

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UMA
CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE 826 MW
- ESTUDO DE CASO UTILIZANDO UM
SIMULADOR FULL-SCOPE**

Gabriel Marques Pinto

Itajubá, março de 2020

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UMA
CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE 826 MW
- ESTUDO DE CASO UTILIZANDO UM
SIMULADOR FULL-SCOPE**

**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: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Autor: Gabriel Marques Pinto

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

Abril de 2020

Itajubá

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo suporte nesta jornada.

Ao meu orientador, professor Christian Coronado, pela orientação no desenvolvimento deste trabalho e ao longo do meu mestrado.

À CAPES pelo auxílio financeiro para a realização deste trabalho e de outros trabalhos que foram realizados nestes últimos anos.

RESUMO

PINTO, G. M. (2020), **Análise termoeconômica de uma central de ciclo combinado de 826 MW - Estudo de caso utilizando um simulador *full-scope***, Itajubá, 140 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Usinas de ciclo combinado estão, cada vez mais, apresentando um papel de destaque na geração de eletricidade mundial. Estas usinas se destacam pelas suas maiores eficiências, menores custos de produção de eletricidade e menores emissões de gases de efeito estufa. No Brasil, um país com geração majoritariamente renovável, estas usinas têm aumentado, cada vez mais, sua participação na produção de eletricidade. Destaca-se que as usinas de ciclo combinado podem servir como alternativas para diversificar a matriz energética brasileira e aumentar a confiabilidade do sistema, evitando que crises de fornecimento se repitam. Neste contexto, este trabalho realiza uma análise energética, exergética e exergoeconômica de uma usina de ciclo combinado real, a partir da utilização de um simulador *full-scope*, que reproduz digitalmente, e de forma fiel, a operação da usina EDF Norte Fluminense, localizada em Macaé-RJ. Em resumo, este simulador apresenta uma duplicata exata da usina real e sua operação é idêntica a operação da usina real.

Os resultados apresentaram, para a usina estudada, uma eficiência energética de 51,47% e uma eficiência exergética de 49,25%. Além disso, verificou-se que os equipamentos responsáveis pelas principais irreversibilidades foram: câmara de combustão, turbinas a gás e caldeiras de recuperação. Da análise exergoeconômica verificou-se que o custo de produção de eletricidade, para o caso base, foi calculado em como sendo 0,3891 R\$/MWh, o que é 10% inferior ao CVU calculado pela ANEEL para a usina em questão. Por fim, verificou-se que, quanto maior o tempo de operação anual da usina, menor o custo de produção de eletricidade, o que pode motivar a construção de novas usinas de ciclo combinado para operar na base do sistema elétrico brasileiro, reduzindo a dependência de hidrelétricas e proporcionando ao consumidor tarifas inferiores àquelas observadas nas operações de térmicas convencionais.

Palavras-chave: usina de ciclo combinado; exergia; eficiência energética; exergoeconomia.

ABSTRACT

PINTO, G. M. (2020), **Análise termoeconômica de uma central de ciclo combinado de 826 MW - Estudo de caso utilizando um simulador *full-scope***, Itajubá, 140 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Combined cycle power plants are increasing their role in the electricity generation worldwide. These plants stand out for their higher efficiency, lower electricity production costs and relatively low greenhouse gas emissions. In Brazil, a country with mostly renewable energy generation, these plants have been increasing their participation in electricity production. It is noteworthy that combined cycle power plants can show off as an alternative to diversify the Brazilian energy matrix and increase the reliability of the system, preventing supply crisis just like happened in the past. In this context, this work performs an energetic, exergetic and exergoeconomic analysis of a combined cycle power plant, using a full-scope simulator, which digitally and faithfully reproduces the operation of the EDF Norte Fluminense Power Plant, located in Macaé-RJ. Briefly, the simulator presents an exact duplicate of the real power plant and its operation is identical to the operation of the EDF Norte Fluminense Power Plant.

The results show that the energy efficiency of the studied plant is equal to 51.47% and the exergetic efficiency is equal to 49.25%. In addition, it was found that the equipment parts that are responsible for the main irreversibilities are: combustion chamber, gas turbines and heat recovery steam generators. From the exergoeconomic analysis, it was found that the cost of electricity production, for the base case, was calculated to be 0.3891 R\$/MWh, which is 10% lower than the CVU calculated by ANEEL for the studied power plant. Finally, it was found that a longer plant's annual operation time imply in the reduction of the cost of electricity production, which may motivate the use of combined cycle power plants as base load power plants, reducing the hydroelectric power plants dependence and providing to the final consumer lower tariffs than those observed in conventional thermal power plant operation.

