSYS foi corroborada pela contrapartida ThermoFlow.

A importância de ter-se a planta NGCC corretamente implementada em Aspen HYSYS tem a ver com a grande vantagem comparativa de HYSYS sobre ThermoFlow no que diz respeito à capacidade de integrar-se a NGCC com outros processos químicos e/ou bioquímicos tão ou mais complicados que a própria NGCC. Desta forma a implementação NGCC-HYSYS teria os seguintes benefícios indiretos:

- É interessante ter-se a NGCC pronta para ser integrada a outros processos químicos, como processos de sequestro químico de CO<sub>2</sub> exausto para fabricação de *commodities* oxigenadas como metanol, carbonatos (DMC, EC), glicóis (MEG) e policarbonatos, por exemplo;
- É interessante ter-se a NGCC pronta para ser integrada a processos bioquímicos, como processos de captura de CO<sub>2</sub> exausto por culturas de microalgas voltados para produção de biomassa, carotenóides, etc;
- É interessante ter-se a NGCC pronta para ser integrada a tecnologias CCS (*Carbon Capture & Storage*) como processos de captura de CO<sub>2</sub> de **Pós-Combustão** como colunas de absorção por etanolaminas;
- É interessante ter-se a NGCC pronta para ser integrada a tecnologias CCS (*Carbon Capture & Storage*) como processos de captura de CO<sub>2</sub> de **Oxi-**

**Combustão (*Oxyfuel*)**, situação esta em que a planta NGCC é acionada com oxigênio puro (i.e. sem N<sub>2</sub>) fornecido por uma planta ASU (*Air Separation Unit*), sendo também injetado CO<sub>2</sub> de reciclo na alimentação do turbo-compressor para abater a temperatura de chama e aumentar o volume de gás na fase de turbo-expansão;

- É interessante ter-se a NGCC pronta para ser integrada a processamento de gás natural e/ou óleo em navios-plataforma (FPSOs) para exploração e produção em cenários *offshore*; já que tais FPSOs realmente têm sua infraestrutura de eletricidade fornecida por *turbo-shafts* como aqueles estudados neste trabalho.

Com o resultado das simulações usando o ThermoFlow GT PRO e o Aspen HYSYS foi possível constatar que ambos conseguem representar bem a planta NGCC com múltiplos eixos e configuração 2:2:1. Os valores de potência gerada encontrados estão condizentes com o que é previsto pela literatura e pelos modelos de turbinas escolhidos. Analogamente, o rendimento total da planta está dentro da faixa prevista na bibliografia.

Além disso, os resultados dos dois programas são coerentes entre si. A principal divergência entre ambos consiste em que ThermoFlow GT PRO considera todas as perdas de uma planta de geração real, enquanto Aspen HYSYS considera apenas as perdas dos equipamentos essenciais ao processo. Com isso, a potência bruta encontrada por HYSYS é um pouco otimista, embora bem próxima do real: A potência líquida via HYSYS situa-se cerca de 2% acima do valor esperado em uma planta real.

## **IV.2 Sugestões para Trabalhos Futuros**

A partir dos resultados alcançados com esse projeto, são sugeridos os seguintes escopos para trabalhos futuros na área:

- (i) Realizar análise econômica e de lucratividade para o processo NGCC aqui usado;
- (ii) Realizar a avaliação termodinâmica rigorosa como, por exemplo, via análise exergética, para o processo NGCC aqui usado;
- (iii) Comparar configurações alternativas de NGCC em respeito à eficiência e às duas análises acima.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRACE. **3º Simpósio Latino-Americano de Gás Não Convencional**. Rio de Janeiro: ABRACE, 2014. 45 slides, color.

ABRAGET. **Desafios para Monetizar a Exploração de Gás Não Convencional**. Rio de Janeiro: ABRAGET, 2014. 16 slides, color. 3º Simpósio Latino-Americano de Gás Não Convencional.

ANP - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Boletim Mensal do Gás Natural**. Brasília: ANP, 2011. 45 p. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/?pg=59925&m=&t1;=&t2;=&t3;=&t4;=&ar;=&ps;=&cachebust=1393184097366>>. Acesso em: 19 jan. 2014.

BOYCE, M. P. (Ed.). Combined Cycle Power Plant Configurations. In: RAO, Ashok (Ed.). **Combined cycle systems for near-zero emission power generation**. Disponível em:

<http://www.woodheadpublishing.com/en/book.aspx?bookID=2297#sthash.OBPZ3pQi.dpuf>. Irvine, CA: Woodhead Publishing Limited, 2012. Cap. 1. p. 17-19.

COLOMER, Marcelo. **Perspectivas de suprimento de gás natural para o setor elétrico**. Blog Infopetro. 02 set. 2013. Disponível em: <<http://infopetro.wordpress.com/2013/09/02/perspectivas-de-suprimento-de-gas-natural-para-o-setor-eletrico/>>. Acesso em: 20 jan. 2014.

DA SILVA, Juliana Rodrigues Pereira. **Desenvolvimento de Modelo Matemático para a Configuração de Geração em Ciclo-Combinado Gás-Vapor do Tipo Single-Shaft**. 2009. 319 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009. Disponível em: <<http://juno.unifei.edu.br/bim/0034650.pdf>>. Acesso em: 08 fev. 2014.

EIA – U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. **World Shale Gas**. Resources: An Initial Assessment of 14 Regions outside the United States. Washington DC: US Department of Energy, 2011. Disponível



em: <<http://www.eia.gov/analysis/studies/worldshalegas/pdf/fullreport.pdf>>. Acesso em: 24 jan. 2014.

ENEVA. **Presença da ENEVA no setor energético.** Disponível em: <<http://www.eneva.com.br/pt/nossos-negocios/geracao-de-energia/Paginas/default.aspx>>. Acesso em: 03 fev. 2014.

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). Ministério de Minas e Energia. **Plano Nacional de Energia 2030.** Brasília: EPE, 2008. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/PNE/Forms/Empreendimento.aspx>>. Acesso em: 18 jan. 2014.

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). **Balanço Energético Nacional.** Brasília: EPE, 2013. 55 p. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/downloads/Síntese do Relatório Final\\_2013\\_Web.pdf](https://ben.epe.gov.br/downloads/Síntese%20do%20Relatório%20Final_2013_Web.pdf)>. Acesso em: 18 jan. 2014.

GEORGESCU, Dan. **Shaft Configurations in Combined Cycle Power Plants.** IQ - Infrassure Quarterly, n. 2, abr. 2005. Disponível em: <[http://www.infrassure.com/images/uploads/infrassure\\_quarterly/newsletter\\_2005\\_01.pdf](http://www.infrassure.com/images/uploads/infrassure_quarterly/newsletter_2005_01.pdf)>. Acesso em: 08 fev. 2014.

GENERAL ELECTRIC. **7FA Heavy Duty Gas Turbine.** Disponível em: <[http://www.ge-energy.com/products\\_and\\_services/products/gas\\_turbines\\_heavy\\_duty/7fa\\_heavy\\_duty\\_gas\\_turbine.jsp](http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/gas_turbines_heavy_duty/7fa_heavy_duty_gas_turbine.jsp)>. Acesso em: 08 fev. 2014.

