

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**Tendências do Gás Natural: Análise de Eficiência em Ciclos  
Combinados - Estudo de Caso**

**IELON DE OLIVEIRA PEREIRA**

**Itajubá, março de 2018**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

Tendências do Gás Natural: Análise de Eficiência em Ciclos  
Combinados - Estudo de Caso

IELON DE OLIVEIRA PEREIRA

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmicas, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Rogério José da Silva

Itajubá, março de 2018

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

Tendências do Gás Natural: Análise de Eficiência em Ciclos  
Combinados - Estudo de Caso

IELON DE OLIVEIRA PERIERA

Dissertação aprovada por banca examinadora em 20  
de março de 2018, conferindo ao autor o título de  
Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmicas, Fluidos e Máquinas  
de Fluxo

Banca Examinadora:  
Prof. Dr. Rogério José da Silva  
Prof. Dr. Marcelo José Pirani  
Prof. Dr. Genésio José Menon  
Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior

Itajubá, março de 2018

# DEDICATÓRIA

Primeiramente a Deus porque Ele é o autor da vida e sem a permissão Dele nada seria possível.

Como parte das práticas interiores que são encontradas no Tratado da Verdadeira Devoção escritas e recomendadas por São Luís Maria Grignion de Montfor, eu ofereço este trabalho por Maria, com Maria, em Maria e para Maria.

Aos meus pais Antonio e Aldira que sempre acreditaram em mim e me apoiaram nos momentos que mais precisei.

Aos parentes e amigos mais próximos que torceram pelo meu sucesso.

Aos professores e colegas da Universidade Federal de Itajubá.

# AGRADECIMENTOS

Começo agradecendo ao professor Dr. Sebastião Simões que me recebeu no programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica no curso de mestrado.

Ao professor Prof. Dr. Rogério José da Silva por aceitar trabalhar comigo e acreditar no meu potencial para desenvolver este trabalho.

Aos Profs. Drs. Marcelo José Pirani, Genésio José Menon e Francisco de Sousa Junior, da banca, por me avaliar e dedicarem tempo para contribuir com o aprimoramento desta dissertação.

À Fundação CAPES que colaborou financeiramente durante dois anos para que este trabalho se tornasse realidade.

À Leandra Dias da PRPPG que me orientou diversas vezes.

A todos os colegas e professores da Universidade Federal de Itajubá que contribuíram e deixaram um pedacinho do seu conhecimento na formação deste trabalho.

Ao gerente Eldon Mendonça e ao engenheiro de suporte William Ernesto que cederam gentilmente os dados das usinas termelétricas para desenvolver o estudo de caso.

À Fabienne Mara, dona Sonia Maria e Luciana Cristina que me acolheram durante dois anos e me deram suporte como anfitriãs na cidade de Itajubá-MG.

Aos anjos e santos que intercederam por mim junto a Deus Pai.

A todas as pessoas que não foram citadas aqui, mas que de alguma forma contribuíram para efetivação deste título.

“Deus reuniu todas as águas e deu o nome de mar, reuniu todas as graças e deu o nome de Maria. Assim como o mar é a plenitude das águas, Maria é a plenitude da graça de Deus”.

*“Totus Tuus Mariae”*

S. Antonino (citado por São Luiz Maria Grignion de Montfort no Tratado da Verdadeira Devoção, p.32, Editora Vozes, 2014).

## RESUMO

**PEREIRA, I. O. (2018).** *Tendências do Gás Natural: Análise de Eficiência em Ciclos Combinados - Estudo de Caso.* Itajubá, 138 p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Nunca se falou tanto em fontes de energia renováveis nos meios acadêmicos como agora no início do século XXI. Com as políticas ambientais consolidadas em conferências como: Rio 92 e Paris 2015, a comunidade científica internacional tem se esforçado para mitigar os impactos ambientais. Atualmente 175 países firmaram o acordo de Paris e o Brasil também tem metas ambiciosas para reduzir a emissão de dióxido de carbono até 2030. De modo particular, o presente trabalho é composto por informações sobre o panorama do gás natural como fonte de energia e uma análise de desempenho entre usinas termoeletricas compostas por ciclos combinados. Apesar de o gás natural ser um combustível fóssil, os seus indicadores de poluentes são menores em relação ao carvão e derivados de petróleo. Além disso, existem grandes reservas de gás natural espalhadas pelo mundo que favorecem a questão econômica, especificamente a produtividade e o consumo. A energia proveniente do gás natural é gerada em ciclos simples e ciclos combinados, sendo que eficiência do segundo sistema, efetivamente, é maior que a eficiência do primeiro. Normalmente, os ciclos combinados operam entre 50% e 55% de eficiência e recentemente, na França, a usina de Bouchain atingiu aproximadamente 62% de eficiência. Para avaliar a performance dos ciclos combinados, foram calculadas as eficiências reais de três usinas: sendo que a primeira obteve 54,73% com gás natural; a segunda com 48,12% operando com o mesmo combustível e 43,13% utilizando óleo diesel; e a terceira com 47,14% utilizando gás natural. Para complementar o estudo de caso foram estimadas as irreversibilidades dos principais equipamentos das usinas.

Palavras-chave:

Gás Natural, Ciclo Combinado, Eficiência, Eficiência, Irreversibilidade.

# ABSTRACT

**PEREIRA, I. O. (2018).** Natural Gas Trends: Efficiency Analysis in Combined Cycles - Case Study. Itajubá, 138 p. Dissertation (Master in Energy Conversion) - Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

There has never been so much talk about renewable energy sources in academia as it is now at the beginning of the 21st century. With the environmental policies consolidated in conferences such as Rio 92 and Paris 2015, the international scientific community has made efforts to mitigate environmental impacts. Currently, 175 countries have signed this agreement and Brazil also has ambitious targets to reduce carbon dioxide emissions by 2030. In particular, this paper is composed of information on the natural gas landscape as a source of energy and a performance analysis between thermoelectric plants composed of combined cycles. Although natural gas is a fossil fuel, its pollutant indicators are lower relative to coal and petroleum products. In addition, there are large reserves of natural gas scattered around the world that favor the economic issue, specifically productivity and consumption. The energy from natural gas is generated in single cycles and combined cycles, and the efficiency of the second system is actually greater than the yield of the first one. Normally, Combined cycles typically run between 50% and 55% efficiency, and recently in France the Bouchain plant has achieved approximately 62% efficiency. To evaluate the performance of the combined cycles, the actual efficiencies of three plants were calculated: the first one obtained 54.73% with natural gas; the second with 48.12% operating with the same fuel and 43.13% using diesel oil; and the third with 47.14% using natural gas. In addition to the case study, the irreversibilities of the main plant equipment were estimated.

Key words:

Natural Gas, Combined Cycle, Efficiency, Yield, Irreversibility.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 4.1 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton	27
Figura 4.2 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine	27
Figura 4.3 - Produção líquida mundial de eletricidade por fonte	31
Figura 4.4 - Perspectiva de produção de energia elétrica por combustível	32
Figura 4.5 - Emissões por tipo de fonte (combustíveis fósseis)	33
Figura 4.6 - Malha de distribuição de energia do Brasil	35
Figura 4.7 - Balanço energético nacional brasileiro de 2015	36
Figura 4.8 - Emissões brasileiras de gases efeito estufa	37
Figura 4.9 - Estimativas total de emissões CO <sub>2</sub> eq no Brasil	37
Figura 4.10 - Estimativas de emissões de CO <sub>2</sub> eq (setor de energia brasileiro)	38
Figura 4.11 - Participação de diferentes fontes na oferta de energia no mundo	39
Figura 4.12 - Reservas de gás natural por países em 2015	41
Figura 4.13 - Produção de gás natural por países em 2015	42
Figura 4.14 - Consumo de gás natural por países em 2015	42
Figura 4.15 - Capacidade de liquefação global	43
Figura 4.16 - Exportações de LNG e participação de mercado por país em 2016	44
Figura 4.17 - Importações de LNG e participação de mercado por país em 2016	44
Figura 4.18 - Principais movimentos comerciais em bilhões de metros cúbicos	45
Figura 4.19 - Indicadores de custo, desempenho e disponibilidade nivelados	47
Figura 4.20 - Participação das usinas na matriz brasileira (adaptado)	48
Figura 4.21 - Evolução da oferta interna de eletricidade por fonte no Brasil	49
Figura 4.22 - Consumo de gás natural na geração de energia elétrica do Brasil nos últimos anos	50
Figura 4.23 - Oferta de gás natural para o Brasil (adaptada)	50
Figura 4.24 - Histórico de produção de gás no Brasil	51
Figura 4.25 - Gasoduto Bolívia-Brasil	54
Figura 4.26 - Malha de gás natural dos Estados Unidos	55
Figura 4.27 - Ciclo Combinado	56
Figura 4.28 - Primeira turbina a gás numa geração de ciclo combinado	57
Figura 4.29 - Planta Industrial - ciclo combinado	58
Figura 4.30 - Turbina a gás, SGT5-8000H (adaptada)	59

Figura 4.31 - Caldeira de recuperação (adaptada)	60
Figura 4.32 - Turbina a vapor, classe SST-300 a SST-800 (adaptada)	61
Figura 4.33 - Condensador de vapor, modelo 1	62
Figura 4.34 - Condensador de vapor, modelo 2	63
Figura 4.35 - Torre de resfriamento (adaptada)	64
Figura 4.36 - Bomba de dupla sucção	65
Figura 4.37 - Gerador SGen-100A-2P (adaptado)	66
Figura 5.1 - Diagrama representativo do ciclo de Brayton	70
Figura 5.2 - Diagrama T x s das grandezas reais e ideais do compressor (Usina1)	73
Figura 5.3 - Ciclo de Rankine da Usina 1 (gás)	81
Figura 5.4 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 1 (gás)	84
Figura 5.5 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 1 (gás)	84
Figura 5.6 - Ciclo de Rankine da Usina 2 (gás e óleo)	86
Figura 5.7 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 2 (gás)	89
Figura 5.8 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 2 (gás)	89
Figura 5.9 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 2 (óleo)	93
Figura 5.10 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 2 (óleo)	94
Figura 5.11 - Ciclo de Rankine da Usina 3 (gás)	95
Figura 5.12 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 3 (gás)	98
Figura 5.13 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 3 (gás)	98

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Eficiência isentrópica dos principais equipamentos dos ciclos combinados	28
Tabela 4.2 - Perspectiva de emissão de CO <sub>2</sub> em 10 <sup>9</sup> .t	32
Tabela 4.3 - Geração de energia elétrica regional brasileira em 2015 [GWh]	35
Tabela 4.4 - Reservas, produção e consumo de gás natural por região	40
Tabela 4.5 - Custo nivelado	46
Tabela 4.6 - Classificação geral entre as usinas com melhor custo/desempenho-disponibilidade	47
Tabela 4.7 - Capacidade instalada de UTEs a gás natural no Brasil em 2015	53
Tabela 4.8 - Tipos de UTEs a gás natural em operação em 2015	53
Tabela 5.1 - Composição dos combustíveis utilizados no estudo de caso	71
Tabela 5.2 - Constantes para cálculo de entalpia do gás natural	72
Tabela 5.3 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 1 (gás)	79
Tabela 5.4 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 1 (gás)	80
Tabela 5.5 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 1 (gás)	82
Tabela 5.6 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 1 (gás)	82
Tabela 5.7 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 1 (gás)	83
Tabela 5.8 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 1 (gás)	83
Tabela 5.9 - Resultados da Usina 1 (gás)	83
Tabela 5.10 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 2 (gás)	85
Tabela 5.11 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 2 (gás)	85
Tabela 5.12 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 2 (gás)	87
Tabela 5.13 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 2 (gás)	87
Tabela 5.14 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 2 (gás)	88
Tabela 5.15 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 2 (gás)	88
Tabela 5.16 - Resultados da Usina 2 (gás)	88
Tabela 5.17 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 2 (óleo)	90
Tabela 5.18 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 2 (óleo)	90

Tabela 5.19 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 2 (óleo)	91
Tabela 5.20 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 2 (óleo)	92
Tabela 5.21 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 2 (óleo)	92
Tabela 5.22 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 2 (óleo)	92
Tabela 5.23 - Resultados da Usina 2 (óleo)	93
Tabela 5.24 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 3 (gás)	94
Tabela 5.25 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 3 (gás)	95
Tabela 5.26 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 3 (gás)	96
Tabela 5.27 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 3 (gás)	96
Tabela 5.28 - Dados reais do condensador da Usina 3 (gás)	96
Tabela 5.29 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 3 (gás)	97
Tabela 5.30 - Resultados da Usina 3 (gás)	97
Tabela 5.31 - Comparação de eficiências e irreversibilidades entre as usinas	99
Tabela 5.32 - Eficiências do compressor, turbina de expansão, caldeira e turbina a vapor	100
Tabela 5.33 - Comparação da taxa de calor perdido pelas caldeiras	100

# ABREVIATURAS E SIGLAS

AAPTE - Ar de Resfriamento das Pás da Turbina de Expansão

AC - Ar/Combustível na base mássica

$\overline{AC}$  - Ar/Combustível na base molar

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica

ANP - Agência Nacional de Petróleo

CC - Custo do Combustível

CI - Custo de Investimento

$\overline{CI}$  - Custo de Investimento Médio

COMV - Custo de Operação e Manutenção Variáveis

*EIA - Energy International Agency*

EPE - Empresa de Pesquisas Energéticas

FC - Fator Capacidade

GASA - Gás Natural Associado

GASN - Gás Natural Não Associado

GN - Gás Natural

GNL - Gás Natural Liquefeito

*HP - High Pressure*

*IAE - International Agency of Energy*

*IGU - International Gas Union*

IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas

*LP - Low Pressure*

MCI - Motor de Combustão Interna

*MP - Midium Pressure*

MTPA - Milhões de Tonelada Por Ano

MVA - Megavolt-Ampere (sistema por unidade, elétrico)

*NDC - National Determined Contribution*

ONU - Organização das Nações Unidas

PCI - Poder Calorífico Inferior

SIN - Sistema Nacional Integrado

TGCC - Turbina Gás Ciclo Combinado

TGCS - Turbina a Gás Ciclo Simples

VU - Vida Útil

Re - Rendimento

RP - Relação de Pressão

## **SIMBOLOS GREGOS**

$\eta$  - eficiência

$\rho$  - densidade

$\Delta$  - variação

## **SUBSCRITOS**

e - entrada

ref - referência

s - saída

vc - volume de controle

b - bomba

c - compressor

cal - caldeira

con - condensador

i - elementos químicos da composição

irrev - irreversível

tg - turbina a gás

tv - turbina a vapor

rev - reversível

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
<b>2 OBJETIVOS</b>	<b>18</b>
<b>3 JUSTIFICATIVAS</b>	<b>19</b>
3.1 Aspectos ambientais	19
3.2 Aspectos técnicos	20
<b>4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>22</b>
4.1 Revisão de artigos e publicações	22
4.2 Eficiência de Primeira Lei	24
4.3 Combustão	28
4.4 Geração de energia por termoelétricas	31
4.4.1 Perspectivas mundiais para as termoelétricas	31
4.4.2 Emissões mundiais	32
4.4.3 Cenário energético brasileiro	33
4.4.4 Emissões brasileiras	36
4.5 Gás natural	38
4.5.1 Gás natural no mundo	39
4.5.2 Gás natural no Brasil	47
4.5.3 Centrais termelétricas brasileiras a gás e sua infraestrutura	52
4.6 Ciclos combinados	55
4.6.1 Turbina a gás	59
4.6.2 Caldeira de recuperação	60
4.6.3 Turbina a vapor	61
4.6.4 Condensador	62
4.6.5 Torre de resfriamento	63
4.6.6 Bombas	64
4.6.7 Geradores	65
4.7 Melhores eficiências da atualidade	66

<b>5 ESTUDO DE CASO</b>	<b>68</b>
5.1 Método de obtenção das irreversibilidades e eficiências do estudo de caso	68
5.2 Ciclo de Brayton das usinas	69
5.3 Ciclo de Rankine das usinas	73
5.4 Base de cálculo para construção do modelo matemático	75
5.5 Usina 1 (gás)	79
5.5.1 Dados da Usina 1 (gás)	79
5.5.2 Resultados da Usina 1	83
5.6 Usina 2 (gás e óleo)	85
5.6.1 Dados da Usina 2 (gás)	85
5.6.2 Resultados da Usina 2 (gás)	88
5.6.3 Dados da Usina 2 (óleo)	90
5.6.4 Resultados da Usina 2 (óleo)	92
5.7 Usina 3 (gás)	94
5.7.1 Dados da Usina 3 (gás)	94
5.7.2 Resultados da Usina 3 (gás)	97
5.8 Discussão dos resultados do estudo de caso	99
<b>6 CONCLUSÕES</b>	<b>102</b>
<b>7 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>104</b>
<b>8 APÊNDICE A</b>	<b>105</b>
<b>9 APÊNDICE B</b>	<b>107</b>
<b>10 APÊNDICE C</b>	<b>125</b>
<b>11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>131</b>



# 1 INTRODUÇÃO

A cada dia que passa, mais a comunidade científica, assim como as grandes empresas, tem buscado alternativas e soluções que atendam os acordos e as normas ambientais no que diz respeito ao cenário de produção energética.

A história da energia vem de longa data quando na pré-história o homem primitivo já buscava técnicas de domínio do fogo para se proteger e cozinhar seus alimentos. Ao passar os anos, dentro do processo de evolução da mente humana, este contexto deixa de ser simplesmente algo controlável para ser objeto de estudo.

No século XVI, o químico francês Antoine Lavoisier, o mesmo que desenvolveu o conceito de balanço estequiométrico de massa e energia, refuta a teoria do *flogisto* (substância invisível responsável pela combustão e ferrugem) proposta pelo médico alemão George Stahl. Após meio século, o norte-americano Benjamin Thompson comprovou através de experimentos um fenômeno físico ao qual foi dado o nome de calórico, este fenômeno era proveniente da relação entre trabalho e calor. Posteriormente, esta relação empírica foi consolidada e quantificada pelo inglês James Prescott Joule dando origem ao equivalente mecânico que expressa a relação matemática da quantidade de energia necessária para se aumentar em 1 °C a temperatura de um determinado fluido.

Finalmente, em meados do século XVIII ao século XIX, foi na revolução industrial que começaram a surgir tecnologias como: máquinas a vapor e teares. Com o avanço da primeira e segunda guerra mundial no século XX, de fato, o cenário tecnológico alçou em todos os aspectos, sobretudo na utilização da energia para finalidades bélicas.

Em meio a tantos assuntos voltados para a geração de energia, o gás natural tem se destacado positivamente nos últimos anos. Sua exploração, produção e consumo têm aumentado amplamente em meio a um cenário onde os aspectos ambientais são, cada vez mais, prioritários. Além disso, a eficiência dos ciclos combinados são as maiores da atualidade, que em sua maioria tem este combustível como fonte de energia.

O gás também é conhecido de longa data, e ele foi encontrado, pela primeira vez, na Pérsia entre 2000 e 6000 antes de Cristo. Na Europa, isto ocorreu em meados do século XVII, através da observação de bolhas altamente inflamáveis que

se formavam dentro do lago Maggiore na Itália, mesmo assim ele não era valorizado. Nos Estados Unidos, especificamente em 1821, as ruas de Fredonia, próximas a Nova York, também eram iluminadas por chamas obtidas através de uma espécie de combustível gasoso que surgia espontaneamente de buracos espalhados pelo chão. Neste período, tanto na Europa quanto nos EUA entre os séculos XVIII e XIX, o que, de fato, interessava era a iluminação pública, todavia, isto só era possível através da queima de outro gás produzido a partir do carvão.

Em 1885, o alemão Robert Bunsen adicionando quantidades massivas de ar ao processo de combustão pôde ampliar as suas vantagens térmicas, criando o bico de Bunsen. Alguns anos depois houve a descoberta da eletricidade e isto fez com que ela se tornasse a principal fonte de iluminação. Contudo, a energia elétrica não foi crucial para encerrar definitivamente a utilização do gás e, mais uma vez nos Estados Unidos, algumas companhias passaram a comercializar secadores de cabelo, ferro de engomar entre outros aparelhos de pequeno porte tendo como fonte térmica o *natural gas*.

Entretanto, o gás natural só passou a ter aspectos industriais depois da segunda guerra mundial. Antes disso, sua exploração era limitada por não haver infraestrutura. As primeiras tubulações que o conduzia eram feitas de madeira e chumbo e, portanto, não havia a menor segurança. Com a evolução da metalurgia e soldagem aplicadas a diversas áreas da metalomecânica a construção de gasodutos para transporte do gás natural passou a se desenvolver e ganhar mercado até os dias atuais.

## 2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo apresentar um panorama do gás natural como fonte de energia primária acompanhado de um estudo de caso, onde serão calculados o rendimento e as irreversibilidades dos principais componentes de três usinas cujos processos são ciclos combinados.

Dentre os fatores mais importantes, é que embora o gás natural não seja um combustível renovável, pode-se dizer que ele é menos agressivo ao meio ambiente do que o carvão e o óleo diesel. Por essa razão deverão ser apresentados alguns números a respeito do impacto ambiental em escala mundial entre outros aspectos relacionados à produção e consumo do gás natural assim como uma parte introdutória sobre a distribuição de energia no Brasil comparando as suas matrizes.

Os ciclos combinados são constituídos por ciclos de Brayton e de Rankine. Normalmente o gás natural é a fonte principal de energia deste sistema. Estes ciclos possuem elevados índices de rendimento térmico podendo alcançar 62,22% da eficiência total. Serão comparadas quatro situações entre três termelétricas sendo: Usina 1 e Usina 3 a gás natural, e, Usina 2 a gás natural e a óleo diesel. A princípio serão calculadas as eficiências reais e ideais de cada equipamento. Na sequência, serão estimadas as irreversibilidades destes componentes, e as taxas de irreversibilidades totais de cada usina.

## **3 JUSTIFICATIVAS**

A energia é uma necessidade indiscutível do homem, mas o que pode e deve ser pleiteado é a diligência, que se deve ter no manejo e na extração dos recursos naturais, para se produzir esta mesma energia de maneira sustentável e sem impactar negativamente os biomas.

### **3.1 Aspectos ambientais**

Nos últimos anos, com o desenvolvimento tecnológico principalmente dos setores industriais, tem-se observado, através dos meios de comunicação, a busca incessante por alternativas de geração de energia. Algumas décadas atrás, as exigências eram puramente econômicas, mas outro fator ganhou destaque no final do século XX e tem sido cada vez mais relevante, a sustentabilidade. Pode-se dizer que a responsabilidade com meio ambiente é unanimidade entre os países da ONU e isso se tornou uma necessidade da sociedade moderna.

A Conferência das Nações Unidas, em 1992 no Rio de Janeiro, firmou um acordo com os representantes de 175 países na convenção da biodiversidade, sendo que 168 confirmaram sua posição em respeitar a pauta do Artigo 21. Em especial, o capítulo 35 do documento chama a atenção da comunidade científica para o fortalecimento do manejo sustentável, em suas bases, na busca por energia limpa. Um dos principais objetivos foi cobrar o aprimoramento e o conhecimento científico sobre novas tecnologias até o ano de 2000.

Em 2015 no Acordo de Paris foi ratificado o fortalecimento da resposta global quanto à mudança do clima na convenção estabelecida entre os países aliados. No Artigo 2, foi firmado que o aumento médio da temperatura mundial, nos próximos anos, não poderá exceder 2 °C chamando a atenção, principalmente, para os setores industriais. Medidas de mitigação, sobretudo, para países desenvolvidos, têm como foco diminuir os índices de poluição para frear o efeito estufa, estas medidas deverão ser adotadas ainda que estes países atinjam a meta em longo prazo.

No Brasil essa questão de geração de energia limpa também tem servido de preocupação para o Estado e a iniciativa privada. A crescente demanda de energia,

aliada a escassez de água nos reservatórios hidrelétricos, aumentou a preocupação do governo quanto ao fornecimento deste insumo. Uma das medidas mais importantes aprovada pelo Congresso Nacional foi à ratificação do Acordo em Paris, em setembro de 2016. O Ministério do Meio Ambiente (2016) informou a NDC (*National Determined Contribution*) para os próximos anos. O país se comprometeu em reduzir as emissões de gases poluentes, nos próximos 10 anos em 37%, e 43% até 2030.

## 3.2 Aspectos técnicos

De acordo com a ANEEL (2014), houve um crescimento de 46% de geração de energia entre os anos de 2004 e 2014, representando uma capacidade instalada de 132,37 GW. Inicialmente, a agência brasileira levantou esses dados de grandes e pequenas usinas hidrelétricas assim como as termelétricas. Em 2006, de maneira bastante discreta, apareceram os parques eólicos, e também tiveram suas parcelas de contribuição.

Conforme o boletim de expansão e oferta de energia da ANEEL (2015), 663 empreendimentos outorgados, dentre termelétricas e empresas privadas, serão responsáveis pela geração, oferta e distribuição de energia no país entre 2015 e 2020, podendo aumentar o número de empreendimentos. Em 2014 eram 132,37 GW de potência instalada, a estimativa é de que este cenário tenha um incremento de 39,31 GW até 2020. Para atender esta demanda, os ciclos combinados são mais indicados principalmente porque apresentam um aproveitamento energético melhor que os demais ciclos.

A principal característica de um ciclo combinado é a reutilização do calor gerado pelos gases de exaustão da turbina a gás para obter vapor superaquecido, sendo necessário, em alguns casos, queima suplementar. De acordo com a Siemens (2016), uma turbina a gás de alta potência pode produzir gases de exaustão que chegam à temperatura de 625 °C. Posteriormente, esses gases escoam para uma caldeira de recuperação onde o calor será transferido para gerar vapor superaquecido e expandir em uma turbina a vapor.

Atualmente o ciclo combinado é o sistema que alcança os maiores rendimentos e embora haja formação de NO<sub>x</sub> (dióxido e monóxido de nitrogênio) e

CO (monóxido de carbono), devido à alta temperatura dos gases na câmara de combustão, ainda assim, as emissões são muito baixas. Conforme especificação da Siemens, já existem ciclos como estes que podem operar com capacidade de aproximadamente de 61,5% de eficiência energética. Neste caso, os gases saem com 25 ppm de NO<sub>x</sub> e 10 ppm de CO, uma vez que eles são altamente tóxicos e o excesso deste material pode ser prejudicial a saúde.

Outros benefícios associados ao gás natural: baixa produção de CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono) e praticamente não há presença de enxofre em sua composição, portanto, pode-se dizer que não há formação de SO<sub>2</sub> (dióxido de enxofre). A disponibilidade e o custo do gás também oferecem mais vantagens em relação a outros combustíveis como o carvão e o óleo. A oferta média estimada de gás natural entre 2020 e 2030 é de mais de 168 milhões de m<sup>3</sup> por dia, comparada a 2014 que foi de 118 milhões de m<sup>3</sup> por dia, (PETROBRAS, 2016).

## 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo está dividido em 3 partes sendo abordados: revisão de artigos quanto a publicações de estudos específicos relacionados à energia e exergia em ciclos combinados, conceitos básicos de eficiência de Primeira Lei da termodinâmica e um breve tópico sobre combustão.

### 4.1 Revisão de artigos e publicações

Kilani *et all* (2017), analisaram a irregularidade das eficiências de dois ciclos combinados em meio a mudança de temperatura do meio ambiente. Ambas as usinas possuem um recurso para equiparar as eficiências, sobretudo na passagem das estações do ano. Esta manobra é conhecida como injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás. Os limites médios de temperatura no país onde estão instaladas as usinas são de 4 °C e 40 °C. Os autores afirmam que para que haja a manutenção média da eficiência geral estabelecida em 54,45% no período de inverno com temperatura igual a 15 °C são necessárias injeções de vapor entre 11,8% e 14,4% na mistura na câmara de combustão. Enquanto que na estação do verão, com temperaturas de 35 °C, para que a eficiência seja a mesma as injeções de vapor devem estar entre 18,5% e 18,8%.

Chen *et all* (2016) estudaram uma nova configuração para o ciclo de Brayton regenerativo e *intercooling*. Foram utilizados conceitos de exergia para a otimização da Relação de Pressão (RP) na entrada do compressor. Os autores constataram que ao elevar a RP no processo *intercooling* o trabalho do compressor teve uma redução significativa. Em contrapartida, ao reduzir a RP no processo regenerativo, isso fez com que houvesse menos utilização do combustível reduzindo a produção de energia do sistema.

Sahin *et all* (2016), baseados no conceito de exergoeconomia, definiram um índice de desempenho para avaliar o funcionamento e as configurações de projeto de uma determinada usina. Foram analisadas as eficiências energéticas e exérgica, o custo de energia e o investimento total na planta. O diagnóstico foi realizado utilizando pacotes de software GT PRO/PAZ em uma central de ciclo combinado para encontrar as melhores configurações possíveis. Os autores

concluíram que a otimização com melhor resultado poderia ser feita através do ajuste da relação de pressão da turbina a gás.

Bakhshmand *et al* (2015) utilizaram análise de primeira e segunda lei em aspectos exergoeconômicos com o objetivo de encontrar melhorias para um ciclo combinado com fase de reaquecimento. Dentro da metodologia, para alcançar a otimização, foi utilizado um algoritmo genético e simulado em MatLAB. Os autores obtiveram aumentos em torno de 3% na eficiência exergética e uma redução de custo de 9%, sendo que o custo do produto passou de 21,48 €/h para 20,90 €/h.

Stradioto, Seelig e Schneider (2015) analisaram o desempenho de uma central termelétrica de ciclo combinado quando integrado à energia fria liberada durante o processo de regaseificação de gás natural liquefeito. Uma das alternativas estudadas foi a troca de calor entre ar e gás no ciclo de Brayton, outra opção foi a permuta de energia entre o condensador e o combustível liquefeito. A integração de arrefecimento, nos dois casos, propiciou ganhos de eficiência de 6,32% e 9,09%, e economia nos investimentos de 12,92% e 18,57%.

Carapellut e Giordano (2013) analisaram um ciclo combinado em duas frentes de trabalho. A primeira consistiu em reduzir o custo por unidade de energia gerada e a segunda foi para minimizar uma função objetivo baseada em exergoeconomia, onde os custos são correlacionados com as ineficiências termodinâmicas. Os autores concluíram que a Caldeira modelo HRSG-2P, teve o menor custo operacional: 36,9 \$/MWh, e que o modelo HRSG-3PRH ficou com o maior valor: 67,31 \$/MWh. Promovendo os ajustes técnicos, baseados em seus estudos, o sistema pode ter uma redução de 3% nas irreversibilidades.

Rao e Francuz (2013), através de uma avaliação em ciclos combinados avançada, identificaram e propuseram melhorias para desvios que possivelmente interferem na eficiência do sistema. Dentre os aspectos negativos, conforme denominação dos autores, a carga parasitária se refere ao consumo do compressor que gira em torno 50% da potência desenvolvida pela turbina a gás. Uma medida para atenuar este efeito é inserir, na sucção de ar do compressor, gotículas de água em forma de spray para resfriar o ar que está sendo comprimido e consequentemente reduzir o consumo de trabalho no processo de compressão. Uma observação importante feita pelos autores, é que para evitar outros problemas, principalmente a oxidação, a água deve ser desmineralizada e a quantidade máxima



de pulverização, para atender a Norma ISO, é de 0,5% de excesso em relação à vazão de ar na entrada do compressor.

Bezerra (2010) realizou uma avaliação exergetica de uma central termelétrica de ciclo combinado de 532 MW localizada em Pernambuco. O autor avaliou três situações distintas na saída da turbina a gás levando em consideração as seguintes propriedades: temperatura, pressão e fluxo de massa. Com isso ele obteve rendimentos totais de 48,65%, 52,93% e 54,14%. Após a análise, Bezerra concluiu que a maior parte da exergia destruída ocorreu nas câmaras de combustão das turbinas a gás.

Branco (2005) fez análises termodinâmicas e termoeconômica com base nos conceitos de exergia em um ciclo aberto e também avaliou mais três situações. Com base na primeira e segunda lei, ele calculou as irreversibilidades e fez o estudo exergoeconômico da planta. Os resultados obtidos dos rendimentos globais do estudo de caso foram de: 27,01% no primeiro; 38,78% no segundo; 39,9% e 40,57% para o terceiro. Com a ampliação da planta para recuperar o calor perdido, Branco (2005) estimou uma redução de custos de US\$ 36,26/MWh para US\$ 29,13/MWh.

## 4.2 Eficiência de Primeira Lei

É impossível pensar em qualquer trabalho termodinâmico sem associá-lo aos balanços de massa e energia assim como suas leis fundamentais.

Inicialmente, em um processo termodinâmico é necessário estabelecer um volume de controle, assim como, conhecer as grandezas que ali estarão envolvidas, ou seja, quanto de calor ( $Q$ ) será utilizado para produzir um determinado trabalho ( $W$ ). A energia será transferida pela massa que percorre o volume de controle, essa transferência ocorre devido à alteração dos valores das propriedades termodinâmicas onde a energia interna, potencial, cinética, térmica e o trabalho podem ser expressos pela Equação 4.1.

$$(\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}) + (\dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s) + (gz_e - gz_s) + \left( \frac{V_e^2 - V_s^2}{2} \right) = 0 \quad (4.1)$$

Sendo:

$g$  - Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$h_e$  - Entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg]

$h_s$  - Entalpia específica na saída do volume de controle [kJ/kg]

$\dot{m}_e$  - Fluxo de massa na entrada do volume de controle [kg/s]

$\dot{m}_s$  - Fluxo de massa na saída do volume de controle [kg/s]

$\dot{Q}_{vc}$  - Taxa de calor para o volume de controle [kW]

$V_e$  - Velocidade na entrada [m/s]

$V_s$  - Velocidade na saída [m/s]

$\dot{W}_{vc}$  - Trabalho ou potência, por unidade de tempo, referente ao volume de controle [kW]

$z_e$  - Altura potencial na entrada [m]

$z_s$  - Altura potencial na saída [m]

De modo resumido, o balanço de massa e energia dentro de um volume de controle é dado pelas transformações da energia interna do sistema.

Entretanto, as transformações das energias: cinética e potencial são irrelevantes e por isso a Equação 4.1 pode ser reescrita conforme a Equação 4.2.

$$(\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}) + (\dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s) = 0 \quad (4.2)$$

De modo que o cálculo da Eficiência de Primeira Lei para um ciclo termodinâmico pode ser expresso pela Equação 4.3.

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (4.3)$$

Aplicando-se o cálculo de eficiência de Primeira Lei para um ciclo combinado, a mesma eficiência fica expressa pela Equação 4.4.

$$\eta_{\text{ciclo combinado}} = \frac{\dot{W}_{\text{gás}} + \dot{W}_{\text{vapor}} - \dot{W}_{\text{bombas}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (4.4)$$

Um processo reversível pode ser caracterizado pelas transformações cíclicas do estado de uma determinada matéria, de modo que ao reiniciar o ciclo deste sistema as condições físicas sejam todas reestabelecidas (MORAN *et al*, 2011).

No que diz respeito à Segunda Lei, ela é estabelecida pelo aumento de uma das propriedades termodinâmicas conhecida como entropia ( $s$ ), (BORGNACKE e SONNTAG, 2013). Observa-se que durante os processos termodinâmicos uma parcela de energia se perde em consequência da geração desta mesma propriedade. Isto é conhecido como trabalho irreversível ( $W_{irrev}$ ), comparado este trabalho com outro que seja reversível, neste caso exceto para bombas e compressores, a conclusão será:

$$W_{irrev} < W_{rev} \quad (4.5)$$

A irreversibilidade passa a ter uma importância muito grande quando se deseja calcular a eficiência real dos ciclos de potência. Até então, tudo o que se sabia era da eficiência de Carnot, que por sua vez atingia o valor máximo de rendimento de um processo termodinâmico.

De acordo com Moran *et al* (2011), existem dois tipos de irreversibilidade uma que ocorre no interior do sistema e outra que ocorre aos arredores da fronteira, obviamente ambas diminuem a eficiência do sistema. As irreversibilidades podem surgir das seguintes formas:

- Transferência de calor através de uma diferença de temperatura finita.
- Expansão não controlada de um fluido para uma pressão mais baixa.
- Reação química espontânea.
- Mistura espontânea de matéria em diferentes composições ou estados.
- Atrito, fricção-deslizamento, bem como atrito no fluxo de fluidos.
- Fluxo de corrente elétrica através de uma resistência.
- Magnetização ou polarização com histerese.
- Deformação inelástica. (MORAN *et al*, 2011).

As eficiências de cada componente dos ciclos combinados, são obtidas com base nos conceitos termodinâmicos apresentados anteriormente, ou a partir do diagrama  $T \times s$  do ciclo de Brayton representado pela Figura 4.1 e o diagrama do ciclo de Rankine representado pela Figura 4.2 e estas eficiências podem ser calculadas utilizando as expressões da Tabela 4.1.