Keyword: combined cycle power plant; exergy; energetic efficiency; exergoeconomic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de uma central térmica de ciclo combinado.....	21
Figura 2 - Eficiência térmica e exergética e um ciclo a gás e um ciclo combinado da usina ATAER Power Plant	24
Figura 3 - Exergia destruída por componente para a utilização de gás natural e diesel.....	26
Figura 4 - Eficiência exergética para diferentes temperaturas ambiente para a utilização de gás natural e diesel.....	26
Figura 5 - Esquema de uma usina de ciclo combinado	33
Figura 6 - Turbina a gás utilizada na primeira usina de ciclo combinado.....	34
Figura 7 - Aumento da eficiência de plantas de ciclo combinado ao longo do tempo.....	35
Figura 8 - Evolução das usinas de ciclo combinado.....	35
Figura 9 - <i>Heat Rate</i> médio de usinas térmicas	37
Figura 10 - Eficiência média de usinas térmicas	37
Figura 11 - Diagrama T-s de um ciclo combinado com um nível de pressão	40
Figura 12 - Fluxo energético de uma usina de ciclo combinado.....	41
Figura 13 - Fluxo exergético de uma típica usina de ciclo combinado	42
Figura 14 - Esquema de central de ciclo combinado em série	43
Figura 15 - Esquema de central de ciclo combinado em paralelo	44
Figura 16 - Esquema de central de ciclo combinado série-paralelo	44
Figura 17 - Esquema de ciclo combinado com um nível de pressão.....	46
Figura 18 - Perfil de temperaturas em uma caldeira de recuperação com um nível de pressão	47
Figura 19 - Esquema de ciclo combinado com dois níveis de pressão e reaquecimento	48
Figura 20 - Perfil de temperaturas em uma caldeira de recuperação com dois níveis de pressão	49
Figura 21 - Esquema de ciclo combinado com três níveis de pressão	50
Figura 22 - Esquema de ciclo combinado com dois níveis de pressão.....	51
Figura 23 - Oferta interna de energia elétrica por fonte	52
Figura 24 - Capacidade instalada de geração elétrica por fonte térmica	53
Figura 25 - Nível dos reservatórios da região Sudeste entre 1991 e 2002	54
Figura 26 - Geração de eletricidade no Brasil se 1997 até 2015	56

Figura 27 - Estrutura da capacidade instalada de geração entre 1970 e 2016 - a) GW; b) % ..	57
Figura 28 - EDF Norte Fluminense	63
Figura 29 - Localização da usina EDF Norte Fluminense.....	64
Figura 30 - Tela de operação da turbina a gás 1 do simulador EDFNF	67
Figura 31 - Tela que apresenta uma visão geral das condições da usina pelo simulador EDFNF	67
Figura 32 - Esquema simplificado da usina EDF Norte Fluminense	70
Figura 33 - Esquema do compressor	83
Figura 34 - Esquema da câmara de combustão	83
Figura 35 - Esquema da turbina a gás.....	84
Figura 36 - Esquema da caldeira de recuperação	85
Figura 37 - Esquema da turbina a vapor.....	85
Figura 38 - Esquema da bomba	86
Figura 39 - Esquema do condensador.....	86
Figura 40 - Diagrama funcional.....	90
Figura 41 - Eficiências térmica e exergética da usina	107
Figura 42 - Eficiências térmica e exergética para cada ciclo da usina	108
Figura 43 - Eficiência exergética média para os componentes	109
Figura 44 - Irreversibilidades médias nos componentes da usina	111
Figura 45 - Distribuição percentual das irreversibilidades nos componentes	111
Figura 46 - Distribuição percentual das irreversibilidades em todos os componentes.....	112
Figura 47 - Eficiência exergética dos componentes das caldeiras de recuperação	114
Figura 48 - Irreversibilidades dos componentes das caldeiras de recuperação	115
Figura 49 - Custo de produção de eletricidade x preço do gás natural para diferentes taxas de juros	117
Figura 50 - Custo de produção de eletricidade x amortização para diferentes preços de gás natural (R\$/MWh)	118
Figura 51 - Custo de produção de eletricidade x amortização para diferentes taxas de juros	119
Figura 52 - Custo de produção de eletricidade x preço do gás natural para diferentes horas de operação.....	120
Figura 53 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda igual ao CVU.....	121

Figura 54 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 10% superior ao CVU	121
Figura 55 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 10% inferior ao CVU	122
Figura 56 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 15% inferior ao CVU	122
Figura 57 - Fluxograma do programa apresentado no Apêndice A	139
Figura 58 - Esquema da usina completa.....	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre caldeiras de recuperação com diferentes níveis de pressão	51
Tabela 2 - Principais usinas de ciclo combinado no Brasil	60
Tabela 3 - Informações de operação da usina EDF Norte Fluminense	64
Tabela 4 - Componentes da EDF Norte Fluminense	65
Tabela 5 - Composição típica do gás natural brasileiro.....	69
Tabela 6 - Exergia química padrão para as substâncias que compõem os gases de exaustão..	81
Tabela 7 - Parâmetros utilizados na análise econômica	97
Tabela 8 – Resultados de operação dos três ciclos Brayton obtidos no simulador	98
Tabela 9 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação A	99
Tabela 10 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação B	100
Tabela 11 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação C	101
Tabela 12 - Vazão mássica de gás natural	102
Tabela 13 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton A	103
Tabela 14 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton B	103
Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton C	104
Tabela 16 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo inferior	105
Tabela 17 - Resultados da análise energética para o ciclo inferior	105
Tabela 18 - Resultados da análise energética	106
Tabela 19 - Eficiência exergética para os componentes da usina.....	109
Tabela 20 - Irreversibilidades para os componentes da usina	110
Tabela 21 - Valores de investimento da usina.....	116
Tabela 22 - Custo de produção de eletricidade calculado	116