IEA - INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key World Energy Statistics.** 2013. 81 p. Disponível em: <<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2013.pdf>>. Acesso em: 22 jan. 2014.

LAGE, Elisa Salomão et al. **Gás não convencional: experiência americana e perspectivas para o mercado brasileiro.** BNDES Setorial 37, Brasília, v. 37, p.33-88, mar. 2013. Disponível em:

<[http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes\\_pt/Galerias/Arquivos/onhecimento/bnset/set3702.pdf](http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/onhecimento/bnset/set3702.pdf)>. Acesso em: 18 jan. 2014.

MMA - MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Gás Natural**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/energia/fontes-convencionais-de-energia/gas-natural>>. Acesso em: 28 jan. 2014.

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - **Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural**, n. 63, jun. 2012, MME.

PADUAN, Roberta. **Energia Limpa, Barata e Inútil**. Revista Exame, São Paulo, p.128-136, 2 out. 2013.

PASSADORE, Juliana. **Térmicas movidas a gás natural e perspectivas para o próximo leilão**. Jornal da Energia. 31 ago. 2012. Disponível em: <<http://www.jornaldaenergia.com.br/blog/?p=94>>. Acesso em: 21 jan. 2014.

QUAINO, Lilian. **Leilão da ANP para exploração de gás em terra arrecada R\$ 165 milhões**. G1. Rio de Janeiro, 28 nov. 2013. Disponível em: <<http://g1.globo.com/economia/noticia/2013/11/leilao-da-anp-para-exploracao-de-gas-em-terra-arrecada-r-165-milhoes.html>>. Acesso em: 20 jan. 2014.

SIMÕES-MOREIRA, J.R. **Fundamentals of Thermodynamics Applied to Thermal Power Plants**. In: Gilberto F. Martha de Souza (ed.). (Org.). Thermal Power Plant Performance Analysis. 1 ed. Londres: Springer-Verlag London Limited, 2012, p. 7-39.

TECHTRANSFER. **Combined Cycle Overview**. Disponível em: <<http://www.techtransfer.com/resources/wiki/entry/744/>>. Acesso em: 08 fev. 2014.

ZALAN, P. V. **O Potencial Petrolífero Brasileiro Além do Pré-Sal**. Portal Geofísica Brasil, set. 2012. Disponível em: <<http://www.geofisicabrasil.com/artigos/41-opinioao/4274-o-potencial-petrolifero-brasileiro-alem-dopre-sal.html>>. Acesso em: 15 fev. 2014.

## ANEXO 1 – RESULTADOS DO THERMOFLOW GT PRO

GT PRO 23.0 usuario						
2170 02-17-2014 14:13:28 file=C:\Documents and Settings\cristiana.lopes\Desktop\Bottoming.gtp						
Program revision date: December 30, 2013						
Plant Configuration: GT, HRSG, and condensing reheat ST						
2 GE 7F 3-series Engines (Curve Fit OEM Data Model #434), One Steam Turbine, GT PRO Type 9, Subtype 9						
Steam Property Formulation: IFC-67						
SYSTEM SUMMARY						
	Power Output kW		LHV Heat Rate kJ/kWh		Elect. Eff. LHV%	
	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net
Gas Turbine(s)	33287.4		9735		36,98	
Steam Turbine(s)	183545					
Plant Total	516420	503447	6275	6437	57,37	55,93
PLANT EFFICIENCIES						
PURPA efficiency	CHP (Total) efficiency		Power gen. eff. on chargeable energy, %		Canadian Class 43 Heat Rate, kJ/kWh	
%	%					
55,93	55,93		55,93		6947	
GT fuel HHV/LHV ratio –			1,107			
DB fuel HHV/LHV ratio –			1,107			
Total plant fuel HHV heat input / LHV heat input –			1,107			
Fuel HHV chemical energy input (77F/25C) –			996508	kW		
Fuel LHV chemical energy input (77F/25C) –			900173	kW		
Total energy input (chemical LHV + ext. addn.) –			900173	kW		
Energy chargeable to power (93,0% LHV alt. boiler) –			900173	kW		
GAS TURBINE PERFORMANCE - GE 7F 3-series (Curve Fit OEM Data Model #434)						
	Gross power output, kW	Gross LHV efficiency, %	Gross LHV Heat Rate kJ/kWh	Exh. flow kg/s	Exh. temp. C	
per unit	166437	36,98	9735	420	619	
Total	332874			839		
Number of gas turbine unit(s) –			2			
Gas turbine load [%] –			100	%		
Fuel chemical HHV (77F/25C) per gas turbine –			498254	kW		
Fuel chemical LHV (77F/25C) per gas turbine –			450087	kW		
STEAM CYCLE PERFORMANCE						
HRSG eff. %	Gross power output kW	Internal gross elect. eff., %	Overall elect. eff., %	Net process heat output kW		
87,04	183545	37,85	32,95	0		
Number of steam turbine unit(s) –			1			
Fuel chemical HHV (77F/25C) to duct burners –			0	kW		
Fuel chemical LHV (77F/25C) to duct burners –			0	kW		
DB fuel chemical LHV + HRSG inlet sens. heat –			557090	kW		
Net process heat output as % of total output (net elec. + net heat) –			0	%		

## System Summary Report

ESTIMATED PLANT AUXILIARIES (kW)	
GT fuel compressor(s)*	0 kW
GT supercharging fan(s)*	0 kW
GT electric chiller(s)*	0 kW
GT chiller/heater water pump(s)	0 kW
HRSG feedpump(s)*	2729,8 kW
Condensate pump(s)*	576,8 kW
HRSG forced circulation pump(s)	0 kW
LTE recirculation pump(s)	0 kW
Cooling water pump(s)	2751,2 kW
Air cooled condenser fans	0 kW
Cooling tower fans	1343,1 kW
HVAC	80 kW
Lights	150 kW
Aux. from PEACE running motor/load list	1367 kW
Miscellaneous gas turbine auxiliaries	744 kW
Miscellaneous steam cycle auxiliaries	390,4 kW
Miscellaneous plant auxiliaries	258,2 kW
Constant plant auxiliary load	0 kW
Gasification plant, ASU*	0 kW
Gasification plant, fuel preparation	0 kW
Gasification plant, AGR*	0 kW
Gasification plant, other/misc	0 kW
Desalination plant auxiliaries	0 kW
Program estimated overall plant auxiliaries	10391 kW
Actual (user input) overall plant auxiliaries	10391 kW
Transformer losses	2582,1 kW
<b>Total auxiliaries &amp; transformer losses</b>	<b>12973 kW</b>
* Heat balance related auxiliaries	