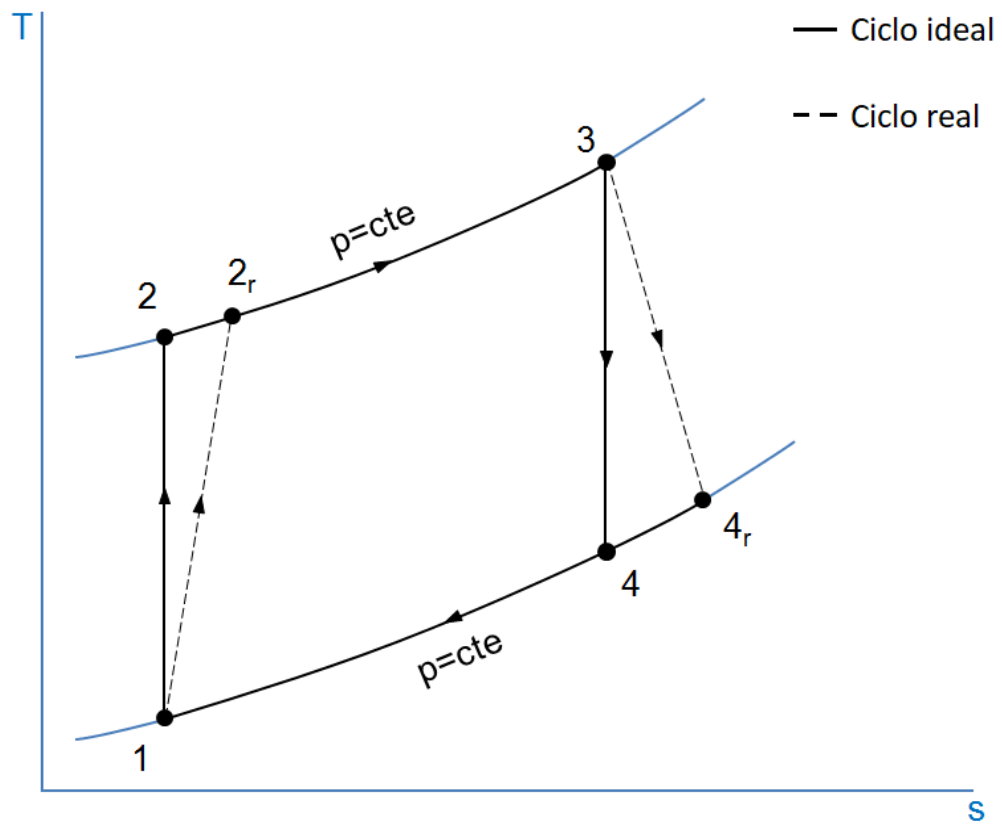


Figura 4.1 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton

Fonte - Moran *et al.*, (2011)

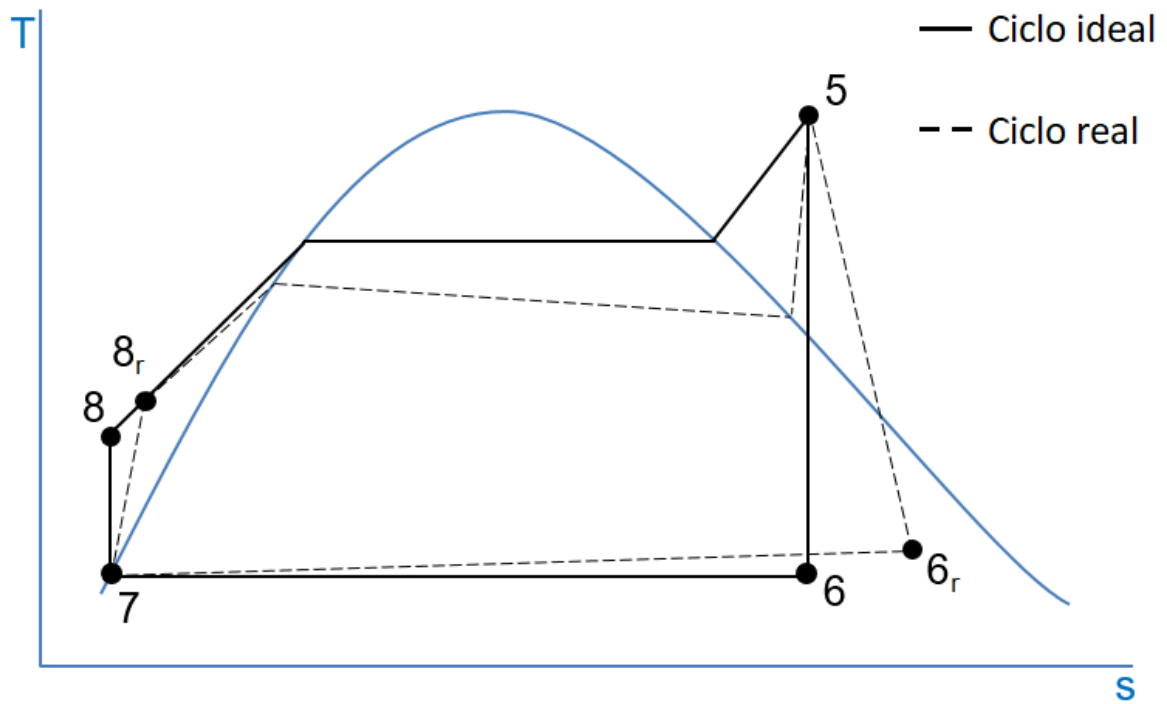


Figura 4.2 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine

Fonte - Moran *et al.*, (2011)

Tabela 4.1 - Eficiência isentrópica dos principais equipamentos dos ciclos combinados

<b>Compressor</b>	$\eta_c = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{(\dot{W}_c/\dot{m})_r} = \frac{h_2-h_1}{h_{2r}-h_1}$	(4.6)
<b>Turbina de expansão</b>	$\eta_{tg} = \frac{(\dot{W}_{tg}/\dot{m})_r}{\dot{W}_{tg}/\dot{m}} = \frac{h_3-h_{4r}}{h_3-h_4}$	(4.7)
<b>Caldeira</b>	$\eta_{cal} = \frac{(\dot{Q}_{cal}/\dot{m})_r}{\dot{Q}_{cal}/\dot{m}} = \frac{h_5-h_{8r}}{h_5-h_8}$	(4.8)
<b>Turbina a vapor</b>	$\eta_{tv} = \frac{(\dot{W}_{tv}/\dot{m})_r}{\dot{W}_{tv}/\dot{m}} = \frac{h_5-h_{6r}}{h_5-h_6}$	(4.9)
<b>Condensador</b>	$\eta_{con} = \frac{\dot{Q}_{con}/\dot{m}}{(\dot{Q}_{con}/\dot{m})_r} = \frac{h_6-h_7}{h_{6r}-h_7}$	(4.10)
<b>Bomba</b>	$\eta_b = \frac{\dot{W}_b/\dot{m}}{(\dot{W}_b/\dot{m})_r} = \frac{h_8-h_7}{h_{8r}-h_7}$	(4.11)
	$\eta_b = \frac{v_7(p_{8r}-p_7)}{h_{8r}-h_7}$	(4.12)

Fonte - Elaboração própria a partir de Moran *et al*, (2011)

### 4.3 Combustão

O processo de combustão ocorre quando há uma reação química, onde as ligações das moléculas dos reagentes instantaneamente são rompidas liberando energia, de tal forma, que os átomos e os elétrons se reorganizam para compor novos produtos. Em resumo, os principais elementos químicos são: Hidrogênio, Oxigênio, Carbono e Enxofre. Deve-se considerar que na oxidação o Enxofre pouco contribui para a liberação de energia, porém, ele é o agente que pode causar maiores toxidades e corrosão, (MORAN *et al*, 2011).

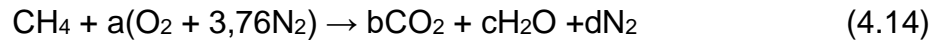
A primeira etapa para se analisar um processo de combustão é o balanço de massa e energia através da equação estequiométrica que podem ser expressas da seguinte forma:

Reagentes → Produtos, ou, Combustível + Oxidante → Produtos.

Considere que 1kmol de H<sub>2</sub> seja combustível e O seja o oxidante, admitindo que a reação seja completa o resultado do balanceamento será:



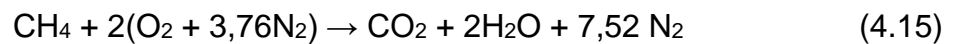
Para o caso dos motores, as reações acontecem com os hidrocarbonetos, que são cadeias entre os elementos químicos Hidrogênio e Carbono, como por exemplo, o próprio gás natural. Considere uma reação completa entre o CH<sub>4</sub> (metano) a uma quantidade de ar, os produtos serão CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e N<sub>2</sub>:



Para se calcular a massa e posteriormente a quantidade de energia que será liberada, o sistema pode ser resolvido da seguinte forma:

$$\begin{array}{ll} \text{C:} & b = 1 \\ \text{H:} & 2c = 4 \\ \text{O:} & 2b + c = 2a \\ \text{N:} & d = 3,76a \end{array}$$

Resolvendo as equações o balanceamento será:



Dentro do processo de oxidação dos combustíveis também há uma possível e importante relação, que é feita dentro do balanço estequiométrico e que vai implicar diretamente na taxa de liberação de energia. É a razão ar/combustível (AC) é expressa através do quociente entre a massa de ar pela massa de combustível.

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{combustível}}} \quad (4.16)$$

Tomando os valores da Equação (4.15) como exemplo para calcular a sua relação AC. Sabendo que  $\overline{\text{AC}}$  é a razão ar/combustível na base molar, e M é Massa Molecular, então:

$$\text{AC} = \overline{\text{AC}} \left( \frac{M_{\text{ar}}}{M_{\text{combustível}}} \right) = 9,52 \left( \frac{28,97}{16,04} \right) = 17,19 \quad (4.17)$$

Em boa parte dos casos se a relação AC for excessiva poderá haver quantidade a mais de oxigênio e nitrogênio nos produtos, podendo torna-lo uma mistura mais pobre, interferindo diretamente na temperatura de chama.

Na transferência de calor dos gases de combustão para o meio ambiente a maior temperatura alcançada no limite de um sistema adiabático do reator é chamada de temperatura adiabática de chama. Na prática isto não acontece devido às irreversibilidades, a temperatura adiabática é apenas uma estimativa teórica. Para se calcular a temperatura de chama, é preciso estimar o balanço de energia entre os elementos químicos da reação e do produto, utilizando as entalpias de formação  $\bar{h}_f^0$ , e de temperatura de referência  $\bar{h}_{ref}$  presentes na Equação 4.18 e Equação 4.19 respectivamente (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013).

$$\sum_P n_s (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_s = \sum_R n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e \quad (4.18)$$

Sendo:

$$\Delta \bar{h} = \bar{h}_{ref} - \bar{h}_{298}^0 \quad (4.19)$$

Ao isolar e calcular a entalpia de referência é possível conhecer ou interpolar a temperatura de chama uma vez que ela está associada a esta propriedade.

## 4.4 Geração de energia por termoeletricas

### 4.4.1 Perspectivas mundiais para as termoeletricas

Nos últimos anos a IAE (*International Agency of Energy*) vem publicando artigos e trabalhos referentes às tendências mundiais de produção de energia por combustível. Com base na Figura 4.3 pode-se observar a tendência de ascensão das fontes renováveis e gás natural na geração de energia entre 2012 e 2040.

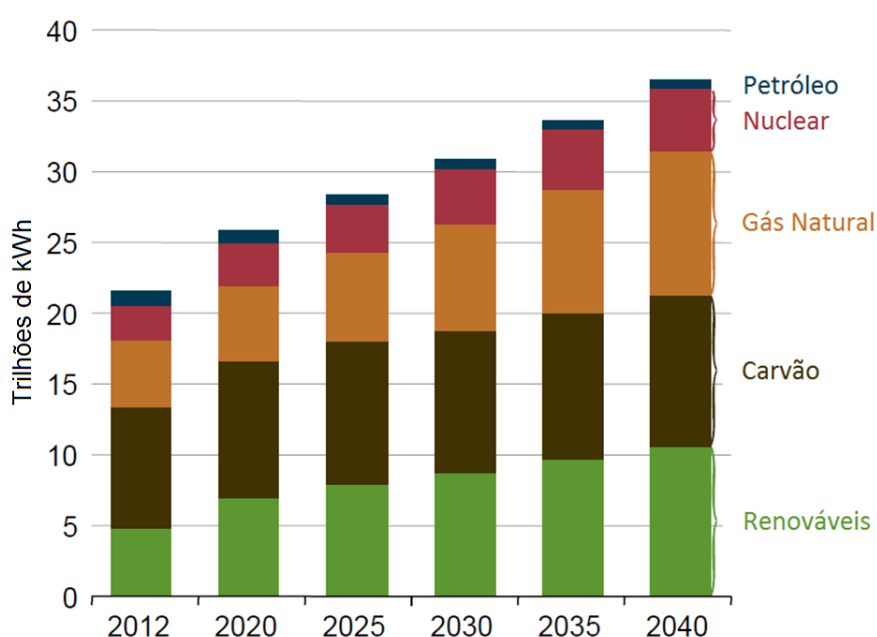


Figura 4.3 - Produção líquida mundial de eletricidade por fonte

Fonte - *International Energy Outlook*, (2016)

Através da Figura 4.4 é possível visualizar a estimativa de produção para 2040 das três maiores fontes térmicas de energias que podem atingir uma produção de eletricidade maior que  $10^{12}$  kWh. No entanto, quando comparados os valores entre 2012 e 2040 para cada tipo de combustível, nota-se que a perspectiva de aumento de produção de energia elétrica pelo carvão é inferior aos valores apresentados das fontes renováveis e do gás natural. Os números indicam que o aumento da produção de energia dos combustíveis analisados para 2040 são de aproximadamente: 123,91% para energias renováveis; 24,39% para o carvão e 122,22% para o gás natural. A expectativa é que a produção de energia, proveniente do gás natural e das fontes renováveis, dobre até 2040.



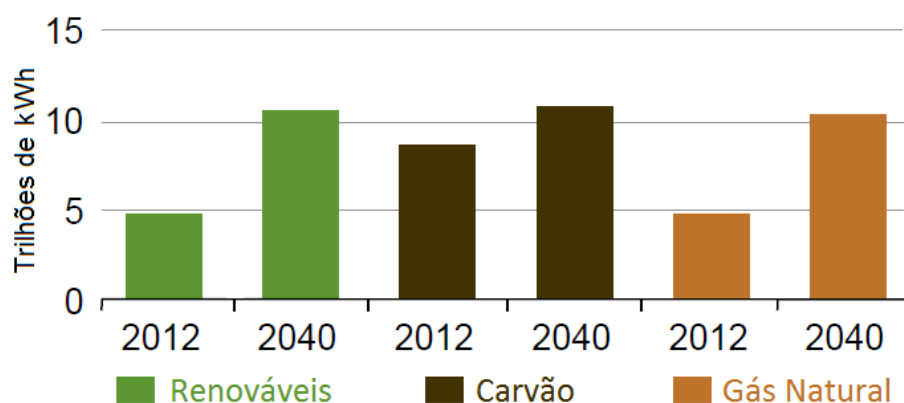


Figura 4.4 - Perspectiva de produção de energia elétrica por combustível

Fonte - Elaboração própria a partir de *International Energy Outlook*, (2016)

#### 4.4.2 Emissões mundiais

Um dos fatores mais importantes que talvez justifique a ascensão do gás natural e das fontes renováveis é a baixa emissão de poluentes. De modo mais específico os maiores emissores de CO<sub>2</sub> são os combustíveis fósseis devido à cadeia de carbonos que eles possuem em suas estruturas químicas.

Existem diversos indicadores de poluição por fonte, e pode-se dizer que o gás natural é menos agressivo ao meio ambiente. A Tabela 4.2 possui números indicativos de emissões de CO<sub>2</sub> referentes aos anos de 1990, 2012 e a tendência para 2040, sendo comparados: carvão, gás natural e combustíveis líquidos (derivados do petróleo). Com efeito, nos três casos e em todos os períodos, o gás natural possui os menores indicadores de emissão de CO<sub>2</sub>.

Tabela 4.2 - Perspectiva de emissão de CO<sub>2</sub> em 10<sup>9</sup>.t

Ano	1990	2012	2040
<b>Carvão</b>	8,57	11,43	16,19
<b>Gás natural</b>	3,81	6,67	11,19
<b>Combustíveis líquidos</b>	8,10	13,57	15,24

Fonte - Elaboração própria a partir de *International Energy Outlook*, (2017)

Com o auxílio da Figura 4.5 é possível acompanhar o histórico e a perspectiva do volume de emissões de CO<sub>2</sub> de 1990 a 2040 dos três combustíveis em questão: carvão, gás natural, e combustíveis líquidos. A expectativa é de que o gás natural continue emitindo menos que as demais fontes de combustíveis fósseis.

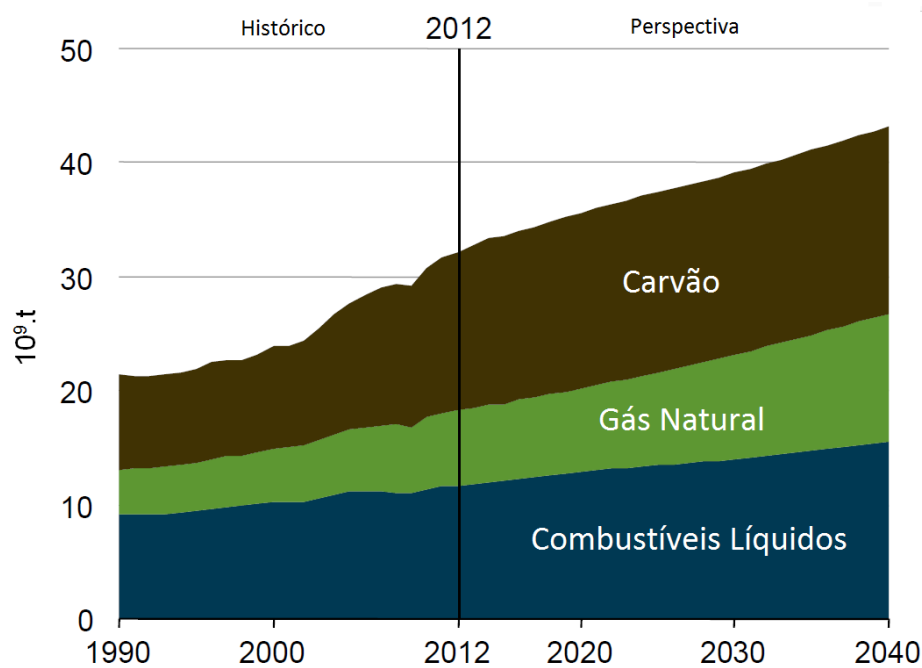


Figura 4.5 - Emissões por tipo de fonte (combustíveis fósseis)

Fonte - *International Agency Outlook*, (2016)

#### 4.4.3 Cenário energético brasileiro

No Brasil a malha geradora e fornecedora de energia é composta pelo Sistema Interligado Nacional (SIN) em todo o território nacional e por sistemas isolados. De acordo com a ANEEL (2015) esta reestruturação foi estabelecida na década de 90 seguindo as normas da constituição de 1988. O objetivo dessa nova estrutura foi descentralizar o monopólio estatal inserindo a participação da iniciativa privada como, por exemplo, a AES Eletropaulo.

Atualmente, o SIN é formado por empresas das regiões Norte, Nordeste, Sul, Sudeste e Centro-Oeste com o intuito de obter ganhos sinérgicos entre si. A operação coordenada entre o Governo e as concessionárias procura reduzir os custos de produção e fornecimento de energia elétrica. Alega-se que: com o SIN é possível manejar a forma de gerar e fornecer energia mediante a escassez de recursos, e eventuais superávits hidrelétricos de outros pontos no sistema.

De acordo com a ANEEL (2014), houve um crescimento de 46% de potência instalada entre 2004 e 2014, isso representa um alcance de 132,37 GW, sendo que a média anual de crescimento neste período girou em torno de 3,86%. Inicialmente, a Agência Brasileira levantou esses dados a partir de grandes e pequenas centrais

hidrelétricas e centrais termelétricas. Em 2006, de maneira bastante discreta apareceram os parques eólicos que também tiveram suas parcelas de contribuição. A Agência também divulgou números para o cenário de 2015 e uma perspectiva para os próximos anos. Até então 663 empreendimentos outorgados, seriam responsáveis pela geração, oferta e distribuição de energia elétrica no país entre o período de 2015 e 2020. Sendo assim, esperava-se que a potência instalada teria um acréscimo de 39,31 GW até 2020; (ANEEL, 2015). No ano seguinte, 2016, o retrato da expansão de energia elétrica já havia aumentado, e o número de usinas passou de 663 para 757 com 37,14 GW de incremento na potência instalada. Estes números correspondem apenas às outorgas válidas, ou seja, não estão sendo contabilizados os empreendimentos que comercializam energias em leilão, (ANEEL, 2015).

A distribuição das linhas nas regiões brasileiras pode ser visualizada conforme a Figura 4.6. O sistema de distribuição de energia nacional possui um número maior de linhas de transmissão nas regiões Sul, Sudeste e Nordeste. As linhas de 500 kV e 230 kV representadas pelas cores vermelhas e verdes, respectivamente, são predominantes no território brasileiro. A linha amarela (138 kV) é pertinente ao Centro-Oeste, a linha azul (345 kV) está mais concentrada na região Sudeste, a linha rosa (440 kV) está localizada a oeste do Estado de São Paulo, enquanto que a linha preta (750 kV) interliga Itaipu à metrópole paulistana.

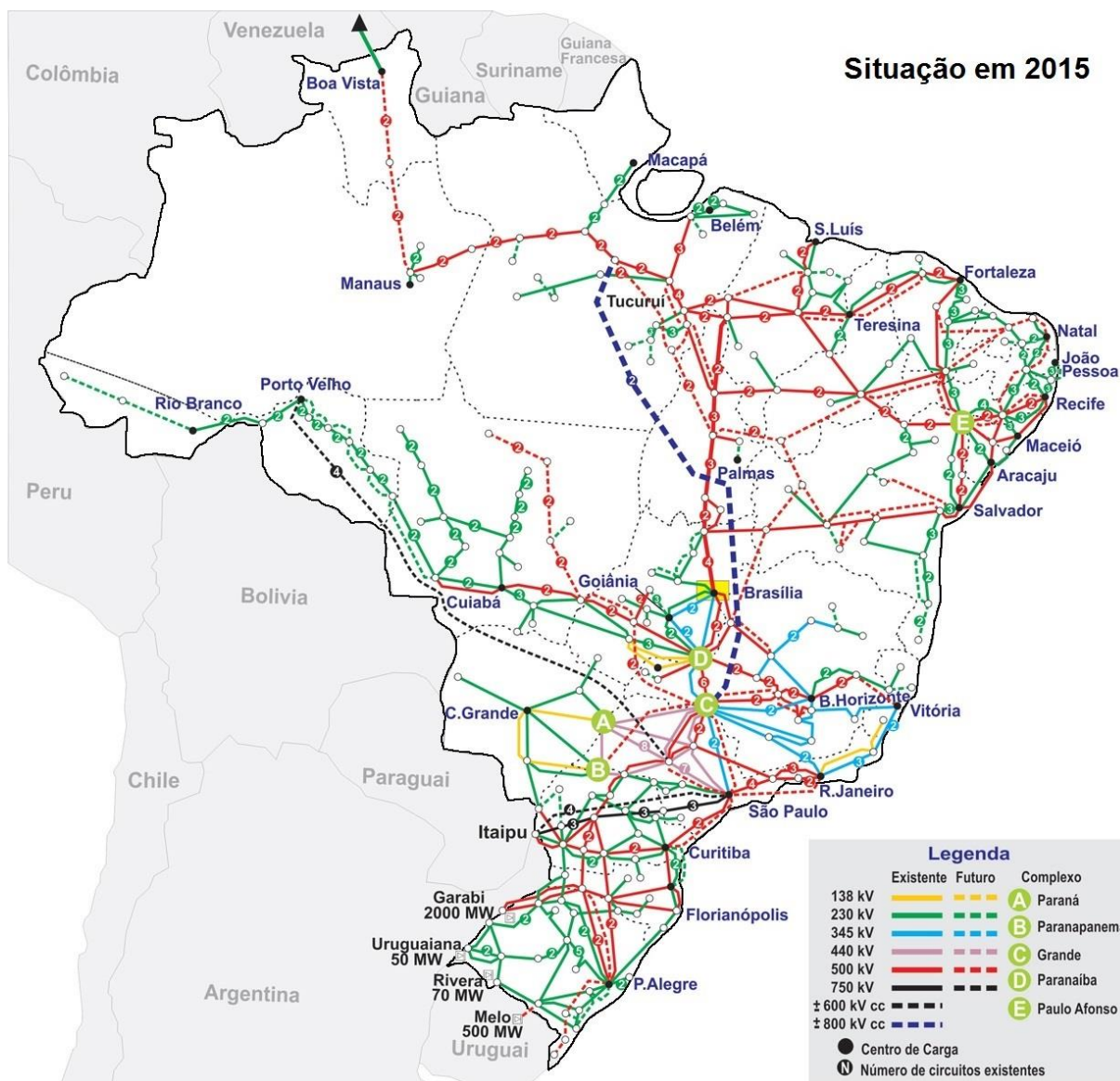


Figura 4.6 - Malha de distribuição de energia do Brasil

Fonte - ANEEL, (2015)

Em 2016 o Ministério de Minas e Energia divulgou o Balanço Energético Nacional feito pela EPE (Empresa de Pesquisas Energéticas), referente ao ano de 2015. O levantamento apontou a produção nacional total, a parcela referente às centrais públicas e de autoprodução de cada região conforme a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Geração de energia elétrica regional brasileira em 2015 [GWh]

Geração	Norte	Nordeste	Sudeste	Sul	Centro-Oeste
<b>Centrais públicas</b>	83674	83855	113748	151312	52302
<b>Autoprodução</b>	3437	10397	54552	15658	12550

Fonte - Elaboração própria a partir de Ministério de Minas e Energia, (2016)

Entre 2011 e 2015 a média anual de produção total de energia brasileira foi de aproximadamente de 565249 GWh. Especificamente em 2015, a produção de energia elétrica atingiu 581486 GWh, ficando 2,87% acima da média anual, entretanto, quando comparada à geração de 2014 houve queda de 1,5%. A participação na produção de energia elétrica das regiões do Brasil pode ser visualizada através dos números conforme o Figura 4.7. Destaque para as regiões Sul e Sudeste com maiores participações: 28,7% e 28,9% respectivamente

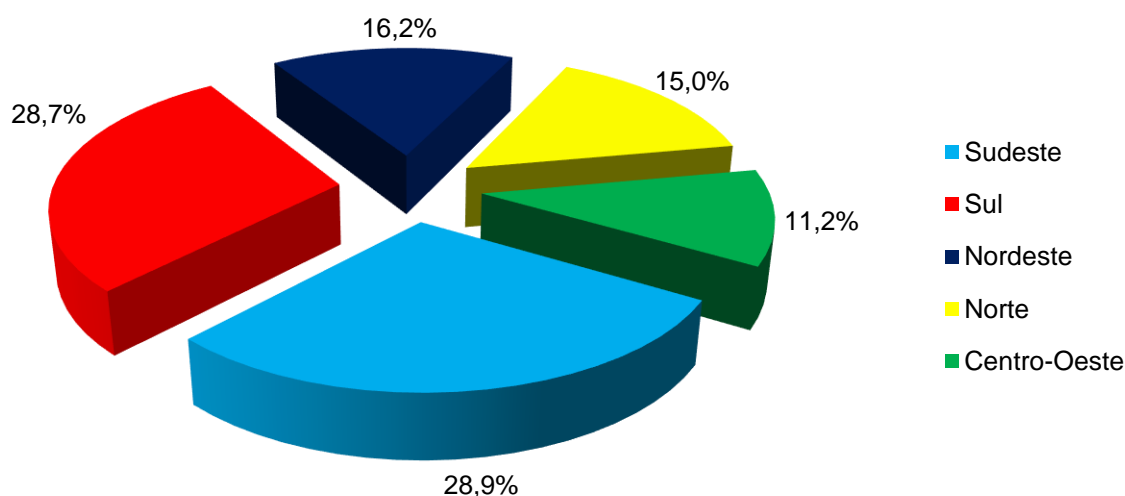


Figura 4.7 - Balanço energético nacional brasileiro de 2015

Fonte - EPE, (2016)

#### 4.4.4 Emissões brasileiras

Em 2014 o Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação lançou a segunda edição das estimativas anuais de emissões de gases efeito estufa do Brasil. O estudo apontou o índice anual de emissão de CO<sub>2</sub> equivalente (CO<sub>2</sub>eq) por setores correspondentes no período de 1990 a 2012. Entre os campos analisados estão os setores de: energia, tratamento de resíduos, processos industriais e uso da terra e floresta com seus respectivos números de acordo com a ilustração da Figura 4.8.

De forma bastante irregular, o uso das terras e florestas, que está na cor verde, foi a maior fonte emitente de CO<sub>2</sub>eq entre 1990 e 2008. O campo de geração de energia, que está em azul, em 1990, emitia aproximadamente 150 TgCO<sub>2</sub>eq, (Tg = milhões de toneladas), em 2012 este setor passou a emitir 500 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq. Os demais setores, nas cores amarela, vermelha e laranja, também tiveram aumento em suas emissões, sendo somados, as suas parcelas

ficaram em torno de 400 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq em 1990 e 600 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq em 2012.

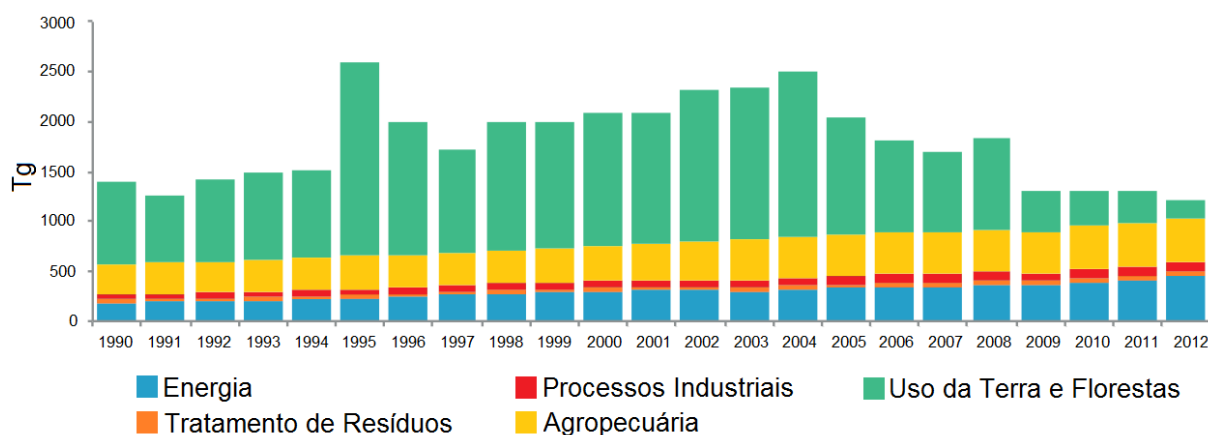


Figura 4.8 - Emissões brasileiras de gases efeito estufa

Fonte - Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação, (2014)

O estudo não só apresentou a emissão de CO<sub>2</sub>eq até 2012, como também firmou um limite de emissão desses gases. De acordo com o decreto nº7390/2010 a projeção de emissões de gases efeito estufa, até 2020, é de 3236 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq. O limite de emissão estabelecido, conforme o decreto, é de 2068 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq, *vide* Figura 4.9, entretanto o governo almeja índices abaixo de 1259 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub>eq.

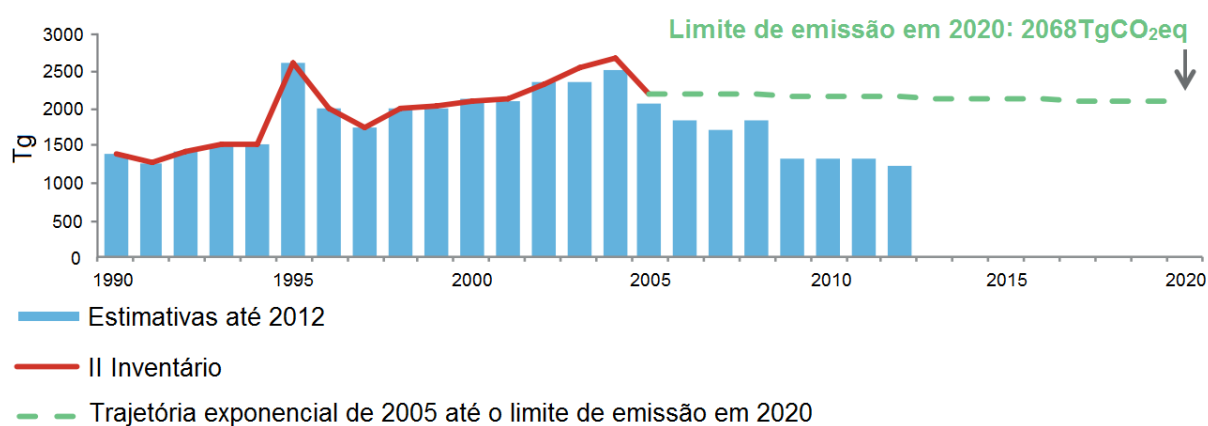


Figura 4.9 - Estimativas total de emissões CO<sub>2</sub>eq no Brasil

Fonte - Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação, (2014)

Especificamente, o setor de energia tem uma projeção de 868 TgCO<sub>2</sub>eq de emissão para 2020, conforme pode ser observado na Figura 4.10. No entanto, foi estipulado para as centrais termelétricas um compromisso de redução em 634

TgCO<sub>2</sub>eq. Isso significa que o governo espera que haja um decréscimo de 27% em relação à meta do valor estimado.

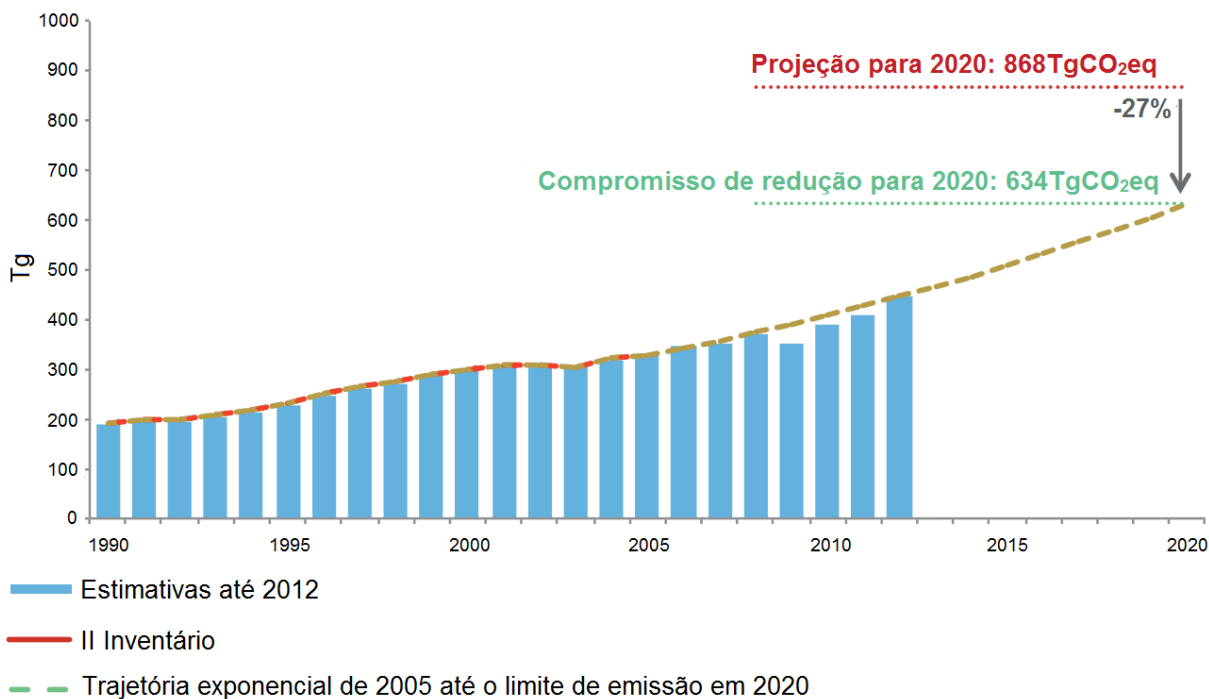


Figura 4.10 - Estimativas de emissões de CO<sub>2</sub>eq (setor de energia brasileiro)

Fonte - Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação, (2014)

Encerrando este tema sobre as termoeletricas e suas emissões no mundo e no Brasil, na sequência serão abordados alguns atributos do gás natural.

## 4.5 Gás natural

O gás natural é um combustível fóssil composto por hidrocarbonetos originários de matéria orgânica. O componente de maior quantidade em sua composição é o metano (CH<sub>4</sub>), mas outras frações molares estão presentes, tais como etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>), propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>), butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), nitrogênio (N<sub>2</sub>), água, entre outros. Alguns dos atributos mais importantes deste combustível é o alto poder calorífico, a baixa emissão de poluentes, odores e contaminantes em relação aos outros combustíveis fósseis, além do mais o gás natural se dispersa rapidamente em caso de vazamento, (ANEEL, 2015).

Com os acordos e as cobranças feitas pelas organizações internacionais, nos últimos anos, muitos países têm investido no gás natural, pois, suas características

se enquadram melhor nos requisitos ambientais do que as características de outros combustíveis fósseis. Na sequência serão abordados alguns tópicos sobre a geração de energia através do gás natural, tanto no mundo quanto no Brasil. Serão apresentados indicadores numéricos de reservas, produção e consumo através de ranking entre países. Também será brevemente comentado sobre custo nivelado, fluxo de distribuição via gasoduto e transporte de GNL e a malha de fornecimento brasileira sendo comparada à malha de fornecimento norte-americana.

#### 4.5.1 Gás natural no mundo

A geração de energia elétrica proveniente do gás natural surgiu logo após o final da segunda guerra mundial. Entretanto, acreditava-se que restrições de oferta, baixo rendimento térmico e custo relativamente alto tornavam a sua utilização inviável. Com o passar dos anos esse quadro se reverteu e de acordo com a Agência Internacional de Energia em 2013 (citado por Tolmasquim, 2016, pg.44); mais de 20% de toda a energia elétrica gerada no mundo tinha como fonte primária o gás natural, conforme a ilustração da Figura 4.11.

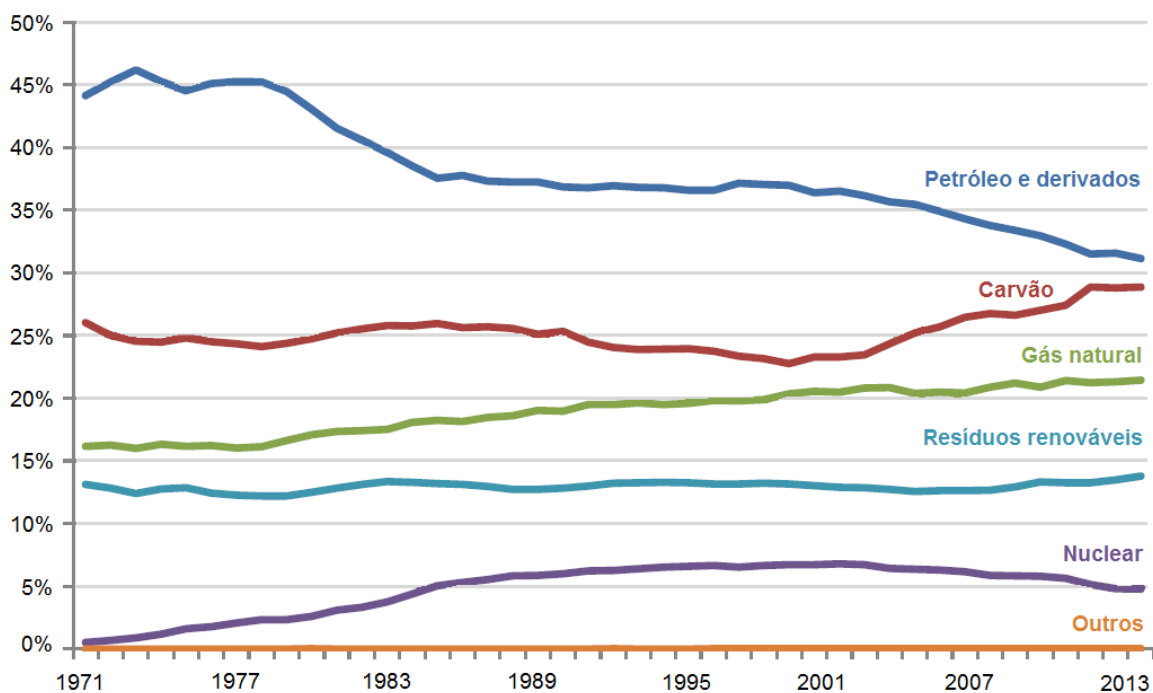


Figura 4.11 - Participação de diferentes fontes na oferta de energia no mundo

Fonte - Tolmasquim, (2016)



Recentemente a ANP (2016) divulgou alguns dados sobre as reservas, produção e consumo do gás natural por regiões continentais conforme pode ser visualizado na Tabela 4.4. Os dados se referem a 2015, e neste ano, a soma das reservas mundiais de gás natural atingiram 186,9 trilhões de metros cúbicos, registrando queda de 0,1% em relação ao ano anterior. A região com a maior concentração de gás natural, registrada, foi o Oriente Médio com reserva de 80 trilhões de metros cúbicos.

No que diz respeito à produção mundial de gás natural total, neste mesmo ano, os números alcançados chegaram a 3,5 trilhões de metros cúbicos, indicando alta de 2,2% comparada a 2014. A região que apresentou maior produtividade foi a Europa-Ásia com uma produção total de 989,8 bilhões de metros cúbicos.

Quanto ao consumo global do gás natural, de 2006 a 2015 a média de aumento anual deste cenário era de 2%. O valor total registrado no último ano deste período corresponde a 3,5 trilhões de metros cúbicos. A região que mais consumiu gás natural foi a Europa-Ásia atingindo 1003,5 bilhões de metros cúbicos.

Tabela 4.4 - Reservas, produção e consumo de gás natural por região

Região/Continentes	Reservas [ $10^{12}.m^3$ ]	Produção [ $10^9.m^3$ ]	Consumo [ $10^9.m^3$ ]
<b>África</b>	14,10	211,80	135,5
<b>América do Norte</b>	12,80	984,00	963,3
<b>Américas Central e do Sul</b>	7,60	178,50	174,8
<b>Ásia-Pacífico</b>	15,60	556,70	701,1
<b>Europa-Ásia</b>	56,80	989,80	1003,5
<b>Oriente Médio</b>	80,00	617,90	490,2

Fonte - Elaboração própria a partir de ANP, (2016)

Para os três cenários: reservas, produção e consumo da aquisição do gás natural, foram destacados os 10 primeiros países. Também foram acrescentados os números que correspondem ao Brasil e como o país está classificado diante do resto do mundo.

Em se tratando de reserva, conforme o Figura 4.12, o Irã ficou em primeiro lugar com 34 trilhões de metros cúbicos que representa 18,2% do total. A Rússia assume a segunda posição com 32,3 trilhões de metros cúbicos que corresponde a 17,3% do total. Na terceira colocação aparece o Catar com 24,5 trilhões de metros cúbicos que equivale 13,1% do total. O Brasil fica muito abaixo do top 10 ocupando

o 36º lugar com uma reserva de apenas 0,42 trilhões de metros cúbicos representando 0,22% do total.