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AC – Relação ar-combustível

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

BNDES – Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social

CCPP – Usina de ciclo combinado

CC – Ciclo combinado

CNI – Confederação Nacional da Indústria

CoA – Custo da redução das emissões de dióxido de carbono

CR – Caldeira de recuperação

CVU – Custo variável unitário

EES – *Engineering Equation Solver*

EDF – *Électricité de France*

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

GETEC – Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia

GN – Gás Natural

HP DRUM – Tambor de alta pressão

HP ECON 1 – Economizar de alta pressão 1

HP ECON 2 – Economizar de alta pressão 2

HP EVAP – Evaporador de alta pressão

HP SH 1 – Superaquecedor de alta pressão 1

HP SH 2 – Superaquecedor de alta pressão 2

IEA – *International Energy Agency*

IGV – *Inlet guide vane*

IP DRUM – Tambor de média pressão

IP ECON – Economizador de média pressão

IP EVAP – Evaporador de média pressão

IP SH – Superaquecedor de média pressão

LCoE – Custo nivelado de energia

LP DRUM – Tambor de baixa pressão

LP EVAP – Evaporador de baixa pressão

LP SH – Superaquecedor de baixa pressão

MME – Ministério de Minas e Energia
MP – Material particulado
O&M – Operação e manutenção
ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico
ORC – Ciclo orgânico Rankine
PCI – Poder calorífico inferior
PIE – Produtores Independentes de Energia
PPT – Programa Prioritário das Térmicas
PRE HTR – Pré-aquecedor
RHTR 1 – Reaquecedor 1
RHTR 2 – Reaquecedor 2
SIN – Sistema Interligado Nacional
TG – Turbina a gás
Turbina HP – Turbina de alta pressão
Turbina IP – Turbina de média pressão
Turbina LP – Turbina de baixa pressão
TV – Turbina a vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

AC_e – Relação ar-combustível estequiométrica [-]
 b^0 – Exergia química padrão [kJ/kmol]
 C_{comb} – Custo do combustível [R\$/kWh]
 $C_{O\&M}$ – Custos de operação e manutenção [R\$/kWh]
 c_p – Calor específico a pressão constante [kJ/kmol.K]
 CP_E – Custo de produção de eletricidade [R\$/kWh]
 E_p – Energia Produzida [kW]
 e_x – Exergia específica [kJ/kg]
 E_x – Exergia [kW]
 \dot{E}_{X_D} – Exergia destruída [kW]
 f – Fator de anuidade [-]
 h – Entalpia específica [kJ/kg]

H – Horas de operação [-]
I – Irreversibilidades [kW]
In – Investimento [R\$]
k – *Payback* [-]
 \dot{m} – Vazão mássica [kg/s]
P – Pressão [kPa]
 P_{ven} – Preço de venda de eletricidade [R\$/kWh]
r – Taxa de juros [-]
 R_u – Constante universal dos gases [kJ/kmol.K]
 r_c – Razão de compressão [-]
s – Entropia específica [kJ/kmol.K]
T – Temperatura [K]
 \dot{W} – Trabalho [kW]
y – Fração molar [-]

Letras gregas:

ε – Eficiência exergética [-]
 η – Eficiência energética [-]
 ϕ – Razão entre exergia química do combustível e seu poder calorífico inferior [-]

Subscritos:

a – Ciclo A
b – Ciclo B
B – Bomba
c – Ciclo C
C – Compressor
CC – Câmara de combustão
CR – Caldeira de recuperação
CO – Condensador
Comb – Combustível
Ent – Entrada
g – Gerador

GE – Gases de exaustão
GC – Gases de combustão
HP – Alta pressão
IP – Pressão intermediária
LP – Baixa pressão
PI – Planta
Saí – Saída
TG – Turbina a gás
TV – Turbina a vapor
v – Vapor

Sobrescritos:

f – Física
q – Química
t - Total

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivos.....	18
1.1.1 Objetivos específicos.....	19
1.2 Desenvolvimento do trabalho	19
CAPÍTULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA	20
2.1 Introdução.....	20
2.2 Revisão de literatura	21
CAPÍTULO 3 – CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE	32
3.1 Introdução.....	32
3.2 Ciclo combinado para a geração de potência	33
3.3 Considerações termodinâmicas de um ciclo combinado Brayton-Rankine	39
3.4 Classificação das centrais de ciclo combinado.....	43
3.5 A caldeira de recuperação em ciclos combinados	45
CAPÍTULO 4 – A MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA E A USINA EDF NORTE FLUMINENSE.....	52
4.1 Introdução.....	52
4.2 O apagão de 2001 e o Programa Prioritário das Térmicas	54
4.3 A geração por termelétricas de ciclo combinado no Brasil.....	58
4.4 Usina EDF Norte Fluminense e o Simulador EDFNF	62
4.4.1 O Simulador EDFNF.....	65
CAPÍTULO 5 – ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA DA USINA	68
5.1 Introdução.....	68
5.2 Combustão do gás natural e composição dos gases de exaustão.....	71
5.3 Análise energética.....	72
5.3.1 Ciclo superior	73
5.3.2 Ciclo inferior	74
5.3.3 Eficiências térmicas.....	76
5.3.4 Metodologia aplicada na análise energética	77
5.4 Análise exergetica.....	78
5.4.1 Cálculo das exergias dos fluxos	79