## System Summary Report

PLANT HEAT BALANCE			
<b>Energy In</b>	<b>1055213</b>	<b>kW</b>	
Ambient air sensible	21777	kW	
Ambient air latent	32470	kW	
Fuel enthalpy @ supply	1000719	kW	
External gas addition to combustor	0	kW	
Steam and water	0	kW	
Makeup and process return	247,9	kW	
<b>Energy Out</b>	<b>1054134</b>	<b>kW</b>	
Net power output	503447	kW	
Stack gas sensible	91926	kW	
Stack gas latent	131135	kW	
GT mechanical loss	2202,8	kW	
GT gear box loss	0	kW	
GT generator loss	4739	kW	
GT miscellaneous losses	2702,3	kW	
GT ancillary heat rejected	0	kW	
GT process air bleed	0	kW	
Fuel compressor mech/elec loss	0	kW	
Supercharging fan mech/elec loss	0	kW	
Condenser	298210	kW	
Process steam	0	kW	
Process water	0	kW	
Blowdown/leakages	2783,5	kW	
Heat radiated from steam cycle	4489	kW	
ST/generator mech/elec/gear loss	2833,1	kW	
Non-heat balance related auxiliaries	7084	kW	
Transformer loss	2582,1	kW	
Energy In - Energy Out	1079,3	kW	
GT heat balance error (arising from GT definitions)	1064,1	kW	
Steam cycle heat balance error	15,17	kW	0,0021 %
Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)			

Plant Summary		
<b>1. System Summary</b>		
Plant total power output @ generator terminal	516420	kW
Total auxiliaries & transformer losses	12973	kW
Plant net power output	503447	kW
Plant LHV heat rate @ generator terminal	6275	kJ&Wh
Plant HHV heat rate @ generator terminal	6947	kJ&Wh
Plant net LHV heat rate	6437	kJ&Wh
Plant net HHV heat rate	7126	kJ&Wh
Plant LHV electric eff. @ generator terminal	57,37	%
Plant HHV electric eff. @ generator terminal	51,82	%
Plant net LHV electric efficiency	55,93	%
Plant net HHV electric efficiency	50,52	%
<b>2. Plant Efficiencies</b>		
PURPA efficiency, LHV	55,93	%
PURPA efficiency, HHV	50,52	%
CHP (Total) efficiency, LHV	55,93	%
CHP (Total) efficiency, HHV	50,52	%
Power generation eff. on chargeable energy, LHV	55,93	%
Power generation eff. on chargeable energy, HHV	50,52	%
Canadian Class 43 heat rate	6947	kJ&Wh
Plant fuel LHV chemical energy input (77F/25C)	900173	kW
Plant fuel HHV chemical energy input (77F/25C)	996508	kW
Total energy input (chemical LHV + ext. addn.)	900173	kW
Energy charge-able to power, LHV	900173	kW
Energy charge-able to power, HHV	996508	kW
GT fuel chemical HHV/LHV ratio	1,107	
DB fuel chemical HHV/LHV ratio	1,107	
Plant fuel HHV heat input/LHV heat input	1,107	
<b>3. Gas Turbine Performance (per unit) (Curve Fit OEM Data Model #434)</b>		
	<b>GE 7F 3-series</b>	<b>2 unit(s)</b>
Gross power output	166437	kW
Gross LHV efficiency	36,98	%
Gross HHV efficiency	33,4	%
Gross LHV heat rate	9735	kJ&Wh
Gross HHV heat rate	10777	kJ&Wh
Exhaust mass flow	419,6	kg/s
Exhaust temperature	618,7	C
Fuel chemical LHV input (77F/25C)	450087	kW
Fuel chemical HHV input (77F/25C)	498254	kW
<b>4. Steam Cycle Performance (LHV)</b>		
HRSG efficiency	87,04	%
Steam turbine gross power	183545	kW
Internal gross efficiency	37,85	%
Overall efficiency	32,95	%
Net process heat output	0	kW
Fuel chemical LHV (77F/25C) to duct burners	0	kW
Fuel chemical HHV (77F/25C) to duct burners	0	kW
DB fuel chemical LHV + HRSG inlet sens. heat	557090	kW
Net process heat output/ total output	0	%
<b>5. Plant Auxiliaries</b>		
GT fuel compressor(s)	0	kW
GT supercharging fan(s)	0	kW
GT electric chiller(s)	0	kW
GT chiller/heater water pump(s)	0	kW

**System Summary Table**

<b>Plant Summary</b>		
HRSR feedpump(s)	2729,8	kW
Condensate pump(s)	576,8	kW
HRSR forced circulation pump(s)	0	kW
LTE recirculation pump(s)	0	kW
Cooling water pump(s)	2751,2	kW
Air cooled condenser fans	0	kW
Cooling tower fans	1343,1	kW
HVAC	80	kW
Lights	150	kW
Aux. from PFA/CI running motor/load list	1367	kW
Miscellaneous gas turbine auxiliaries	744	kW
Miscellaneous steam cycle auxiliaries	390,4	kW
Miscellaneous plant auxiliaries	258,2	kW
Constant plant auxiliary load	0	kW
Gasification plant, ASU	0	kW
Power to AGR	0	kW
Gasification plant, air boost compressor	0	kW
Gasification plant, fuel preparation	0	kW
Gasification plant, syngas recirculation compressor	0	kW
Gasification plant, Other/misc	0	kW
Desalination plant auxiliaries	0	kW
Program estimated overall plant auxiliaries	10391	kW
Actual (user input) overall plant auxiliaries	10391	kW
Transformer losses	2582,1	kW
Total auxiliaries & transformer losses	12973	kW