No aspecto produção, conforme o Figura 4.13, os Estados Unidos apareceram em primeiro lugar do ranking global com 767,3 bilhões de metros cúbicos, isso representa 21,7% do total. A Rússia apareceu em segundo lugar com uma produção de 573,3 bilhões de metros cúbicos, isso equivale 16,2% do total. Na terceira colocação ficou Irã com 192,5 bilhões de metros cúbicos, isso corresponde a 5,44% do total. Neste cenário o Brasil apareceu como 30º colocado do ranking, sua produção atingiu 22,9 bilhões de metros cúbicos que representa 0,6% do total.

No quesito consumo conforme a Figura 4.15, novamente os Estados Unidos e a Rússia aparecem em primeiro e segundo lugares, respectivamente. Os americanos consumiram 778 bilhões de metros cúbicos isso corresponde a 22,4% do total, enquanto que os russos consumiram 391,5 bilhões de metros cúbicos isso equivale a 11,3% do total. Em terceira colocação vem a China com 197,3 bilhões de metros cúbicos isso representa 5,69% do total. Aqui o Brasil ocupa a melhor posição dos três rankings, com um consumo de 40,9 bilhões de metros cúbicos que corresponde a 1,2% do total, o país surge como o 24º colocado.

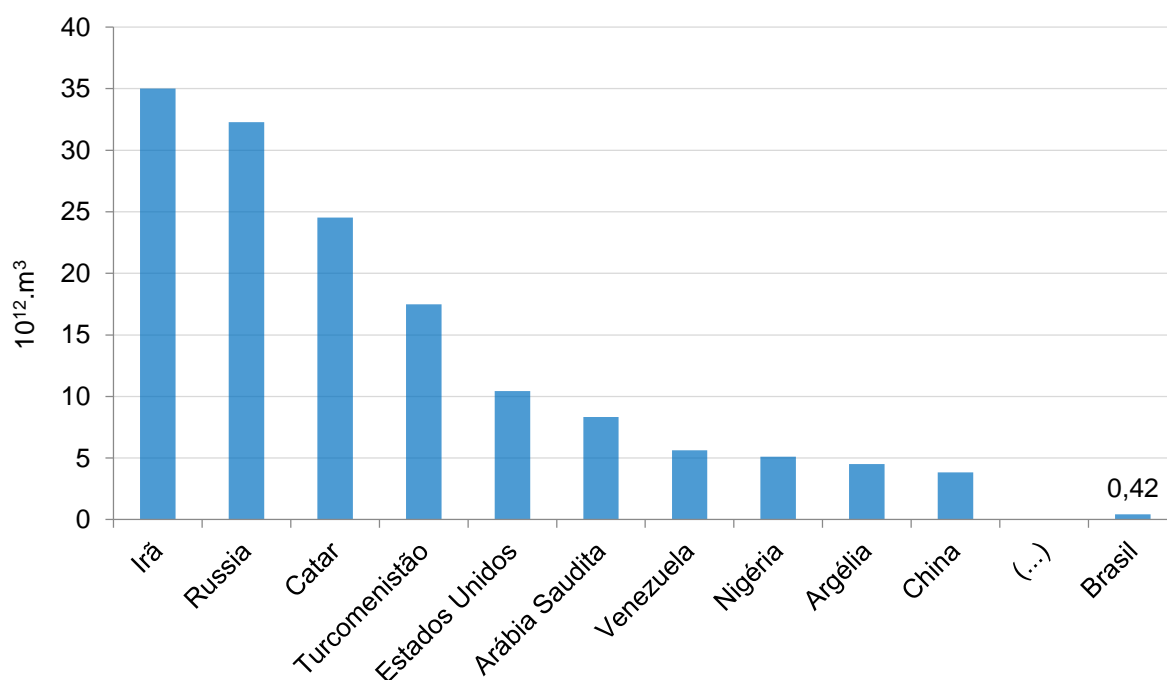


Figura 4.12 - Reservas de gás natural por países em 2015

Fonte - Elaboração própria a partir da ANP, (2016)

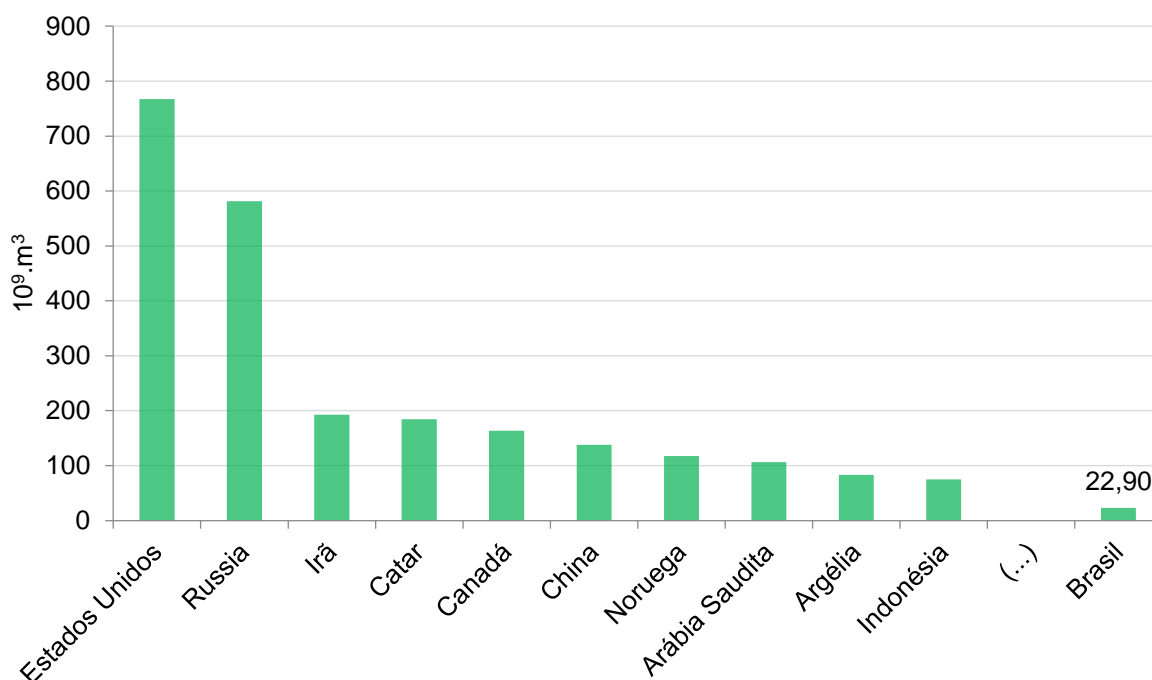


Figura 4.13 - Produção de gás natural por países em 2015

Fonte - Elaboração própria a partir da ANP, (2016)

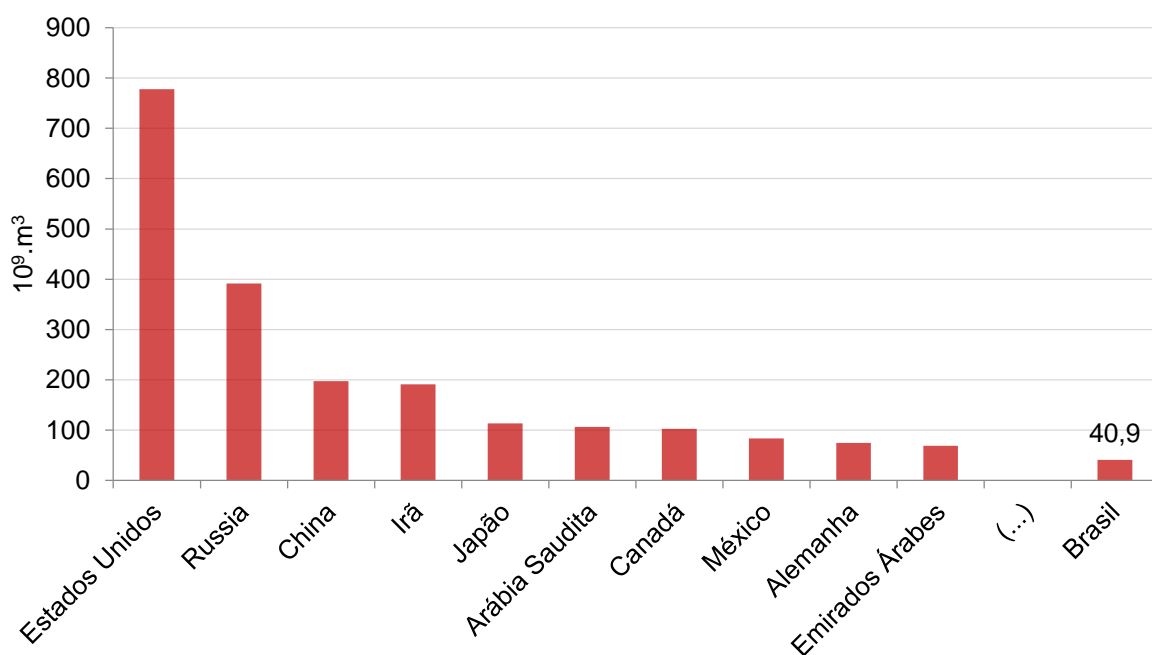


Figura 4.14 - Consumo de gás natural por países em 2015

Fonte - Elaboração própria a partir da ANP, (2016)

O GNL (Gás Natural Liquefeito) é uma alternativa de mercado, principalmente, para países que não tem como explorar e produzir o gás natural para seu próprio consumo. Segundo a *IGU* (2017) o comércio global de GNL atingiu

um recorde de mais de 350 MTPA (milhões de toneladas por ano) em 2016, isto representa um aumento de 7,69% em relação a 2015. Esta capacidade de liquefação global vem crescendo exponencialmente conforme a ilustração da Figura 4.15. Em 1990 a disposição deste produto era de aproximadamente 75 MTPA, e a perspectiva para 2020 é de que, isto, aumente para 450 MTPA, ou seja, entre o período de 1990 e 2015 o crescimento foi de 370% e a perspectiva de 2015 até 2020 é de que a liquefação do gás natural tenha um acréscimo de 40,6%.

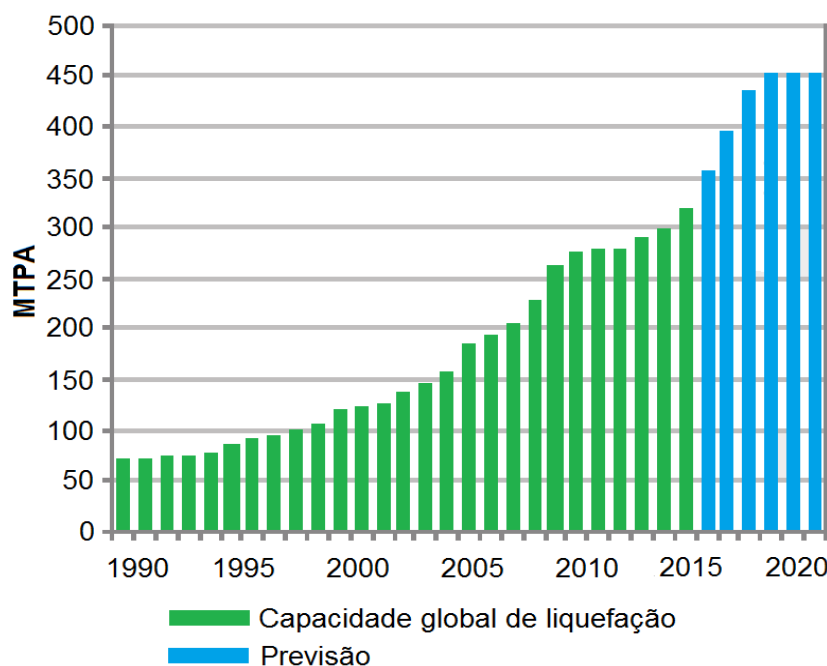


Figura 4.15 - Capacidade de liquefação global

Fonte - IHS Markit, Company Announcements, IGU (2016)

Os maiores responsáveis por este crescimento vieram das novas plantas de liquefação australianas comissionadas à produção da Malásia, mesmo assim, o Catar ainda é o maior exportador de GNL como pode ser visualizado através do Figura 4.16. No que diz respeito à importação do GNL, as maiores potências do continente asiático são majoritárias neste assunto, *vide* Figura 4.17. O Japão é o maior comprador de gás natural liquefeito do oriente, seguidos de Coreia do Sul, China e Índia. Entre os países europeus a Espanha é a que mais importa GNL ocupando o sexto lugar. O Reino Unido e a França ocupam a oitava e a nona colocação, respectivamente.

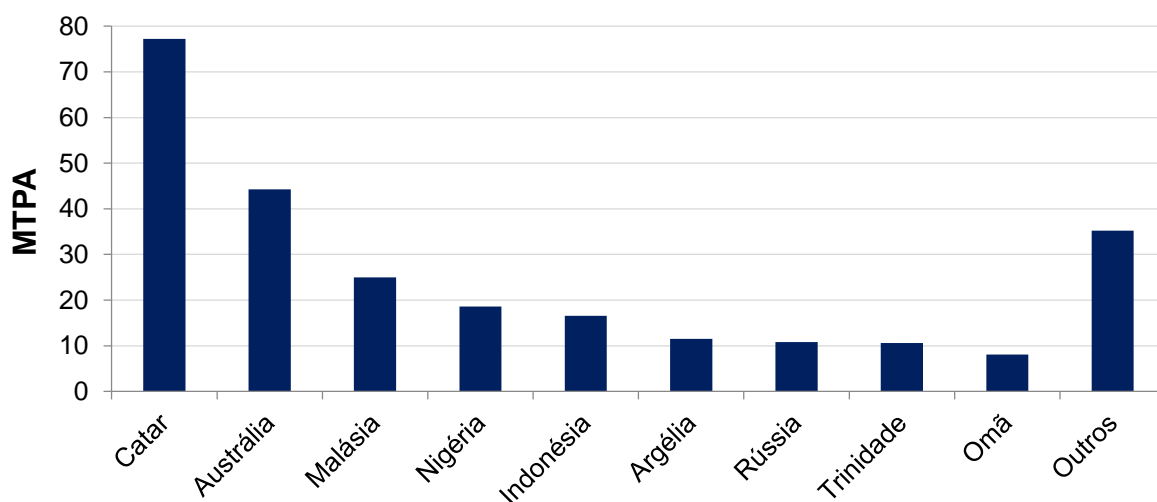


Figura 4.16 - Exportações de LNG e participação de mercado por país em 2016

Fonte - Elaboração própria a partir da *IGU*, (2017)

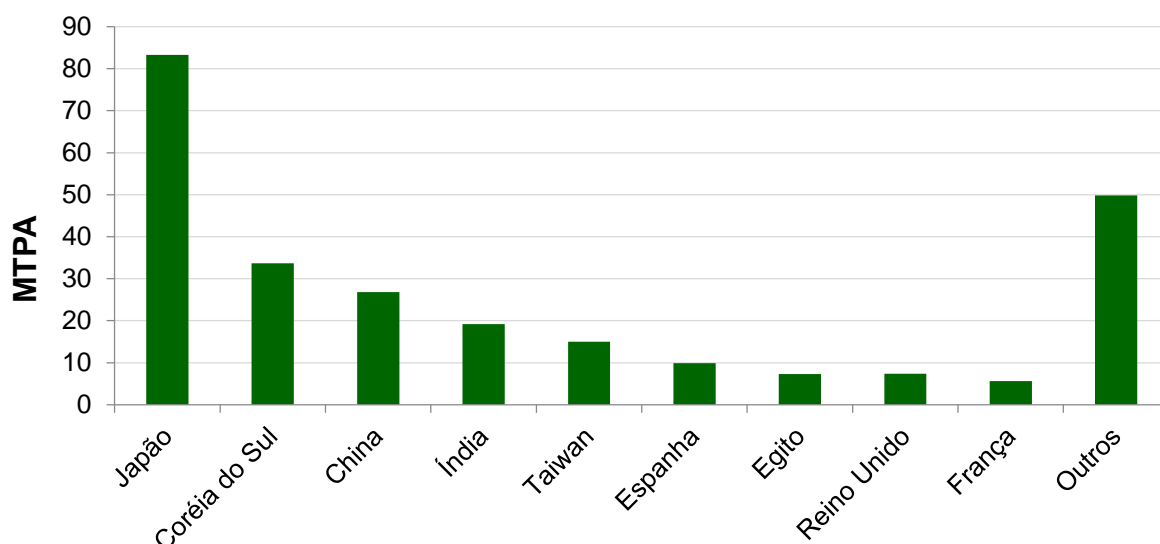


Figura 4.17 - Importações de LNG e participação de mercado por país em 2016

Fonte - Elaboração própria a partir da *IGU*, (2017)

Outro aspecto referente ao gás natural mediante escala mundial é o fluxo de comércio. Como foi citado anteriormente o mercado de gás natural está entre os três maiores do mundo. Entretanto, a maneira como este gás é distribuído pode ser visualizada conforme a Figura 4.18. De modo que a quota correspondente aos gasodutos, em 2015, era de 67,5% enquanto que o percentual de 32,5% representava o transporte de GNL.

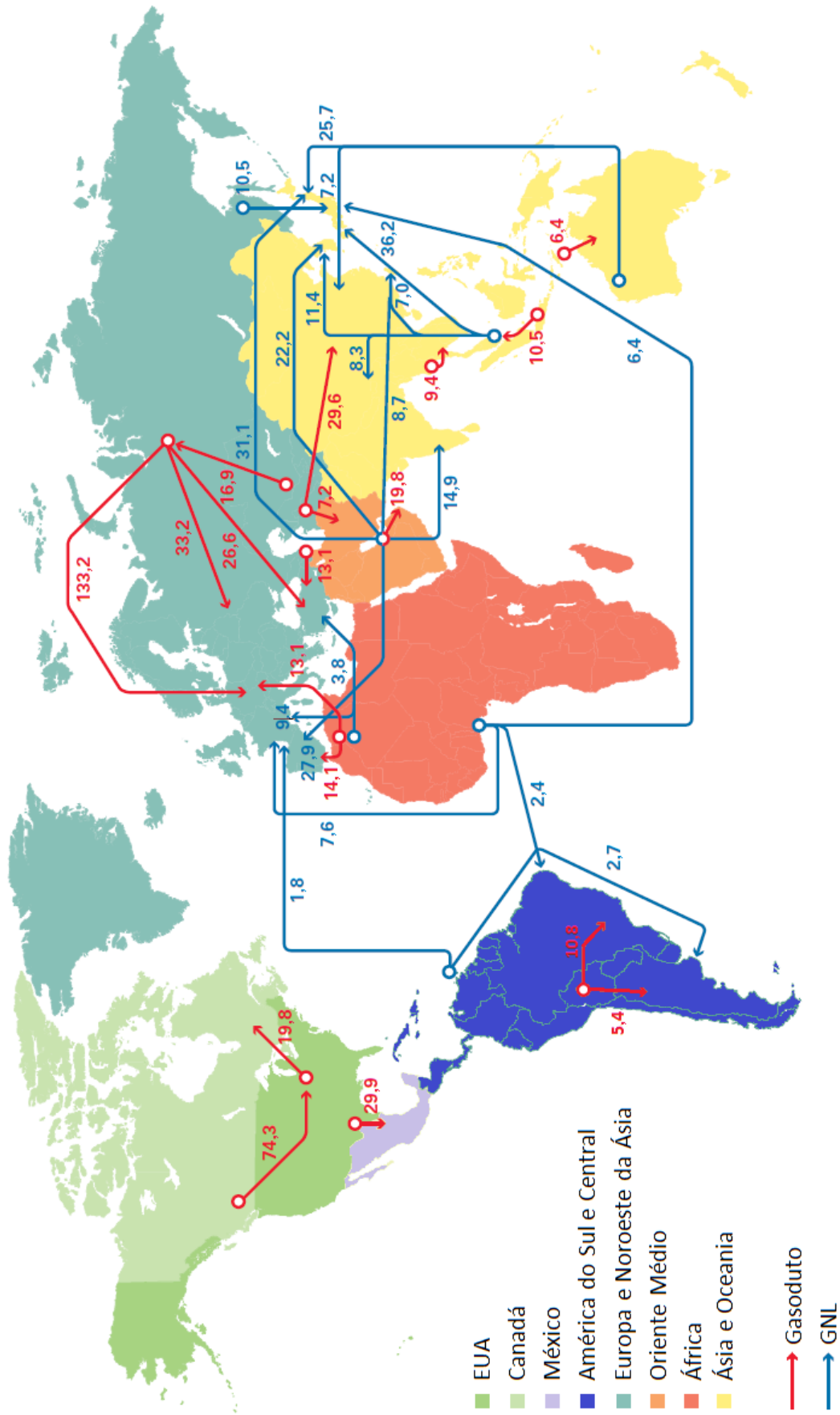


Figura 4.18 - Principais movimentos comerciais em bilhões de metros cúbicos  
 Fonte - BP Statistical Review of World Energy, (2016)

Além de aspectos como a emissão de poluentes, distribuição, reservas, produção e consumo ainda há o custo nivelado das usinas a gás natural comparadas com outras fontes. A Tabela 4.5 possui alguns números de custo/desempenho-disponibilidade que correspondem a cinco tipos de usinas, levantados pela EPE entre os anos de 2008 e 2013. Alguns dos itens mais importantes observados são:

CI: custo de investimento

COMV: custo de operação e manutenção variáveis

CC: custo do combustível

Re: rendimento

FC: fator de capacidade

VU: vida útil.

Tabela 4.5 - Custo nivelado

Usinas	Custos			Desempenho-disponibilidade		
	CI [US\$/kW]	COMV [US\$/MWh]	CC [US\$/MWh]	Re %	FC %	VU Anos
<b>TGCC</b>	900 a 1300	6	34	55	70	30
<b>TGCS</b>	600 a 1000	4	34	35	30	30
<b>Carvão nacional</b>	2000 a 5000	44	30-50	33	60-75	40
<b>Carvão importado</b>	2500 a 4500	35	90	35-40	65-80	40
<b>Nuclear</b>	4200 a 8000	15	9	33	85	60

Fonte - Elaboração própria a partir da Tolmasquim, (2016)

Sendo:

TGCC: turbina a gás ciclo combinado

TGCS: turbina a gás ciclo simples.

Para saber qual usina tem o menor custo com o maior rendimento e maior disponibilidade, a partir dos dados da Tabela 4.5, **dois indicadores**<sup>1</sup> foram criados: um que aponta a usina com menor relação entre os custos e outro que aponta a usina com a maior relação entre eficiência e disponibilidade, que pode ser visualizada através do Figura 4.19. Basicamente, trata-se de dois coeficientes que vão apontar as termelétricas com os menores gastos aliados às melhores condições de operação. A Tabela 4.6 possui a classificação das usinas mediante aos custos e ao desempenho e disponibilidade.

<sup>1</sup>O detalhamento pode ser acompanhado no apêndice do Apêndice A

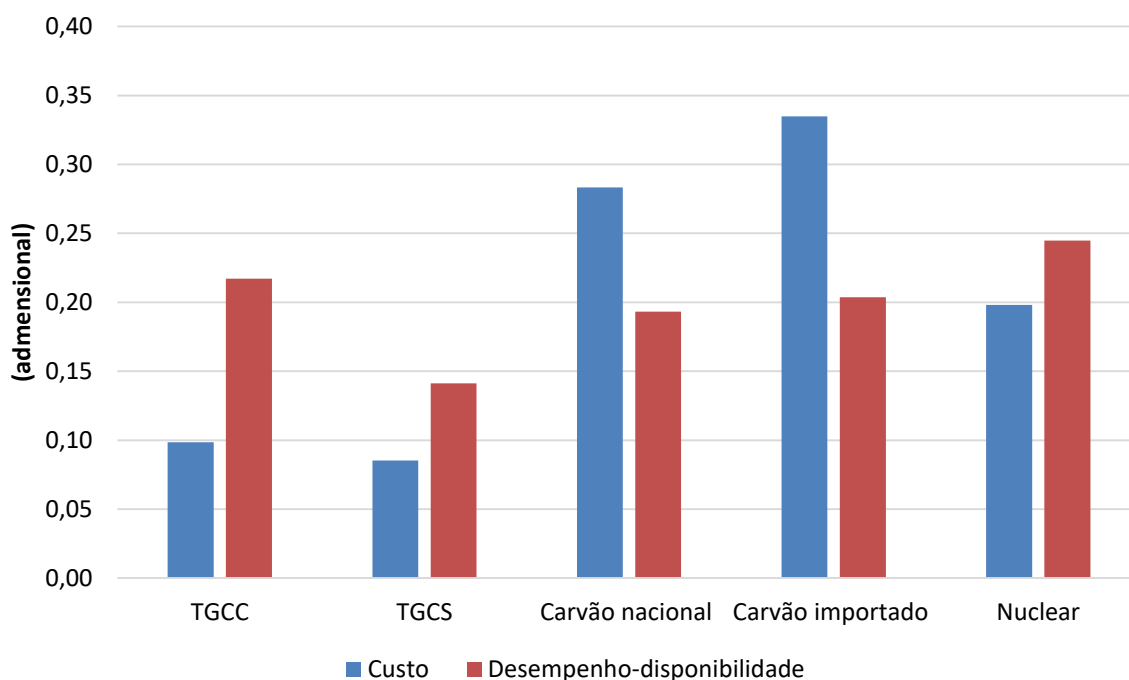


Figura 4.19 - Indicadores de custo, desempenho e disponibilidade nivelados

Fonte - Elaboração própria a partir da Tolmasquim, (2016)

Tabela 4.6 - Classificação geral entre as usinas com melhor custo/desempenho-disponibilidade

Classificação	Menor custo	Melhor desempenho-disponibilidade
1º	TGCS	Nuclear
2º	TGCC	TGCC
3º	Nuclear	Carvão importado
4º	Carvão nacional	Carvão nacional
5º	Carvão importado	TGCS

Fonte - Elaboração própria (2016)

Em ambos os casos houve regularidade das TGCCs, isto quer dizer que os ciclos combinados podem ser uma ótima alternativa se levar em consideração custos, rendimento e disponibilidade operacional.

#### 4.5.2 Gás natural no Brasil

As usinas hidrelétricas no Brasil em termos de geração de energia, indiscutivelmente, sempre foram majoritárias. A Empresa de Pesquisas Energéticas registrou a participação das usinas brasileiras com suas respectivas fontes de energia pertinentes a 2014. Como se pode ver através do Figura 4.20, 71,5% de



toda energia gerada no Brasil são das fontes hídricas, a geração através do gás natural corresponde a 8,7% ocupando a segunda posição.

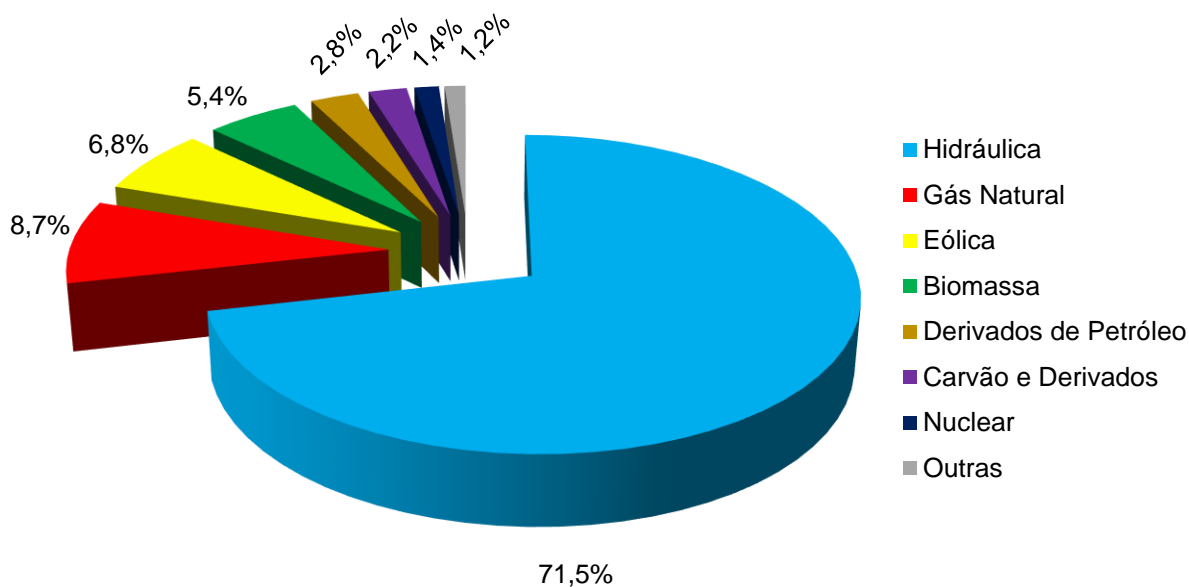


Figura 4.20 - Participação das usinas na matriz brasileira (adaptado)

Fonte - ONS, (2017)

Este cenário brasileiro nem sempre foi assim, com base na Figura 4.21, na década de 70 praticamente toda a energia elétrica brasileira era produzida por hidrelétricas, outras fontes só começaram a aparecer meticulosamente a partir da década de 80. Até hoje a maior parte da produção de potência elétrica no Brasil vem das fontes hídricas. Segundo Ministério de Minas e Energia em 2014 os sistemas hidrelétricos produziram cerca de 400 TWh, enquanto que as demais fontes de energia produziram aproximadamente a metade deste valor.

O gás natural surge discretamente no final da década de 90 como uma das fontes menos utilizadas. Até então, a energia produzida a partir das fontes não renováveis aparecia em segundo plano, seguida das energias produzidas por usinas nucleares e a biomassa. Mas de 2003 em diante a potência elétrica produzida através do gás natural foi ganhando espaço e em 2014 já atingia cerca de 100 TWh.

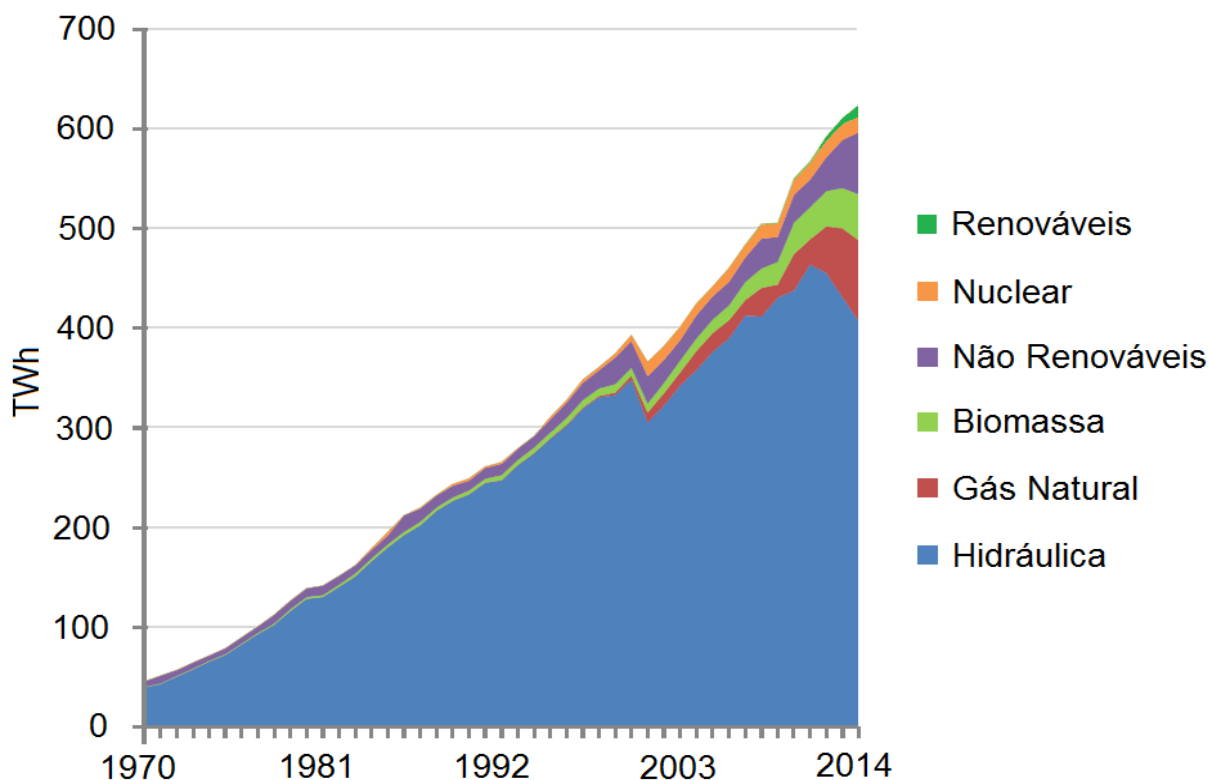


Figura 4.21 - Evolução da oferta interna de eletricidade por fonte no Brasil

Fonte - EPE, (2016)

Como o gás natural veio se destacando ao longo dos anos até se consolidar como a segunda maior fonte de energia do Brasil, a EPE também apontou a evolução do seu consumo de 2005 até 2014, conforme a Figura 4.22. Entre 2005 e 2007 o mercado brasileiro deixou de consumir algo em torno de  $2 \times 10^6$  m<sup>3</sup>/dia. Nos anos seguintes a comercialização do combustível passou por algumas oscilações, mas em 2011 o mercado brasileiro retomou definitivamente o crescimento da demanda pelo gás natural. Em 2012, o dispêndio nacional do combustível atingia mais de 20 milhões de metros cúbicos por dia. A ascensão foi tamanha que em 2014 o mercado brasileiro já consumia mais de 50 milhões de metros cúbicos por dia.

Mediante a esta demanda, a PETROBRAS apresenta a oferta entre 2018 e 2030, conforme pode ser visualizado na Figura 4.23. Para atender o mercado nacional, a parte retratada em azul corresponde ao gás consumido e produzido no próprio país (Brasil), a parcela de cor verde representa o gás que vem da Bolívia, e fechando estes dados, uma terceira quantia representada pela cor amarela vem de outros mercados. Assim como em outras partes do mundo, o Brasil também possui alguns portos com estação de regaseificação para receber o GNL.

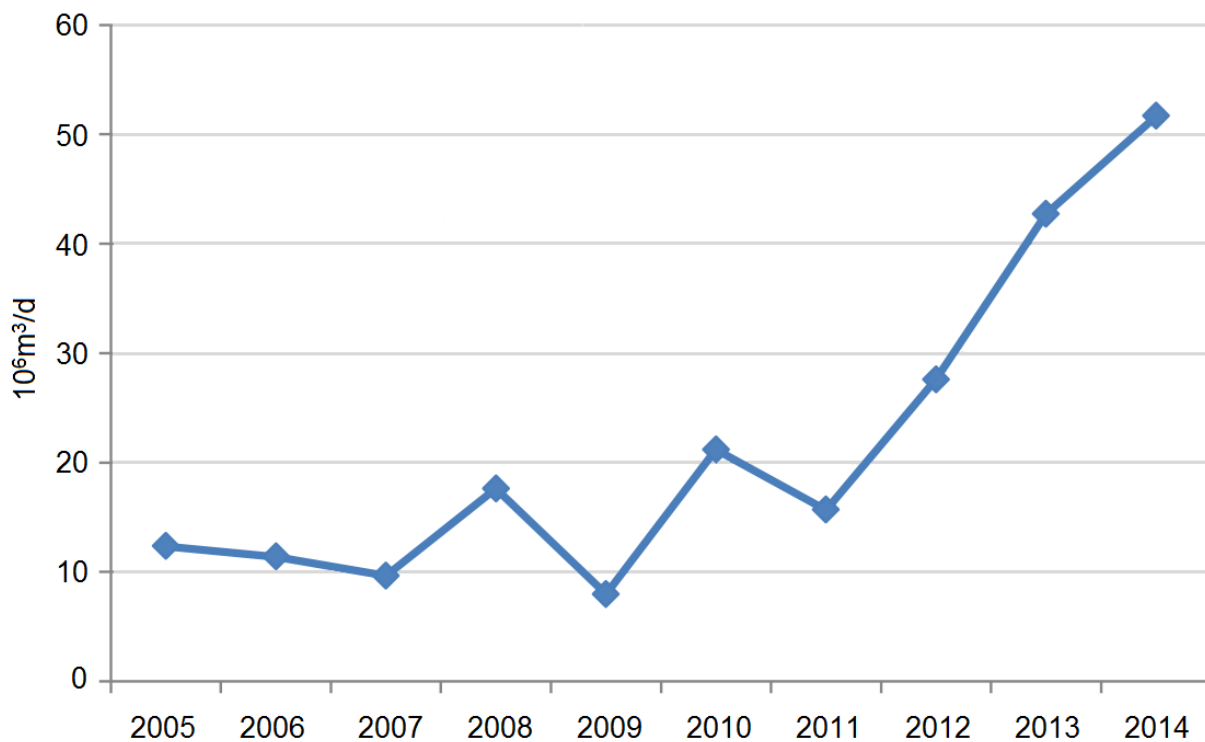


Figura 4.22 - Consumo de gás natural na geração de energia elétrica do Brasil nos últimos anos

Fonte - EPE, (2016)

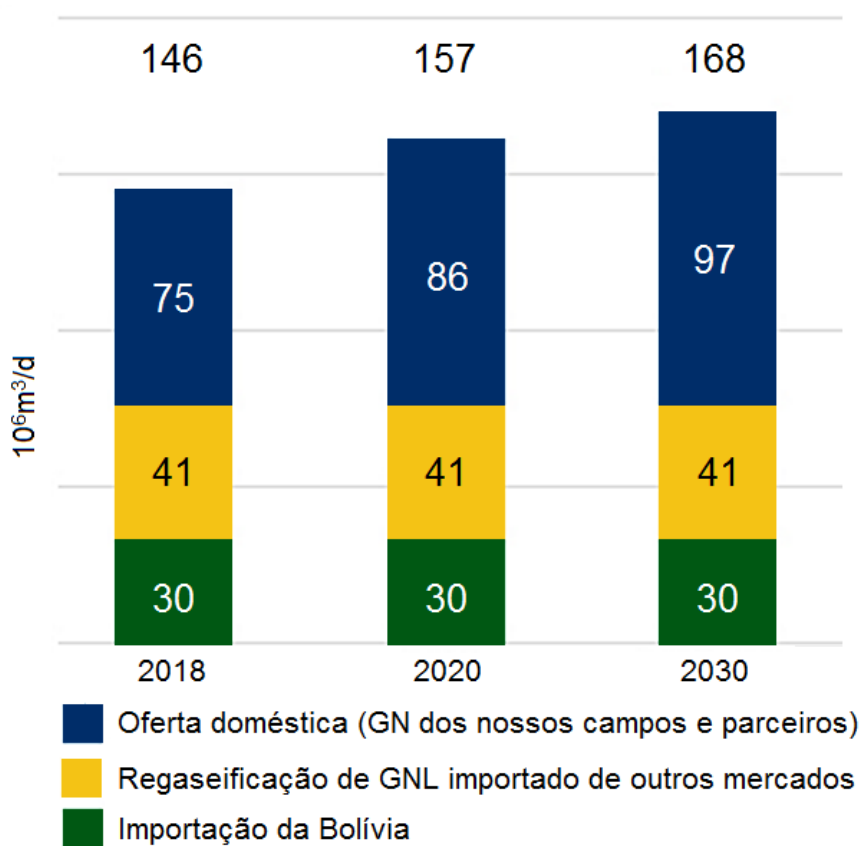


Figura 4.23 - Oferta de gás natural para o Brasil (adaptada)

Fonte - PETROBRAS, (2016)

Atualmente a ANP (Agência Nacional de Petróleo) disponibiliza em seu site a atualização da produção de gás brasileira dos 12 últimos meses a partir da data em que está sendo consultada. Ao analisar a Figura 4.24 entre o período de fevereiro de 2016 e fevereiro de 2017, o menor índice de produção do gás natural ocorreu em março de 2016. Nos meses seguintes, a produtividade aumentou sendo que em outubro do mesmo ano houve uma ligeira queda. Nos demais meses o resultado se manteve entre 100 e 110 milhões de metros cúbicos por dia.