5.4.2 Eficiências exergeticas e irreversibilidades	81
5.5 Análise exergoeconômica: custo de produção de eletricidade	87
5.5.1 Funções exergeticas	90
5.5.2 Custo de produção de eletricidade.....	94
CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	98
6.1 Resultados de operação do simulador e determinação das exergias dos fluxos.....	98
6.2 Análise energética.....	102
6.2.1 Ciclo superior	102
6.2.2 Ciclo inferior	104
6.3 Análise exergetica.....	107
6.4 Análise exergoeconômica: custo de produção de eletricidade	115
CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES	124
REFERÊNCIAS	126
APÊNDICE – A	134
APÊNDICE – B.....	139
APÊNDICE – C.....	140

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Em 2016, de acordo com o relatório da *International Energy Agency* (IEA), mais de 65% de toda a energia elétrica produzida no mundo foi proveniente de termelétricas (IEA, 2018). Apesar de constantes pesquisas e desenvolvimento de novas formas de geração de energia limpa, a forma predominante – como apresentado no relatório da IEA – de geração elétrica mundial ainda é proveniente de centrais térmicas.

O Brasil, por outro lado, possui uma matriz energética predominantemente renovável (com destaque para a geração hidrelétrica, responsável por 66,6% da oferta interna de eletricidade em 2018), e uma capacidade instalada de 41,2 GW de geração por usinas termelétricas, o que corresponde a 24,2% da capacidade instalada total (EPE, 2019; ANEEL, 2020). Deve-se destacar que a matriz energética brasileira apresenta pouca diversidade, o que a torna muito sensível a períodos de secas que podem reduzir os níveis dos reservatórios, como ocorrera em 2001 e 2015, tornando-a susceptível a racionamentos de energia e a crises energéticas e econômicas. Para suprir a demanda energética em 2015, por exemplo, a maior parte das termelétricas brasileiras foram obrigadas a operar como base do sistema, o que resultou em um aumento tarifário e agravou a crise econômica no país (PRADO JR. et al., 2016; HUNT et al., 2018).

Desta forma, faz-se necessário a realização de estudos para melhorar a capacidade de produção das plantas termelétricas, de modo a aumentar sua eficiência, reduzir o consumo de combustível, reduzir os níveis de emissão de poluentes, reduzir custos, dentre outros (GARG et al., 2013; ABUELNUOR et al., 2017; KILANI et al., 2017).

As usinas termelétricas são, em geral, instalações para a produção de eletricidade a partir da energia liberada por produtos que possam gerar energia térmica. Destacam-se as centrais convencionais, no qual um combustível fóssil ou um biocombustível é utilizado para aquecer a água em uma caldeira e o vapor produzido é utilizado em uma turbina a vapor para a geração de energia elétrica (ciclo Rankine). Os combustíveis utilizados nestas plantas podem ser: carvão mineral, óleo combustível, gás natural, biogás, biomassa, dentre outros (SARKAR, 2015; TANUMA, 2017).

Uma das grandes desvantagens das usinas termelétricas convencionais é a sua baixa eficiência, usualmente na faixa de 25% a 44% (LORA e NASCIMENTO, 2004a; ÇENGEL e

BOLES, 2013). Como essa é a forma de produção de energia elétrica mais utilizada no mundo, pequenos aumentos de eficiência podem indicar uma grande economia de combustível e consequente redução nas tarifas.

Outra forma comum de geração elétrica proveniente de fonte térmica é pela utilização de turbina a gás. Nas turbinas a gás, um combustível, em geral gás natural, é queimado e os gases produtos da combustão são utilizados para acionar o rotor da turbina, produzindo potência de eixo que é utilizada para acionar um gerador. Turbinas a gás são utilizadas especialmente pela sua capacidade de partida e desligamento rápido, o que as torna muito interessante para atender às oscilações de demanda de energia. Estas turbinas, quando operando em ciclos simples, apresentam uma eficiência entre 36 a 39% (ciclo Brayton) (LORA e NASCIMENTO, 2004a; TOLMASQUIM, 2016).

Com o objetivo de se obter eficiências térmicas mais altas, foram realizadas pesquisas e alteração nas usinas de potência convencionais. Uma dessas modificações foi a utilização de ciclos combinados gás-vapor. Nestes ciclos combinados, uma turbina a gás é utilizada na geração de eletricidade, enquanto seus gases de exaustão são utilizados para produzir vapor em uma caldeira de recuperação. Esse vapor produzido é utilizado em uma turbina a vapor para a geração de eletricidade. Uma planta operando em ciclo combinado pode atingir eficiências superiores a 60% (LORA e NASCIMENTO, 2004a; ÇENGEL e BOLES, 2013; SARKAR, 2017).

Com maiores eficiências os ciclos combinados ajudam a reduzir os custos da produção de energia elétrica. Então, melhorias nas condições de operação dos diversos componentes de uma central termelétrica de ciclo combinado podem ser interessantes para se obter rendimentos ainda maiores e reduzir o consumo de combustíveis, o que resultaria, por exemplo, na redução da emissão de poluentes e na redução das tarifas energéticas.

Com o objetivo de aumentar a eficiência de plantas térmicas e diminuir as suas perdas, uma análise exérgica é recomendada. A exergia pode ser definida como o máximo trabalho disponível que pode ser obtido de um sistema se comparado com um estado de equilíbrio. Uma análise exérgica indicaria onde ocorrem as principais irreversibilidades de um sistema e quais equipamentos têm maior influência na redução da eficiência destes sistemas (KOTAS, 1985; DINCER e ROSEN, 2007).