GT PRO Streams	P	T	h	h'	M	s	Exergy
	bar	C	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kJ/kg
Note: This is a fixed format table. Not all streams are applicable to current heat balance.			Ref @ 0C	Ref @ 25C		H2O: ref @ 0C	Ref @ 25C
			/ Water	/ Vapor		Gas: ref @ 25C	Water as vapor
Plant Configuration: GT, HRSG, and condensing reheat ST							
Cycle Type = 9							
Steam Property Formulation: IFC-67							
1 Ambient conditions	0.9995	26.0	66.16	1.02	409.99	0.0034	-1.18
2 Air after inlet heater or chiller	0.9895	26.0	66.16	1.02	409.99	0.0034	-2.05
3 GT compressor inlet air (per GT)	0.9895	26.0	66.16	1.02	409.99	0.0034	-2.05
4 GT compressor discharge (per GT)	-	-	-	-	-	-	-
5 GT turbine inlet (per GT)	-	-	-	-	-	-	-
6 GT exhaust, after turbine diffuser (per GT)	1.027	618.7	847.60	664.90	419.64	1.211	304.39
7 Compressor bleed to outside process (per GT)	8.618	260.0	307.83	242.70	0.00	0.5948	249.04
8 GT fuel (per GT), after comp. but bef heating	25.94	40.0	51842.39	46664.73	9.65	-	47073.66
9 Steam injection to GT combustor (all GT's)	44.82	287.8	2906.47	358.98	0.00	6.22	1056.55
10 GT injection water stream	44.82	15.0	67.22	-2480.27	0.00	0.2236	-5.17
11 GT compressor leakage stream	-	-	-	-	0.00	-	-
12 Compressor water injection, Sprint engines	10.34	15.0	63.93	-2483.56	0.00	0.2241	1.73
13 Steam in, to LP turbine (total, all GT's)	14.82	232.2	2880.53	333.04	0.00	6.651	908.02
14 Stack gas	0.9995	103.1	265.77	83.07	839.27	0.2452	8.13
15 HP steam to HPT, aft de sup, bef stop vlv	125	565.0	3512.58	965.09	102.78	6.676	1526.87
16 HP steam to HPT, after pipe, before de sup	125	565.0	3512.58	965.09	102.78	6.676	1526.87
17 HP steam to HPT, before HP pipe	127.5	566.9	3515.08	967.59	102.78	6.67	1531.00
18 HPS3 exit steam	127.5	566.9	3515.08	967.59	102.78	6.67	1531.00
19 HPS3 inlet steam	128	526.9	3410.96	863.47	102.78	6.541	1465.29
20 HPS2 exit steam	128	526.9	3410.96	863.47	102.78	6.541	1465.29
21 HPS2 inlet steam	128	526.9	3410.96	863.47	102.78	6.541	1465.29
22 HPS1 exit steam	128	526.9	3410.96	863.47	102.78	6.541	1465.29
23 HPS1 inlet steam	128.9	466.9	3245.83	698.34	102.78	6.324	1364.99
24 HPS0 exit steam	128.9	466.9	3245.83	698.34	102.78	6.324	1364.99
25 HPS0 inlet steam	132	332.0	2662.18	114.69	102.78	5.429	1048.25
26 HPI exit steam	132	332.0	2662.18	114.69	102.78	5.429	1048.25
27 HPI blowdown	132	332.0	1539.73	-1007.75	1.54	3.574	478.84
28 HPI saturated water	132	332.0	1539.73	-1007.75	104.32	3.574	478.84
29 HPI inlet water	132	327.0	1504.18	-1043.31	104.32	3.515	460.88
30 HPI3 exit water	132	327.0	1504.18	-1043.31	104.32	3.515	460.88
31 HPI3 inlet water	133	291.8	1294.88	-1252.61	104.32	3.156	358.68
32 HPI2 exit water	133	291.8	1294.88	-1252.61	104.32	3.156	358.68
33 HPI1 inlet water	134.7	221.3	952.70	-1594.79	104.32	2.509	209.18
34 HPI0 exit water	134.7	221.3	952.70	-1594.79	104.32	2.509	209.18
35 HP feedwater, after pump & valve	135.9	163.2	697.11	-1850.38	104.32	1.959	117.54
36 HP feedwater, after pump but before valve	167.4	162.8	697.11	-1850.38	104.32	1.952	119.90
37 Hot reheat after stop valve, Type 7&9	22.54	565.0	3608.48	1061.00	116.94	7.553	1361.17
38 Hot reheat after leakages	23	565.2	3608.48	1061.00	116.94	7.544	1363.92
39 Hot reheat to ST, after de sup.	23	566.0	3610.26	1062.77	114.82	7.546	1365.06
40 Hot reheat after reheat pipe	23	566.0	3610.26	1062.77	114.82	7.546	1365.06
41 Hot reheat before reheat pipe	23.92	567.5	3612.76	1065.27	114.82	7.531	1371.99
42 RH3 exit steam	23.92	567.5	3612.76	1065.27	114.82	7.531	1371.99
43 RH3 inlet steam	24.36	507.5	3478.81	931.32	114.82	7.358	1289.79
44 RH2 exit steam	24.36	507.5	3478.81	931.32	114.82	7.358	1289.79
45 RH2 inlet steam	24.36	507.5	3478.81	931.32	114.82	7.358	1289.79
46 RH1 exit steam	24.36	507.5	3478.81	931.32	114.82	7.358	1289.79
47 RH1 inlet steam	25.59	338.3	3099.75	552.26	114.82	6.788	1080.66
48 State before RH1 inlet de sup.	25.59	338.3	3099.75	552.26	114.82	6.788	1080.66
49 After all interactions in cold reheat line	25.59	338.9	3101.26	553.77	99.71	6.79	1081.43
50 After mixing additions and cold reheat	25.59	338.9	3101.26	553.77	99.71	6.79	1081.43
51 After cold RH pipe but any addn. to cold RH	25.59	338.9	3101.26	553.77	99.71	6.79	1081.43