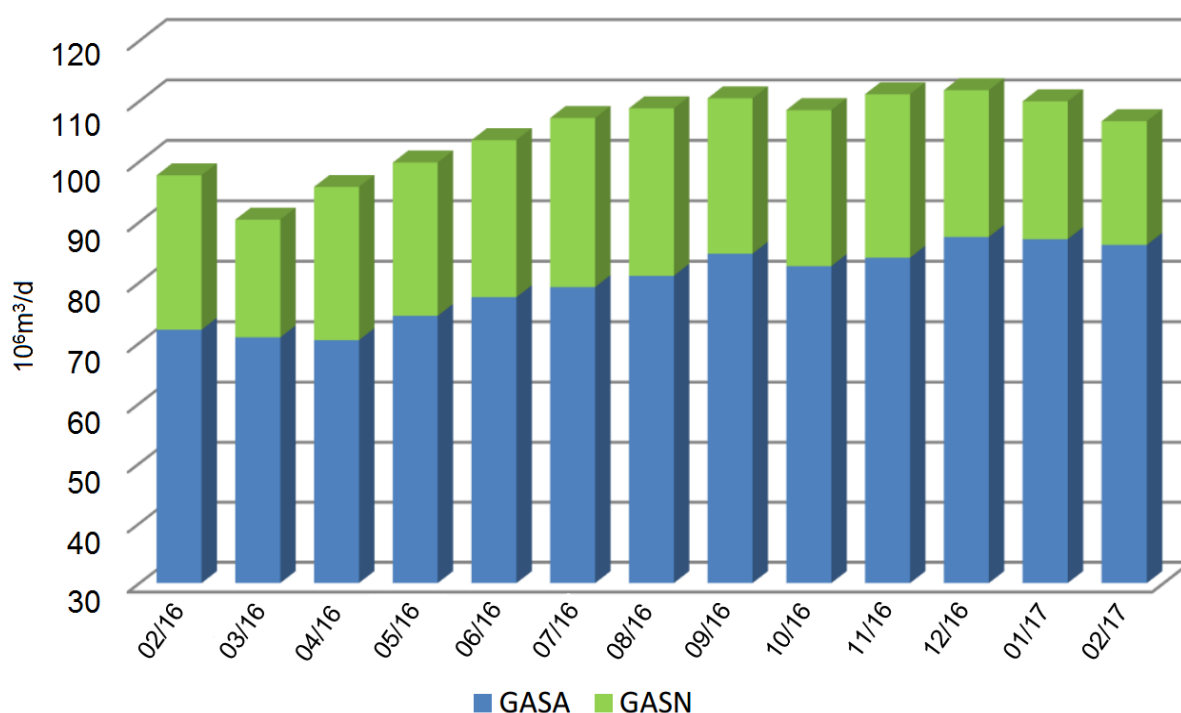


Figura 4.24 - Histórico de produção de gás no Brasil

Fonte - ANP, (2017)

Segundo a ANP, o processo de exploração e produção do gás natural tem duas origens. O GASA que significa gás natural associado, e que pode ser encontrado dissolvido em reservas geológicas de petróleo, ou como forma de capa de gás em grandes bolsões no subsolo. A outra maneira de extração deste produto é o GASN, também conhecida como gás natural não associado, neste caso o combustível é encontrado livre do petróleo e da água, ou em sua forma mais pura. Normalmente este tipo de gás é encontrado predominantemente em camadas de rochas.

Em 2012 o Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) lançou uma nota onde dizia que estudos sobre as ocorrências de gás de folhelho (*shale gas*) estavam sendo feitos em duas bacias no Estado de São Paulo. A nota também dizia que seriam fornecidas, a Secretaria Estadual de Energia, indicações de possível exploração. O *shale gas*, que também é vulgarmente conhecido como gás de xisto está associado a um tipo não convencional de gás e que não é encontrado em bolsões a partir das camadas de petróleo.

#### **4.5.3 Centrais termelétricas brasileiras a gás e sua infraestrutura**

O desdobramento das informações prestadas até agora converge para o ponto chave deste trabalho: a utilização do gás natural em ciclos de potência. Sabe-se que as turbinas alimentadas a gás podem atingir rendimentos de mais de 40%. Por conta disso, o Brasil possui muitas centrais termoelétricas algumas outorgadas outras não.

A Agência Nacional de Energia Elétrica atualiza e divulga através do seu boletim anual todas as usinas cadastradas no SIN e as concessionárias que comercializam energia através de leilão. Em setembro de 2003 havia 56 termelétricas a gás natural operando em solo brasileiro com uma capacidade de geração de 5581 MW, (ANEEL, 2015). A agência ainda salientou que outras unidades estão sendo construídas com a finalidade de autoprodução gerando calor e potência elétrica. Os projetos estão em todas as regiões do país, alguns apenas outorgados e outros ainda em construção.

Em 2015, a soma do potencial energético oriundos do gás natural em operação de usinas outorgadas alcançou 12388 MW. Sendo que 527 MW equivalem à potência instalada de usinas em construção e 4908 MW correspondem a futuros projetos, como pode ser visto na Tabela 4.7. A maior parte das usinas outorgadas está na região Sudeste e elas estão capacitadas a produzir potências que atendam as grandes cidades. Além disso, outras unidades de maiores portes estão em construção nos Estados de São Paulo e Rio de Janeiro.

Tabela 4.7 - Capacidade instalada de UTEs a gás natural no Brasil em 2015

Região	Em operação		Em construção		Construção não iniciada	
	Nº de usinas	A [MW]	Nº de usinas	B [MW]	Nº de usinas	B [MW]
<b>Sudeste/Centro-Oeste</b>	86	7171	1	8	7	317
<b>Sul</b>	13	1403	-	-	3	1246
<b>Nordeste</b>	36	3285	1	519	2	2754
<b>Norte</b>	10	529	-	-	1	591
<b>Total</b>	145	12388	2	527	13	4908

Fonte - ANEEL, citado em Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear - Tolmasquim, (2016)

Sendo:

A: Potência Fiscalizada

B: Potência Outorgada

Uma observação a ser feita é que nem todas as termelétricas a gás são ciclos combinados. Embora o ciclo aberto, cujo sistema não está emparelhado com pelo menos um ciclo de Rankine, seja menos eficiente em relação ao ciclo combinado, a capacidade instalada dessas usinas nas regiões Norte e Nordeste, em 2015, são maiores conforme a Tabela 4.8. Por outro lado, os ciclos combinados nas regiões Sudeste e Centro-Oeste tem um potencial de produção maior.

Tabela 4.8 - Tipos de UTEs a gás natural em operação em 2015

Região	Ciclo aberto [MW]	Ciclo combinado [MW]
<b>Sudeste/Centro-Oeste</b>	1980	4227
<b>Sul</b>	-	1373
<b>Nordeste</b>	1281	880
<b>Norte</b>	1138	519

Fonte - Ministério de Minas e Energia, citado em Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear - EPE, (2016)

Outro ponto importante é como se encontra a infraestrutura para abastecimento do combustível nas centrais termelétricas. Neste caso, o gasoduto brasileiro está situado majoritariamente no litoral. Hoje, a Bolívia é a única fornecedora de gás natural para o Brasil através de gasoduto. Esta linha de

alimentação passa por Mato Grosso do Sul e segue para São Paulo conforme a Figura 4.25.



Figura 4.25 - Gasoduto Bolívia-Brasil

Fonte - PETROBRAS, (2016)

Embora a infraestrutura de distribuição de gás natural brasileira seja bem discreta, segundo a Tolmasquim (2016), em 2014, havia 14 polos de processamento, 3 terminais de regaseificação e 9400 km de extensão de gasodutos. Na região Sudeste se encontram aproximadamente 67% de toda a capacidade instalada de processamento do gás natural. Na região Nordeste estes valores giram em torno de 23%. Das 29 unidades de processamento de gás natural brasileiras, 16 estão nas regiões Sul e Sudeste, 9 estão no Nordeste e 4 estão no Norte.

Os EUA que é o maior produtor e de gás natural no mundo e possui uma rede de fornecimento muito superior à brasileira. A malha de distribuição americana é composta por 3 milhões de quilômetros de gasoduto, como pode ser visualizado através da Figura 4.26, (EIA, 2015). O sistema americano é aproximadamente, 320 vezes maior que o sistema brasileiro.



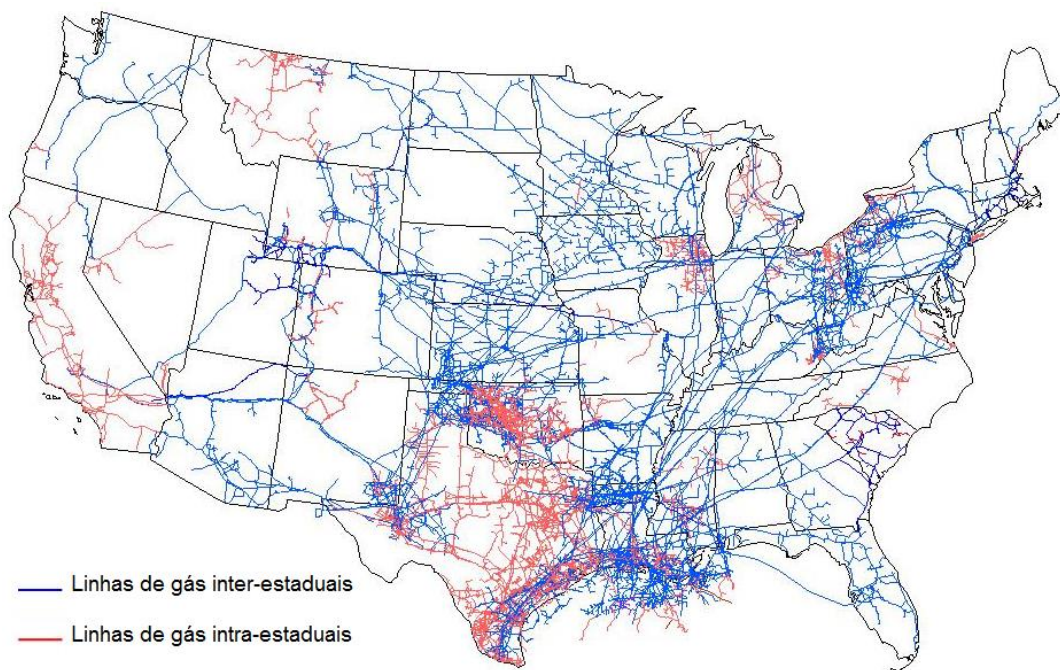


Figura 4.26 - Malha de gás natural dos Estados Unidos

Fonte - *Natural Gas Explained*, (2015)

Finalizando este tópico sobre o gás natural, a seguir o próximo assunto trata-se de uma breve descrição do ciclo combinado e seus componentes.

## 4.6 Ciclos combinados

O ciclo combinado ou ciclo misto, que pode ser visualizado através da Figura 4.27, é um sistema termodinâmico composto por ciclos de Brayton e ciclos de Rankine. O sistema tem como princípio fundamental reutilizar o calor dos gases de exaustão rejeitados pelo ciclo de Brayton para aquecer o fluido de trabalho do ciclo de Rankine e assim aumentar a capacidade de produção de energia elétrica e atingir eficiências de mais de 60%.

Outro benefício relacionado aos ciclos combinados é a flexibilidade de operação quando há demandas excessivas de energia (ANEEL, 2015). Em contrapartida as turbinas que compõem estes ciclos são extremamente sensíveis às condições climáticas principalmente quando as temperaturas ambientes são mais baixas, em consequência disto o aproveitamento do ciclo pode sofrer algumas perdas, (ANEEL, 2015).



Sua principal fonte de calor vem da queima do gás natural, mas existem sistemas que utilizam o óleo diesel como alternativa. Também existem estudos que simulam a queima de biogás de aterros sanitários em ciclos simples onde as turbinas a gás produzem pequenas potências que giram em torno de 5 MW.

O processo de queima do gás na câmara de combustão pode alcançar temperaturas em torno de 1600 °C dependendo da tecnologia de arrefecimento das pás da turbina e mesmo após a etapa de expansão, os gases ainda possuem uma grande quantidade de energia térmica. Posteriormente, na caldeira de recuperação, o calor rejeitado é trocado, por convecção, gerando vapor d'água para alimentar a turbina subsequente.

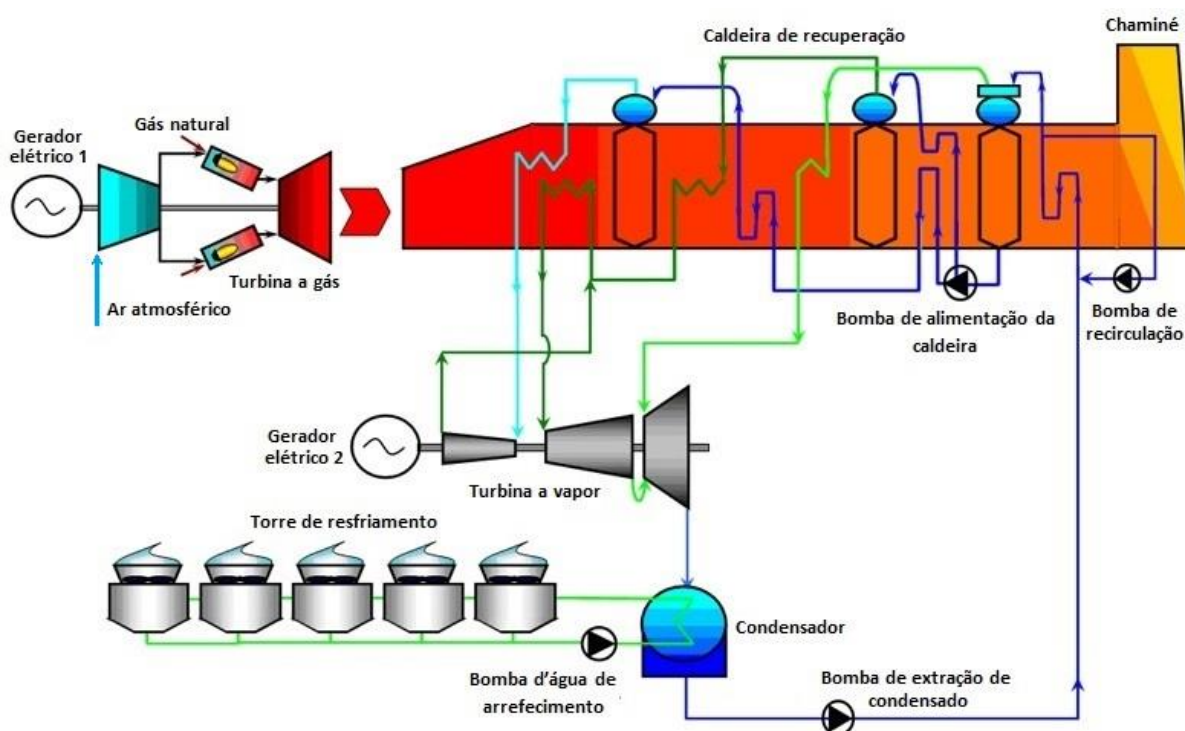


Figura 4.27 - Ciclo Combinado

Fonte - Ibiritermo, (2016)

Historicamente, os primeiros ciclos combinados apareceram na Europa no final do século XIX, alguns anos depois eles foram levados para os Estados Unidos. Isso ocorreu devido à crescente necessidade de energia elétrica, e ao estímulo de pesquisa e desenvolvimento no setor. Com o decorrer do tempo e a evolução das tecnologias, diversos setores industriais e governamentais fizeram a adesão a esses sistemas, Lizagarra (1999, citado por ANDREOS, 2013 p. 5).

De acordo com Chase (2000), a primeira geração elétrica de um ciclo combinado ocorreu nos Estados Unidos em 1949. A foto do sistema pode ser visualizada através da Figura 4.28. Precisamente em 1952, outro equipamento similar a este, foi instalado nesta mesma estação. As turbinas a gás deste sistema tinham um potencial de produção de 3,5 MW; enquanto que as unidades a vapor produziam 35 MW.

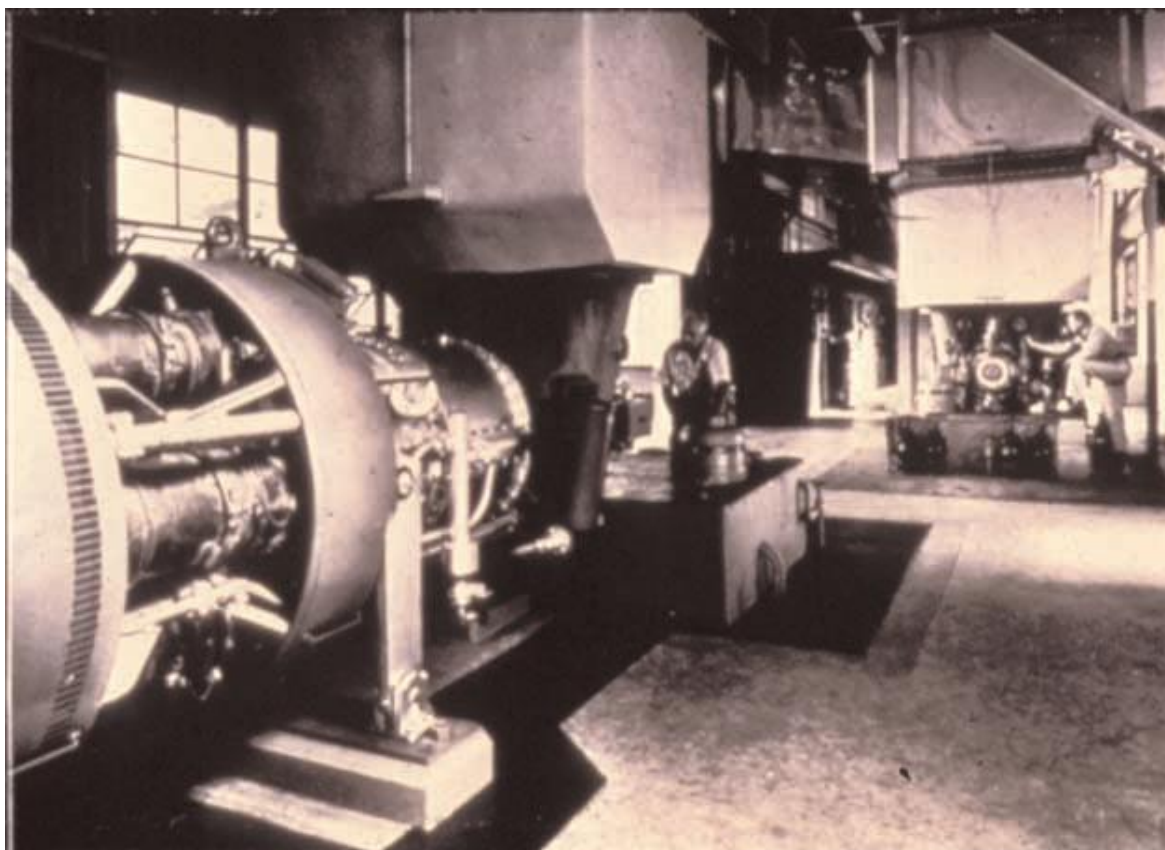


Figura 4.28 - Primeira turbina a gás numa geração de ciclo combinado

Fonte - *GE Power System*, (2000)

A Figura 4.29 é a representação de uma planta de ciclo combinado e os seus principais equipamentos, tais como: turbina a gás, caldeira de recuperação, turbina a vapor, condensador, torre de resfriamento, bombas e geradores. Na sequência será mostrada uma breve descrição de cada componente.

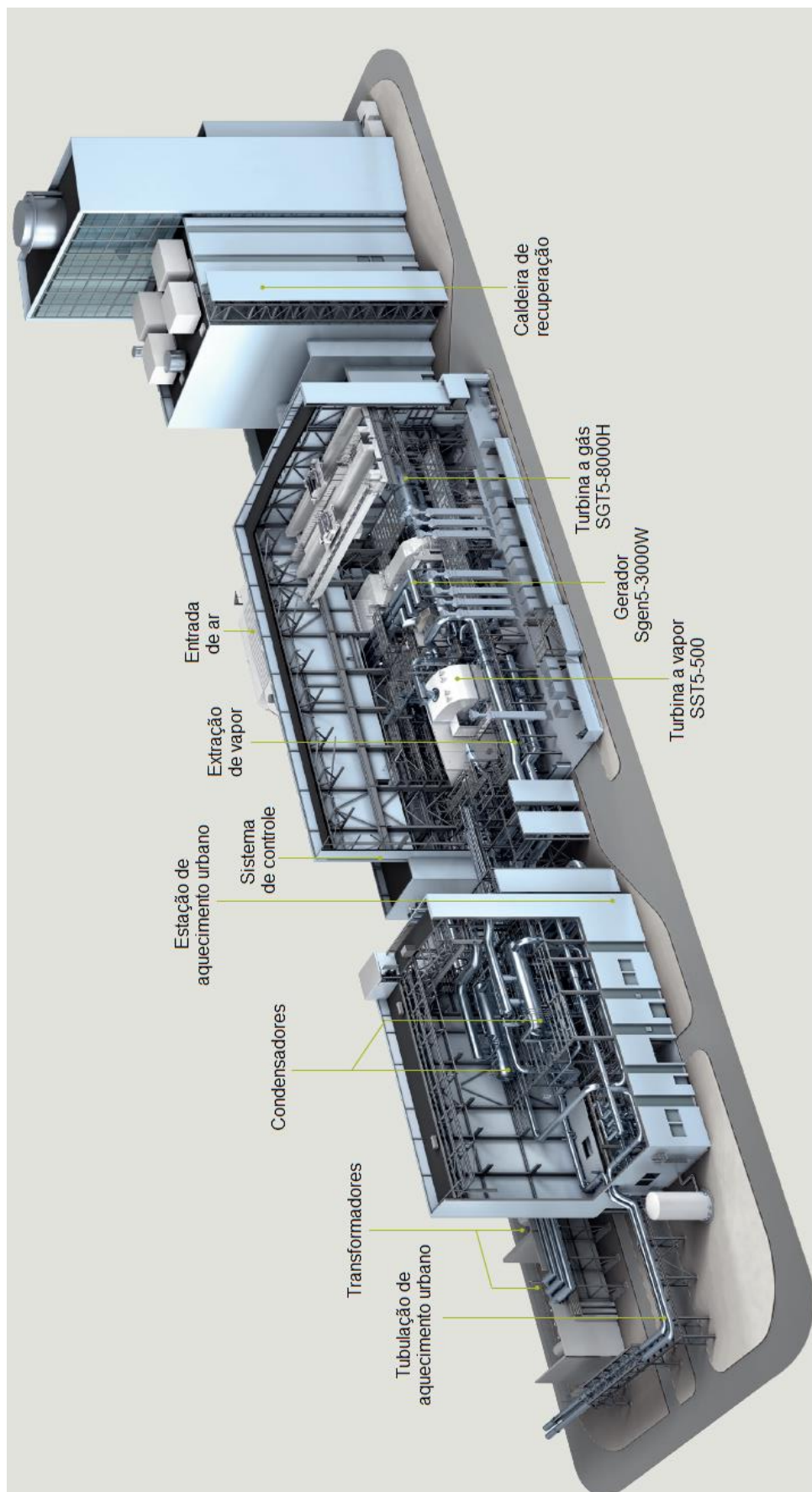


Figura 4.29 - Planta Industrial - ciclo combinado

Fonte - Siemens, (2014)

### 4.6.1 Turbina a gás

A turbina a gás é sem dúvida o equipamento mais importante do ciclo combinado e somente ela está associada ao ciclo de Brayton. Atualmente, modelos como o da Figura 4.30 podem chegar a um rendimento de 41% e produzir potências de 425 MW. O compressor possui 13 estágios e as guias variáveis controlam o posicionamento das palhetas guias. As paletas dos 4 estágios da turbina de expansão possuem um sistema de arrefecimento interno a base de ar, oriundo do compressor, que permite a passagem dos gases de exaustão com altas temperaturas não permitindo danos ao equipamento. Após a expansão, estes gases saem da turbina a 640 °C, (SIEMENS, 2017).

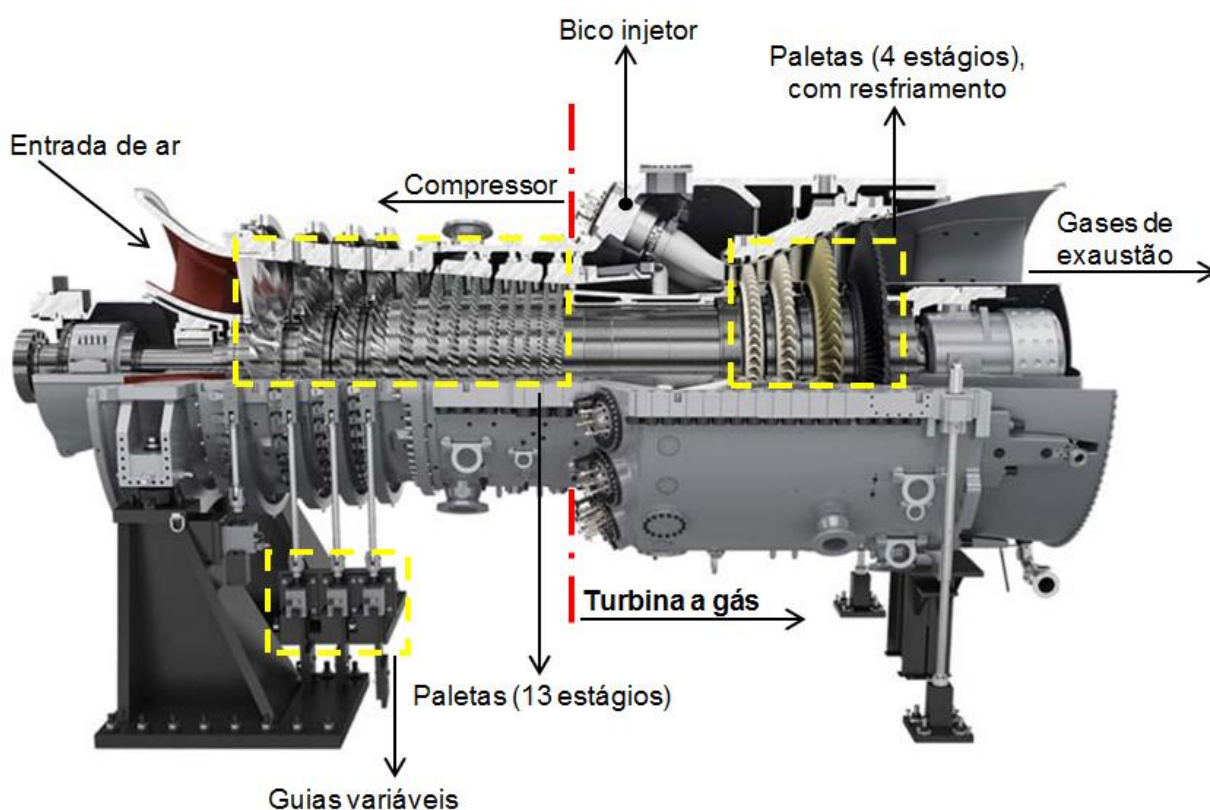


Figura 4.30 - Turbina a gás, SGT5-8000H (adaptada)

Fonte - Siemens, (2016)



## 4.6.2 Caldeira de recuperação

A caldeira, representada pela Figura 4.31, é o equipamento que transforma o fluido de trabalho de estado líquido subresfriado para vapor superaquecido. Em seu interior há uma série de tubos que estão distribuídos e representados pela cor azul conhecido como evaporadores, estes que conduzirão o fluido (neste caso a água) durante o processo de transferência de calor que ocorre através dos gases de exaustão. Os flancos tubulares normalmente são divididos em três posições, onde são alcançadas e medidas: alta pressão (*HP*), média pressão (*MP*) e baixa pressão (*LP*). Nos pontos onde acontecem as mudanças de fase os separadores fazem a segregação entre o vapor e o líquido, de modo que haja apenas a progressão de fluido de trabalho na forma de vapor superaquecido.

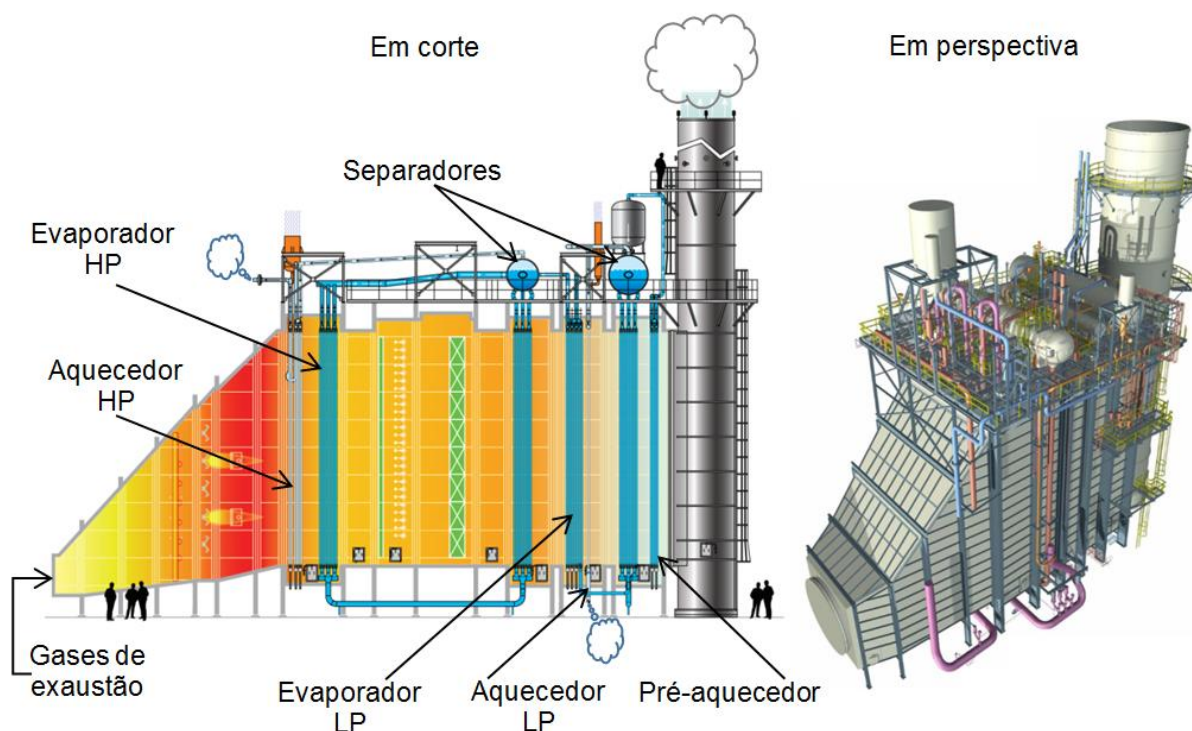


Figura 4.31 - Caldeira de recuperação (adaptada)

Fonte - Horizon-Victory Energy, (2009); HSRG-Energy Services CO, (2014)

Algumas unidades de recuperação de calor podem fazer com que o fluido mantenha aproximadamente 150 bar e atinja temperatura de 540 °C, com capacidade de produção de vapor de 600 t/h, (MITSUBISHI, 2016).

### 4.6.3 Turbina a vapor

Os modelos de turbina a vapor, conforme a Figura 4.32, da classe SST-300 a SST-800, são similares aos da categoria SST-700/900, distinguindo-se em alguns pontos como potência máxima, aplicação típica, geometria das pás, entre outros, (SIEMENS, 2014). Os tipos SST-700/900 são os mais utilizados em ciclos combinados, eles podem receber vapor com pressão de 180 bar, temperaturas de até 530 °C e atingir 250 MW de potência. Estas turbinas têm 19 estágios, com entradas de baixa e alta pressão, além disso, podem trabalhar inicialmente 50000 horas ininterruptas (sem manutenção), e sua vida útil pode chegar a 200000 horas ou aproximadamente 22 anos.

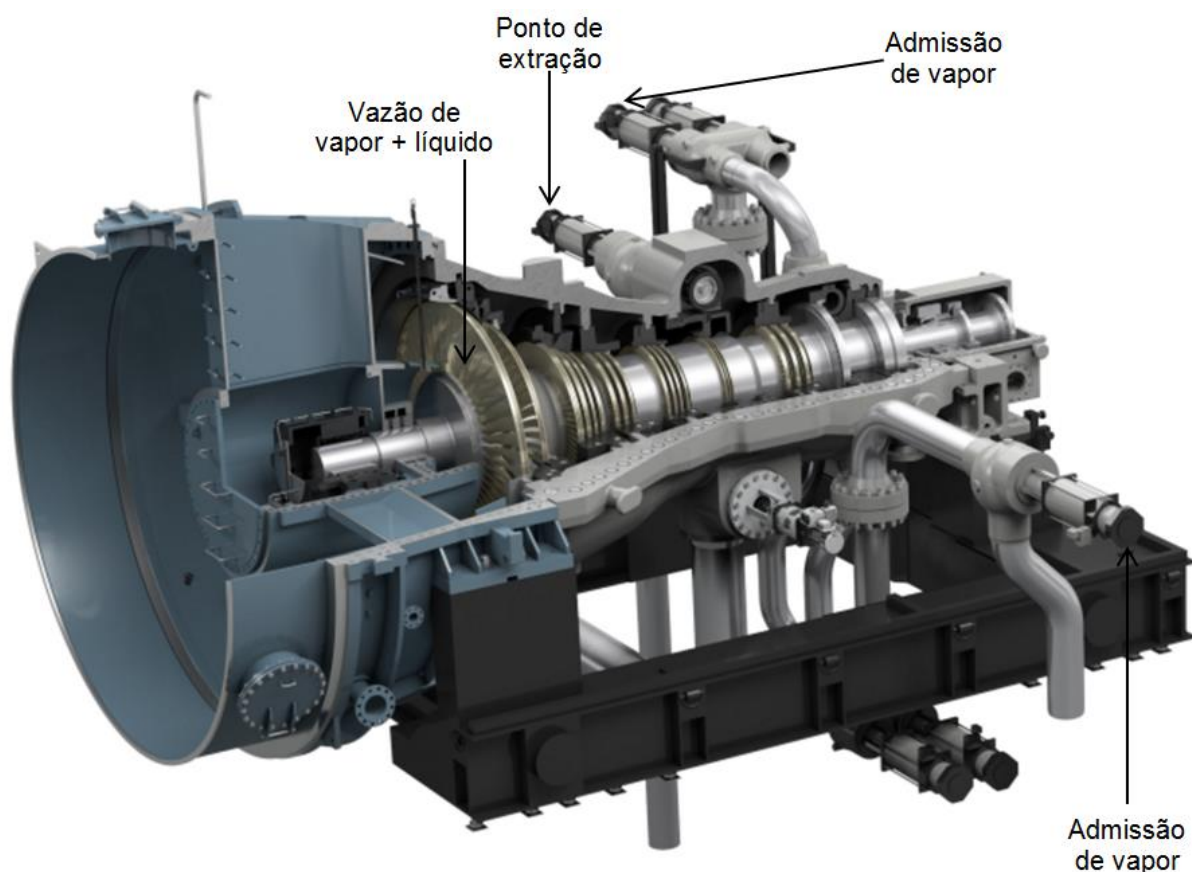


Figura 4.32 - Turbina a vapor, classe SST-300 a SST-800 (adaptada)

Fonte - Siemens, (2016)

Vale ressaltar que existem outros fabricantes de diversos tipos de turbinas a vapor com inúmeras aplicações em vários setores.

#### 4.6.4 Condensador

Os condensadores têm a função de retirar calor da mistura líquido-vapor na saída da turbina e fazer com que este mesmo fluido mude completamente de estado até atingir a zona de subresfriamento. Equipamentos, como os da Figura 4.33, possuem feixes de tubos que recebem fluidos de trabalho com temperaturas próximas de 100 °C. Esta massa, que vem da turbina a vapor, transfere calor por condução para um fluido exterior, cuja temperatura está mais baixa, e que é destinada à torre de resfriamento.

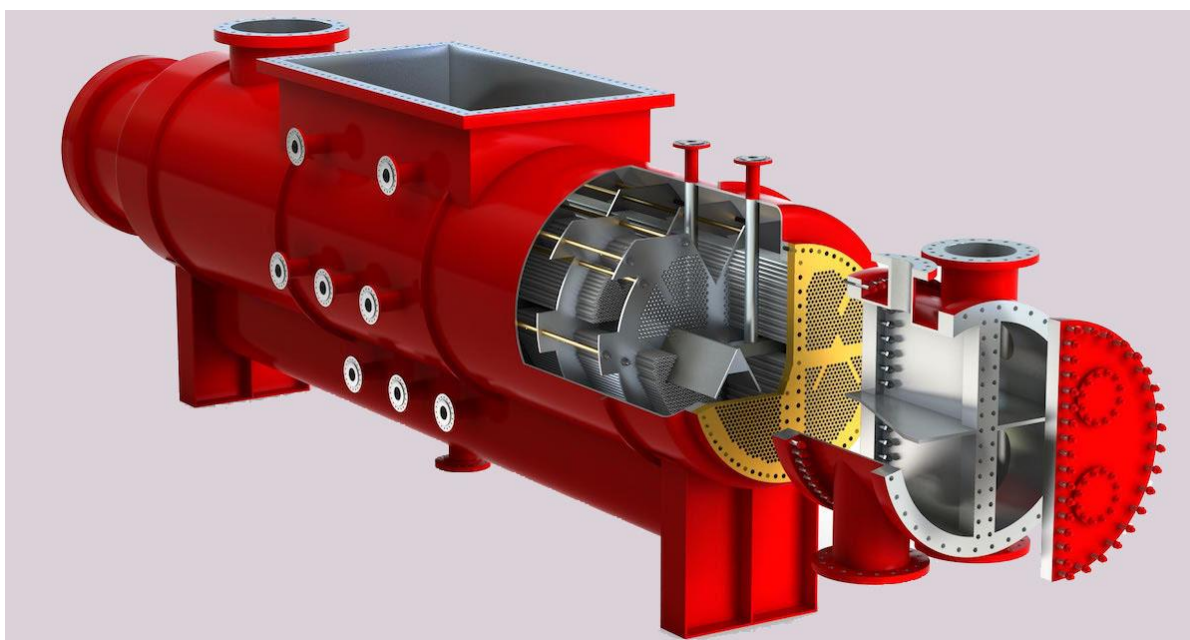


Figura 4.33 - Condensador de vapor, modelo 1

Fonte - Farnikan, (2016)

Entretanto, empresas como a *GE Power System* tem se especializado cada vez mais em construir, principalmente, para as usinas termoeletricas, equipamentos mais modernos, como é o caso do condensador da Figura 4.34. Alguns destes modelos aceitam pressões de até 0,07 bar, o aumento da temperatura da água de circulação que vai retirar calor do fluido de trabalho pode alcançar 11 °C, sua superfície de troca de calor é de 115000 m<sup>2</sup>, o comprimento deste condensador é de 16,5 m e sua carga máxima de água é de 9700 t.



Figura 4.34 - Condensador de vapor, modelo 2

Fonte - GE Steam Power, (2017)

#### 4.6.5 Torre de resfriamento

A torre de resfriamento, nas termelétricas, tem como função retirar calor do condensador e mandar para o meio externo. Existem muitos modelos catalogados e um dos mais comuns pode ser visualizado através da Figura 4.35. Na parte de baixo deste sistema há um reservatório de água que é bombeado para a parte de cima dos enchimentos que são compostas por vários tubos. Simultaneamente, neste circuito, onde a água cai de maneira constante, no interior da tubulação, escoam a água que vem do condensador com temperaturas um pouco mais elevadas. Os ventiladores promovem a convecção forçada no interior do equipamento com ar que vem do meio ambiente passando pelas persianas laterais e que posteriormente acaba sendo expurgado na parte superior da torre. O ar resfria a água do reservatório que troca calor com os enchimentos que recebem a água do condensador.