Análises de eficiência de Primeira e Segunda lei de algumas plantas térmicas já foram abordadas em pesquisas. Alguns autores estudaram plantas de ciclo combinado reais de modo

a analisar as perdas nos principais componentes da usina e como alguns parâmetros de operação influenciam nestas perdas (AMERI et al., 2008; ERSAYIN e OZGENER, 2014; DEV e ATTRI, 2015). Simulações e otimizações das condições de operação de sistemas de ciclo combinado também foram estudadas por alguns autores (LIU e KARIMI, 2017; BALKU, 2017). Ainda é possível encontrar na literatura análises exergoeconômicas de plantas de ciclo combinado (AHMADI e DINCER, 2011; GANJEHKAVIRI et al., 2014; VANDANI et al., 2016).

Dentre as opções de análises de eficiências, o presente trabalho de dissertação propõe uma análise exérgica de uma usina real de ciclo combinado 3-3-1 (três turbinas a gás, três caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor) a partir da utilização de um simulador computacional *full-scope*. O simulador computacional utilizado neste trabalho, chamado de Simulador EDFNF, é um simulador *full-scope* desenvolvido pela empresa GT2 Tecnologia, em um programa de P&D acordado entre a EDF Norte Fluminense e a ANEEL. O simulador teve seu projeto concluído em 2016 e já está disponível para fins comerciais e para o uso pela própria usina. Este *software* apresenta duplicatas exatas de todos os sistemas reais e dos indicadores reais da usina, além de ser capaz de simular todas as condições operativas e representar o comportamento de todos os equipamentos desta planta. Em resumo, a operação deste simulador reflete, de forma muito fiel, a operação real da usina.

Uma vez que o Simulador EDF possui uma configuração compatível com a usina EDF Norte Fluminense, pode-se obter, com o auxílio do simulador, informações de operação da usina (vazão mássica, pressão e temperatura) em carga total, de modo a verificar a performance desta planta e analisar quais componentes são os principais responsáveis pelas perdas exérgicas desta usina.

1.1 Objetivos

Analisar a eficiência energética e exérgica de uma usina de ciclo combinado real (EDF Norte Fluminense), localizada na cidade de Macaé-RJ, a partir da utilização de um software de simulação computacional *full-scope* e realizar uma análise exergoeconômica para calcular o custo de produção de eletricidade desta usina.

1.1.1 Objetivos específicos

- Revisão de literatura sobre análises energéticas e exergéticas em usinas de ciclo combinado;
- Estudar a possibilidade da instalação de novas usinas de ciclo combinado como uma alternativa para diversificar a matriz energética brasileira;
- Apresentar os principais conceitos e justificativas sobre a utilização de análises exergéticas e exergoeconômicas em sistemas térmicos;

1.2 Desenvolvimento do trabalho

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre análises energéticas e exergéticas de usinas que operam em ciclo combinado. São apresentados diversos trabalhos relacionados a ciclos combinados como, por exemplo: comparação entre estes ciclos e outros ciclos térmicos, em termos de eficiência e emissões; análises de eficiências do ciclo e dos componentes; otimização de ciclos combinados; alternativas para a melhoria de eficiência em ciclos combinados; dentre outros.

O Capítulo 3 traz algumas informações de ciclos combinados, suas vantagens e aplicações, o histórico de desenvolvimento ao longo dos anos e suas características termodinâmicas.

No Capítulo 4 é apresentado um breve resumo histórico do sistema elétrico brasileiro e informações referentes à matriz energética, bem como a importância da diversificação desta, em especial pela maior utilização de usinas de ciclo combinado. Por fim, o capítulo apresenta a usina de ciclo combinado EDF Norte Fluminense e o simulador *full scope* desenvolvido para auxiliar treinamentos e simulações desta planta real e que será utilizado neste trabalho.

O Capítulo 5 apresenta todo equacionamento para a realização das análises energéticas e exergéticas, bem como o equacionamento para os cálculos das exergias destruídas. Além disso, neste capítulo ainda é apresentado o modelo exergoeconômico utilizado para calcular o custo de produção de eletricidade da planta estudada.

Por fim, no Capítulo 6 são apresentados todos os resultados das análises energética, exergética e exergoeconômica da usina estudada e as discussões referentes aos resultados obtidos.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA

Diversos trabalhos relacionados a usinas de ciclo combinado podem ser encontrados na literatura científica. Neste capítulo será apresentada uma revisão de literatura no que diz respeito a análises deste tipo de usina. Nesta revisão, constam artigos científicos de revistas indexadas em que foram realizadas análises energéticas e exergéticas deste tipo de usina, para casos teóricos ou reais. Nos trabalhos analisados, existem aqueles que comparam as condições de operação e de otimização de usinas de ciclo combinado, outros destacam alternativas para melhorar as condições destas usinas; alguns fazem comparação entre variações do ciclo combinado ou entre este ciclo e uma outra alternativa para geração, dentre outros artigos escolhidos.

2.1 Introdução

É necessária, cada vez mais, a utilização eficiente dos recursos energéticos disponíveis e de forma ecologicamente adequada, reduzindo os impactos negativos provenientes da geração por termelétricas. Neste sentido, destacam-se, dentre as alternativas de geração a partir de combustíveis fósseis, as usinas de ciclo combinado.