Stream Table

GT PRO Streams	P	T	h	h'	M	s	Exergy
	bar	C	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kJ/kg
52 Cold reheat, Types 7&9	26,62	341,0	3103,76	556,27	99,71	6,777	1087,83
53 Cold reheat, Types 10&11	-	-	-	-	-	-	-
54 Hot RH after stop valve, Types 10&11	-	-	-	-	-	-	-
55 Hot RH to ST, after leakages, Types 10&11	-	-	-	-	-	-	-
56 IP steam induction to LPT, after pipe	24,15	331,5	3087,30	539,81	15,11	6,793	1066,70
57 IP steam extraction from LPT	-	-	-	-	-	-	-
58 IP induction after valve and before pipe	25,59	334,0	3089,80	542,31	15,11	6,771	1075,58
59 IPS2 exit after steam & heat addition	25,59	334,0	3089,80	542,31	15,11	6,771	1075,58
60 IPS2 exit steam	25,59	334,0	3089,80	542,31	15,11	6,771	1075,58
61 IPS2 inlet steam	25,75	298,1	3003,26	455,77	15,11	6,622	1033,63
62 IPS1 exit steam	25,75	298,1	3003,26	455,77	15,11	6,622	1033,63
63 IPS1 inlet steam	26,11	226,3	2801,23	253,74	15,11	6,237	946,36
64 IPB exit steam	26,11	226,3	2801,23	253,74	17,85	6,237	946,36
65 IP blowdown	26,11	226,3	972,68	-1574,81	0,27	2,576	209,43
66 IPB saturated water	26,11	226,3	972,68	-1574,81	18,11	2,576	209,43
67 IPB inlet water	26,11	221,3	949,49	-1597,99	18,11	2,529	200,15
68 IPE2 exit water	26,11	221,3	949,49	-1597,99	18,11	2,529	200,15
69 IPE2 inlet water	26,89	159,9	676,32	-1871,16	18,11	1,939	102,79
70 IPE1 exit water	26,89	159,9	676,32	-1871,16	18,11	1,939	102,79
71 IP feedwater, after pump & valve	26,89	159,9	676,32	-1871,16	18,11	1,939	102,79
72 IP feedwater, after pump but before valve	26,89	159,9	676,32	-1871,16	18,11	1,939	102,79
73 LP steam induction to LPT after pipe	5,381	286,2	3035,09	487,60	14,78	7,375	840,76
74 LP induction steam before pipe	5,812	288,0	3037,59	490,10	14,78	7,345	852,35
75 LPT extraction for 3p CC	5,381	154,6	2750,58	203,09	0,00	6,794	729,59
76 LPS exit steam	5,812	288,0	3037,59	490,10	14,78	7,345	852,35
77 LPS inlet steam	6,102	159,5	2756,01	208,52	14,78	6,751	747,71
78 LPB exit steam	6,102	159,5	2756,01	208,52	14,78	6,751	747,71
79 LPB blowdown	6,102	159,5	673,26	-1874,23	0,22	1,937	100,27
80 LPB saturated water	6,102	159,5	673,26	-1874,23	15,00	1,937	100,27
81 LPB inlet water	6,102	159,5	673,25	-1874,24	15,00	1,937	100,26
82 LPE exit water	6,102	159,5	673,25	-1874,24	15,00	1,937	100,26
83 LP feedwater, after pump & valve	6,102	159,5	673,25	-1874,24	15,00	1,937	100,26
84 LP feedwater, after pump but before valve	6,102	159,5	673,25	-1874,24	14,99	1,937	100,26
85 Feedwater leaving LTE (to D/A)	6,102	149,5	630,03	-1917,46	134,69	1,836	87,18
86 LTE exit water after bypass	6,102	149,5	630,03	-1917,46	134,69	1,836	87,18
87 LTE exit water after recirculation	6,102	149,5	630,03	-1917,46	134,69	1,836	87,18
88 LTE exit water	6,102	149,5	630,03	-1917,46	134,69	1,836	87,18
89 LTE inlet water after recirculation	6,285	48,0	201,44	-2346,05	134,69	0,6773	4,13
90 LTE inlet water before recirculation	6,285	48,0	201,44	-2346,05	134,69	0,6773	4,13
91 Total IP+HP feedwater leaving D/A	6,102	159,5	673,25	-1874,24	122,43	1,937	100,26
92 WHTR inlet water	3,447	15,0	63,27	-2484,22	0,00	0,2243	1,03
93 WHTR exit water	3,447	65,0	272,27	-2275,22	0,00	0,8931	10,62
94 DAB inlet water	6,102	159,5	673,25	-1874,24	0,00	1,937	100,26
95 DAB saturated water	6,102	159,5	673,25	-1874,24	0,00	1,937	100,26
96 DAB exit steam	6,102	159,5	2756,00	208,52	0,00	6,751	747,70
97 HPT inlet steam, after stop valve	121,9	563,8	3512,58	965,09	102,78	6,687	1523,64
98 HPT inlet steam, after leakages	121,9	563,8	3512,58	965,09	100,61	6,687	1523,64
99 HPTX1 blading exit	121,9	563,8	3512,58	965,09	100,61	6,687	1523,64
100 HPT process bleed (at bleed source)	-	-	-	-	-	-	-
101 HPTX1 group exit	121,9	563,8	3512,58	965,09	100,61	6,687	1523,64
102 HPTA1 blading exit (cold RH, Types 10&11)	-	-	-	-	-	-	-
103 Steam addition from external source to HPT	44,8	340,0	3057,47	509,98	0,00	6,478	1130,65
104 HPTA1 group exit	121,9	563,8	3512,58	965,09	100,61	6,687	1523,64
105 HPTL blading exit	26,62	341,0	3103,76	556,27	100,61	6,777	1087,83
106 HPTL exit, after leak. (cold RH, Types 7&9)	26,62	341,0	3103,76	556,27	99,71	6,777	1087,83
107 LPT inlet, after valve	22,54	565,0	3608,48	1061,00	116,94	7,553	1361,17
108 LPTX1 blading exit	13,8	488,3	3448,41	900,92	116,94	7,576	1194,14

GT PRO Streams	P	T	h	h'	M	s	Exergy
	bar	C	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kJ/kg
109 LPT process bleed (at bleed source)	13,8	488,3	3448,41	900,92	0,00	7,576	1194,14
110 LPTX1 group exit	13,8	488,3	3448,41	900,92	116,53	7,576	1194,14
111 LPTA1 blading exit	5,381	355,4	3178,36	630,87	116,53	7,617	912,01
112 LP steam induction to LPT after pipe	5,381	286,2	3035,09	487,60	14,78	7,375	840,76
113 LPT extraction for 3p CC	5,381	154,6	2750,58	203,09	0,00	6,794	729,59
114 LPTA1 group exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
115 LPTX2 blading exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
116 LPTX2 extraction for DVA heating	1,241	105,8	2684,76	137,27	0,00	7,287	516,88
117 LPTX2 group exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
118 LPTX3 blading exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
119 DHC2/WH2 bleed @ turbine	0,9997	99,6	2671,90	124,41	0,00	7,35	484,99
120 LPTX3 group exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
121 LPTX4 blading exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
122 DHC1/WH1 bleed @ turbine	0,7929	93,3	2661,93	114,44	0,00	7,429	451,68
123 LPTX4 group exit	5,381	347,6	3162,23	614,74	131,31	7,591	903,58
124 Last rotor exit static state, bef leaving loss	0,079	41,3	2421,86	-125,63	131,31	7,742	118,33
125 LPT exhaust aft leaving loss but bef pipe	0,079	41,3	2438,32	-109,17	131,31	7,794	119,18
126 LPT exhaust after pipe	0,079	41,3	2438,32	-109,17	131,31	7,794	119,18
127 HP process @ delivery	125	450,0	3202,81	655,33	0,00	6,277	1335,84
128 1st HP substream	50	402,0	3202,81	655,33	0,00	6,657	1222,54
129 2nd HP substream	50	402,0	3202,81	655,33	0,00	6,657	1222,54
130 HP process steam after valve	127,5	452,3	3205,31	657,83	0,00	6,273	1339,65
131 HP process steam near HRSG	127,5	452,3	3205,31	657,83	0,00	6,273	1339,65
132 IP process @ delivery	24,15	229,3	2822,70	275,21	0,00	6,311	945,65
133 1st IP substream	8,5	172,9	2769,71	222,22	0,00	6,638	795,10
134 2nd IP substream	8,5	172,9	2769,71	222,22	0,00	6,638	795,10
135 IP process steam after valve	25,59	232,8	2825,20	277,71	0,00	6,292	953,73
136 IP process steam near HRSG	25,59	232,8	2825,20	277,71	0,00	6,292	953,73
137 LP process steam at delivery	5,381	286,2	3035,09	487,60	0,00	7,375	840,76
138 LP process before valve	-	-	-	-	-	-	-
139 LP process	-	-	-	-	-	-	-
140 HPT process bleed at delivery	-	-	-	-	-	-	-
141 1st HPT bleed substream	40	525,0	0,00	-2547,49	0,00	0	0,00
142 2nd HPT bleed substream	40	525,0	0,00	-2547,49	0,00	0	0,00
143 HPT process bleed, after valve	-	-	-	-	-	-	-
144 HPT process bleed, before valve	-	-	-	-	-	-	-
145 LPT process bleed at delivery	3,5	481,6	3445,91	898,42	0,00	8,202	1005,08
146 1st LPT bleed substream	3,5	481,6	3445,91	898,42	0,00	8,202	1005,08
147 2nd LPT bleed substream	3,5	481,6	3445,91	898,42	0,00	8,202	1005,08
148 LPT process bleed, after valve	13,8	488,3	3448,41	900,92	0,00	7,576	1194,14
149 LPT process bleed, before valve	13,8	488,3	3448,41	900,92	0,00	7,576	1194,14
150 DA external heating stream	-	-	-	-	-	-	-
151 HP pegging steam to DA	-	-	-	-	-	-	-
152 IPB pegging steam to DA	26,11	226,3	2801,23	253,74	2,74	6,237	946,36
153 LPB steam for DVA heating	6,102	159,5	2756,01	208,52	0,00	6,751	747,71
154 Condensate from hot well	0,4379	41,3	172,89	-2374,60	132,67	0,5893	1,81
155 Condensate pump exit, before vlv	33,39	41,6	176,94	-2370,55	132,67	0,5916	0,00
156 Condenser condensate after valve	6,285	42,1	176,94	-2370,55	132,67	0,6003	2,58
157 Condenser condensate before GSC	6,285	42,1	176,94	-2370,55	132,67	0,6003	2,58
158 Condenser condensate after GSC	6,285	48,3	202,66	-2344,83	132,67	0,6811	4,21
159 Make up water	6,285	29,0	122,05	-2425,44	2,03	0,4225	0,71
160 Total desuperheating water	132	332,0	2662,18	114,69	0,00	5,429	1048,25
161 Process steam return condensate	6,285	35,9	151,03	-2396,46	0,00	0,5173	1,42
162 Process water return stream	6,285	28,9	121,79	-2425,70	0,00	0,4216	0,71
163 Crossover stream after leakages	13,8	488,3	3448,41	900,92	116,53	7,576	1194,14
164 Crossover stream before leakages	13,8	488,3	3448,41	900,92	116,53	7,576	1194,14
165 SSR inlet (after desup)	1,241	373,4	3222,88	675,40	1,36	8,361	734,81