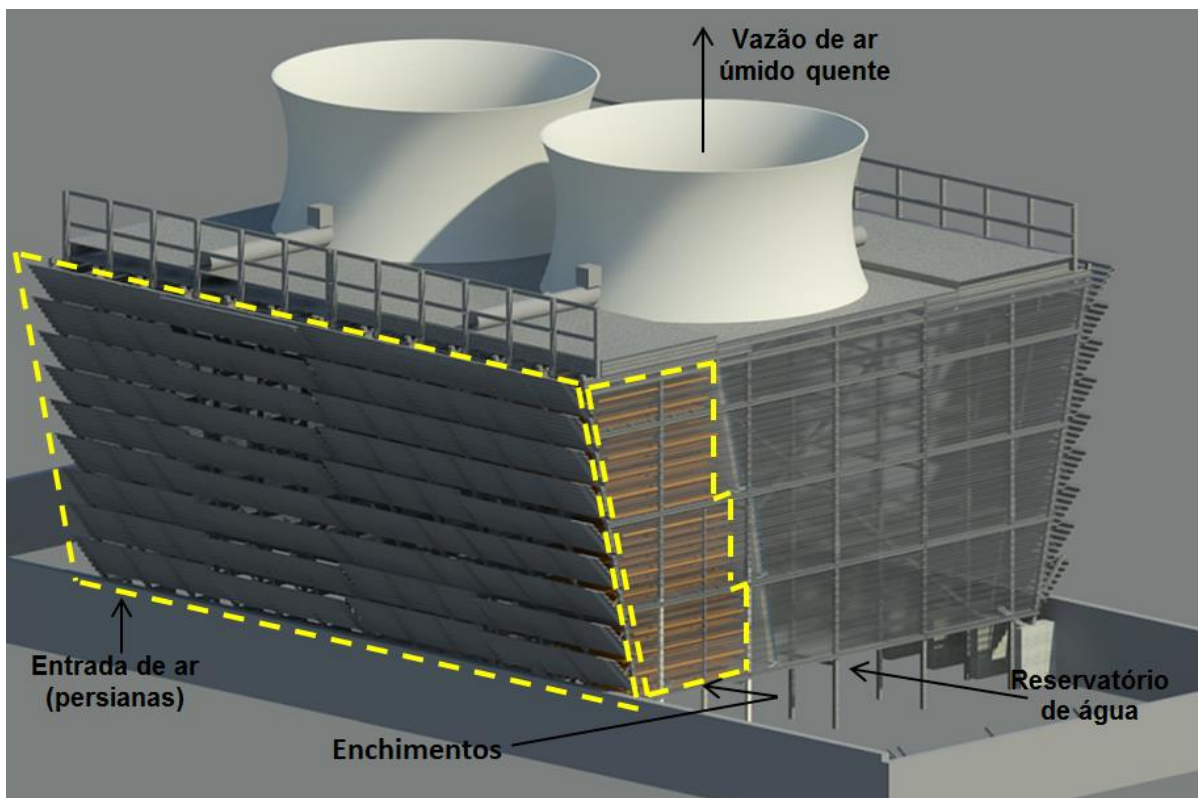


Figura 4.35 - Torre de resfriamento (adaptada)

Fonte - Starcooling, (2015)

#### 4.6.6 Bombas

As bombas são equipamentos que promovem o aumento de pressão em determinados pontos do sistema além da circulação do fluido de trabalho do ciclo de Rankine. Existem diversos modelos com diversas aplicações e os tipos mais comuns são: bombas hidráulicas, de engrenagens, de palhetas, de pistão axial, de pistão radial e bombas centrífugas. Um dos aspectos a serem observados é o seu baixo consumo de energia e na maioria dos casos pode até ser desprezado quando se calcular a eficiência total do ciclo.

As bombas como as da Figura 4.36 de sucção dupla atingem grandes taxas de compressão podendo alcançar 150 bar. Entre outras características, este equipamento pode bombear fluido a uma altura manométrica de 1000 m com vazão de até 4700 m<sup>3</sup>/h, temperatura de 220 °C e velocidade máxima de 5400 rpm. Estes tipos de bombas são muito utilizados em plataformas marítimas, sobretudo em termelétricas principalmente em reatores nucleares, (SULZER, 2016).

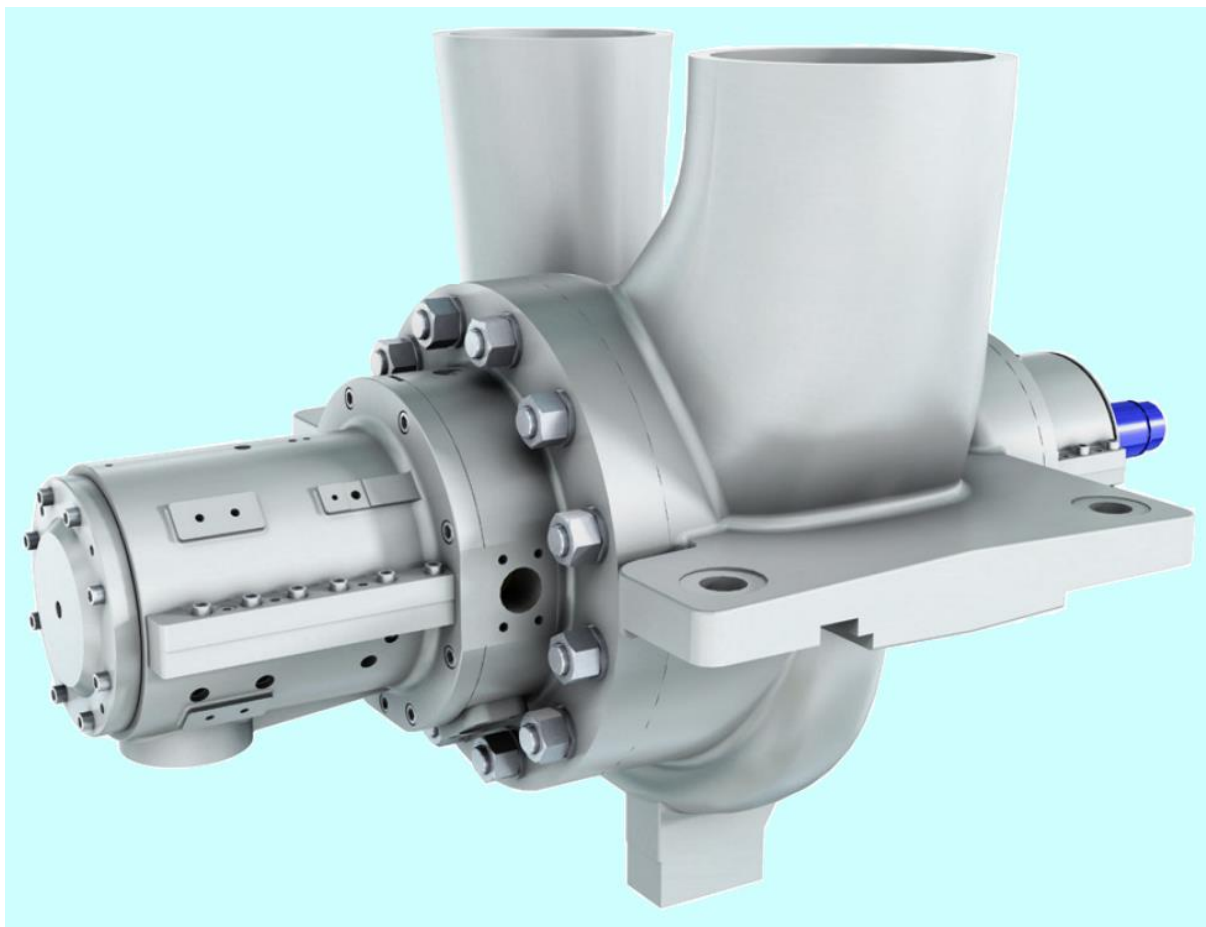


Figura 4.36 - Bomba de dupla sucção

Fonte - Sulzer Pump, (2016)

#### 4.6.7 Geradores

Toda a infraestrutura por trás de uma termelétrica é voltada exclusivamente para atender o gerador de potência, em síntese, o calor fornecido é transformado em trabalho que posteriormente é transformado em energia elétrica. O gerador Siemens da Figura 4.37 tem eficiência de 98,9% de aproveitamento e potência aparente entre 25 MVA e 370 MVA. Com a equivalência: 100 MVA→70 MWA, entre as unidades dimensionais de potência este equipamento pode produzir entre 17,5 MW e 259 MW de potência. Suas aplicações mais comuns são nas plantas de geração de potência a gás e a vapor, plataformas de petróleo, energias renováveis e condensadores.

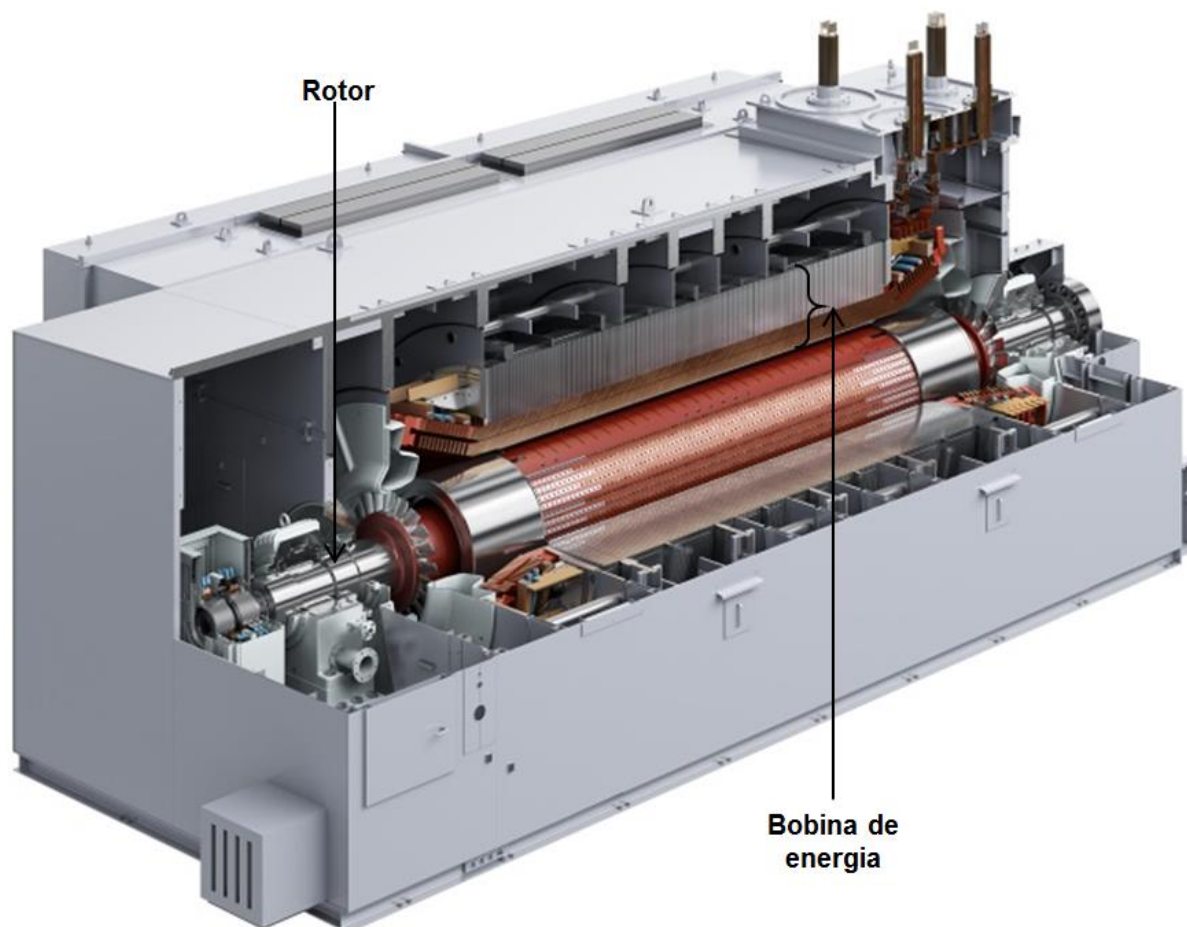


Figura 4.37 - Gerador SGen-100A-2P (adaptado)

Fonte - Siemens, (2017)

## 4.7 Melhores eficiências da atualidade

Na atualidade a Siemens é uma das fabricantes de turbinas com melhores resultados em termos de eficiência e geração de potência de uma termoelétrica. Em maio de 2015, a empresa registrou 60,75% de eficiência real na usina Irsching, que é um ciclo combinado e fica localizada em Vohburg e Danube no sul da Alemanha. Posteriormente, em janeiro de 2016, a companhia bateu seu próprio recorde atingindo 61,5% na cidade de Lausward em Düsseldorf, também na Alemanha. A usina de Lausward atingiu uma capacidade de 603,8 MW. Uma usina operando com um equipamento como este e atingindo este rendimento, comparada a outras fontes como, por exemplo o carvão, poderia deixar de emitir 2,5 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub> por ano. Isto seria equivalente à mesma quantidade de emissão que 1,25 milhão de automóveis produziram rodando aproximadamente 15 mil quilômetros no mesmo período. Outro fator importante é que este sistema pode alcançar sua

produtividade máxima em 25 minutos já com a turbina a vapor aquecida, (SIEMENS, 2016).

Em junho do mesmo ano (2016), a *General Electric* (GE) publicou aquele que seria até então o melhor resultado superando a empresa alemã. Com o modelo de turbina a gás 9HA.01, eles alcançaram 62,22%. Este equipamento se localiza no vilarejo Bouchain ao norte da França. A turbina tem o mesmo peso que um Boeing 747 com carga máxima e pode abastecer sozinha uma cidade com 680 mil residências. A potência máxima deste equipamento pode ser alcançada em menos de 1 hora. A fabricante ainda informa que além das altíssimas temperaturas suportadas na câmara de combustão que podem chegar a 1425°C, o ar quente sai a uma velocidade próxima a de um furacão categoria 5 que pode atingir 250 km/h. A vazão dos gases de exaustão desta turbina pode encher um dirigível similar ao da Goodyear em apenas 5 segundos, (*GE POWER SYSTEM*, 2016).

## 5 ESTUDO DE CASO

Neste capítulo serão analisadas três usinas, sendo: **duas brasileiras**<sup>2</sup> cujos dados foram concedidos gentilmente pelos responsáveis técnicos da área, e uma terceira usina cujos dados foram retirados de um artigo. Para calcular as irreversibilidades será considerado o processo real e a estimativa do processo ideal de cada componente das respectivas usinas.

### 5.1 Método de obtenção das irreversibilidades e eficiências do estudo de caso

As três termelétricas são ciclos combinados 1x1, ou seja, um ciclo de Brayton e um ciclo de Rankine. A Usina 1 fica na região metropolitana de Belo Horizonte e atualmente opera com gás natural. A Usina 2 fica no Rio Grande do Sul e também foi projetada para receber gás natural, recentemente ela tem operado com óleo diesel por não haver uma logística que favoreça o abastecimento de gás. A usina 3, foi um modelo termodinâmico gerado para análise de degradação da turbina a gás em um ciclo combinado, (KURZ *et al*, 2014).

Dentro deste estudo de caso, o objeto de maior interesse é encontrar as eficiências: real e ideal, de cada usina, assim como a eficiência de seus principais componentes. A turbina, seja ela a gás ou a vapor, produz potência útil e o aumento de entropia para este equipamento é indesejável, pois isto afeta negativamente o seu desempenho. No caso da caldeira, quanto mais o processo se aproxima de uma transformação adiabática, maior é a sua eficiência, por isso é importante que ela seja muito bem isolada termicamente para assegurar a maior transferência de calor possível para o fluido de trabalho. O condensador e a torre de resfriamento enviam para o meio externo a energia que não tem mais utilidade, enquanto que as bombas, inevitavelmente, consomem uma parte da energia do processo, ainda que este consumo seja muito pequeno.

---

<sup>2</sup> Nota: por questão de política de privacidade das empresas os nomes das companhias não poderão ser divulgados neste documento. Os dados termodinâmicos foram concedidos gentilmente pelos responsáveis dos setores de operação e suporte técnico.

A descrição inicial da metodologia parte da definição de exergia, onde se tem o trabalho máximo possível (energia disponível) em determinados pontos de entradas e saídas de um volume de controle. Inicialmente desejava-se obter os dados teóricos das centrais termoelétricas para se calcular a exergia nos pontos de cada equipamento e assim conhecer ou estimar as eficiências ideais e reais correspondentes. Como foram fornecidas as propriedades das condições reais das usinas brasileiras, o estudo de caso se tornou um alvo mais atrativo.

A estruturação do **modelo matemático**<sup>3</sup> foi construída em Excel, além disso, outros programas foram utilizados como: MatLAB, *CATT3 (Computer-Aided Thermodynamic Table 3)* e *Thermo Build*. O MatLAB foi utilizado especificamente para o desenvolvimento de equações de entalpia na combustão a partir do calor específico de alguns hidrocarbonetos e os gases ideais. O *CATT3* foi empregado para encontrar as propriedades termodinâmicas do ciclo a vapor e está disponível gratuitamente no site da Editora Blücher. O *Thermo Build* também foi utilizado para encontrar propriedades termodinâmicas, só que de elementos químicos não localizados nas literaturas convencionais, este programa foi desenvolvido pelo centro de pesquisas da NASA (*National Aeronautics and Space Administration*), e o endereço do site está disponível nas Referências Bibliográficas.

## 5.2 Ciclo de Brayton das usinas

Inicialmente, para se calcular as irreversibilidades, e as eficiências, foi necessário conhecer bem o processo de cada usina, levantar seus dados termodinâmicos e pré-estabelecer os volumes de controle dos equipamentos.

Os pontos 1 e 2 da Figura 5.1, respectivamente, são: a entrada e a saída da vazão mássica de ar do compressor. O ponto 2 representa a entrada de ar na câmara de combustão que tem uma parcela de combustível sendo injetado simultaneamente. O ponto 3 é a saída dos gases de exaustão da câmara de combustão para a turbina a gás. O ponto 4 representa a descarga para a caldeira de recuperação.

---

<sup>3</sup> O detalhamento dos cálculos do ciclo de Brayton pode ser acompanhado no Diagrama Espinha de Peixe do apêndice B.

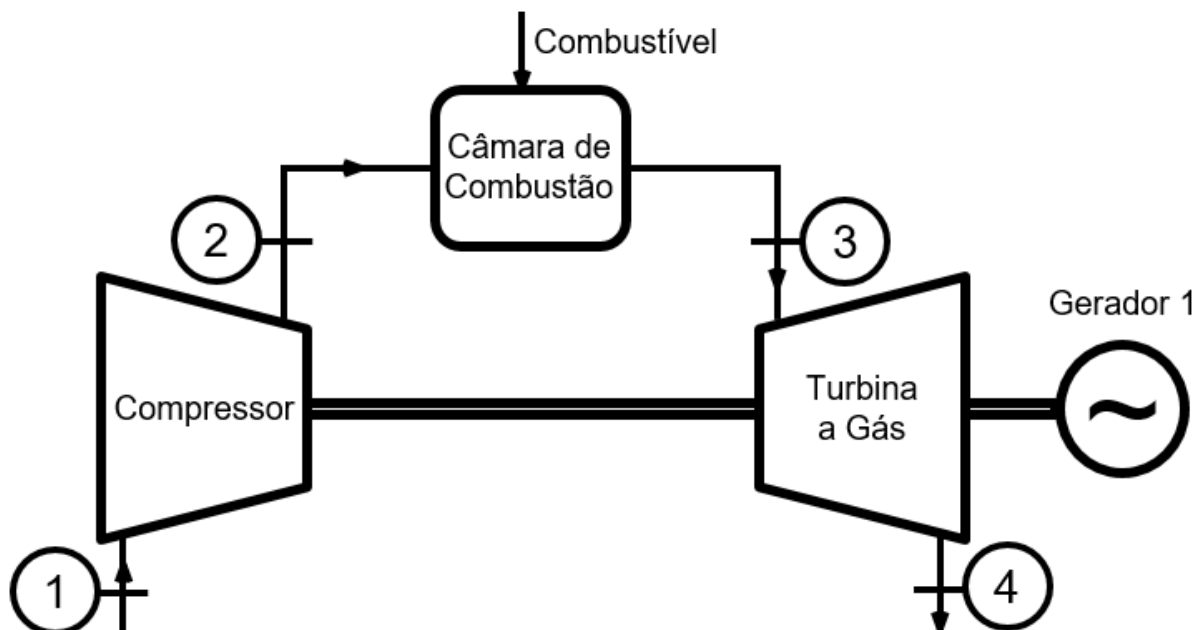


Figura 5.1 - Diagrama representativo do ciclo de Brayton

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

De fato, o início dos cálculos se dá a partir do momento em que se encontra o número de moles total dos reagentes e dos produtos para que possa ser feito o balanço estequiométrico da combustão. Para se descobrir o número de moles total dos reagentes, no caso do gás natural foi utilizada a equação de Clapeyron, no caso do óleo diesel o número de moles total foi obtido por análise dimensional da vazão mássica [kg/s] e a massa molar [kg/kmol].

Na sequência, utilizando a fração molar dos combustíveis que pode ser visualizada através da Tabela 5.1, se extraiu o número de moles dos elementos que compõem o gás natural e o óleo diesel. Após o cálculo dos coeficientes estequiométricos dos combustíveis juntamente com o cálculo do excesso de ar e a entalpia de cada elemento, pôde-se alcançar um sistema que permite variar temperatura de chama em função do excesso de ar, assim como a manipulação da massa do excesso de ar.

De modo específico, algumas entalpias associadas a determinadas temperaturas dos reagentes e dos produtos utilizadas para fazer o balanço estequiométrico, em alguns casos, normalmente, não são encontradas em literaturas muito comuns, com exceção dos gases ideais. Segundo McBride (1992) o *Thermo Build* pode referenciar propriedades termodinâmicas dos elementos químicos com temperaturas de até 6000 K.

Tabela 5.1 - Composição dos combustíveis utilizados no estudo de caso

Elementos	Gás Natural		Óleo Diesel
	Usina 1 e Usina 3 %	Usina 2 %	Usina 2 %
CH <sub>4</sub>	89,43	89,08	-
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5,84	7,15	-
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,74	1,89	-
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,92	0,46	-
N <sub>2</sub>	0,67	1,39	-
CO <sub>2</sub>	1,40	0,04	-
C	-	-	85,35
H	-	-	14,37
H <sub>2</sub> O	-	-	0,28

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Particularmente, neste estudo de caso, algumas das **entalpias**<sup>4</sup> foram extraídas a partir da integração dos polinômios do calor específico e tabelas termodinâmicas da literatura (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). Outras foram obtidas do *CATT3* e *Thermo Build*.

Para encontrar a entalpia dos componentes do gás natural foi integrado o Polinômio representado pela Equação 5.1 com as constantes da Tabela 5.2. Segundo Borgnakke e Sonntag (2013), esta expressão matemática proporciona resultados válidos para temperaturas na faixa de 250 K a 1200 K.

$$\int_{T_i}^{T_f} c_p dT = \int_{T_i}^{T_f} \left[ c_0 + \frac{c_1 T}{1000} + \left( \frac{c_2 T}{1000} \right)^2 + \left( \frac{c_3 T}{1000} \right)^3 \right] .dT \quad (5.1)$$

Onde:

T<sub>i</sub>: temperatura inicial [K]

T<sub>f</sub>: temperatura final [K]

C<sub>p</sub>: calor específico [kJ/kg.K]

C<sub>0</sub>, C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> e C<sub>3</sub>: constantes dos elementos químicos do gás natural

As entalpias dos componentes do óleo diesel estão estabelecidas de acordo com o *Thermo Build*. As entalpias dos produtos (gases de exaustão) foram extraídas

<sup>4</sup> Os valores da variação das entalpias utilizadas no ciclo de Brayton estão no Apêndice C.



das tabelas termodinâmicas da literatura Borgnakke e Sonntag (2013) e do CATT3, que são iguais.

Tabela 5.2 - Constantes para cálculo de entalpia do gás natural

Elementos	C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>
CH <sub>4</sub>	1,20	3,25	0,75	-0,71
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,18	5,92	-2,31	0,29
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-0,096	6,95	-3,60	0,73
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,163	5,70	-1,906	-0,049
N <sub>2</sub>	1,11	-0,48	0,96	-0,42
CO <sub>2</sub>	0,45	1,67	-1,27	0,39

Fonte - Borgnakke e Sonntag, 2013, (adaptado).

Os valores das entalpias, de todos os pontos e a vazão mássica ou molar do fluido de trabalho, são suficientes para calcular a taxa de geração de calor, potência e eficiência do ciclo.

A diferença entre as grandezas termodinâmicas do ciclo ideal e do ciclo real caracterizam a irreversibilidade como foi apresentada no Capítulo 2. Inicialmente a proposta era levantar os dados termodinâmicos dos equipamentos das usinas e calcular a taxa de geração de calor e potência conforme as especificações dos fabricantes. Mediante a indisponibilidade de tempo das gerências técnicas das empresas não foi possível fazer tal levantamento. A solução foi admitir que os processos se comportassem de maneira ideal tendo como referência inicial os dados dos processos reais. Tomando como exemplo os Pontos 1 e 2 do compressor pertinente a Usina 1, sendo:

$$T_1=22\text{ °C}, T_2=389\text{ °C}, p_1=0,91\text{ bar}, p_2=13,69\text{ bar}.$$

Sabe-se que em uma situação ideal, do processo 1→2 do ciclo de Brayton, a entropia seria exatamente igual em ambos os pontos, neste caso o que os torna diferentes, ideal ou real, é o aumento ou a diminuição da taxa de irreversibilidade gerada pela entropia. Dessa forma, se analisar a Figura 5.2, onde são encontrados os pontos 1, 2 e 2', a razão entre o comprimento do seguimento 1→2 e o comprimento do seguimento 1→2' é a expressão da eficiência do compressor. Quanto a área triangular 1→2→2'←1 formada entres os três pontos caracterizam a irreversibilidade do mesmo equipamento.

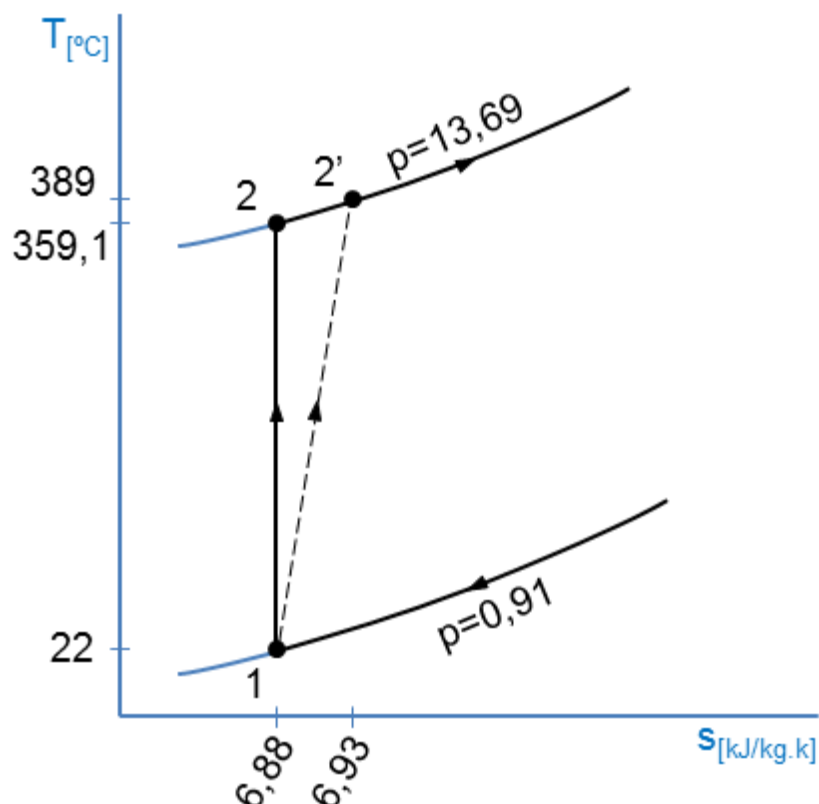


Figura 5.2 - Diagrama T x s das grandezas reais e ideais do compressor (Usina1)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica da Usina 1

Com as temperaturas ideais estimadas para os ciclos de Brayton as demais propriedades foram levantadas também a partir do *CATT3*. Mais uma vez, tendo as entalpias e a vazão mássica ou molar nas entradas e saídas do volume de controle é possível calcular as grandezas termodinâmicas.

### 5.3 Ciclo de Rankine das usinas

Os valores das **irreversibilidades e eficiências do ciclo de Rankine**<sup>5</sup> foram obtidos a partir do mesmo princípio aplicado ao ciclo de Brayton, onde foram calculadas, inicialmente as grandezas reais, depois as grandezas ideais e assim chegar às irreversibilidades e eficiências. Para estes cálculos foi utilizada a Equação 4.1 de balanço de energia da Primeira Lei para estimar a taxa de transferência de calor das caldeiras e dos condensadores, tal como a potência das turbinas a vapor e das bombas. Para as eficiências dos equipamentos foram utilizadas as equações da Tabela 4.1. No caso dos processos reais as propriedades

<sup>5</sup> O detalhamento do cálculo pode ser acompanhado no apêndice B a partir do 14º passo.

foram rigorosamente mantidas, como por exemplo, a perda de carga na caldeira. No processo ideal, assim como: o balanço de massa, boa parte das propriedades como é o caso da pressão e da temperatura, sofreram ajustes em alguns pontos. As **entalpias**<sup>6</sup> foram obtidas através do *CATT3*, tabelas termodinâmicas (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013), e *Thermo Build*.

As 3 usinas têm características muito similares, todavia, isso se limita quando se trata das caldeiras de recuperação pois elas não são completamente iguais. A Usina 1 e Usina 2 produzem vapores de: baixa, média e alta pressão, a Usina 3 só produz dois tipos de vapores que estão sendo considerados como: vapores de média e baixa pressão. A princípio foi calculada a quantidade da taxa de calor rejeitada pelas turbinas a gás e óleo para a caldeira das 3 usinas. Inevitavelmente, a taxa de calor absorvida pela água entre a condição de subresfriamento e a condição de vapor superaquecido, é menor que a taxa de calor, dos gases de exaustão entre os pontos 5 e 6 indicados nas Figuras 5.3; 5.6 e 5.11. A caldeira da Usina 1 possui 26 pontos, a caldeira da Usina 2 possui 32 pontos e a caldeira da Usina 3 possui 18 pontos. Nos casos das três caldeiras o que de fato caracteriza o processo real, além do aumento de entropia, é a perda de carga do fluido no interior da caldeira.

As turbinas a vapor das usinas 1 e 2 têm o mesmo princípio de trabalho e recebem vapores superaquecidos de alta média e baixa pressão contendo 5 pontos, conforme o diagrama representado na Figura 5.3 e 5.8. A Usina 3 possui uma turbina a vapor mais modesta podendo receber somente vapores de média e baixa pressão, *vide* Figura 5.11. Para uma turbina a vapor ideal o processo é considerado isentrópico assim como a turbina a gás. As suas potências foram calculadas através das entalpias e vazão mássica nos seus respectivos pontos. Outro detalhe é que nas três turbinas a vapor, as vazões mássicas nas entradas de média e baixa pressão foram ponderadas cada qual com sua parcela de massa e energia, e calculado conforme a Equação 5.2.

$$\dot{m}_{e1} \cdot h_{e1} + \dot{m}_{e2} \cdot h_{e2} = \dot{m}_s \cdot h_s \quad (5.2)$$

O condensador retira o calor do sistema que já não tem mais utilidade, com isso, ele auxilia o reestabelecimento da energia interna do fluido de trabalho para

---

<sup>6</sup> Os valores de todas as entalpias, de todos os equipamentos estão no Apêndice C.

que o mesmo seja reinserido no processo. Mesmo sabendo que o calor pode ser inutilizado, é necessário calcular a quantidade de energia retirada pelo condensador para se conhecer a eficiência global do ciclo.

As bombas são os equipamentos que vão reiniciar e dar a dinâmica ao ciclo de Rankine, onde o fluido de trabalho recebe aumento de pressão antes e durante o processo na fase inicial de aquecimento do fluido de trabalho na caldeira, como por exemplo é o caso das Bombas 1 e 2 da Usina 1 na Figura 5.3. O consumo de energia destes equipamentos é muito baixo em relação ao que as usinas podem produzir, em alguns trabalhos os seus valores são até desprezados. Diferente dos demais equipamentos a energia consumida pelas bombas não é calculada a partir da variação de entalpia e sim da variação da pressão.

Na sequência serão apresentados os dados e os resultados de cada Usina.

## 5.4 Base de cálculo para construção do modelo matemático

A sequência de cálculos do modelo matemático, para as três usinas, foi estabelecida da seguinte forma.

1º) cálculo do número de moles de ar do compressor conforme a Equação 5.3 (Equação de Estado Van der Waals).

$$pV = nRT \quad (5.3)$$

2º) cálculo do número de moles de combustível.

Para o gás natural foram utilizadas as Equações 5.4 (vazão volumétrica), 5.5 (densidade) e 5.6 (número de moles do combustível).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{\text{combustível}}}{m_{\text{específica}}} \quad (5.4)$$

$$\rho = \frac{\dot{m}_{\text{combustível}}}{m_{\text{ar}}} \quad (5.5)$$

$$\dot{n}_{\text{combustível}} = \frac{\dot{m}_{\text{combustível}}}{M_{\text{combustível}}} \quad (5.6)$$

Para o caso do óleo diesel foi utilizada apenas a Equação 5.6.

3º) balanço estequiométrico dos reagentes e produtos conforme subitem 4.3 do Capítulo 4. Os dados dos combustíveis estão na Tabela 5.1.

4º) cálculo do número de moles de cada elemento químico da combustão através da fração molar ( $x_i$ ) expressa pela Equação (5.7).

$$\dot{n}_i = x_i \cdot \dot{n}_{\text{total}} \quad (5.7)$$

5º) levantamento das entalpias de formação e de referência através do *CATT3*, *Thermo Build* e tabelas termodinâmicas e polinômios do calor específico (Equação 5.1) da literatura Borgnakke e Sonntag, 2013. O método de obtenção das entalpias através dos programas *CATT3* e *Thermo Build* estão no Apêndice B. A variação de entalpia de cada elemento está no Apêndice C. Elaborar as planilhas e calcular o excesso de ar através da interação do teste de hipóteses do Excel.

7º) cálculo da potência consumida pelo compressor, através da Equação 5.8.

$$\dot{W}_{\text{compressor}} = \Delta h \cdot \dot{n}_{\text{ar}} \quad (5.8)$$

6º) cálculo do número de moles do ar de arrefecimento das palhetas da turbina de expansão conforme Equação 5.9. As massas de ar utilizadas nos processos de arrefecimento das palhetas estão indicadas como AAPTE nas Tabelas 5.3; 5.10; 5.17 e 5.24.

$$\dot{n}_{\text{AAPTE}} = \frac{\dot{m}_{\text{AAPTE}}}{M_{\text{ar}}} \quad (5.9)$$

8º) cálculo da taxa de calor retirada das palhetas da turbina de expansão conforme a Equação 5.10. Neste caso foram admitidos os valores das entalpias de entrada e saída (de ar) correspondentes ao ponto 2 e 4, respectivamente.

$$\dot{Q}_{\text{AAPTE}} = \Delta h \cdot \dot{n}_{\text{AAPTE}} \quad (5.10)$$

9º) cálculo da potência produzida pela turbina de expansão utilizando a Equação 5.11.

$$\dot{W}_{\text{turbina de expansão}} = \sum (\Delta h_i \cdot \dot{n}_i) \quad (5.11)$$

Cada elemento químico presente nos gases de exaustão possui uma quantidade de energia peculiar a ser calculada.

10º) cálculo do calor rejeitado para caldeira de recuperação. As entalpias são obtidas através da diferença de temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira e a chaminé (pontos 4=5 e 6). As entalpias em kJ/kmol estão no Apêndice C nas Tabelas C5, C11, C17 e C23.

$$\dot{Q}_{\text{rejeitado}} = \sum (\Delta h_i \cdot \dot{n}_i) \quad (5.12)$$

11º) cálculo da eficiência do ciclo de Brayton utilizando as grandezas obtidas no 7º, 8º, 9º e 10º passo.

Para o cálculo do calor ofertado, da Equação 5.13, os PCIs utilizados no gás natural e no óleo diesel são de aproximadamente: 47400 kJ/kg e 43900 kJ/kg, respectivamente, conforme os dados de projetos das usinas.

$$\dot{Q}_{\text{ofertado}} = \dot{m}_{\text{combustível}} \cdot \text{PCI}_{\text{combustível}} \quad (5.13)$$

A Equação 5.14 expressa a eficiência real do ciclo de Brayton.

$$\eta_{\text{Brayton}} = \frac{(\dot{W}_{\text{turbina de expansão}} - \dot{Q}_{\text{AAPTE}} - \dot{W}_{\text{compressor}} - \dot{Q}_{\text{rejeitado}})}{\dot{Q}_{\text{ofertado}}} \quad (5.14)$$

12º) cálculo do ciclo de Brayton ideal conforme os exemplos das Figuras: B.9, B.10, B.11, B.12, B.13, B.14 e B.15 no Apêndice B.

13º) de acordo com a Equação 5.15, a irreversibilidade de cada componente é igual a diferença entre as potências calculadas anteriormente.

$$I = W_{\text{real}} - W_{\text{ideal}} \quad (5.15)$$

15º) estimativa e levantamento das entalpias reais e ideais e identificação do estado do fluido de trabalho (zonas de subresfriamento,  $0 \leq X \leq 1$ , superaquecimento) da: caldeira, turbina a vapor, condensador e bombas através do *CATT3*, lembrando que para o cálculo do ciclo ideal a referência são as propriedades termodinâmicas no início de cada componente.

A Equação 5.16 pode ser aplicada tanto para caldeira quanto para o condensador.

$$\dot{Q} = \sum (\Delta h \cdot \dot{m}) \quad (5.16)$$

A Equação 5.17 é utilizada no cálculo da potência produzida pela turbina a vapor.

$$\dot{W}_{\text{turbina a vapor}} = \sum (\Delta h \cdot \dot{m}) \quad (5.17)$$

A Equação 5.18 é utilizada no cálculo da potência consumida pelas bombas.

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \sum (\Delta P \cdot \dot{m} \cdot v) \quad (5.18)$$

16º) tendo em vista as grandezas dos componentes do ciclo de Rankine, tanto para a condição real quanto para a condição ideal aplicar a Equação 5.15 para estimar a irreversibilidade dos equipamentos.

17º) cálculo da eficiência do ciclo de Rankine, conforme a Equação 5.19, utilizando as grandezas do 15º passo.

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{(\dot{W}_{\text{turbina a vapor}} - \dot{Q}_{\text{condensador}} - \dot{W}_{\text{bomba(s)}})}{\dot{Q}_{\text{rejeitado pela turbina a gás}}} \quad (5.19)$$

17º) para o cálculo da eficiência de cada componente, do ciclo de Brayton e do ciclo de Rankine, utilizar as equações da Tabela 4.1 e as irreversibilidades somar os valores de cada ciclo.

18º) a eficiência global de cada usina é a soma das eficiências do 11º e 17º passo.

## 5.5 Usina 1 (gás)

### 5.5.1 Dados da Usina 1 (gás)

A Tabela 5.3, contém os valores de pressão, temperatura e vazão mássica dos combustíveis e o ar utilizado na combustão do ciclo de Brayton da Usina 1 (gás). Estes valores das propriedades termodinâmicas podem ser associados aos pontos indicados na Figura 5.1. As entalpias dos elementos químicos da combustão estão no Apêndice C (Tabela C1 a Tabela C6).

Tabela 5.3 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 1 (gás)

Pontos	A gás natural		
	p [bar]	T [°C]	ṁ [Kg/s]
1	0,91	22	381,79
2	13,69	389	340,75
3	13,14	1327,4	340,75
4	0,95	616	390,43
Combustível	21,99	74,23	8,75
AAPTE	-	-	49,68



Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Considerando que os processos ideais sejam isentrópicos as novas temperaturas nos pontos dos ciclos de Brayton da Usina 1 estão descritas na Tabela 5.4. Lembrando que as temperaturas nos pontos 1 e 3 são as temperaturas de referência do processo ideal.

Tabela 5.4 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 1 (gás)

Pontos	T [°C]
2	359,10
4	578,27

Fonte - Elaboração própria a partir do CATT3

O esquema da Figura 5.3 está associado as Tabelas 5.5; 5.6; 5.7 e 5.8 que possuem os valores das propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine da Usina 1 (gás). As letras A, M e B correspondem aos processos de alta, média e baixa pressão, os números que acompanham as letras e as linhas nas cores vermelha, azul e cinza, respectivamente, representam a sequência do processo.

O ponto A10 é a conexão de alta pressão entre a caldeira e a turbina a vapor para a geração de potência. O ponto M7 é uma tomada de vapor para a caldeira de recuperação que recebe mais calor e abastece a linha de média pressão no ponto M11. Após a segunda etapa de expansão o vapor de M11 se junta ao sistema de baixa pressão representado pelo ponto B6 completando o ciclo de trabalho da turbina a vapor. O ponto C1 é a saída do fluido de trabalho para o condensador.

Os pontos C3 e C4 correspondem a entrada e saída de água da torre de resfriamento. Especificamente, a água de arrefecimento passa pelo ponto C3, recebe calor dentro do condensador e sai pelo ponto C4, retornando aos enchimentos da torre de resfriamento.