Neste ciclo, representado na Figura 1, ar atmosférico é admitido, comprimido e enviado para uma câmara de combustão. Nela, o combustível (reagente) é injetado e, juntamente com o ar (oxidante), realiza-se a combustão. Os gases provenientes da combustão são expandidos em uma turbina a gás e produzem energia elétrica. Saindo da turbina a gás, os gases passam por uma caldeira de recuperação, onde são utilizados para produzir vapor superaquecido. Este vapor é então expandido em uma turbina a vapor, para produzir energia elétrica adicional.

Usinas de ciclo combinado possuem como características maiores eficiências e menores emissões em relação a outras alternativas de geração a partir da utilização de combustíveis fósseis. Jeffs (2008) destaca que estas usinas representam a principal alternativa de geração termelétrica. Neste sentido, diversos artigos podem ser encontrados na literatura para diferentes análises deste ciclo. Alguns destes trabalhos são apresentados a seguir.

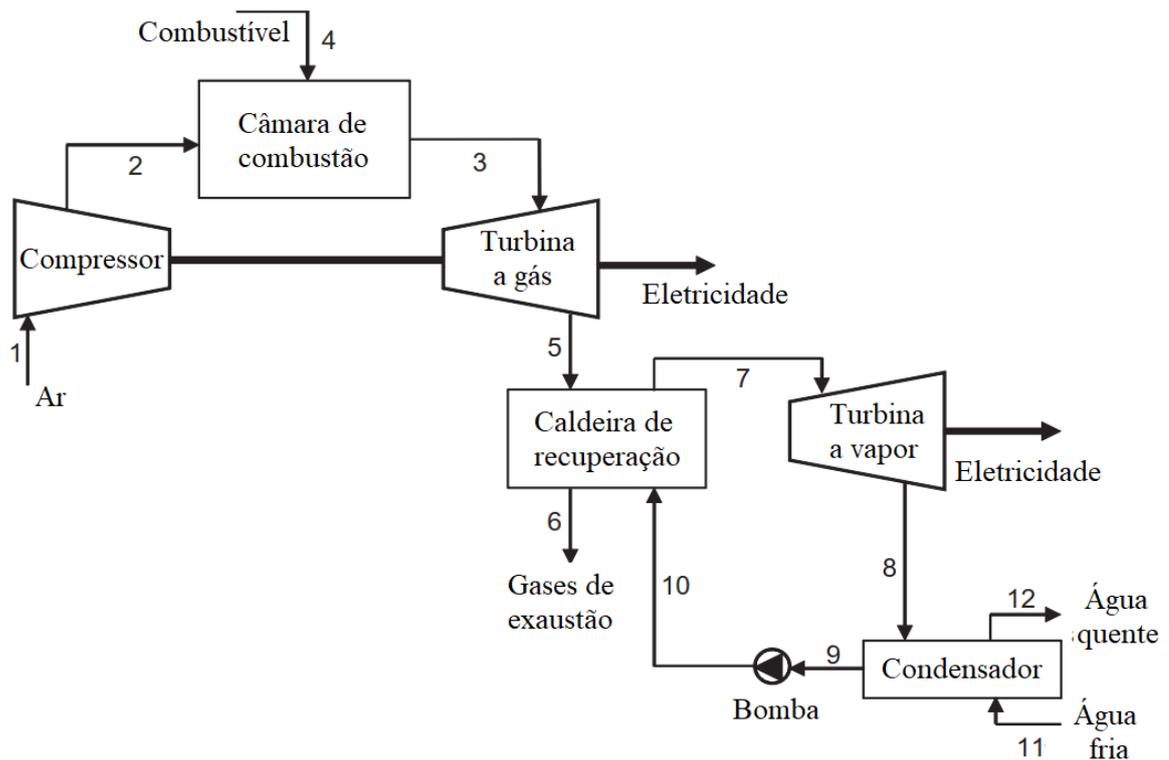


Figura 1 - Esquema de uma central térmica de ciclo combinado
 Fonte: Dincer (2018)

2.2 Revisão de literatura

Usinas de ciclo combinado, além de maiores eficiências térmicas, podem apresentar menores emissões se comparadas às outras formas de geração térmica. Silveira *et al.*, (2007) realizaram uma comparação de uma planta de ciclo combinado de 1000 MW com mil geradores Diesel de 1000 kW, em termos de emissões de poluentes, viabilidade econômica e eficiência ecológica. Para a análise da eficiência ecológica, a metodologia utilizada pelos autores foi comparar os dados de emissões de CO₂, SO₂ e NO_x individualmente em termos de concentração de poluente por energia útil aproveitada (isto é, uma usina que apresenta maiores níveis de emissões, porém uma eficiência térmica superior pode apresentar uma eficiência ecológica maior do que uma usina com níveis mais baixos de emissões, porém uma eficiência térmica inferior). A metodologia aplicada por Silveira *et al.* (2007) na análise econômica consistia em comparar o custo da eletricidade em dólares por kWh das duas alternativas energéticas estudadas. Para as emissões de poluentes, os autores comparam as concentrações de materiais particulados, dióxido de enxofre, dióxido de carbono e de óxidos de nitrogênio emitidos em cada caso.