GT PRO Streams	P	T	h	h'	M	s	Exergy
	bar	C	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg-C	kJ/kg
166 GSC inlet	0,8274	373,1	3222,88	675,40	1,21	8,547	679,11
167 GSC condensate	0,8274	94,4	395,52	-2151,97	1,21	1,243	29,45
168 Leakage stream to condenser	-	-	-	-	-	-	-
169 Process extraction as reg. HPT addn.	-	-	-	-	-	-	-
170 Process extraction as reg. LPT addn.	-	-	-	-	-	-	-
171 HPS3 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
172 HPS2 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
173 HPS1 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
174 HPS0 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
175 HPIB exit water/steam addition	132	332,0	2662,18	114,69	0,00	5,429	1048,25
176 HPI3 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
177 HPI2 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
178 HPI1 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
179 RH3 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
180 RH2 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
181 RH1 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
182 IPS2 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
183 IPS1 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
184 HPIB exit water/steam addition	26,11	226,3	2801,23	253,74	0,00	6,237	946,36
185 HPI2 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
186 HPI1 exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
187 LPS exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
188 LPB exit water/steam addition	6,102	159,5	2756,01	208,52	0,00	6,751	747,71
189 LPE exit water/steam addition	-	-	-	-	-	-	-
190 LTE exit steam/water addition stream	-	-	-	-	-	-	-
191 Water addition stream before LTE	6,285	15,0	63,54	-2483,95	0,00	0,2242	1,32
192 Water addition stream at deaerator	6,102	15,0	63,52	-2483,97	0,00	0,2242	1,30
193 Water bled before LTE	6,285	48,0	201,44	-2346,05	0,00	0,6773	4,13
194 Addition after cold reheat pipe	25,59	225,2	2801,03	253,54	0,00	6,244	943,91
195 Steam cooling to cold reheat line	25,59	334,0	3089,80	542,31	0,00	6,771	1075,58
196 Types 10 & 11, cold reheat aft leakages	-	-	-	-	-	-	-
197 External/reheat steam supply, bef piping	-	-	-	-	-	-	-
198 External/reheat steam @ delivery	-	-	-	-	-	-	-
199 External/reheat steam supply, aft piping	-	-	-	-	-	-	-
200 Feedwater from D/A, after preheater	6,102	159,5	673,25	-1874,24	0,00	1,937	100,26
201 Water leaving preheater and entering D/A	6,285	48,0	201,44	-2346,05	134,70	0,6773	4,13
202 HPT leakage recovered (simplified method)	23	322,1	3512,58	965,09	0,00	7,426	1303,03
203 IWH1 inlet water	6,285	48,0	201,44	-2346,05	134,70	0,6773	4,13
204 IWH2 inlet water	6,285	48,0	201,44	-2346,05	134,69	0,6773	4,13
205 HRSG steam to fuel heating	-	-	-	-	-	-	-
206 HRSG steam from fuel heating	-	-	-	-	-	-	-
207 ST stream to fuel heating	-	-	-	-	-	-	-
208 ST stream from fuel heating	-	-	-	-	-	-	-
209 HRSG steam to GT heat rejection Q1	-	-	-	-	-	-	-
210 HRSG steam from GT heat rejection Q1	-	-	-	-	-	-	-
211 HRSG steam to GT heat rejection Q2	-	-	-	-	-	-	-
212 HRSG steam from GT heat rejection Q2	-	-	-	-	-	-	-
213 Duct burner fuel (per HRSG)	25,94	40,0	51842,38	46664,73	0,00	-	47073,66
214 GT fuel at supply	25,94	40,0	51842,39	46664,73	9,65	-	47073,66
215 GT fuel at combustor	25,94	40,0	51842,39	46664,73	9,65	-	47073,66
216 HPI1 exit water	134,7	221,3	952,70	-1594,79	104,32	2,509	209,18
217 HPI2 inlet water	134,7	221,3	952,70	-1594,79	104,32	2,509	209,18
218 DH water return	-	-	-	-	-	-	-
219 DH water supply	-	-	-	-	-	-	-
220 ST bypass stream to condenser	127,5	566,9	3515,08	967,59	0,00	6,67	1531,00

<b>Gas Pressure Losses</b>		
Inlet filter	10	millibar
Supercharging fan boost	N/A	
Inlet chiller	N/A	
Evap cooler	N/A	
Fogger	N/A	
<b>Total GT Inlet Losses</b>	<b>10</b>	<b>millibar</b>
HRSG	25,49	millibar
SCR	N/A	
CO catalyst	N/A	
Duct & stack	2	millibar
Stack leaving loss	N/A	
Stack friction loss	N/A	
Stack buoyancy boost	N/A	
<b>Total GT Exhaust Losses</b>	<b>27,49</b>	<b>millibar</b>