O ponto C2 é a saída do condensador para a Bomba 1, e B1 é a conexão entre a bomba 1 e a caldeira. O ponto B5 é a entrada da bomba 2, os pontos M1 e A1 correspondem as entradas de média e alta pressão na caldeira.

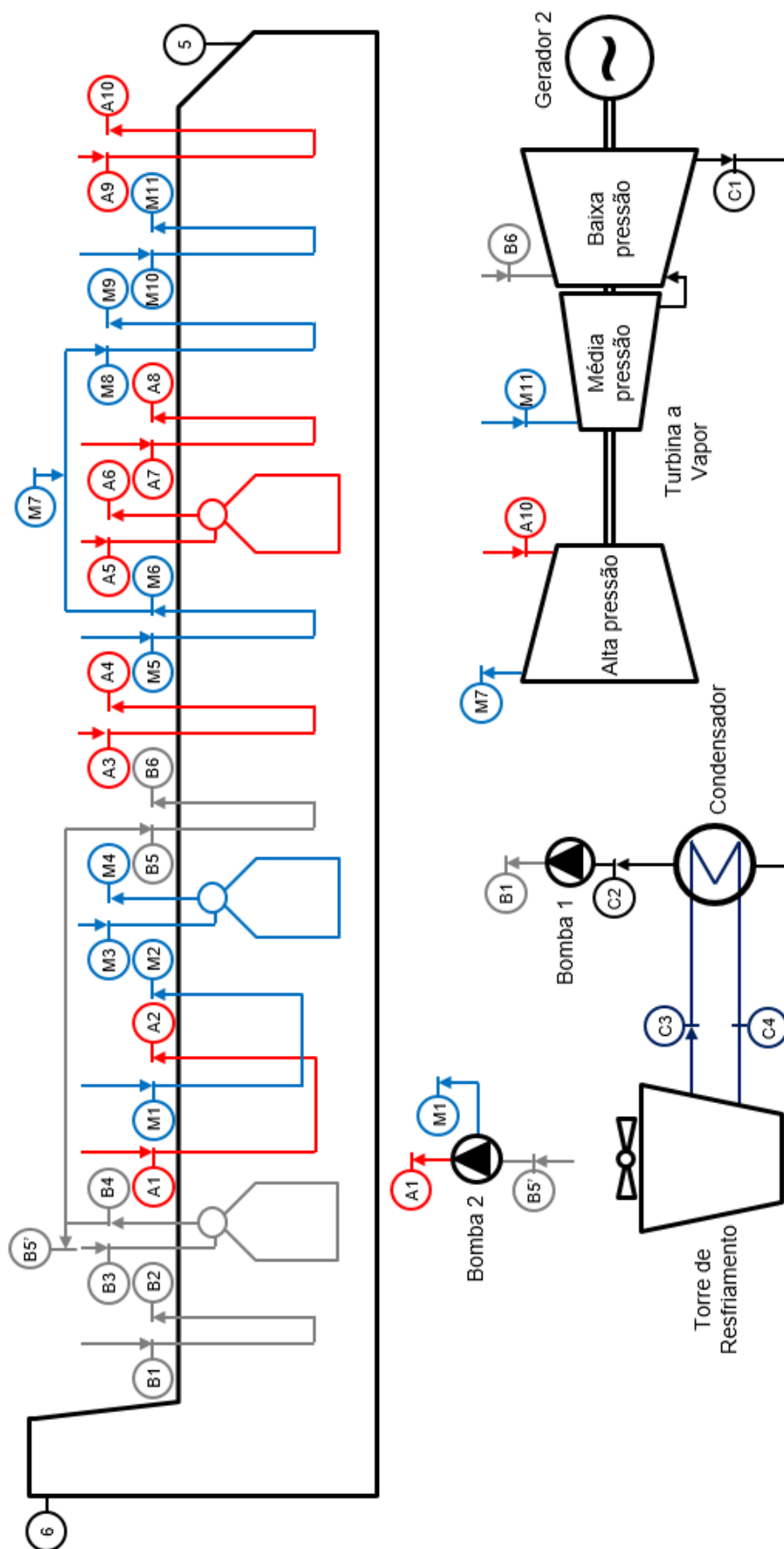


Figura 5.3 - Ciclo de Rankine da Usina 1 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.5 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 1 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A10	109,70	540,10	50,05	3466,00	116,90	540,10	50,05	3458,00
A9	111,00	440,10		3195,00		-		-
M11	31,08	540,80	56,10	3547,00	35,62	540,10	56,10	3541,00
M10	31,84	480,80		3411,00		-		-
M9	31,84	480,80	56,10	3411,00	35,62	-	56,10	-
M8	33,26	371,20		3158,00		347,10		3095,00
A8	111,00	440,10	50,05	3195,00	116,90	-	50,05	-
A7	113,50	320,40		2699,00		-		-
A6	113,50	320,40	50,05	2699,00	116,90	-	50,05	-
A5	113,50	315,40		1432,00		-		-
M6	33,26	325,60	6,80	3048,00	35,62	347,10	6,80	3095,00
M5	34,59	241,90		2804,00		243,00		2803,00
A4	113,50	315,40	50,55	1432,00	116,90	-	50,55	-
A3	115,30	236,90		1024,00		-		-
B6	4,76	241,00	7,61	2943,00	5,15	251,70	7,61	2964,00
B5	5,00	151,80		2749,00		153,00		2750,00
M4	34,59	241,90	6,87	2804,00	35,62	243,60	6,87	2803,00
M3	34,59	236,90		1023,00		-		-
M2	34,59	236,90	6,87	1023,00	35,62	-	6,87	-
M1	35,62	152,50		644,90		153,00		646,90
A2	115,30	236,90	50,55	1024,00	116,90	-	50,55	-
A1	116,90	155,00		660,60		153,00		652,00
B4	5,00	151,80	9,17	2749,00	5,15	153,00	9,17	2750,00
B3	5,00	151,80		640,20		-		645,00
B2	5,00	140,70	65,12	592,20	5,15	153,00	65,12	645,00
B1	5,15	36,79		154,60		36,79		154,60
5	-	615,00	391,50	-	-	-	391,50	-
6	-	93,28		-	-	-		

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.6 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 1 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A10	107,00	538,00	50,05	3463,00	116,90	540,10	50,05	3458,00
M7	34,92	380,10	49,30	3176,00	35,62	347,00	49,30	3095,00
M11	29,60	538,70	56,59	3544,00	35,62	540,10	56,59	3541,00
B6	4,33	239,00	7,61	2940,00	5,15	251,70	7,61	2964,00
C1	0,06	36,18	64,37	2366,21	0,0621	36,79	64,37	2241,00

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.7 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 1 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
<b>C1</b>	0,06	36,18	64,37	2366,21	0,06	36,79	64,37	-
<b>C2</b>	0,42	36,18	64,37	151,60	0,06	36,79	64,37	-
<b>C3</b>	-	23,71	4267,00	-	-	23,71	4267,00	-
<b>C4</b>	-	31,71	4267,00	-	-	31,71	4267,00	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.8 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 1 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m <sup>3</sup> /kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m <sup>3</sup> /kg]
<b>C2</b>	0,42	36,18	64,37	0,001006	0,06	36,79	64,37	-
<b>B1</b>	5,15	36,86	64,43	0,001006	5,15		64,43	-
<b>B5'</b>	5,00	151,80	57,42	0,001093	5,15	153,00	57,42	-
<b>M1</b>	35,62	152,50	6,87	0,001091	35,62		6,87	-
<b>A1</b>	144,00	154,60	50,55	0,001086	116,90		50,55	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

## 5.5.2 Resultados da Usina 1

A Tabela 5.9 possui os resultados das grandezas, taxas de irreversibilidades e eficiências da Usina 1 (gás). As Figuras 5.4 e 5.5 representam os ciclos de Brayton e de Rankine respectivamente.

Tabela 5.9 - Resultados da Usina 1 (gás)

Itens	Grandezas [kW]	Taxas de Irreversibilidades [kW]	Eficiências [%]
Taxa de calor do combustível	414566,25	-	-
Taxa de calor total produzido	567554,11	-	-
Compressor real	145090,72	12420,71	91,44
Compressor ideal	132670,01		
Turbina de expansão real (potência total)	308930,37	15236,04	95,30
Turbina de expansão ideal (potência total)	324166,41		
Caldeira (calor recebido)	257765,53	34687,26	88,62
Caldeira (transferência ideal)	234807,29		
Caldeira (transferência real)	228429,78		
Caldeira (calor para o ambiente)	28309,75	12352,81	87,33
Turbina a vapor real (potência útil)	85139,01		
Turbina a vapor ideal (potência útil)	97491,81		
Bombas	2211,14	-	-
Condensador	142554,31	-	-
Potência total produzida (ciclo real)	249836,86	74697,04	54,73
Potência total produzida (ciclo ideal)	289846,42		63,64

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

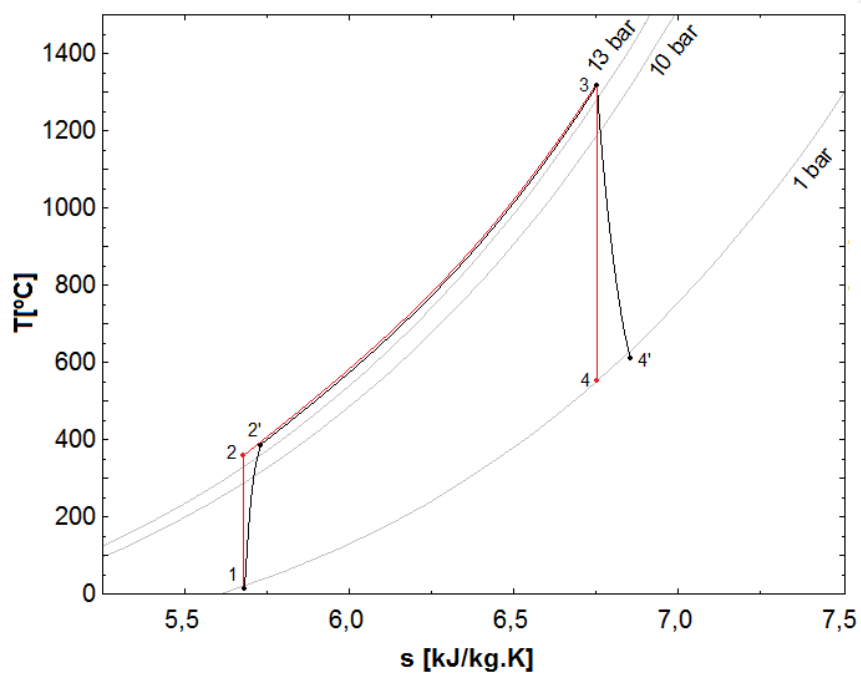


Figura 5.4 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 1 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

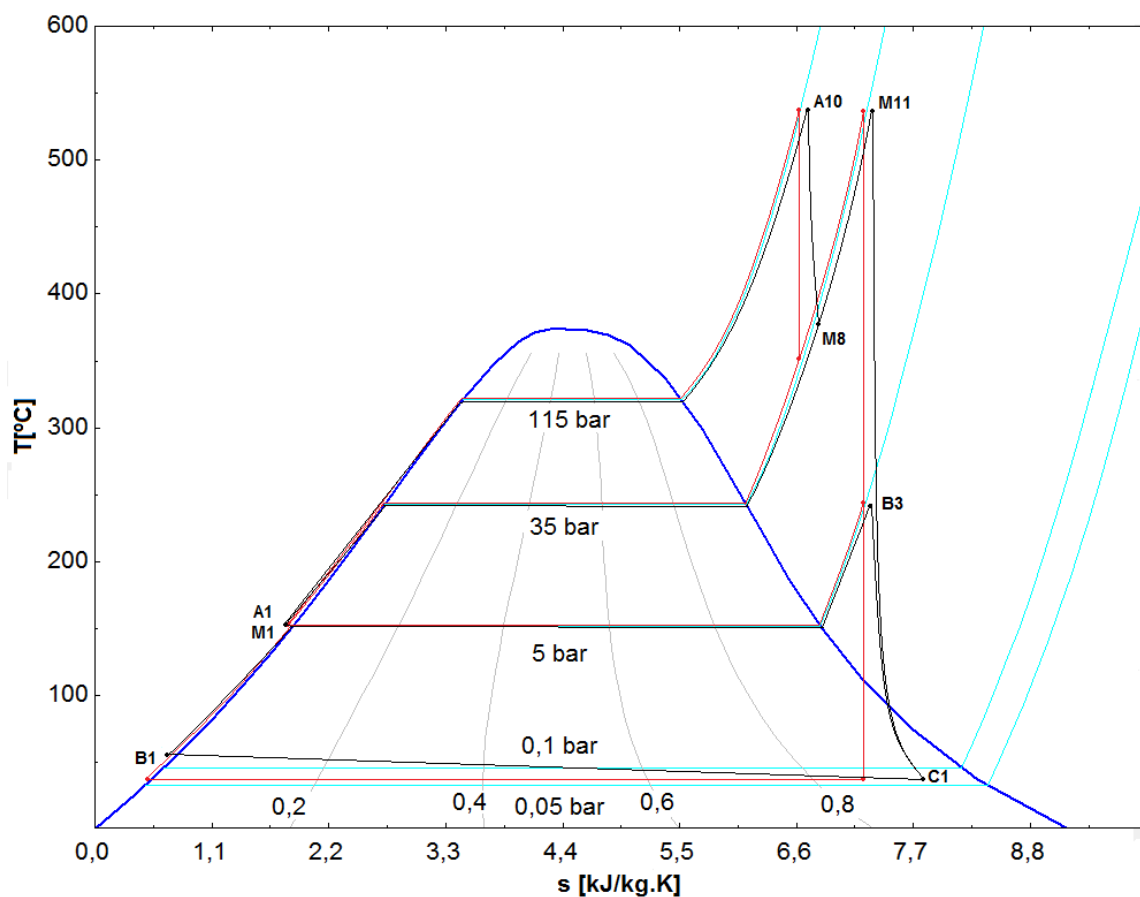


Figura 5.5 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 1 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

## 5.6 Usina 2 (gás e óleo)

### 5.6.1 Dados da Usina 2 (gás)

A Tabela 5.10, contém os valores de pressão, temperatura e vazão mássica dos combustíveis e o ar utilizado na combustão da turbina a gás da Usina 2 (gás). Estes valores das propriedades termodinâmicas podem ser associados aos pontos indicados na Figura 5.1. As entalpias dos elementos químicos da combustão estão no Apêndice C (Tabela C7 a Tabela C12).

Tabela 5.10 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 2 (gás)

Pontos	A gás natural		
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [Kg/s]
1	1,01	24	315,83
2	10,99	357,85	280,56
3	10,44	1241,6	280,56
4	1,04	627,84	322,32
Combustível	31,36	31,36	6,81
AAPTE	-	-	41,76

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Considerando que os processos ideais sejam isentrópicos as novas temperaturas nos pontos dos ciclos de Brayton da Usina 2 estão descritas na Tabela 5.11. Lembrando que as temperaturas nos pontos 1 e 3 são as temperaturas de referência do processo ideal.

Tabela 5.11 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 2 (gás)

Pontos	T [°C]
2	310,90
4	586,21

Fonte - Elaboração própria a partir do CATT3

O esquema da Figura 5.6 está associado as Tabelas 5.12; 5.13; 5.14 e 5.15 e possuem os valores das propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine da Usina 2 (gás). O sequenciamento do processo é similar ao da Usina 1 (gás).

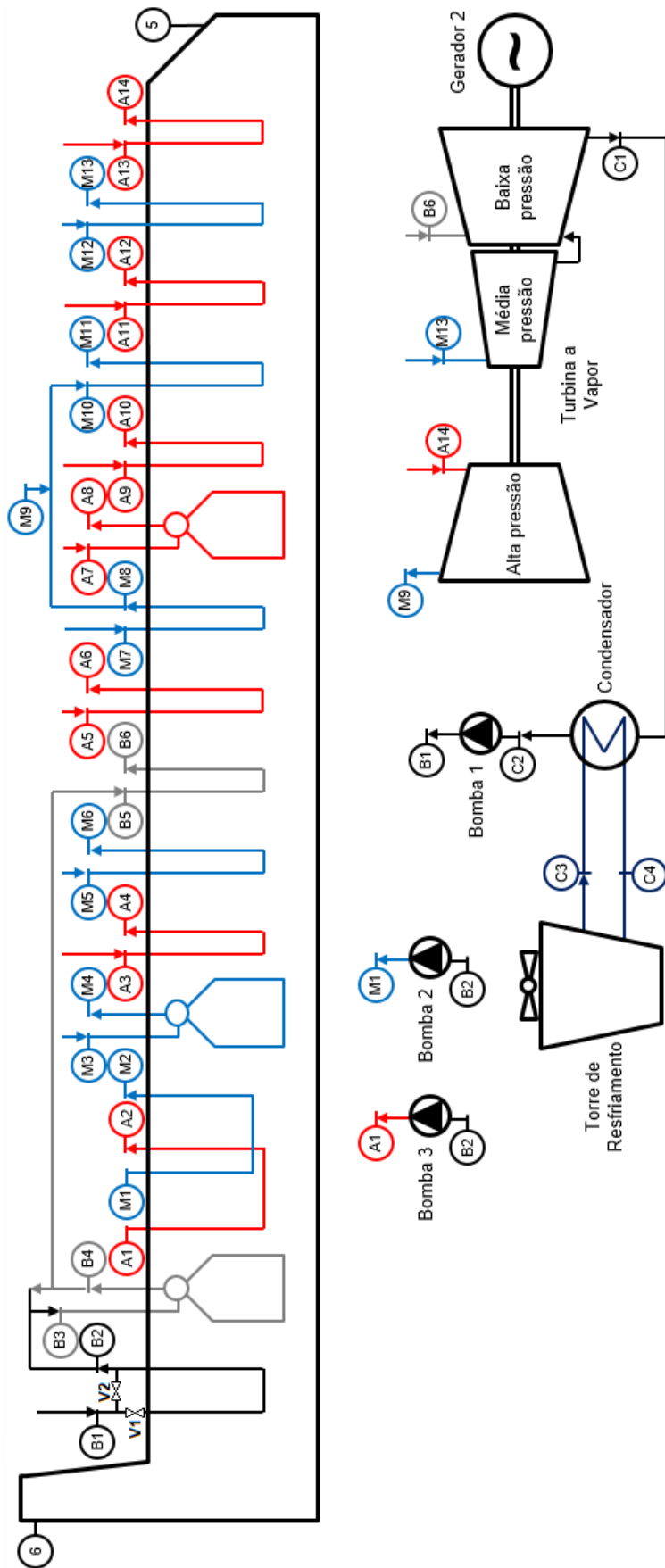


Figura 5.6 - Ciclo de Rankine da Usina 2 (gás e óleo)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.12 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 2 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A14	97,44	542,10	43,11	3484,00	112,64	490,00	43,11	3331,00
A13	101,54	551,61	38,33	3503,00		-		-
M13	30,69	541,59	51,30	3549,00	34,01	490,00	51,30	3429,00
M12	30,82	533,78	47,81	3532,00		-		-
A12	101,54	551,61	38,33	3503,00	112,64	-	38,33	-
A11	105,22	471,25		3291,00		-		-
M11	30,82	533,78	47,81	3532,00	34,01	-	47,81	-
M10	32,51	492,13		3436,00		306,00		2996,00
A10	105,22	471,25	38,33	3291,00	112,64	-	38,33	-
A9	106,54	315,69		2712,00		-		-
A8	106,54	315,69	38,33	2712,00	112,64	-	38,33	-
A7	106,59	304,44	38,71	1435,00		-		-
M8	32,51	322,99	4,69	3044,00	34,01	306,00	4,69	2996,00
M7	32,53	292,83		2967,00		-		-
A6	106,59	304,44	38,71	1367,00	112,64	-	38,71	-
A5	108,00	278,71		1227,00		-		-
B6	4,22	296,66	6,85	3059,00	4,61	209,50	6,85	2877,00
B5	4,48	147,73		2744,00		148,80		2745,00
M6	32,53	292,83	4,69	2967,00	34,01	-	4,69	-
M5	32,54	238,39		2804,00		-		-
A4	108,00	278,71	38,71	1227,00	112,64	-	38,71	-
A3	109,97	215,70		926,70		-		-
M4	32,54	238,39	4,69	2804,00	34,01	-	4,69	-
M3	32,54	229,05	4,65	1030,00		-		-
M2	32,54	229,05	4,65	985,80	34,01	-	4,65	-
M1	34,01	148,84		629,00		148,80		630,40
A2	109,97	215,70	38,71	926,70	112,64	-	38,71	-
A1	112,64	151,41		644,90		148,80		638,90
B4	4,48	147,73	8,25	2744,00	4,61	148,80	8,25	2745,00
B3	4,48	147,73	8,26	622,50		148,80		627,10
B2	4,48	135,94	58,51	571,80	4,61	135,94	58,51	571,80
B1	4,61	48,77		204,50		48,77		204,60
5	-	627,84	322,32	-	-	-	322,32	-
6	-	98,01		-	-	-		

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.13 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 2 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A14	97,44	542,10	43,11	3484,00	112,64	490,00	43,11	3331,00
M9	33,49	376,77	43,11	3171,00	34,01	306,00	43,11	2996,00
M13	30,69	541,59	51,30	3549,00	34,01	490,00	51,30	3429,00
B6	4,22	296,66	6,85	3059,00	4,61	209,50	6,85	2877,00
C1	0,12	49,42	58,15	2502,87	0,12	49,42	58,15	2266,00

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas



Tabela 5.14 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 2 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
C1	0,12	49,42	58,15	2365,00	0,12	49,48	58,15	-
C2	0,12	49,42	58,15	206,90	0,12	49,48	58,15	-
C3	-	26,99	3685,56	-	-	26,99	3685,56	-
C4	-	35,65	3685,56	-	-	35,65	3685,56	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.15 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 2 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m³/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m³/kg]
C2	0,12	49,42	58,15	0,001012	0,12	49,42	58,15	-
B1	4,61	48,77	58,51	0,001011	4,61		58,51	-
B2	4,18	145,19	5,11	0,001085	4,61	148,80	5,11	-
M1	34,01	148,84	4,65	0,001087	34,01		4,65	-
B2	4,18	145,19	47,80	0,001085	4,61	148,80	47,80	-
A1	108,90	147,42	47,80	0,001081	112,64		47,80	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

## 5.6.2 Resultados da Usina 2 (gás)

A Tabela 5.16 possui os resultados das grandezas, taxas de irreversibilidades e eficiências da Usina 2 (gás). As Figuras 5.7 e 5.8 representam os ciclos de Brayton e de Rankine respectivamente.

Tabela 5.16 - Resultados da Usina 2 (gás)

Itens	Grandezas [kW]	Taxas de Irreversibilidades [kW]	Eficiências [%]
Taxa de calor do combustível	343976,51	-	-
Taxa de calor total produzido	443412,67	-	-
Compressor real	111715,67	16444,61	85,28
Compressor ideal	95271,06		
Turbina de expansão real (potência total)	222569,16	14273,22	93,97
Turbina de expansão ideal (potência total)	236842,38		
Caldeira (calor recebido)	220760,47	35167,64	87,28
Caldeira (transferência ideal)	202505,02		
Caldeira (transferência real)	192686,15		
Caldeira (calor para o ambiente)	25348,77		
Turbina a vapor real (potência útil)	70386,42	7302,30	90,60
Turbina a vapor ideal (potência útil)	77688,78		
Bombas	582,55	-	-
Condensador	125488,12	-	-
Potência total produzida (ciclo real)	181322,96	73187,77	48,12
Potência total produzida (ciclo ideal)	219343,08		58,78

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

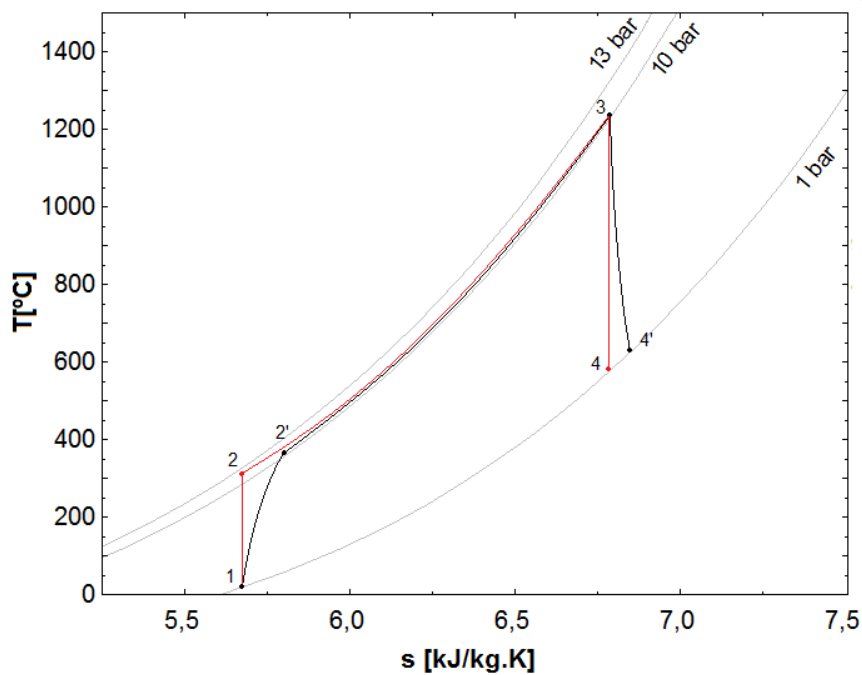


Figura 5.7 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 2 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

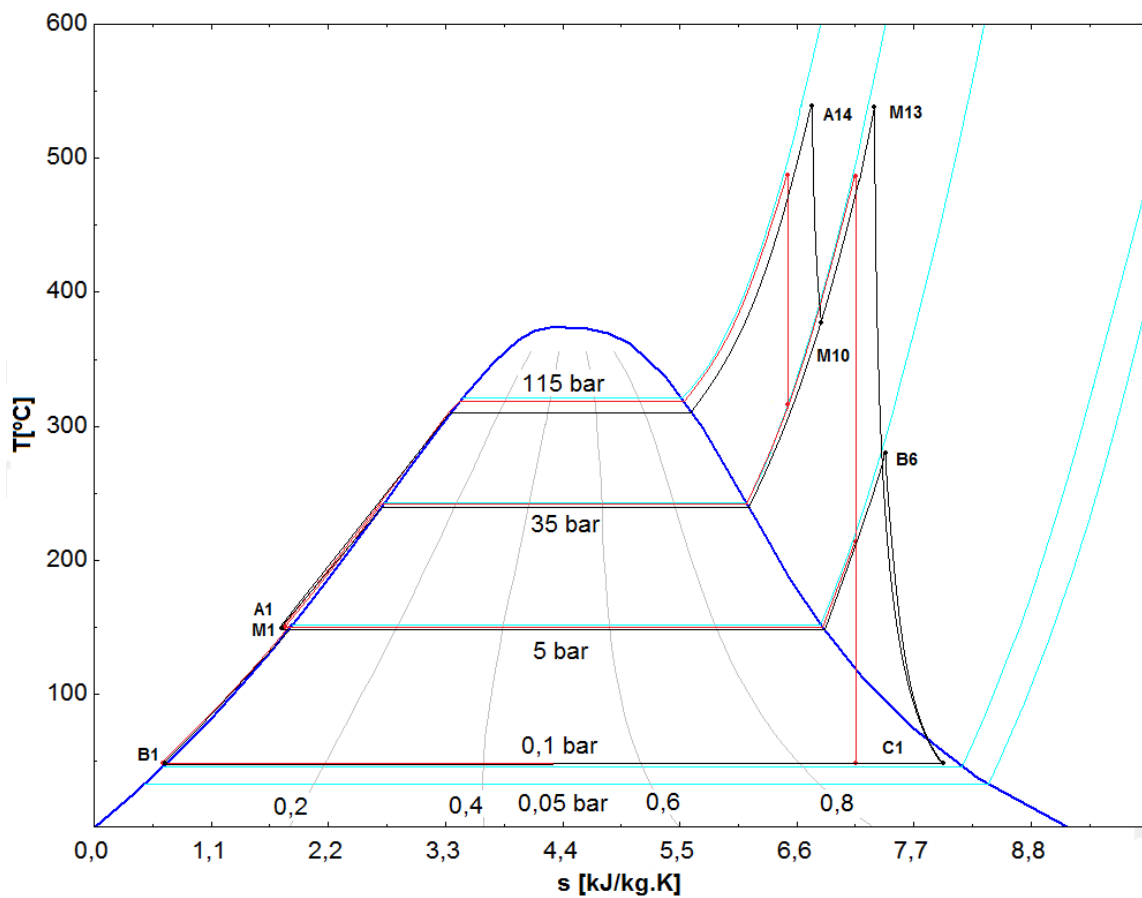


Figura 5.8 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 2 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

### 5.6.3 Dados da Usina 2 (óleo)

A Tabela 5.17, contém os valores de pressão, temperatura e vazão mássica dos combustíveis e o ar utilizado na combustão da turbina a gás da Usina 2 (óleo). Estes valores das propriedades termodinâmicas podem ser associados aos pontos indicados na Figura 5.1. As entalpias dos elementos químicos da combustão estão no Apêndice C (Tabela C13 a Tabela C18).

Tabela 5.17 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 2 (óleo)

Pontos	A gás natural		
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [Kg/s]
1	1	24	323,66
2	11,24	342,48	290,11
3	10,7	1204,9	290,11
4	1,04	610,1	331,86
Combustível	31,36	31,36	8,94
AAPTE	-	-	41,76

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Considerando que os processos ideais sejam isentrópicos as novas temperaturas nos pontos dos ciclos de Brayton da Usina 2 (óleo) estão descritas na Tabela 5.18. Lembrando que as temperaturas nos pontos 1 e 3 são as temperaturas de referência do processo ideal.

Tabela 5.18 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 2 (óleo)

Pontos	T [°C]
2	314,30
4	553,02

Fonte - Elaboração própria a partir do CATT3

As Tabelas 5.19; 5.20; 5.21 e 5.22 possuem os valores das propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine da Usina 2 (óleo) e também estão associadas ao esquema da Figura 5.6. Uma particularidade do ciclo de Rankine da Usina 2 (óleo), é que a passagem do fluido de trabalho para o interior da caldeira entre os pontos B1 e B2, ilustrados na Figura 5.8, fica obstruída pela válvula V1, ou seja, o fluido de trabalho passa de B1 para B2 sem receber calor da caldeira. Isto

ocorre para que a temperatura dos gases de exaustão na chaminé atinja aproximadamente 150 °C evitando a formação de condensado ácido.

Tabela 5.19 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 2 (óleo)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A14	98,30	542,10	45,20	3483	108,90	540,00	45,20	3466
A13	99,41	523,42	39,30	3434		-		-
M13	32,04	542,12	49,98	3549	36,30	540,00	49,98	3540
M12	33,24	509,45	47,77	3474		-		-
A12	99,41	523,42	39,30	3434	108,90	-	39,30	-
A11	102,86	440,92		3211		-		-
M11	33,24	509,45	47,77	3474	36,30	-	47,77	-
M10	33,96	500,58	47,77	3453		360,30		3126
A10	102,86	440,92	39,30	3211	108,90	-	39,30	-
A9	103,37	313,67		2718		-		-
A8	103,37	313,67	39,30	2718	108,90	-	39,69	-
A7	103,37	308,85	39,69	1423		-		-
M8	33,96	317,29	2,57	3026	36,30	360,30	2,57	3126
M7	33,97	291,28		2957		-		-
A6	103,37	308,85	39,69	1394	108,90	-	39,69	-
A5	105,84	287,76		1275		-		-
B6	4,17	301,48	0,96	3069	4,18	224,30	0,96	2910
B5	4,18	145,19		2741		145,20		2741
M6	33,97	291,28	2,57	2957	36,30	-	2,57	-
M5	33,93	240,83		2804		-		-
A4	105,84	287,76	39,69	1275	108,90	-	39,69	-
A3	108,45	225,84		972,8		-		-
M4	33,93	240,83	5,14	2804	36,30	-	5,14	-
M3	33,93	226,19	5,11	1041		-		-
M2	33,93	226,19	5,11	972,5	36,30	-	5,11	-
M1	36,30	146,19		617,8		145,20		611,5
A2	108,45	225,84	39,69	972,8	108,90	-	39,69	-
A1	108,90	147,42		627,6		145,20		638,9
B4	4,18	145,19	8,38	2741	4,18	145,20	8,38	2741
B3	4,18	145,19	8,40	611,5		145,20		611,6
B2	X	X	X	X	X	X	X	X
B1	X	X		X		X		X
5	-	610,10	331,86	-	-	-	-	-
6	-	159,03		-	-	-	-	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.20 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 2 (óleo)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
A14	98,30	542,10	45,20	3483,00	108,90	540,00	45,20	3466,00
M9	35,99	386,11	45,20	3188,00	36,30	360,30	45,20	3126,00
M13	32,04	542,12	49,98	3549,00	36,30	540,00	49,98	3540,00
B6	4,17	301,48	0,96	3069,00	4,18	224,30	0,96	2910,00
C1	0,10	46,06	50,94	2481,09	0,10	46,06	50,94	2266,00

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.21 - Dados reais e ideais do condensador da Usina 2 (óleo)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
C1	0,10	46,06	50,94	2345	0,10	46,10	50,94	-
C2	0,10	46,06	50,94	192,9	0,10	46,10	50,94	-
C3	-	26,99	3685,56	-	-	26,99	3685,56	-
C4	-	35,65	3685,56	-	-	35,65	3685,56	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

Tabela 5.22 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 2 (óleo)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m <sup>3</sup> /kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	v [m <sup>3</sup> /kg]
C2	0,10	46,06	50,94	0,001012	0,10	46,06	50,94	-
B1	4,18	46,28	51,31	0,001011	4,18		51,31	-
B2	4,18	145,19	5,11	0,001085	4,18	145,20	5,11	-
M1	36,30	146,19	5,11	0,001087	36,30		5,11	-
B2	4,18	145,19	47,80	0,001085	4,18	145,20	47,80	-
A1	108,90	147,42	47,80	0,001081	108,90		47,80	-

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

## 5.6.4 Resultados da Usina 2 (óleo)

A Tabela 5.23 possui os resultados das grandezas, taxas de irreversibilidades e eficiências da Usina 2 (óleo). As Figuras 5.9 e 5.10 representam os ciclos de Brayton e de Rankine respectivamente.

Tabela 5.23 - Resultados da Usina 2 (óleo)

Itens	Grandezas [kW]	Taxas de Irreversibilidades [kW]	Eficiências [%]
Taxa de calor do combustível	392452,59	-	-
Taxa de calor total produzido	451389,56	-	-
Compressor real	115331,89	10476,94	90,92
Compressor ideal	104854,95		
Turbina de expansão real (potência total)	226490,93	20647,12	91,65
Turbina de expansão ideal (potência total)	247138,05		
Caldeira (calor recebido)	224794,28	57386,90	77,15
Caldeira (transferência ideal)	181809,12		
Caldeira (transferência real)	173435,76		
Caldeira (calor para o ambiente)	49013,39		
Turbina a vapor real (potência útil)	66692,54	12387,67	84,34
Turbina a vapor ideal (potência útil)	79080,21		
Bombas	580,05	-	-
Condensador	109627,97	-	-
Potência total produzida (ciclo real)	177955,92	100898,63	43,13
Potência total produzida (ciclo ideal)	221467,66		53,91

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas.

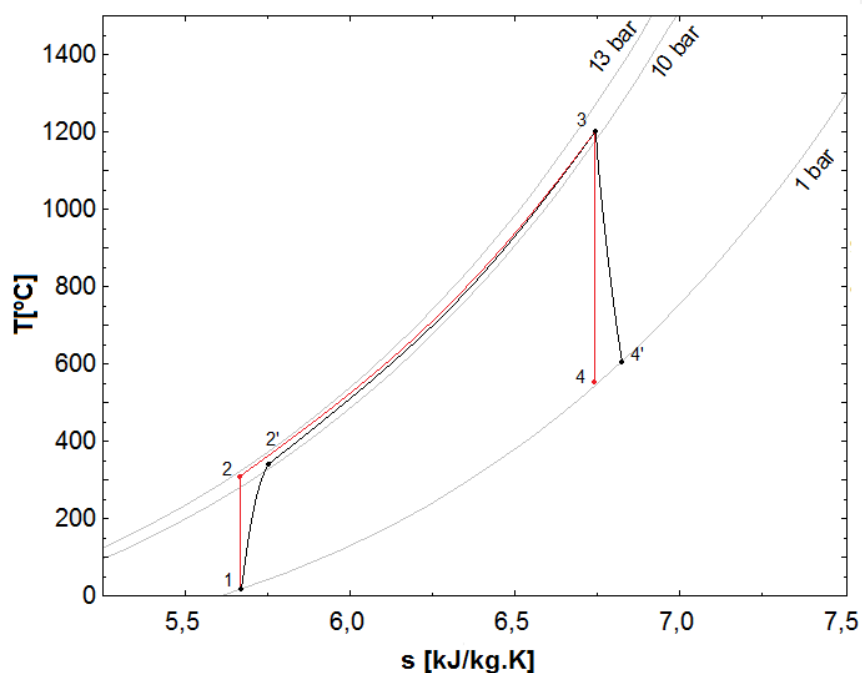


Figura 5.9 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 2 (óleo)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

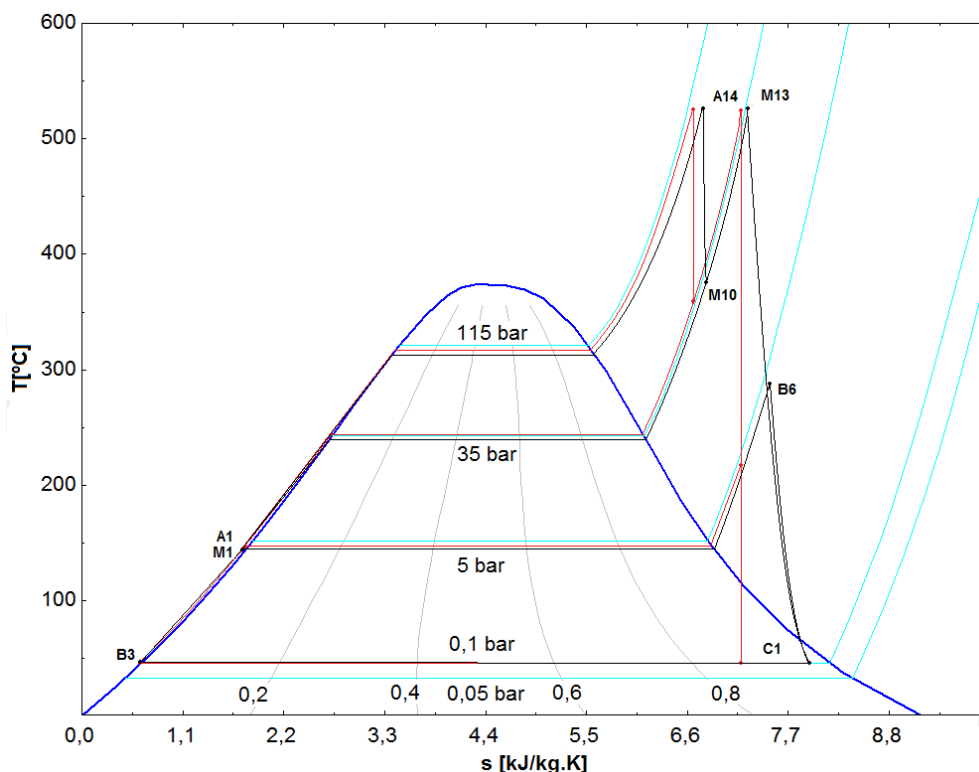


Figura 5.10 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 2 (óleo)

Fonte - Elaboração própria a partir dos dados concedidos pela gerência técnica das usinas

## 5.7 Usina 3 (gás)

### 5.7.1 Dados da Usina 3 (gás)

A Tabela 5.24, contém os valores de pressão, temperatura e vazão mássica dos combustíveis e o ar utilizado na combustão da turbina a gás da Usina 3 (gás). Estes valores das propriedades termodinâmicas podem ser associados aos pontos indicados na Figura 5.1. As entalpias dos elementos químicos da combustão estão no Apêndice C (Tabela C19 a Tabela C23).