Silveira *et al.* (2007) observaram que o custo de operação da usina de ciclo combinado de 1000 MW é quase três vezes menor do que mil geradores Diesel de 1000 kW (resultando a mesma potência produzida). Em termos de eficiência ecológica, os autores encontraram um valor de 95,6% para o ciclo combinado, superior aos 91,2% para os geradores Diesel. Os autores observaram ainda que os mil geradores Diesel apresentam maiores níveis de emissões de material particulado, SO₂, CO₂ e NO_x do que a planta de ciclo combinado e concluíram que a utilização de usinas de ciclo combinado com gás natural é uma alternativa mais viável economicamente e ecologicamente do que a utilização de geradores que utilizam óleo diesel.

Uma análise de eficiência de plantas térmicas utilizando a primeira lei da termodinâmica não leva em consideração as irreversibilidades do sistema. Desta forma, uma análise de segunda lei se mostra uma ferramenta útil para sistemas térmicos. Kotas (1985) então propôs o conceito de exergia para análise de ciclos termodinâmicos. A partir de uma análise exérgica é possível determinar quanto de trabalho útil perde-se em um determinado sistema, de modo a possibilitar uma medição da ineficiência do mesmo. Dincer e Rosen (2007) destacam que, de todas as técnicas para análises de sistemas térmicos de geração de eletricidade, a análise exérgica é provavelmente a mais importante para avaliar e melhorar as condições destas plantas.

Análises exérgicas de usinas de ciclo combinado podem ser encontradas na literatura. Ameri *et al.* (2008) realizaram a análise exérgica da usina de ciclo combinado Neka Power Plant (420 MW), localizada na cidade de Neka, no Irã. Nesta análise, os autores tinham como objetivo calcular as irreversibilidades em cada componente da usina. A usina estudada possui duas turbinas a gás, dois compressores, duas caldeiras de recuperação, dois desaeradores, uma turbina a vapor e um condensador. Para a realização da análise exérgica, os autores utilizaram os dados reais de operação da usina e observaram que a maior parte das perdas se dá na câmara de combustão. Eles mostraram também que, depois da câmara, a caldeira de recuperação e os queimadores foram os componentes responsáveis pelas principais irreversibilidades da usina estudada.

Petrakopoulou *et al.* (2012) realizaram uma análise exérgica convencional e uma análise exérgica avançada em uma planta de ciclo combinado, que possui três níveis de pressão e reaquecimento. Enquanto uma análise exérgica convencional apresenta as irreversibilidades que ocorrem em cada um dos componentes da planta, uma análise exérgica avançada, além de determinar as perdas em cada componente, ainda pode determinar quais das perdas podem ser reduzidas ou evitadas através de melhorias técnicas na usina. Realizadas as

modelagens e utilizando as condições de operação em termos de vazão mássica, temperatura e pressão, os autores calcularam as perdas exergéticas em cada um dos componentes da usina pelos dois métodos.

Na análise exergética convencional, Petrakopoulou *et al.* (2012) observaram que a câmara de combustão é responsável por 73,4% das perdas, sendo a principal responsável pelas irreversibilidades da planta. Com a análise exergética avançada, os autores observaram que a maior parte das perdas não podem ser evitadas. Para a câmara de combustão, por exemplo, os autores identificaram que 68% das perdas não poderiam ser evitadas. Por outro lado, a partir da análise da planta de ciclo combinado estudada, os autores observaram ser possível evitar 32% das perdas do ciclo. Petrakopoulou *et al.* (2012) destacaram ainda que a câmara de combustão, o compressor e turbina a gás foram os componentes que apresentaram maior potencial de melhorias.

Sanjay (2012) realizou uma análise energética e exergética de uma planta de ciclo combinado com três configurações diferentes da caldeira de recuperação. A caldeira de recuperação, segundo o autor, é um componente que apresenta perdas significativas em ciclos combinados de potência, e a otimização deste componente pode melhorar a eficiência da planta. Dessa forma, o autor realizou uma análise comparativa entre três diferentes configurações de caldeiras de recuperação (isto é, caldeira com um nível de pressão, dois níveis de pressão e três níveis de pressão) e como as diferentes configurações afetam a performance do ciclo combinado. Sanjay (2012) realizou uma modelagem para os componentes da usina de modo a encontrar a potência do ciclo, e as eficiências térmica e exergética para cada uma das configurações utilizadas. O autor observou que o ciclo que possui a caldeira de recuperação com três níveis de pressão apresenta a maior eficiência térmica (57,12 %), seguida pela caldeira com dois níveis (56,25%) e pela caldeira com apenas um nível de pressão (55,27%). O mesmo ocorre para a potência do ciclo, isto é, o ciclo com três níveis de pressão na caldeira resulta na maior potência e a menor potência se dá para a caldeira com apenas um nível de pressão. O autor verificou também que a eficiência exergética segue o mesmo padrão da eficiência térmica, e destacou que isso ocorre pelo fato de a energia térmica ser melhor aproveitada com a utilização de três níveis de pressão na caldeira de recuperação. Por fim, Sanjay (2012) conclui que o ciclo a vapor tem uma influência significativa na performance do ciclo combinado e que utilizar caldeiras de recuperação com três níveis de pressão pode ser útil para atingir maiores eficiências em usinas de ciclo combinado.