ANEXO 2 – RESULTADOS DO ASPEN HYSYS

Workbook: Case (Main)						
Material Streams					Fluid Pkg:	All
11	Name	Cool gas	Vapor HP	Water HP	Reheat IP	Vapor IP
12	Vapour Fraction	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000
13	Temperature (C)	103.2	600.0 *	41.96	368.1 *	300.0 *
14	Pressure (kPa)	80.00	1.250e+004 *	1.252e+004	2643 *	2623
15	Molar Flow (kgmole/h)	5.300e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004
16	Mass Flow (kg/h)	1.511e+006	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005
17	Liquid Volume Flow (m3/h)	1767	255.5	255.5	255.5	255.5
18	Heat Flow (kJ/h)	-1.639e+009	-3.158e+009	-4.030e+009	-3.264e+009	-3.302e+009
19	Name	Reheat LP	Vapor LP	Cool gas-2	Vapor HP-2	Water HP-2
20	Vapour Fraction	0.9920	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000
21	Temperature (C)	162.1	260.0 *	108.2	600.0 *	41.96
22	Pressure (kPa)	651.0 *	631.0	80.00	1.250e+004 *	1.252e+004
23	Molar Flow (kgmole/h)	1.415e+004	1.415e+004	5.300e+004	1.415e+004	1.415e+004
24	Mass Flow (kg/h)	2.550e+005	2.550e+005	1.511e+006	2.550e+005	2.550e+005
25	Liquid Volume Flow (m3/h)	255.5	255.5	1767	255.5	255.5
26	Heat Flow (kJ/h)	-3.366e+009	-3.312e+009	-1.639e+009	-3.158e+009	-4.030e+009
27	Name	Reheat IP-2	Vapor IP-2	Reheat LP-2	Vapor LP-2	Vapor HP mix
28	Vapour Fraction	1.0000	1.0000	0.9920	1.0000	1.0000
29	Temperature (C)	368.1 *	300.0 *	162.1	260.0 *	600.0
30	Pressure (kPa)	2643 *	2623	651.0 *	631.0 *	1.250e+004
31	Molar Flow (kgmole/h)	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	2.831e+004
32	Mass Flow (kg/h)	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	5.100e+005
33	Liquid Volume Flow (m3/h)	255.5	255.5	255.5	255.5	511.0
34	Heat Flow (kJ/h)	-3.264e+009	-3.302e+009	-3.366e+009	-3.312e+009	-6.316e+009
35	Name	Vapor IP	Vapor IP mix	Vapor LP	Vapor LP mix	Condensate
36	Vapour Fraction	1.0000	1.0000 *	0.9920	1.0000	0.9105
37	Temperature (C)	368.1	300.0	162.1	260.0	40.77
38	Pressure (kPa)	2643 *	2623	651.0 *	631.0	7.600 *
39	Molar Flow (kgmole/h)	2.831e+004	2.831e+004	2.831e+004	2.831e+004	2.831e+004
40	Mass Flow (kg/h)	5.100e+005	5.100e+005	5.100e+005	5.100e+005	5.100e+005
41	Liquid Volume Flow (m3/h)	511.0	511.0	511.0	511.0	511.0
42	Heat Flow (kJ/h)	-6.529e+009	-6.604e+009	-6.733e+009	-6.623e+009	-6.942e+009
43	Name	Cool Condensate	Cool condensate1	Cool condensate2	water2	water1
44	Vapour Fraction	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
45	Temperature (C)	40.77	40.77	40.77	40.77 *	40.77 *
46	Pressure (kPa)	7.600	7.600	7.600	7.600 *	7.600 *
47	Molar Flow (kgmole/h)	2.831e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004
48	Mass Flow (kg/h)	5.100e+005	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005
49	Liquid Volume Flow (m3/h)	511.0	255.5	255.5	255.5	255.5
50	Heat Flow (kJ/h)	-8.068e+009	-4.034e+009	-4.034e+009	-4.034e+009	-4.034e+009
51	Name	Reheat IP-2	Reheat IP	Reheat LP	Reheat LP-2	Natural Gas
52	Vapour Fraction	1.0000	1.0000	0.9920	0.9920	1.0000
53	Temperature (C)	368.1	368.1	162.1	162.1	40.00 *
54	Pressure (kPa)	2643	2643	651.0	651.0	1400 *
55	Molar Flow (kgmole/h)	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	1.415e+004	1961
56	Mass Flow (kg/h)	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	2.550e+005	3.474e+004 *
57	Liquid Volume Flow (m3/h)	255.5	255.5	255.5	255.5	107.8
58	Heat Flow (kJ/h)	-3.264e+009	-3.264e+009	-3.366e+009	-3.366e+009	-1.441e+008

Workbook: Case (Main) (continued)							
Material Streams (continued)						Fluid Pkg: All	
11	Name	Air	Comp air	Burning gas	Residue	Burning gas LP	
12	Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	
13	Temperature (C)	26.00 *	390.2	1251	1251	630.6	
14	Pressure (kPa)	98.95 *	1400 *	1400	1400	100.0 *	
15	Molar Flow (kgmole/h)	5.096e+004	5.096e+004	5.300e+004	0.0000	5.300e+004	
16	Mass Flow (kg/h)	1.476e+006 *	1.476e+006	1.511e+006	0.0000	1.511e+006	
17	Liquid Volume Flow (m3/h)	1697	1697	1767	0.0000	1767	
18	Heat Flow (kJ/h)	-5.349e+006	5.542e+008	4.101e+008	0.0000	-7.506e+008	
19	Name	Natural Gas-2	Air-2	Comp air-2	Burning gas-2	Residue-2	
20	Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	
21	Temperature (C)	40.00 *	26.00 *	390.2	1251	1251	
22	Pressure (kPa)	1400 *	98.95 *	1400 *	1400	1400	
23	Molar Flow (kgmole/h)	1961	5.096e+004	5.096e+004	5.300e+004	0.0000	
24	Mass Flow (kg/h)	3.474e+004 *	1.476e+006 *	1.476e+006	1.511e+006	0.0000	
25	Liquid Volume Flow (m3/h)	107.8	1697	1697	1767	0.0000	
26	Heat Flow (kJ/h)	-1.441e+008	-5.349e+006	5.542e+008	4.101e+008	0.0000	
27	Name	Burning gas LP-2					
28	Vapour Fraction	1.0000					
29	Temperature (C)	630.6					
30	Pressure (kPa)	100.0 *					
31	Molar Flow (kgmole/h)	5.300e+004					
32	Mass Flow (kg/h)	1.511e+006					
33	Liquid Volume Flow (m3/h)	1767					
34	Heat Flow (kJ/h)	-7.506e+008					
35	Compositions						Fluid Pkg: All
36	Name	Cool gas	Vapor HP	Water HP	Reheat IP	Vapor IP	
37	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
38	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
39	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
40	Comp Mole Frac (CO2)	0.0392	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
41	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.7520	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
42	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
43	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.1255	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
44	Comp Mole Frac (Argon)	0.0089	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
45	Comp Mole Frac (H2O)	0.0743	1.0000 *	1.0000	1.0000 *	1.0000 *	
46	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
47	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
48	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
49	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	
50	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000 *	0.0000 *	

**Workbook: Case (Main) (continued)**

Compositions (continued)						Fluid Pkg:	All
11	Name	Reheat LP	Vapor LP	Cool gas-2	Vapor HP-2	Water HP-2	
12	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
13	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
14	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
15	Comp Mole Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0392	0.0000	0.0000	
16	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.7520	0.0000	0.0000	
17	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
18	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.1255	0.0000	0.0000	
19	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000	0.0000	0.0089	0.0000	0.0000	
20	Comp Mole Frac (H2O)	1.0000	1.0000	0.0743	1.0000	1.0000	
21	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
22	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
23	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
24	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
25	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
26	Name	Reheat IP-2	Vapor IP-2	Reheat LP-2	Vapor LP-2	Vapor HP mix	
27	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
28	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
29	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
30	Comp Mole Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
31	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
32	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
33	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
34	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
35	Comp Mole Frac (H2O)	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
36	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
37	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
38	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
39	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
40	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
41	Name	Vapor IP	Vapor IP mix	Vapor LP	Vapor LP mix	Condensate	
42	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
43	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
44	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
45	Comp Mole Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
46	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
47	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
48	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
49	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
50	Comp Mole Frac (H2O)	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
51	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
52	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
53	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
54	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
55	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	