Tabela 5.24 - Propriedades termodinâmicas reais do ciclo de Brayton da Usina 3 (gás)

Pontos	A gás natural		
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [Kg/s]
1	1,00	20,00	288,00
2	12,40	369,00	274,38
3	11,64	1112,60	274,38
4	1,01	542,00	293,43
Combustível	20,43	25,00	5,45
AAPTE	-	-	19,05

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

Considerando que os processos ideais sejam isentrópicos as novas temperaturas nos pontos dos ciclos de Brayton da Usina 3 estão descritas na Tabela 5.25. Lembrando que as temperaturas nos pontos 1 e 3 são as temperaturas de referência do processo ideal.

Tabela 5.25 - Temperaturas ideais para os ciclos de Brayton Usina 3 (gás)

Pontos	T [°C]
2	332,20
4	489,29

Fonte - Elaboração própria a partir do CATT3

O esquema da Figura 5.11 está associado as Tabelas 5.26; 5.27; 5.28 e 5.29 que possuem os valores das propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine da Usina 3 (gás).

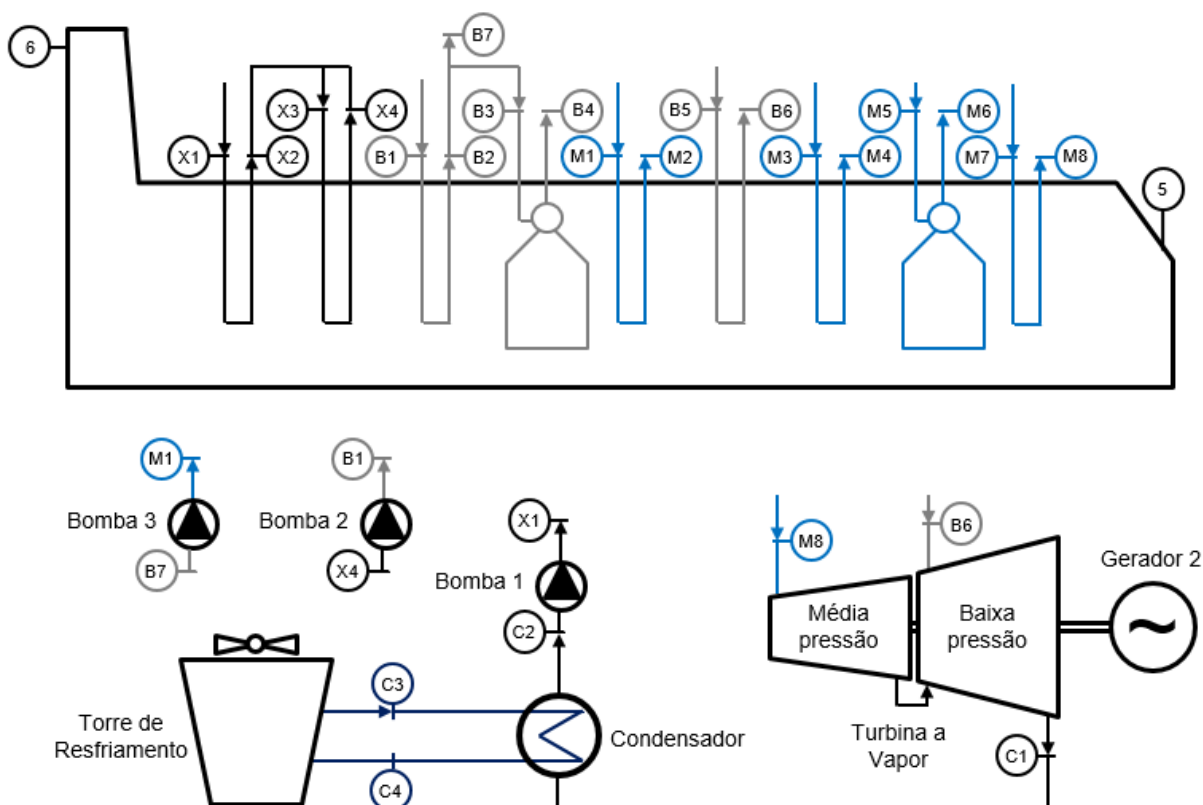


Figura 5.11 - Ciclo de Rankine da Usina 3 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014



Tabela 5.26 - Dados reais e ideais da caldeira de recuperação da Usina 3 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
M8	71,07	523,00	36,93	3465,00	75,76	523	36,93	3460,00
M7	71,07	289,00		2767,00		-		-
M6	73,56	289,00	36,93	2767,00	-	-	-	-
M5	73,56	286,00		1285,00		-		-
M4	73,56	286,00	36,93	1267,00	75,76	-	36,93	-
M3	73,56	249,00		1081,00		249		1081,00
B6	9,12	260,00	7,20	2968,00	9,76	225,6	7,2	2889,00
B5	9,12	178,00		2776,00		178		2583,00
M2	74,69	249,00	36,93	1081,00	75,76	249	36,93	1081,00
M1	74,69	177,00		753,00		178		744,70
B4	9,48	178,00	7,20	2776,00	3,76	178	7,2	2583,00
B3	9,48	175,00		752,00		178		741,20
B2	9,48	175,00	45,25	741,20	3,76	175	45,25	741,20
B1	9,48	105,00		440,70		105		440,00
X4	1,21	105,00	0,85	2684,00	1,21	105	0,85	2512,00
X3	1,21	95,00		398,00		95		398,00
X2	1,21	95,00	45,25	398,00	1,21	95	45,25	398,00
X1	1,21	50,00		209,30		50		209,40
5	-	542,5	293,43	-	-	489,29	293,43	-
6	-	114		-	-	100		-

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

Tabela 5.27 - Dados reais e ideais da turbina a vapor da Usina 3 (gás)

Pontos	Real				Ideal			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
M8	69,00	521,00	33,76	3462,00	75,76	523,00	36,93	3460,00
B6	8,60	258,00	2,49	2965,00	9,76	258,00	2,49	2889,00
C1	0,08	42,00	36,23	2337,31	0,08	42,00	36,23	2140,00

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

Tabela 5.28 - Dados reais do condensador da Usina 3 (gás)

Pontos	Real			
	p [bar]	T [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]
C1	0,80	42,00	36,23	2337,31
C2	0,80	42,00	36,23	175,90
C3	-	-	-	-
C4	-	-	-	-

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

Tabela 5.29 - Dados reais e ideais das bombas da Usina 3 (gás)

Pontos	Real			
	p [bar]	T [°C]	ṁ [kg/s]	v [m³/kg]
C2	0,08	42,00	36,23	0,001000
X1	0,86	42,00	45,25	
X4	1,21	105,00	45,25	0,001047
B1	9,48	10500	45,25	
B7	9,48	175,00	45,25	0,001120
M1	75,76	177,00	38,06	

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

### 5.7.2 Resultados da Usina 3 (gás)

A Tabela 5.30 possui os resultados das grandezas, taxas de irreversibilidades e eficiências da Usina 2 (óleo). As Figuras 5.12 e 5.13 representam os ciclos de Brayton e de Rankine respectivamente.

Tabela 5.30 - Resultados da Usina 3 (gás)

Itens	Grandezas [kW]	Taxas de Irreversibilidades [kW]	Eficiências [%]
Taxa de calor do combustível	258120,79	-	-
Taxa de calor total produzido	357138,27	-	-
Compressor real	102545,00	11393,24	88,89
Compressor ideal	91151,76		
Turbina de expansão real (potência total)	192173,46	27402,86	92,31
Turbina de expansão ideal (potência total)	208182,32		
Caldeira (calor recebido)	164964,81	27524,31	84,57
Caldeira (transferência real)	139516,64		
Caldeira (calor para o ambiente)	25448,17		
Turbina a vapor real (potência útil)	44358,48	11122,79	80,07
Turbina a vapor ideal (potência útil)	55481,27		
Bombas	317,63	-	-
Condensador	78307,77	-	-
Potência total produzida (ciclo real)	133986,18	77443,20	47,14
Potência total produzida (ciclo ideal)	172511,83		60,92

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

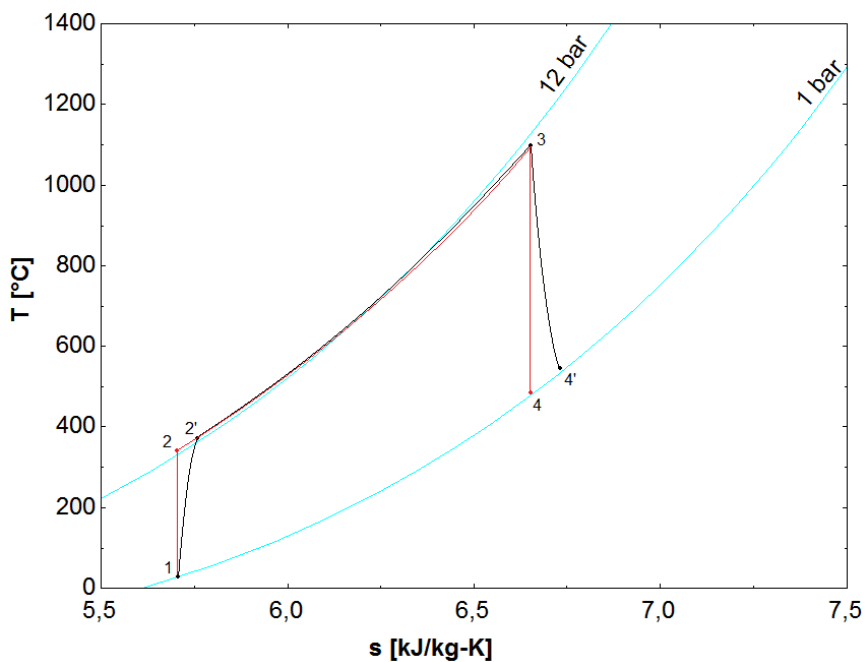


Figura 5.12 - Diagrama T x s do ciclo de Brayton para Usina 3 (gás)

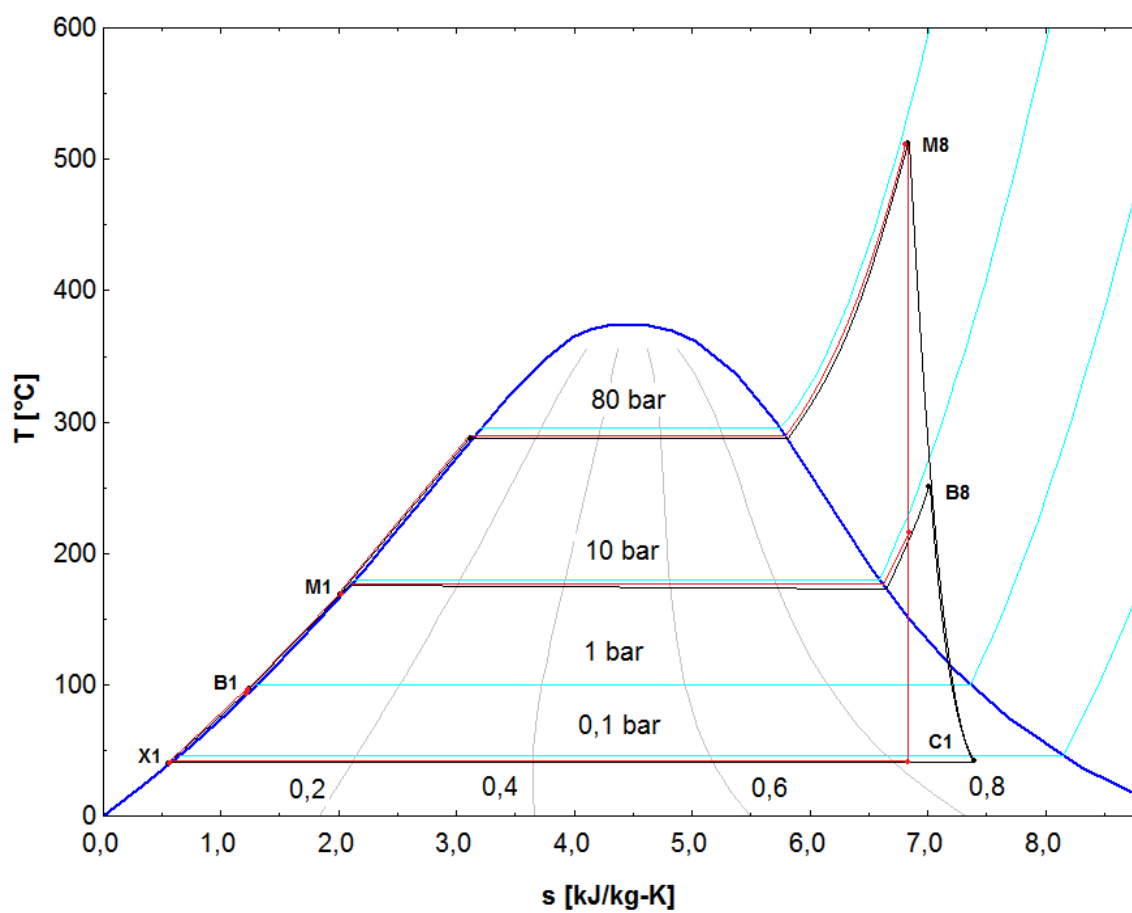


Figura 5.13 - Diagrama T x s do ciclo de Rankine para Usina 3 (gás)

Fonte - Elaboração própria a partir de Kurz *et al*, 2014

## 5.8 Discussão dos resultados do estudo de caso

Os resultados obtidos das irreversibilidades e eficiências das usinas de ciclos combinados apresentados neste trabalho possibilita identificar quais equipamentos perderam mais energia e conseqüentemente tiveram o seu rendimento afetado. Assim, a análise de eficiência de cada um dos componentes do ciclo combinado serviria como referência em um eventual estudo para melhorar o desempenho das plantas.

De acordo com os resultados calculados da Tabela 5.9, a Usina 1 (gás) apresentou uma eficiência real de 54,73% e teoricamente, uma eficiência ideal de 63,64%. Além disso, pode-se observar que a taxa de irreversibilidade total deste ciclo foi de 74697,04 kW, o que representa aproximadamente 18,46% da energia ofertada (414566,25 kW).

Os dados da Usina 2 e Usina 3 (gás) foram úteis na validação do modelo matemático que a princípio havia sido construído para encontrar apenas os resultados da Usina 1. Para efeito de comparação, a Tabela 5.31 possui os valores relativos de cada planta.

Tabela 5.31 - Comparação de eficiências e irreversibilidades entre as usinas

Comparação	Eficiência real [%]	Eficiência ideal [%]	Energia do combustível [kW]	Irreversibilidade total	
				[kW]	[%]
<b>Usina 1 (gás)</b>	54,73	63,64	414566,25	74697,04	18,02
<b>Usina 2 (gás)</b>	48,12	58,78	343976,51	73187,77	21,28
<b>Usina 2 (óleo)</b>	43,13	53,91	392452,59	100898,63	30,00
<b>Usina 3 (gás)</b>	47,14	60,92	258120,79	77443,20	30,01

Fonte - Elaboração própria a partir das Tabelas 5.9; 5.16; 5.23 e 5.30

Os números que estão na última coluna da Tabela 5.31 representam a proporção da taxa de irreversibilidade total de cada usina, ou seja, o percentual de perda de energia do sistema sobre a energia do combustível. De modo proporcional, a Usina 2 (óleo) e a Usina 3 (gás) foram as que geraram a maior taxa de irreversibilidade sendo 30% do calor ofertado pelo combustível.

Quanto aos principais componentes do ciclo combinado, citados na Tabela 5.32, nos três casos, as turbinas a gás se destacaram com os melhores

aproveitamentos. Dentre elas, a turbina de expansão da Usina 1 (gás) atingiu a maior eficiência isentrópica com 95,30%. Por outro lado, o menor valor calculado foi o da caldeira de recuperação da Usina 2 (óleo) que atingiu 77,15%. No geral, todas as caldeiras e turbinas a vapor tiveram suas eficiências abaixo dos 90%.

Tabela 5.32 - Eficiências do compressor, turbina de expansão, caldeira e turbina a vapor

<b>Eficiências</b>	<b>Compressor [%]</b>	<b>Turbina de expansão [%]</b>	<b>Caldeira [%]</b>	<b>Turbina a vapor [%]</b>
<b>Usina 1 (gás)</b>	91,44	95,30	88,62	87,33
<b>Usina 2 (gás)</b>	85,28	93,97	87,28	90,60
<b>Usina 2 (óleo)</b>	90,92	91,65	77,15	84,34
<b>Usina 3 (gás)</b>	88,89	92,31	84,57	80,07

Fonte - Elaboração própria a partir das Tabelas 5.9; 5.16; 5.23 e 5.30

No que diz respeito as taxas de irreversibilidades dos equipamentos, as caldeiras de recuperação devem ser analisadas de modo particular. Neste estudo de caso a taxa de irreversibilidade total, conforme a Tabela 5.33, está incluída a taxa de calor despejada para o meio ambiente através dos gases de exaustão. Como já foi citado, estes gases são liberados a mais ou menos 100 °C (usinas a gás) e 150 °C (usinas a óleo) para evitar a formação de condensado e conseqüentemente danificar o interior do equipamento através de oxidação. Dessa forma, a caldeira da Usina 2 (óleo) apresentou a maior taxa de irreversibilidade total com 57386,90 kW. Se levar em consideração apenas a taxa de irreversibilidade durante a transferência de calor para o fluido de trabalho, estes valores seriam bem menores e a eficiência das caldeiras de recuperação estariam acerca de 95% fazendo delas os componentes mais eficientes.

Tabela 5.33 - Comparação da taxa de calor perdido pelas caldeiras

<b>Taxa de calor perdido das caldeiras</b>	<b>Taxa de irreversibilidade total [kW]</b>
<b>Usina 1 (gás)</b>	34687,26
<b>Usina 2 (gás)</b>	35167,64
<b>Usina 2 (óleo)</b>	57386,90
<b>Usina 3 (gás)</b>	27524,31

Fonte - Elaboração própria a partir das Tabelas 5.9; 5.16; 5.23 e 5.30

Quanto aos equipamentos que retiram energia do sistema os resultados indicam que da potência produzida pela turbina a gás, cerca de 50% é destinada ao compressor. Os condensadores, neste estudo de caso, não estão sendo avaliados e o consumo das bombas são irrelevantes. Curiosamente, o que se gasta de energia com as bombas é muito inferior aos valores das irreversibilidades geradas dos principais equipamentos.

## 6 CONCLUSÕES

Mediante as pesquisas, o cenário para o gás natural é, e continuará sendo promissor. Como pôde ser visto, em 2012 a produção de energia a partir do gás natural correspondia a 60% da produção de energia através do carvão, enquanto que a geração de CO<sub>2</sub>, seguindo a mesma relação, era de 58%. A expectativa para 2040 é de que esta produção de energia entre os combustíveis citados seja equivalente. Entretanto, a estimativa de emissão de CO<sub>2</sub> de gás natural, ainda, é menor e correspondendo a 69% da emissão de CO<sub>2</sub> de carvão.

Ao comparar os menores custos, as usinas a gás natural se destacaram assumindo as primeiras colocações entre as termelétricas. Por exemplo, os números apontam que o custo dos ciclos combinados, aqui no Brasil, corresponde acerca de 1/3 do valor gasto com uma usina a carvão importado. Outro dado importante, é a comparação da disponibilidade e desempenho entre as termelétricas, os mesmos ciclos combinados aparecem em segundo lugar perdendo apenas para as nucleares. Em termos percentuais, o seu fator de desempenho e disponibilidade é 8% menor que as nucleares. Isto tudo faz do gás natural um combustível muito mais atrativo para se investir e é por razões como estas que as grandes potências estão ampliando a cada ano que passa o mercado deste combustível.

Mesmo este combustível apresentando tantos pontos positivos, as principais fabricantes de turbinas a gás se superaram aprimorando cada vez mais os rendimentos de seus equipamentos. Não muito distante, com estes avanços tecnológicos os ciclos combinados certamente terão eficiências reais acima de 62%, ampliando sua vantagem em relação às: ultra supercríticas a carvão que podem alcançar 45% e as nucleares que podem atingir aproximadamente 39% de eficiência.

No estudo de caso, como era esperado, os ciclos combinados a gás superaram o ciclo combinado a óleo. As eficiências das usinas a gás ficaram entre: 47% e 55% (real) e 59% e 64% (ideal), enquanto que a usina a óleo ficou em 43% (real) e 54% (ideal). Com a estimativa das eficiências ideais foi possível quantificar as irreversibilidades o que indica a possibilidade de buscar alternativas para tentar atenuar o efeito das mesmas e melhorar o desempenho das usinas.

O estudo de caso também apontou que as caldeiras de recuperação e as turbinas a vapor têm as menores eficiências dentre os principais equipamentos, os valores ficaram entre 77% e 89%. Especialmente na caldeira, se levar em consideração somente a irreversibilidade durante o processo de transferência de calor para o fluido de trabalho as eficiências seriam em torno de 95%. Levando em consideração que este equipamento seja adiabático, com esta premissa, poderia afirmar que os seus resultados são satisfatórios. Desta forma, a prioridade seria buscar alternativas para minimizar as irreversibilidades das turbinas a vapor já que seus valores ficaram entre 80% e 88%.

Acredita-se que para o caso de um futuro investimento em um parque industrial energético tendo combustíveis fósseis como fontes térmicas, os ciclos combinados oferecem a melhor eficiência e um menor impacto ambiental.



## 7 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para dar continuidade no que foi proporcionado até o momento ficam as seguintes recomendações.

Calcular os valores das grandezas e irreversibilidades encontradas utilizando outros métodos. Por exemplo, levantar o modelo de cada equipamento, seus dados de fábrica e fazer uma análise exergética partindo de uma condição ideal e comparar com os resultados deste trabalho.

Analisar os principais equipamentos: compressor, turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina vapor, buscar alternativas para minimizar as irreversibilidades e perdas de cargas, seja de um único componente ou o ciclo completo.

Se possível, experimentar algum estudo de caso similar ao deste trabalho ou, até mesmo, utilizar os dados aqui descritos em softwares específicos avaliar os resultados e estudar a possibilidade de minimizar as irreversibilidades.

Levantar os custos das usinas com a mesma capacidade, correlacionar estes dados com as eficiências de cada equipamento, averiguar qual deles torna mais caro a produção de energia, e verificar se é possível atenuar os custos destes processos.

Desenvolver uma análise exergoambiental e exergoeconômica a partir dos dados apresentados neste trabalho.

## APÊNDICE A

Primeiramente, foram calculados, para cada usina, respectivos pesos que correspondem aos itens CI, COMV, CC (referentes ao custo) e, Re, FC, VU (referentes ao desempenho-disponibilidade). Todos os valores (Tabela 4.5) da coluna CI, o valor FC e Re da usina a carvão importado, assim como o valor Re da usina a carvão nacional foram tirados uma média para se estabelecer um valor nominal. Foi calculado o custo médio de investimento para cada usina com sua respectiva fonte de energia, como por exemplo, o CI médio da TGCC conforme a Expressão A.1.

$$\overline{CI}_{TGCC} = \frac{900+1300}{2} = 1100 \quad (A.1)$$

Em seguida foi extraído o peso do custo que tem uma usina em relação às outras, dividindo-se, neste caso, o CI unitário da TGCC pela soma dos CIs médios das outras usinas, como ser visualizado na Expressão A.2.

$$PCI_{TGCC} = \frac{\overline{CI}_{TGCC}}{\sum CI_i} = \frac{1100}{15000} \cong 0,07 \quad (A.2)$$

A média aritmética dos pesos de cada usina com sua respectiva fonte de energia é o indicador da relação de custos exemplificado através da Expressão A.3.

$$\text{Indicador}_{(\text{custo TGCC})} = \frac{(PCI_{TGCC} + PCOMV_{TGCC} + PCC_{TGCC})}{3} \quad (A.3)$$

Os valores calculados de  $COMV_{TGCC}$  e  $CC_{TGCC}$  descritos na expressão A.2 juntamente com  $CI_{TGCC}$ , resultam em:

$$\text{Indicador}_{(\text{custo CCGT})} = \frac{0,07+0,06+0,16}{3} = 0,10$$

Os menores valores dos indicadores de custo correspondem às usinas com menores gastos. Quanto aos indicadores de desempenho-disponibilidade, eles foram calculados do mesmo jeito, porém com uma ressalva: quanto maior o valor da relação entre desempenho e disponibilidade, significa que melhor foi a condição operacional.

## APÊNDICE B

As Figuras B2, B3, B4, B5, B6, B7 e B8 correspondem à sequência de utilização do *Thermo Build* para obter as entalpias associadas a qualquer elemento químico da tabela periódica. Neste trabalho, utilizou-se este programa para encontrar as propriedades termodinâmicas do óleo diesel.

As Figuras B9, B10, B11, B12, B13, B14, B15 e B16 correspondem à sequência de utilização do *CAAT3* para obter as entalpias, entropias, volume específico, título, pressão e temperatura dos ciclos de Brayton e ciclo de Rankine. Neste trabalho, utilizou-se este programa para encontrar as propriedades termodinâmicas: do ar, dos gases de exaustão e a água.

Os quadros com bordas vermelhas da Figura B2 à Figura B15, possuem as instruções de manuseio dos softwares utilizados para levantar as propriedades termodinâmicas.

A Figura B.2 é a representação da tela inicial do *Thermo Build* para consulta das propriedades termodinâmicas.

A Figura B.9 é a representação da tela inicial do *CATT3*, para consulta das propriedades termodinâmicas e elaboração dos diagramas T x s dos ciclos de Brayton e de Rankine.



## ThermoBuild (page 2)

[Jump to bottom of page](#)

**Instructions:** To generate the desired thermodynamic data, please choose from the following species (Air is provided as a convenience):

<u>C</u> hooose	<u>S</u> pecies <u>N</u> ame	<u>B</u> eginning <u>T</u> emperature (K)	<u>E</u> nd <u>T</u> emperature (K)
<input checked="" type="checkbox"/>	C	200.000	20000.000
<input checked="" type="checkbox"/>	H	200.000	20000.000
<input type="checkbox"/>	HCO	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	HCCO	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	HO2	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	H2	200.000	20000.000
<input type="checkbox"/>	HCHO,formaldehy	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	HCOOH	200.000	6000.000
<input checked="" type="checkbox"/>	H2O	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	Air	200.000	6000.000
<input type="checkbox"/>	C6H6(L)	278.680	500.000
<input type="checkbox"/>	C6H14(L),n-hexa	177.860	300.000
<input type="checkbox"/>	C7H8(L)	178.150	500.000
<input type="checkbox"/>	C7H16(L),n-hept	182.580	380.000
<input type="checkbox"/>	C8H18(L),n-octa	216.370	400.000
<input type="checkbox"/>	C8H18(L),isooct	165.790	380.000
<input type="checkbox"/>	Jet-A(L)	220.000	550.000
<input type="checkbox"/>	Jet-A(g)	273.150	6000.000

[continue](#)

**Selecionar os elementos químicos e as moléculas desejadas**

**Depois clicar em continue**

[Back to ThermoBuild Start](#) | [NASA Website Privacy Statement](#) | [Privacy Policy and Important Notices](#) | [Accessibility Statement](#)  
 Responsible Official / Curator: [Christopher A. Snyder](#)  
 Last updated: July 30, 2010

Figura B.3 - Seleção dos átomos e moléculas do combustível no *Thermo Build*

# ThermoBuild

(page 3)

## Energy Units:

Joules

Calories

## Temperature Schedule (Kelvin)

Each row used must be complete. Intervals may be zero (0.0).

## Ranges:

Begin Temp	Intervals	End Temp
298	100	1100

Selecionar a unidade dimensional desejada, determinar a temperatura inicial, final e o seu intervalo, depois clicar em *Process*

Process

[Back to ThermoBuild Start](#) | [NASA Website Privacy Statement](#) | [Privacy Policy and Important Notices](#) | [Accessibility Statement](#)  
 Responsible Official / Curator: [Christopher A. Snyder](#)  
 Last updated: 7/30/2010

Figura B.4 - Limite e intervalo de temperatura para os átomos e moléculas no *Thermo Build*

[Click here for a printable copy.](#)  
[Click here to return to main page](#)

NOTE: The format of these coefficients is NOT compatible with earlier versions of the NASA chemical equilibrium programs and with the Sandia CHEMKIN program.

NOTE 2: If the table wraps, please use the [printable copy](#).

```
<----->
```

C	H			H2O
---	---	--	--	-----

OPTIONS: joules

TEMPERATURE SCHEDULE

298.000	298.150	398.000	498.000	598.000	698.000
798.000	898.000	998.000	1098.000	1100.000	

NOTE: Thermodynamic properties calculated for temperatures outside the range of the fitted data may have large errors. This program allows calculations only for temperatures within 20% above or below the fitted temperature range.

São demonstradas as temperaturas dos componentes com seus devidos intervalos

COEFFICIENTS FOR FITTED THERMODYNAMIC FUNCTIONS

Hf: Douglas, 1955. Moore, 1970b. Gordon, 1999.

C	3	g	7/97	C	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0	12.01070	71.6680.000				
					200.000	1000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6535.895
					6.495031470E+02	-9.649010860E-01	2.504675479E+00	-1.281448025E-05	1.980133654E-08							1.980133654E-08
					-1.606144025E-11	5.314483411E-15	0.000000000E+00	8.545763110E+04	4.747924288E+00							4.747924288E+00
					1000.000	6000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6535.895
					-1.289136472E+05	1.719528572E+02	2.646044387E+00	-3.353068950E-04	1.742092740E-07							1.742092740E-07
					-2.902817829E-11	1.642182385E-15	0.000000000E+00	8.410597850E+04	4.130047418E+00							4.130047418E+00
					6000.000	20000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6535.895
					4.432528010E+08	-2.896018412E+05	7.737108320E+01	-9.715281890E-03	6.649595330E-07							6.649595330E-07
					-2.230078776E-11	2.899388702E-16	0.000000000E+00	2.355273444E+06	-6.405123160E+02							-6.405123160E+02

Os coeficientes utilizados nos polinômios, neste caso o carbono

Figura B.5 - Propriedades termodinâmicas do carbono no Thermo Build



THERMODYNAMIC FUNCTIONS CALCULATED FROM COEFFICIENTS FOR C

T deg-K	Cp J/mol-K	H-H298 kJ/mol	S J/mol-K	$-(G-H298)/T$ J/mol-K	H kJ/mol	delta Hf kJ/mol	log K
0	0.	-6.536	0.	INFINITE	710.144	711.198	INFINITE
298	20.839	-0.003	158.090	158.101	716.677	716.678	-117.6608
298.15	20.839	0.000	158.101	158.101	716.680	716.680	-117.5976
398	20.815	2.079	164.117	158.892	718.759	717.743	-86.0758
498	20.805	4.160	168.781	160.427	720.840	718.503	-67.1510
598	20.799	6.241	172.588	162.152	722.921	719.010	-54.5443
698	20.796	8.320	175.803	163.883	725.000	719.321	-45.5447
798	20.793	10.400	178.588	165.555	727.080	719.482	-38.7984
898	20.792	12.479	181.042	167.146	729.159	719.529	-33.5539
998	20.791	14.558	183.238	168.650	731.238	719.486	-29.3603
1098	20.799	16.638	185.224	170.071	733.318	719.373	-25.9310
1100	20.799	16.679	185.261	170.098	733.359	719.370	-25.8688

D0 (H2): Herzberg, 1970. Moore, 1972. Gordon, 1999.

COEFFICIENTS FOR FITTED THERMODYNAMIC FUNCTIONS

H	3	g	6/97	H	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0	1.00794	217998.828															
					200.000	1000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6197.428											
					0.00000000E+00	0.00000000E+00	2.50000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00											
					0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	0.00000000E+00	2.547370801E+04	-4.466828530E-01	1000.000	6000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6197.428					
					6.078774250E+01	-1.819354417E-01	2.500211817E+00	-1.226512864E-07	3.732876330E-11	-5.687744560E-15	3.410210197E-19	0.00000000E+00	2.547486398E+04	-4.481917770E-01	6000.000	20000.000	7	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	0.0	6197.428	
					2.173757694E+08	-1.312035403E+05	3.399174200E+01	-3.813999680E-03	2.432854837E-07	-7.694275540E-12	9.644105630E-17	0.00000000E+00	1.067638086E+06	-2.742301051E+02													

Descendo a barra de rolagem, são demonstrados as propriedades termodinâmicas do carbono e os coeficientes dos polinômios para o hidrogênio

Figura B.6 - Propriedades termodinâmicas do carbono e hidrogênio no *Thermo Build*

HERMODYNAMIC FUNCTIONS CALCULATED FROM COEFFICIENTS FOR H

T deg-K	Cp J/mol-K	H-H298 kJ/mol	S J/mol-K	-(G-H298)/T J/mol-K	H kJ/mol	delta Hf kJ/mol	log K
0	0.	-6.197	0.	INFINITE	211.801	216.035	INFINITE
298	20.786	-0.003	114.707	114.718	217.996	217.998	-35.6316
298.15	20.786	0.000	114.718	114.718	217.999	217.999	-35.6124
398	20.786	2.076	120.722	115.507	220.074	218.624	-26.0184
498	20.786	4.154	125.381	117.040	222.153	219.241	-20.2494
598	20.786	6.233	129.185	118.762	224.232	219.856	-16.3990
698	20.786	8.311	132.399	120.492	226.310	220.466	-13.6441
798	20.786	10.390	135.182	122.162	228.389	221.068	-11.5740
898	20.786	12.469	137.636	123.751	230.467	221.659	-9.9606
998	20.786	14.547	139.831	125.255	232.546	222.237	-8.6670
1098	20.786	16.626	141.816	126.674	234.625	222.797	-7.6064
1100	20.786	16.667	141.854	126.701	234.666	222.808	-7.5871

Descendo a barra de rolagem, são demonstrados as propriedades termodinâmicas do hidrogênio e os coeficientes dos polinômios para a água

COEFFICIENTS FOR FITTED THERMODYNAMIC FUNCTIONS

H2O Hf:Cox,1989. Woolley,1987. TRC(10/88) tuv25.  
 2 g 8/89 H 2.000 1.00 0.00 0.00 0.00 0 18.01528 -241826.000  
 200.000 1000.000 7 -2.0 -1.0 0.0 1.0 2.0 3.0 4.0 0.0 9904.092  
 -3.947960830E+04 5.755731020E+02 9.317826530E-01 7.222712860E-03-7.342557370E-06  
 4.955043490E-09-1.336933246E-12 0.000000000E+00-3.303974310E+04 1.724205775E+01  
 1000.000 6000.000 7 -2.0 -1.0 0.0 1.0 2.0 3.0 4.0 0.0 9904.092  
 1.034972096E+06-2.412698562E+03 4.646110780E+00 2.291998307E-03-6.836830480E-07  
 9.426468930E-11-4.822380530E-15 0.000000000E+00-1.384286509E+04-7.978148510E+00

Figura B.7 - Propriedades termodinâmicas do hidrogênio e da água no *Thermo Build*

THERMODYNAMIC FUNCTIONS CALCULATED FROM COEFFICIENTS FOR H<sub>2</sub>O

T deg-K	C <sub>p</sub> J/mol-K	H-H <sub>298</sub> kJ/mol	S J/mol-K	-(G-H <sub>298</sub> )/T J/mol-K	H kJ/mol	delta H <sub>f</sub> kJ/mol	log K
0	0.	-9.904	0.	INFINITE	-251.730	-238.922	INFINITE
298	33.587	-0.005	188.812	188.829	-241.831	-241.825	40.0666
298.15	33.588	0.000	188.829	188.829	-241.826	-241.826	40.0453
398	34.248	3.383	198.612	190.111	-238.443	-242.827	29.3967
498	35.204	6.854	206.388	192.625	-234.972	-243.807	22.9854
598	36.301	10.429	212.926	195.487	-231.397	-244.740	18.7013
698	37.475	14.117	218.627	198.402	-227.709	-245.615	15.6335
798	38.703	17.926	223.724	201.261	-223.900	-246.428	13.3265
898	39.972	21.859	228.367	204.025	-219.967	-247.171	11.5276
998	41.265	25.921	232.654	206.681	-215.905	-247.843	10.0851
1098	42.548	30.111	236.655	209.231	-211.715	-248.445	8.9023
1100	42.574	30.197	236.732	209.281	-211.629	-248.456	8.8808

Descendo a barra de rolagem, são demonstradas as propriedades termodinâmicas da água

←-----→

[Click here for a printable copy.](#)  
[Click here to return to main page](#)

Figura B.8 - Propriedades termodinâmicas da água no *Thermo Build*

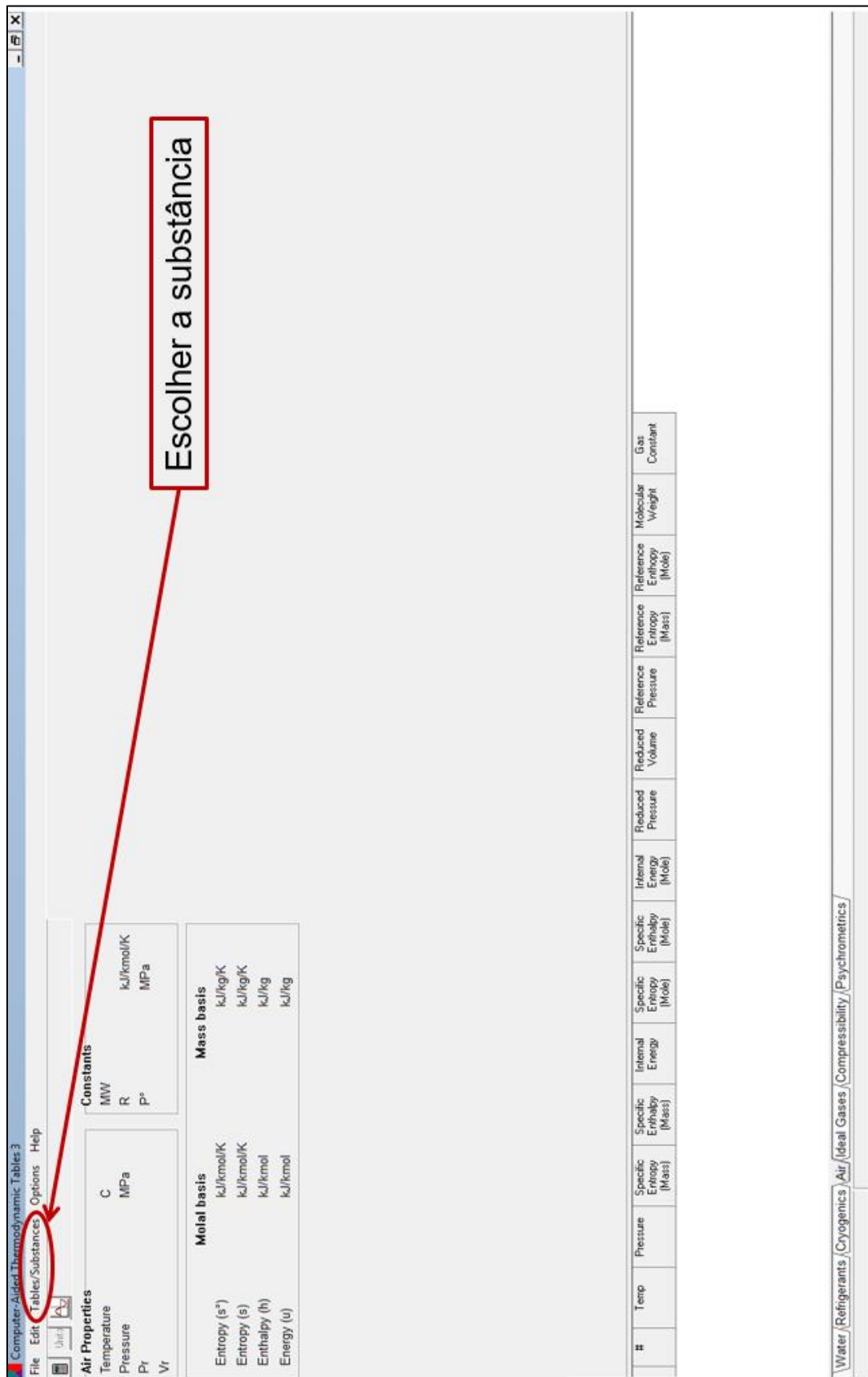


Figura B.9 - Tela inicial do CATT3



**Clicar em: Plot Process**

**Para o início do processo ideal do ciclo de Brayton, escolher entropia constante**

#	Temp	Pressure	Specific Entropy (Mass)	Specific Enthalpy (Mass)	Internal Energy	Specific Entropy (Mole)	Specific Enthalpy (Mole)	Internal Energy	Reduced Pressure	Reduced Volume	Reference Pressure	Reference Entropy (Mass)	Reference Entropy (Mole)	Molecular Weight	Gas Constant

Water / Refrigerants / Cryogenics / Air / Ideal Gases / Compressibility / Psychrometrics

Figura B.10 - 1º passo de obtenção das propriedades do compressor ideal

The figure displays two sequential dialog boxes from the 'Plot Process' software, used for defining the initial and final states of a compressor.

**Initial State Input Type Dialog:**

- Initial State Input Type:**  Temperature,  Energy,  Enthalpy,  Entropy (S\*)
- Pressure:** 0.1 MPa
- Temperature:** 25 C
- Energy:** 0 kJ/kg
- Enthalpy:** 0 kJ/kg
- Entropy:** 0 kJ/kg/K
- Navigation: << Prev, Next >>, Cancel

**Final State Properties Dialog:**

- Final State Properties:**  Temperature,  Pressure,  Specific Volume,  Specific Entropy,  Specific Energy,  Specific Enthalpy
- Temperature:** 350 C
- Navigation: << Prev, Calculate, Cancel

Annotations in red circles highlight the values 0.1, 25, and 350 in the respective input fields.

**Text boxes:**

- Top right: Entrar com os dados finais (pressão e temperatura), teoricamente, do compressor
- Bottom right: Entrar com os dados da temperatura final

Figura B.11 - 2º e 3º passo de obtenção das propriedades do compressor ideal

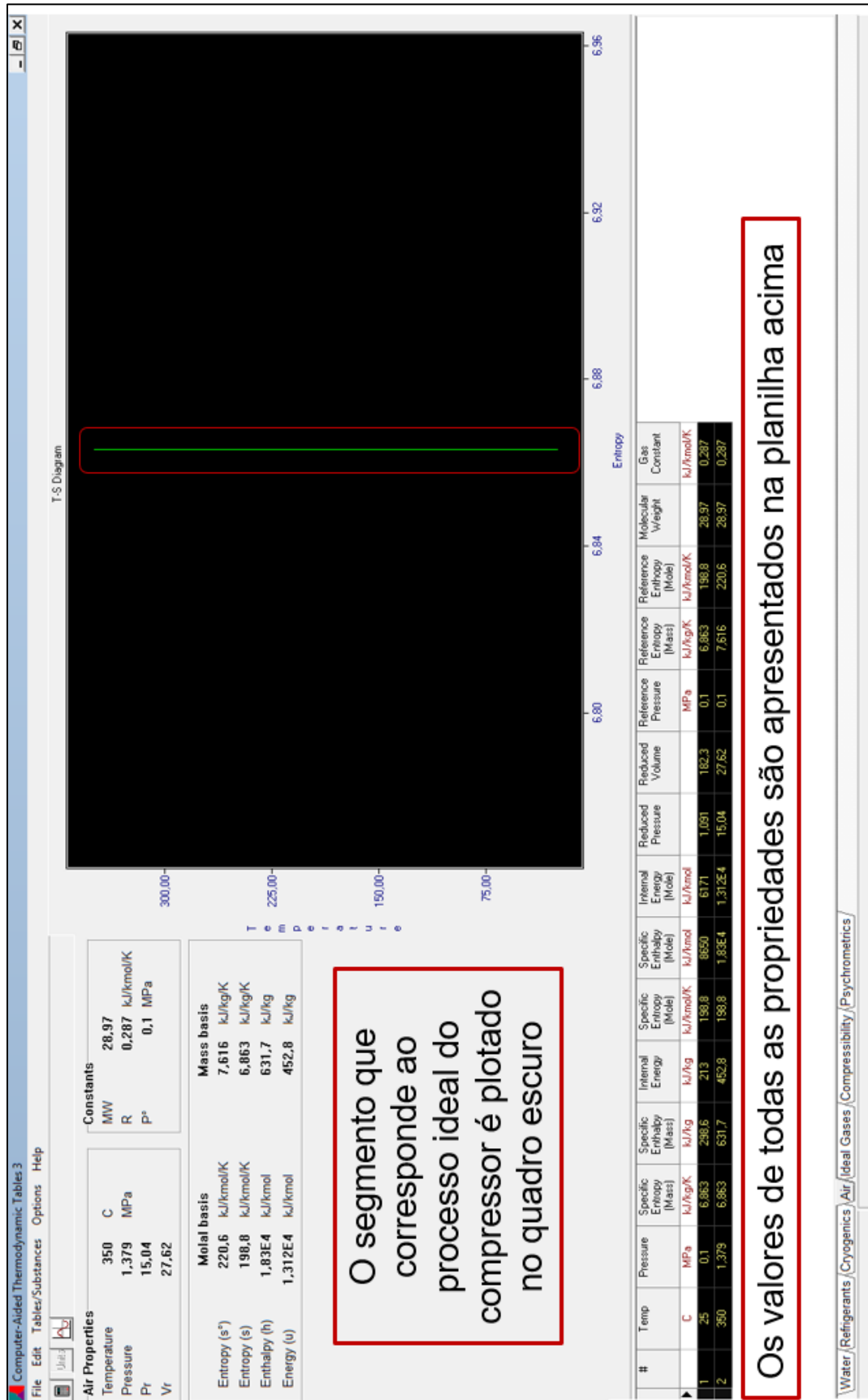


Figura B.12 - Seguimento do ciclo ideal que representa o compressor ideal

The figure shows three sequential screenshots of the 'Plot Process' software interface, illustrating the steps to obtain compressor outlet properties.

**Step 1: Process Selection**  
 The 'Process Selection' section is active. The option **P = C** is selected and circled in red. A box labeled **1°** is positioned above the selection list. Other options include constant temperature, constant pressure, constant specific volume, constant specific entropy, constant specific energy, constant specific enthalpy, P inverse in v, polytropic process, and pressure linear in volume.

**Step 2: Initial State Input Type**  
 The 'Initial State Input Type' section is active. The **Temperature** option is selected. A box labeled **2°** is positioned above the 'Temperature' input field. The 'Pressure' input field contains the value **1.379** (circled in red) with units MPa. The 'Temperature' input field contains the value **350** (circled in red) with units C. Other input fields for Energy, Enthalpy, and Entropy are set to 0.

**Step 3: Final State Properties**  
 The 'Final State Properties' section is active. The **Temperature** option is selected. The 'Temperature' input field contains the value **1100** (circled in red) with units C. A box labeled **3°** is positioned above the input field. Other options for Pressure, Specific Volume, Specific Entropy, Specific Energy, and Specific Enthalpy are not selected.

Refazer os mesmos passos, levando em consideração, agora, que os elementos se comportem como gases perfeitos a pressão constante.

Figura B.13 - 1°, 2° e 3° passo de obtenção das propriedades na saída do compressor



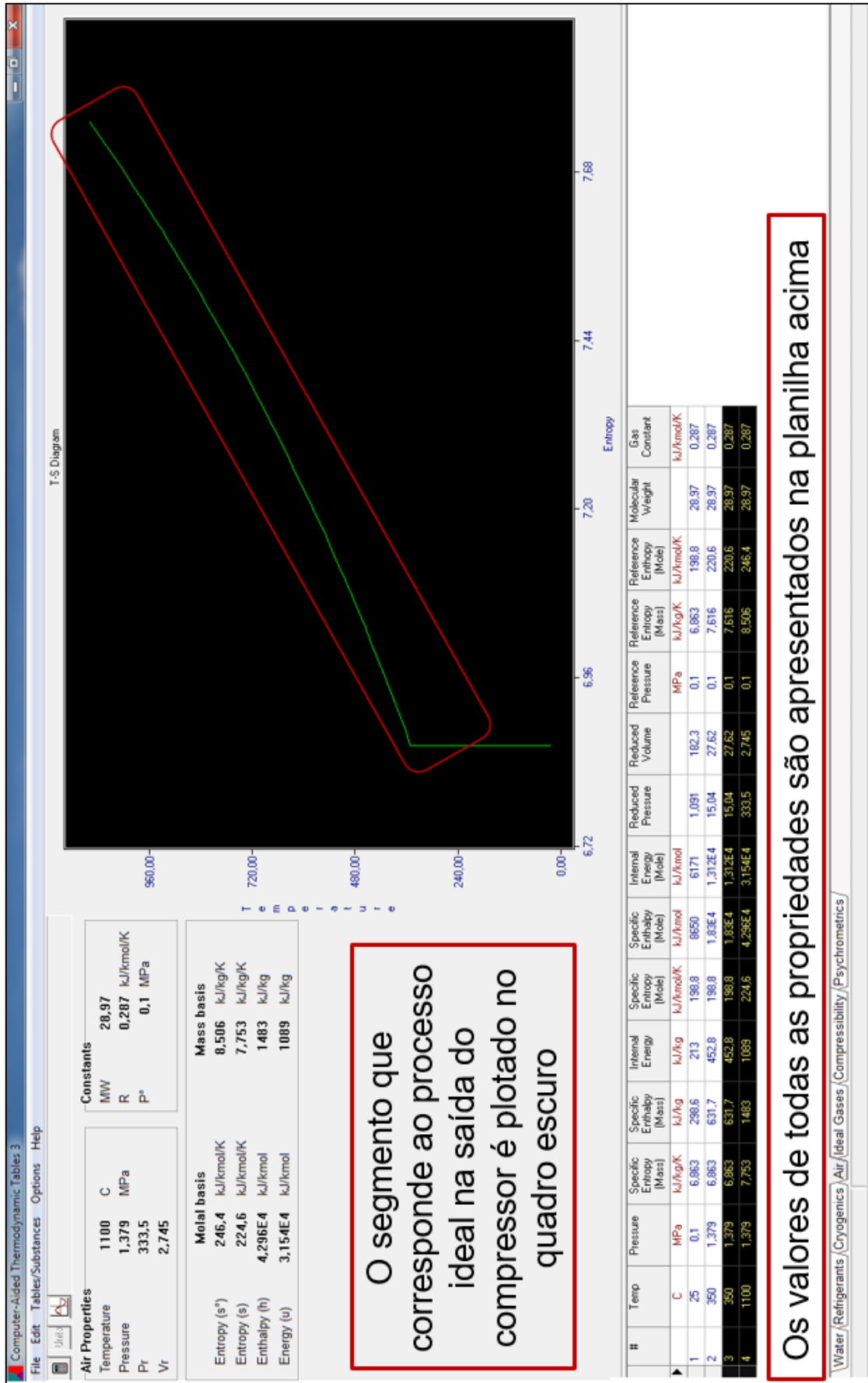


Figura B.14 - Seguimento do ciclo ideal que representa a saída do compressor ideal

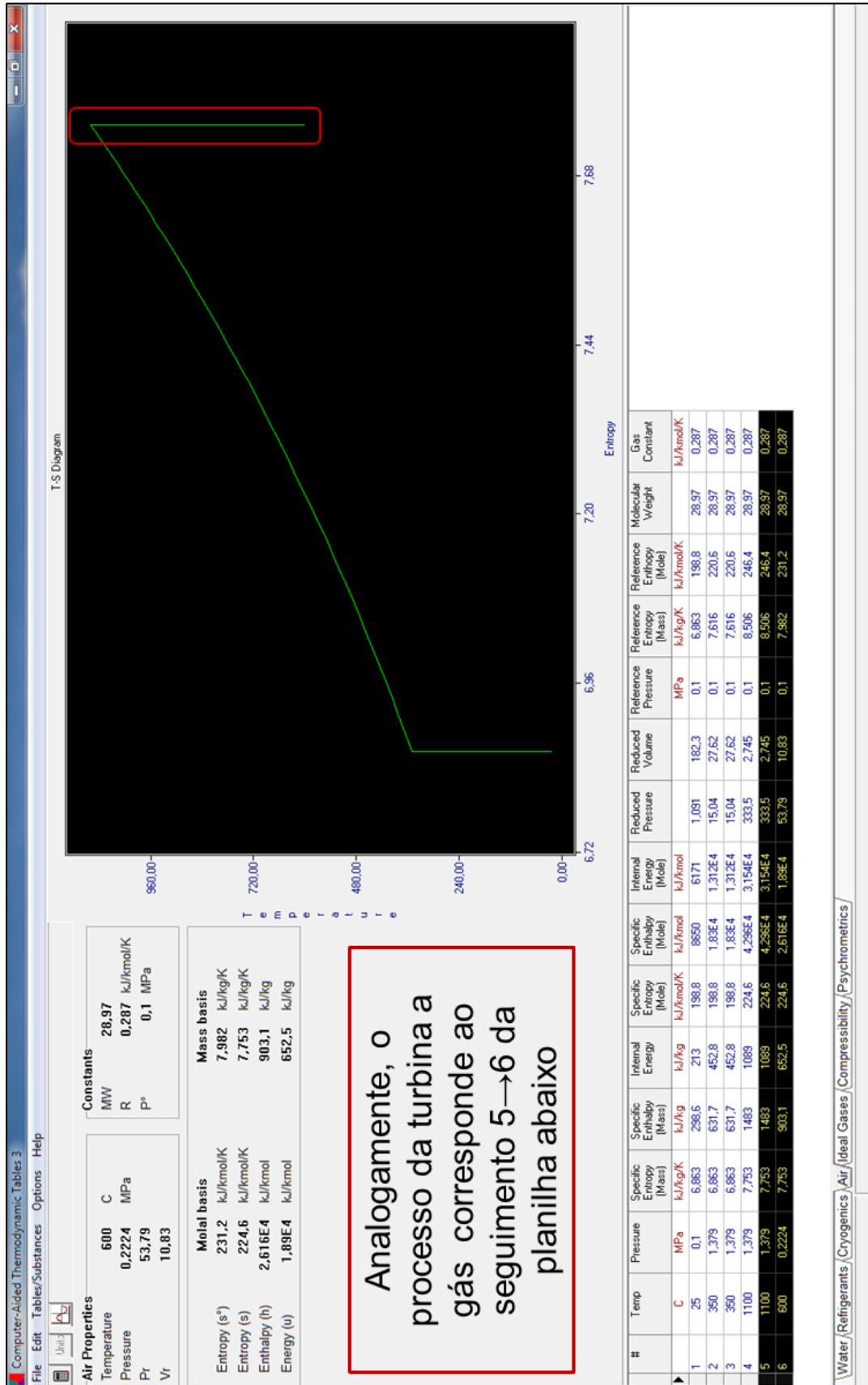


Figura B.15 - Seguimento do ciclo ideal que representa a turbina a gás

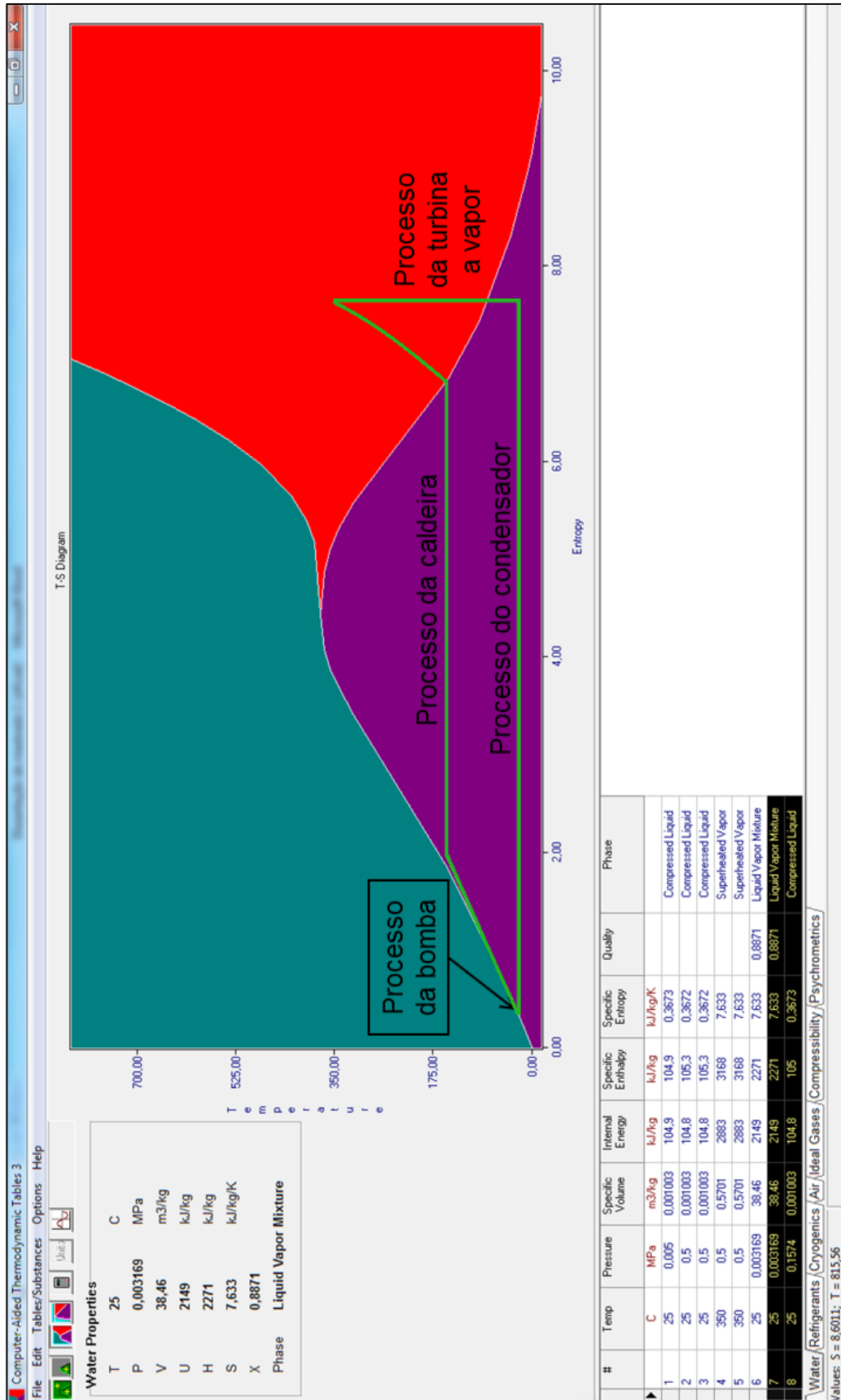


Figura B.16 - Ciclo de Rankine ideal

Algoritmo de integração dos polinômios do calor específico do gás natural e gases ideais

```

clear all
clc
syms T;
%ch4, Ti=298
c0_ch4=1.2;
c1_ch4=3.25;
c2_ch4=0.75;
c3_ch4=-0.71;
h_ch4=int(c0_ch4+c1_ch4*(T/1000)+c2_ch4*(T/1000)^2+c3_ch4*(T/1000)^3)
%[kJ/kg]
%c2h6, Ti=298
c0_c2h6=0.18;
c1_c2h6=5.92;
c2_c2h6=-2.31;
c3_c2h6=0.29;
h_c2h6=int(c0_c2h6+c1_c2h6*(T/1000)+c2_c2h6*(T/1000)^2+c3_c2h6*(T/1000)^3)%[kJ/kg]
%c3h8, Ti=298
c0_c3h8=-0.096;
c1_c3h8=6.95;
c2_c3h8=-3.6;
c3_c3h8=-0.73;
h_c3h8=int(c0_c3h8+c1_c3h8*(T/1000)+c2_c3h8*(T/1000)^2+c3_c3h8*(T/1000)^3)%[kJ/kg]
%c4h10, Ti=298
c0_c4h10=0.163;
c1_c4h10=5.7;
c2_c4h10=-1.906;
c3_c4h10=-0.049;
h_c4h10=int(c0_c4h10+c1_c4h10*(T/1000)+c2_c4h10*(T/1000)^2+c3_c4h10*(T/1000)^3)%[kJ/kg]

```

```

%n2, Ti=298
c0_n2=1.11;
c1_n2=-0.48;
c2_n2=0.96;
c3_n2=-0.42;
h_n2=int(c0_n2+c1_n2*(T/1000)+c2_n2*(T/1000)^2+c3_n2*(T/1000)^3)%[kJ/k

```

g]

```

%co2, Ti=298
c0_co2=0.45;
c1_co2=1.67;
c2_co2=-1.27;
c3_co2=0.39;
h_co2=int(c0_co2+c1_co2*(T/1000)+c2_co2*(T/1000)^2+c3_co2*(T/1000)^3)

```

%[kJ/kg]

```

%h2o, Ti=298
c0_h2o=1.79;
c1_h2o=0.107;
c2_h2o=0.586;
c3_h2o=-0.20;
h_h2o=int(c0_h2o+c1_h2o*(T/1000)+c2_h2o*(T/1000)^2+c3_h2o*(T/1000)^3)

```

%[kJ/kg]

```

%o2, Ti=298
c0_o2=0.88;
c1_o2=-0.0001;
c2_o2=0.54;
c3_o2=-0.33;
h_o2=int(c0_o2+c1_o2*(T/1000)+c2_o2*(T/1000)^2+c3_o2*(T/1000)^3)%[kJ/k

```

g]

**Observação:** para que o MatLAB faça a interpretação dos valores os números dos coeficientes  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  estão no formato americano, onde os algarismos decimais são separados por pontos ao invés de vírgulas.

## APÊNDICE C

Variação das entalpias obtidas através da temperatura e pressão de cada elemento químico dos combustíveis utilizados no ciclo de Brayton.

### Usina 1 (gás)

Tabela C1 - Variação da entalpia do gás natural para Usina 1 (gás)

Elementos químicos	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CH <sub>4</sub>	1657,08	-
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2876,69	-
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3333,91	-
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	5116,26	-
N <sub>2</sub>	1268,36	-
CO <sub>2</sub>	2128,34	-

Tabela C2 - Variação da entalpia do ar utilizado no compressor da Usina 1 (gás)

Compressor do 1 ao 2	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	11267,36	10280,00
N <sub>2</sub>	10785,22	9868,00

Tabela C3 - Variação da entalpia do ar de resfriamento das pás da turbina a gás da Usina 1 (gás)

Ar de resfriamento das pás do 2 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	7610,00	7080,00
N <sub>2</sub>	7100,00	6802,00

Tabela C4 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na turbina a gás da Usina 1 (gás)

Gases de exaustão do 3 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	40113,64	42071,60
H <sub>2</sub> O	31402,85	32877,69
N <sub>2</sub>	24030,47	25221,21
O <sub>2</sub>	25400,55	26676,74

Tabela C5 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na caldeira da Usina 1 (gás)

Gases de exaustão na caldeira do ponto 4=5 ao 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	24773,00	25497,40
H <sub>2</sub> O	19191,50	20029,31
N <sub>2</sub>	15881,77	16682,79
O <sub>2</sub>	16837,49	17590,26

Tabela C6 - Variação da entalpia dos gases de exaustão para o ambiente da Usina 1 (gás)

Gases de exaustão para o ambiente ponto 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	2682,36	0,00
H <sub>2</sub> O	2312,65	0,00
N <sub>2</sub>	1991,76	0,00
O <sub>2</sub>	2028,96	0,00

## Usina 2 (gás)

Tabela C7 - Variação da entalpia do gás natural para a Usina 2 (gás)

Elementos químicos	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CH <sub>4</sub>	207,48	-
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	352,18	-
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	407,02	-
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	625,75	-
N <sub>2</sub>	164,97	-
CO <sub>2</sub>	267,43	-

Tabela C8 - Variação da entalpia do ar utilizado no compressor da Usina 2 (gás)

Compressor do 1 ao 2	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	10269,37	8734,00
N <sub>2</sub>	9860,11	8415,00

Tabela C9 - Variação da entalpia do ar de resfriamento das pás da turbina a gás da Usina 2 (gás)

Ar de resfriamento das pás do 2 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	9030,00	9116,00
N <sub>2</sub>	8194,00	8505,00

Tabela C10 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na turbina a gás da Usina 2 (gás)

Gases de exaustão do 3 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	34490,00	36700,00
H <sub>2</sub> O	26880,00	28540,00
N <sub>2</sub>	20680,00	22010,00
O <sub>2</sub>	21880,00	23300,00

Tabela C11 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na caldeira da Usina 2 (gás)

Gases de exaustão na caldeira do ponto 4=5 ao 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	25253,00	25890,00
H <sub>2</sub> O	19514,00	20320,00
N <sub>2</sub>	16122,00	16920,00
O <sub>2</sub>	17108,00	17850,00

Tabela C12 - Variação da entalpia dos gases de exaustão para o ambiente da Usina 2 (gás)

Gases de exaustão para o ambiente ponto 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	2827,00	0,00
H <sub>2</sub> O	2466,00	0,00
N <sub>2</sub>	2128,00	0,00
O <sub>2</sub>	2162,00	0,00

## Usina 2 (óleo)

Tabela C13 - Variação da entalpia do óleo diesel para a Usina 2 (óleo)

Elementos químicos	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
C	122,00	-
H	120,00	-
H <sub>2</sub> O	197,00	-



Tabela C14 - Variação da entalpia do ar utilizado no compressor da Usina 2 (óleo)

Compressor do 1 ao 2	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	9777,37	8872,37
N <sub>2</sub>	9395,11	8546,11

Tabela C15 - Variação da entalpia do ar de resfriamento das pás da turbina a gás da Usina 2 (óleo)

Ar de resfriamento das pás do 2 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	8922,00	7847,63
N <sub>2</sub>	8324,00	7353,00

Tabela C16 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na turbina a gás da Usina 2 (óleo)

Gases de exaustão do 3 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	33290,00	36270,00
H <sub>2</sub> O	25850,00	28100,00
N <sub>2</sub>	19950,00	21770,00
O <sub>2</sub>	21130,00	23080,00

Tabela C17 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na caldeira da Usina 2 (óleo)

Gases de exaustão na caldeira do ponto 4=5 ao 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	21791,00	24160,00
H <sub>2</sub> O	16714,00	19020,00
N <sub>2</sub>	13776,00	15870,00
O <sub>2</sub>	14670,00	16720,00

Tabela C18 - Variação da entalpia dos gases de exaustão para o ambiente da Usina 2 (óleo)

Gases de exaustão para o ambiente ponto 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	5349,00	0,00
H <sub>2</sub> O	4556,00	0,00
N <sub>2</sub>	3914,00	0,00
O <sub>2</sub>	4000,00	0,00

### Usina 3 (gás)

Tabela C19 - Variação da entalpia do ar utilizado no compressor da Usina 3 (gás)

Compressor do 1 ao 2	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	10620,00	9417,00
N <sub>2</sub>	10180,00	9055,00

Tabela C20 - Variação da entalpia do ar de resfriamento das pás da turbina a gás da Usina 3 (gás)

Ar de resfriamento das pás do 2 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
O <sub>2</sub>	5740,00	5153,00
N <sub>2</sub>	5360,00	4815,00

Tabela C21 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na turbina a gás da Usina 3 (gás)

Gases de exaustão do 3 ao 4	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	31590,00	34180,00
H <sub>2</sub> O	24340,00	26290,00
N <sub>2</sub>	19000,00	20586,00
O <sub>2</sub>	20180,00	21890,00

Tabela C22 - Variação da entalpia dos gases de exaustão na caldeira da Usina 3 (gás)

Gases de exaustão na caldeira do ponto 4=5 ao 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	20005,00	20890,00
H <sub>2</sub> O	15499,00	16560,00
N <sub>2</sub>	12865,00	13874,00
O <sub>2</sub>	13640,00	14570,00

Tabela C23 - Variação da entalpia dos gases de exaustão para o ambiente da Usina 3 (gás)

Gases de exaustão para o ambiente ponto 6	$\Delta h$ [kJ/kmol]	
	Real	Ideal
CO <sub>2</sub>	3475,00	0,00
H <sub>2</sub> O	3011,00	0,00
N <sub>2</sub>	2595,00	0,00
O <sub>2</sub>	2640,00	0,00

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Boletim de Acompanhamento da Expansão da Oferta Nº1**. Outubro de 2014. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Boletim%20Expans%C3%A3o%20da%20Oferta%20-%20outubro%202014.pdf>>. Acesso em 15 de fevereiro de 2016.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Boletim de Acompanhamento da Expansão da Oferta Nº3**. Outubro de 2015. Disponível em: <[http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Boletim\\_de\\_Acompanhamento\\_da\\_Expans%C3%A3o\\_da\\_Oferta\\_abril\\_%202015.pdf](http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Boletim_de_Acompanhamento_da_Expans%C3%A3o_da_Oferta_abril_%202015.pdf)>. Acesso em 15 de fevereiro de 2016.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Serviço Público de Transmissão de Energia Elétrica**. 2015. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/transmissao5>>. Acesso em 15 de fevereiro de 2016.

ANDREOS, R. **Estudo de Viabilidade Técnico-Econômica de Pequenas Centrais de Cogeração a Gás Natural no Setor Terciário do Estado de São Paulo**. 2013, 168 p. Dissertação (Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Energia). Universidade de São Paulo, 2013.

AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO. **Boletim da Produção de Petróleo e gás Natural**. (2017). Disponível em: <[http://www.anp.gov.br/wwwanp/images/publicacoes/boletins-anp/Boletim\\_Mensal-Producao\\_Petroleo\\_Gas\\_Natural/Boletim\\_de\\_fevereiro-2017.pdf](http://www.anp.gov.br/wwwanp/images/publicacoes/boletins-anp/Boletim_Mensal-Producao_Petroleo_Gas_Natural/Boletim_de_fevereiro-2017.pdf)> Acesso em 08 de maio de 2017.

BAKHSHMAND, S. K., SARAY, R. K., BAHLOULI, K., EFTEKIHARI, H. e EBRAHIMI, A. **Exergoeconomic Analysis and Optimization of a Triple Pressure Combined Cycle Plant Using Evolutionary Algorithm**. 2015, 13 p. Elsevier, Energy. Faculty of Mechanical and Electric Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran, 2014.

BEZERRA, T. M. **Avaliação Exergética de uma Central Termelétrica em Ciclo Combinado de 532 MW Localizada no Nordeste do Brasil**. 2010, 123 p.

Dissertação (Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Pernambuco, 2010.

BORGNAKKE, C. e SONNTAG E. R. **Fundamentos da Termodinâmica, Série Van Wylen**, 8ª ed. São Paulo, editora Edgard Blücher Ltda., 2013.

BP STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY. **Natural Gas Trade Movements**. 2016. Disponível em: <<http://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/natural-gas/natural-gas-trade-movements.html>>. Acesso em 08 de maio de 2017.

BRANCO, F. P. **Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Gás Natural Operando em Ciclo Aberto e em Ciclo Cominado**. 2005, 179 p. Dissertação (Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual Paulista, Campus de Ilha Solteira, 2005.

CARAPPELLUCCI, R.; GIOORDANO, L. **A Comparison Between Exergetic and Economic Criteria for Optimizing the Heat Recovery Steam Generators of Gas-Steam Power Plants**. 2013, 15 p. Elsevier, Energy. Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia, University of L'Aquila, Aquila, Italy, 2013.

CBC INDÚSTRIAS PESADAS S.A. MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS GROUP. **Caldeira HRSG**. 2016. Disponível em: <<http://www.cbcsa.com.br/index.php/pt-br/produtos-cbc/11-caldeiras/25-caldeira-hrsg>>. Acesso em 22 de maio de 2017.

CHASE, L. D. **Combined-Cycle Development Evolution and Future**. GE Power System. Nova York, p. 5-10, outubro de 2000.

CHEN, L.; NI, D.; ZHANG, Z.; SUN, F. **Exergetic Performance Optimization for New Combined Intercooled Regenerative Brayton and Inverse Brayton Cycles**. 2016, 8 p. Elsevier, Applied Thermal Engineering. Institute of Thermal Science and Power Engineering, Naval University of Engineering, 2015; Military Key Laboratory

for Naval Ship Power Engineering, Naval University of Engineering, 2015; College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan, China, 2015.

CONFERÊNCIA DAS NAÇÕES UNIDAS. **Agenda 21, Rio 92**. Rio de Janeiro, 1992. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/agenda-21/agenda-21-global/item/715>>. Acesso em 12 março de 2016.

GASNET. **Termelétricas, Principais Componentes da CCPS's**. 2013. Disponível em: <<http://www.gasnet.com.br/termeletricas/ciclo.asp>>. Acesso em 15 de fevereiro de 2017.

GE REPORTS. **E o certificado do Guinness World Records vai para... a turbina 9HA.01 da GE!**. Disponível em: <<https://www.ge.com/reports/bouchain/>> Acesso em 18 de maio 2017.

GE STEAM POWER. **Condensadores**. 2017. Disponível em: <<https://www.gepower.com/steam/products/heat-exchange/condenser.html>> Acesso em 23 de maio 2017.

HORIZON - VICTORY ENERGY. **Heat Recovery Steam Generators**. 2009. Disponível em: <[http://www.victoryenergy.com/pdf/VEO\\_HRSG\\_BRO\\_WEB.pdf](http://www.victoryenergy.com/pdf/VEO_HRSG_BRO_WEB.pdf)>. Acesso em 18 de maio de 2017.

HRSG-ENERGY SERVICE CO. LTDA. **HRSG**. 2014. Disponível em: <<http://hrsg-energy.com/our-services/design-and-build/>>. Acesso em 18 de maio de 2017.

INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS. **Gás de Folhelho**. 2012. Disponível em: <<http://www.ipt.br/noticia/616.htm>>. Acesso em 07 de junho de 2017.

IGU. **2017 World LNG Report - The World Depends on Natural Gas**. 2017. <[https://www.igu.org/sites/default/files/103419-World\\_IGU\\_Report\\_no%20crops.pdf](https://www.igu.org/sites/default/files/103419-World_IGU_Report_no%20crops.pdf)>. Acesso em 05 de agosto de 2017.

KILANI, N.; KHIR, T.; BRAHIM, A. B. **Performance Analysis of Two Combined Cycle Power Plants with Different Steam Injection System Design**. 2017, 9 p.

Elsevier, ScienceDirect. Research Unit of Applied Thermodynamics, Engineering National School of Gabès, University of Gabès, Omar Ibn El Khattab St, Gabès, Tunisia, 2017.

KURZ, R.; MEHER-HOMJI, C.; BRUN, K. **43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014)**. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2014. Houston, Texas, 2014.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA. **Estimativa Anuais de Gases de efeito Estufa no Brasil, 2ª Edição**, 2014. Brasília. Disponível em: <[http://www.mct.gov.br/upd\\_blob/0235/235580.pdf](http://www.mct.gov.br/upd_blob/0235/235580.pdf)> Acesso em 28 de abril de 2017.

MCBRIDE, B. J. **Computer Program for Calculating and Fitting Thermodynamic Function**. 1992, 91p. NASA. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. 2016. Disponível em: <[http://www.anp.gov.br/www/anp/images/publicacoes/Anuario\\_Estatistico\\_ANP\\_2016.pdf](http://www.anp.gov.br/www/anp/images/publicacoes/Anuario_Estatistico_ANP_2016.pdf)>. Acesso em 31 de maio de 2017

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2016 ano base 2015**. 2016. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/AnuarioEstatisticodeEnergiaEletrica/Anu%C3%A1rio%20Estat%C3%ADstico%20de%20Energia%20El%C3%A9trica%202016.pdf>>. Acesso em 1 de junho de 2017.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Acordo de Paris**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris>>. Acesso em 28 de abril de 2017.

MORAN, M. J.; SHAPIRO H. N.; BOETTNER D. D.; BAILEY M. B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**, 7ª ed. Hoboken-New Jersey, publish company Wiley, 2011.

ONS. **O Sistema em Números**, 2017. Disponível em: <<http://ons.org.br/pt/paginas/sobre-o-sin/o-sistema-em-numeros>>. Acesso em 03 de outubro de 2017.

PETROBRÁS. **Oferta de Gás Natural**, 2016. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/oferta-de-gas-natural/>>. Acesso em 10 de março de 2016.

PETROBRÁS. **Gasodutos**, 2016. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/principais-operacoes/gasodutos/betim.htm>> Acesso em 10 de março de 2016.

RAO, A. D.; FRANCUZ D. J. **An Evaluation of Advanced Combined Cycles**. 2013, 9 p. Elsevier, Applied Energy. Advanced Power and Energy Program, University of California, Irvine, CA 92697-3550, USA, 2012.

SAHIN, A. Z.; AL-SHARAF A.; YILBAS, B. S.; KHALIQ A. **Overall Performance Assessment of a Combined Cycle Cower Clant: An Exergo-Economic Analysis**. 2016, 10 p. Elsevier, Energy Conversion and Management. Mechanical Engineering Department, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, Saudi Arabia, 2015.

SIEMENS. **Siemens Air-Cooled Generators SGen-100A-2P Series**. 2017. Disponível em <[https://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/power-generation/generators/sngen-100a-2p/siemens-air-cooled-generators-sngen-100a-2p\\_brochure\\_en.pdf](https://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/power-generation/generators/sngen-100a-2p/siemens-air-cooled-generators-sngen-100a-2p_brochure_en.pdf)>. Acesso em 24 de maio de 2017.

SIEMENS. **One Power Plant-Three World Records**. 2014. Disponível em: <<https://www.siemens.com/press/pool/de/feature/2014/corporate/2014-02-lausward/lausward-brochure.pdf>>. Acesso em: 03 de maio de 2017.

SIEMENS. **Record-Breaking Power Plant**. Janeiro de 2016. Disponível em: <<http://www.siemens.com/stories/cc/en/record-breaking-power-plant/>>. Acesso em 17 de maio de 2017.



SIEMENS. **The Enhanced Platform, The Next Generation of Industrial Steam Turbines**. 2014. Disponível em: <<https://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/brochure-siemens-enhanced-platform-steam-turbines.pdf>> Acesso em 22 de maio de 2017.

SIEMENS. **Turbina a Vapor Siemens SST-700/900**. 2014. Disponível em: <<https://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/steam-turbines/sst-700-900.htm#content=%3Cfont%3EDados%20t%C3%A9cnicos%3C%2Ffont%3E>>. Acesso em 22 de maio de 2017.

STARCOOLING. **REVIT + AutoCAD 3D Design e Software de Visualização**. 2015. Disponível em: <<http://www.starcoolingtowers.com/Cooling-Tower-Services/Design-Construction>>. Acesso em 24 de maio de 2017.

STRADIOTO, D. A.; SEELIG, M. F.; SCHNEIDER, P. S. **Performance Analysis of a Power Plant Integrated to a LNG Regasification Process**. 2015, 5 p. Elsevier, Journal of Natural Gas Science and Engineering. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

SZARGUT, J. **Exergy Method, Technical and Ecological Applications**. Southampton-UK, Billerica-USA, editora WIT Press, 2005.

SULZER. **HPTd Single Stage Double Suction Pump for Nuclear Feed Water Pump Service**. 2016. Disponível em: <[http://www.sulzer.com/pt/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps\\_and\\_Systems/Axially\\_Split\\_Pumps/Brochures/HPTd\\_SingleStageDoubleSuction\\_E10062.pdf](http://www.sulzer.com/pt/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps_and_Systems/Axially_Split_Pumps/Brochures/HPTd_SingleStageDoubleSuction_E10062.pdf)> Acesso em 24 de maio de 2017.

TERMO BUILD. **Chemical Equilibrium With Applications**, 2001. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/ceaThermoBuild.htm>>.

TOLMASQUIM, M. T. **Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear**. Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Rio de Janeiro, 2016.

U.S. ENERGY ADMINISTRATION. **International Energy Outlook 2016**, Washington, maio de 2016. Disponível em: <<http://www.eia.gov/forecasts/ieo>>. Acesso em 04 de maio de 2017.

U.S. ENERGY ADMINISTRATION. **Natural Gas Explained**. 2016. Disponível em: <[https://www.eia.gov/Energyexplained/index.cfm?page=natural\\_gas\\_pipelines](https://www.eia.gov/Energyexplained/index.cfm?page=natural_gas_pipelines)>. Acesso em 31 de maio de 2017.

YANG, X.; ZHAO, L.; LI, H.; YU, Z. **Theoretical Analysis of a Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle Using Zeotropic Mixture**. 2015, 8 p. Elsevier Applied Energy. Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy, MOE, Tianjin University, Tianjin, PR China, 2014; Malardalen University, Vasteras, Swedenc; University of Stavanger, Stavanger, Norway, 2014.

ZHAO, Y.; WANG S.; GE, M.; LI, Y.; LIANG, Z. **Analysis of Thermoelectric Generation Characteristics of Flue Gas Waste Heat from Natural Gas Boiler**. 2017, 10 p. Elsevier, Energy Conversion and Management. Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy (Tianjin University), Ministry of Education of China, Tianjin 300072, China, 2017; School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China, 2017.