Workbook: Case (Main) (continued)						
Compositions (continued)						
Fluid Pkg:						All
Name	Cool Condensate	Cool condensate1	Cool condensate2	water2	water1	
12	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
13	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
14	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
15	Comp Mole Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
16	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
17	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
18	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
19	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
20	Comp Mole Frac (H2O)	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
21	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
22	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
23	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
24	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
25	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Name	Reheat IP-2	Reheat IP	Reheat LP	Reheat LP-2	Natural Gas	
27	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0480
28	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0100
29	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0030
30	Comp Mole Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0020
31	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0350
32	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.9000
33	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
34	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
35	Comp Mole Frac (H2O)	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000
36	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0004
37	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0012
38	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0003
39	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
40	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Name	Air	Comp air	Burning gas	Residue	Burning gas LP	
42	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
43	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
44	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
45	Comp Mole Frac (CO2)	0.0004	0.0004	0.0392	0.0392	0.0392
46	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.7808	0.7808	0.7520	0.7520	0.7520
47	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
48	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.2095	0.2095	0.1255	0.1255	0.1255
49	Comp Mole Frac (Argon)	0.0093	0.0093	0.0089	0.0089	0.0089
50	Comp Mole Frac (H2O)	0.0000	0.0000	0.0743	0.0743	0.0743
51	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
52	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
53	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
54	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
55	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000



Workbook: Case (Main) (continued)							
Compositions (continued)							
						Fluid Pkg:	All
Name	Natural Gas-2	Air-2	Comp air-2	Burning gas-2	Residue-2		
12	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0460 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
13	Comp Mole Frac (Propane)	0.0100 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
14	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0030 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
15	Comp Mole Frac (CO2)	0.0020 *	0.0004 *	0.0004	0.0392	0.0392	
16	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0350 *	0.7608 *	0.7608	0.7520	0.7520	
17	Comp Mole Frac (Methane)	0.9000 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
18	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000 *	0.2096 *	0.2096	0.1266	0.1266	
19	Comp Mole Frac (Argon)	0.0000 *	0.0093 *	0.0093	0.0089	0.0089	
20	Comp Mole Frac (H2O)	0.0000 *	0.0000 *	0.0000	0.0743	0.0743	
21	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0004 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
22	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0012 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
23	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0003 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
24	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
25	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000	
Name	Burning gas LP-2						
27	Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000					
28	Comp Mole Frac (Propane)	0.0000					
29	Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000					
30	Comp Mole Frac (CO2)	0.0392					
31	Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.7520					
32	Comp Mole Frac (Methane)	0.0000					
33	Comp Mole Frac (Oxygen)	0.1266					
34	Comp Mole Frac (Argon)	0.0089					
35	Comp Mole Frac (H2O)	0.0743					
36	Comp Mole Frac (Benzene)	0.0000					
37	Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000					
38	Comp Mole Frac (Toluene)	0.0000					
39	Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000					
40	Comp Mole Frac (n-Heptane)	0.0000					
Energy Streams							
						Fluid Pkg:	All
Name	W	P2	P3	E1	E2		
44	Heat Flow (kJ/h)	---	1.283e+008	3.182e+008	1.127e+009	4.274e+008	
Name	E3	q1	power	q1-2	power-2		
45	Heat Flow (kJ/h)	4.274e+008	5.606e+008	1.161e+009	5.606e+008	1.161e+009	
Name	P1						
46	Heat Flow (kJ/h)	2.130e+008					
Unit Ops							
Operation Name	Operation Type	Feeds	Products	Ignored	Calc Level		
52	CRV-100	Natural Gas	Residue	No	600.0 *		
53		Comp air	Burning gas				
54	CRV-100-2	Natural Gas-2	Residue-2	No	600.0 *		
55		Comp air-2	Burning gas-2				
56	BT_LP	Vapor LP mix	Vapor LP	No	600.0 *		
57			P2				
58	BT_LP	Vapor LP mix	Condensate	No	600.0 *		
59			P3				
60	GT1	Burning gas	Burning gas LP	No	600.0 *		
61			power				
62	GT1-2	Burning gas-2	Burning gas LP-2	No	600.0 *		

6	Workbook: Case (Main) (continued)					
7						
8						
9	Unit Ops (continued)					
10						
11	Operation Name	Operation Type	Feeds	Products	Ignored	Calc Level
12	GT1-2	Expander		power2	No	500.0 *
13	ST_HP	Expander	Vapor HP mix	Vapor IP	No	500.0 *
14				P1		
15	K-100	Compressor	Air	Comp air	No	500.0 *
16			st			
17	K-100-2	Compressor	Air-2	Comp air-2	No	500.0 *
18			st-2			
19	LNG-100	LNG	Burning gas LP	Cool gas	No	500.0 *
20			Water HP	Vapor HP		
21			Reheat IP	Vapor IP		
22			Reheat LP	Vapor LP		
23	LNG-100-2	LNG	Burning gas LP-2	Cool gas-2	No	500.0 *
24			Water HP-2	Vapor HP-2		
25			Reheat IP-2	Vapor IP-2		
26			Reheat LP-2	Vapor LP-2		
27	MIX-100	Mixer	Vapor HP	Vapor HP mix	No	500.0 *
28			Vapor HP-2			
29	MIX-101	Mixer	Vapor IP	Vapor IP mix	No	500.0 *
30			Vapor IP-2			
31	MIX-102	Mixer	Vapor LP	Vapor LP mix	No	500.0 *
32			Vapor LP-2			
33	TEE-100	Tee	Vapor IP	Reheat IP	No	500.0 *
34				Reheat IP-2		
35	TEE-101	Tee	Vapor LP	Reheat LP	No	500.0 *
36				Reheat LP-2		
37	TEE-102	Tee	Cool Condensate	Cool condensate1	No	500.0 *
38				Cool condensate2		
39	E-106	Cooler	Condensate	Cool Condensate	No	500.0 *
40				E1		
41	RCY-1	Recycle	Cool condensate1	water1	No	3500 *
42	RCY-2	Recycle	Cool condensate2	water2	No	3500 *
43	RCY-3	Recycle	Reheat IP-2	Reheat IP-2	No	3500 *
44	RCY-4	Recycle	Reheat IP	Reheat IP	No	3500 *
45	RCY-5	Recycle	Reheat LP	Reheat LP	No	3500 *
46	RCY-6	Recycle	Reheat LP-2	Reheat LP-2	No	3500 *
47	P-100	Pump	water1	Water HP	No	500.0 *
48			E2			
49	P-101	Pump	water2	Water HP-2	No	500.0 *
50			E3			
51	Turbine a gas	Spreadsheet			No	500.0 *
52	Turbine a vapor	Spreadsheet			No	500.0 *