Garg *et al.* (2013) realizaram uma análise de eficiência de primeira lei e uma análise exergética da usina de ciclo combinado NTPC Dadri, na Índia, e investigaram como a razão de pressão do ciclo Brayton influencia na eficiência do ciclo combinado, na potência gerada e na exergia destruída. Através dos equacionamentos apresentados, utilizando a Primeira e a Segunda leis da termodinâmica, os autores observaram que o aumento da razão de compressão resulta em um aumento da eficiência do compressor e da caldeira de recuperação, porém, aumentam-se as perdas na turbina a gás e na câmara de combustão. Os autores analisaram também os efeitos da temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina a gás e a temperatura ambiente nesta usina e observaram que: o aumento da temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás aumenta a eficiência do superaquecedor e do economizador, porém, aumenta-se as perdas exergéticas na turbina a vapor. Eles observaram que a câmara de combustão é responsável pela maior parte das perdas exergéticas desta usina (entre 35% - 50%), seguido da caldeira de recuperação (15% - 31%), turbina a vapor (7% - 15%) e turbina a gás (2% - 7%).

Ersayin e Ozgener (2015) realizaram uma análise energética e exergética em uma planta de ciclo combinado chamada ATAER Power Plant, localizada em Izmir, na Turquia. Eles analisaram as eficiências energéticas e exergéticas do ciclo combinado e do ciclo a gás isolado e observaram que a utilização do sistema em ciclo combinado aumentou a primeira eficiência em 12,2% e a segunda eficiência em 11,6% e concluíram que a operação em ciclo combinado é vantajosa em termos de eficiência da usina (Figura 2).

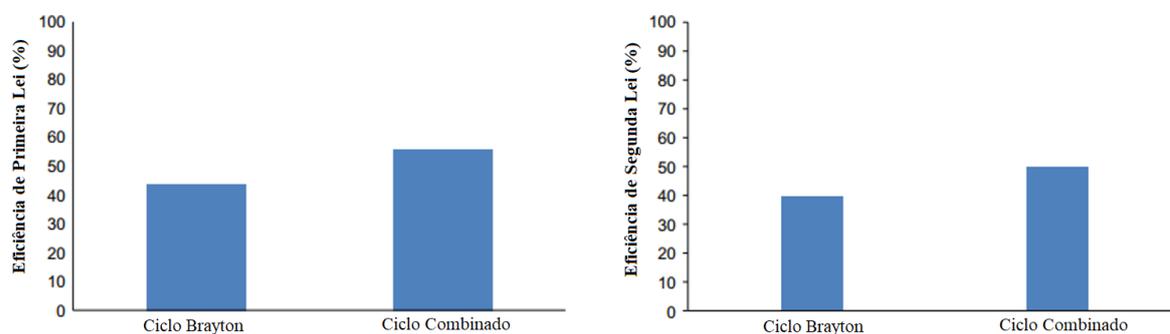


Figura 2 - Eficiência térmica e exergética de um ciclo a gás e um ciclo combinado da usina ATAER Power Plant
Fonte: Ersayin e Ozgener (2015)

Ersayin e Ozgener (2015) ainda apresentaram os resultados de eficiência exergética e perdas exergéticas de cada componente da usina e a contribuição percentual de cada um deles

nas perdas e observaram que a câmara de combustão é a principal responsável pela exergia destruída, com 63% do valor total. Ersayin e Ozgener (2015) analisaram os efeitos do aumento da temperatura do ar admitido no compressor e perceberam que o aumento desta temperatura tem efeitos negativos na operação da planta de ciclo combinado e concluíram que a temperatura do ar admitido é um parâmetro de extrema importância na usina e que manter tal valor dentro das condições ideais favorece as eficiências. Por fim, os autores propõem a utilização de um sistema de resfriamento utilizando um evaporador ou de um sistema de refrigeração por absorção com o objetivo de melhorar as eficiências da usina.

Dev e Attri (2015) simularam sete diferentes configurações que podem ser aplicadas para a geração de potência em uma usina termoelétrica. Das sete configurações, as três primeiras apresentavam apenas variações em ciclos de potência a gás, enquanto as demais consistiam em variações de ciclos combinados. Os autores realizaram, com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver (EES), uma análise energética e exérgica de cada um dos componentes presentes nas sete configurações escolhidas e para diferentes condições de operação. Dev e Attri (2015) observaram que a câmara de combustão é o principal responsável pelas perdas exérgicas das centrais térmicas estudadas, sendo a responsável por mais de 60% das perdas exérgicas totais. Observaram também que o aumento na taxa de compressão reduz as perdas exérgicas na câmara de combustão, pré-aquecedor, filtro de ar, caldeira de recuperação, turbina a vapor, condensador, bomba e na exaustão. Porém, tal aumento na taxa de compressão, aumenta as perdas no compressor, turbina a gás, regenerador e intercooler.

Vandani *et al.* (2015) realizaram uma análise exérgica, econômica e dos impactos ambientais de uma usina de ciclo combinado. Os autores tinham como objetivo comparar a performance da usina CCPP Montazer Ghaem, localizada no Irã, quando nela era utilizado gás natural como combustível ou utilizado óleo diesel. Para o estudo, os autores apresentaram as reações de combustão dos dois combustíveis, realizaram uma modelagem das perdas exérgicas e eficiência exérgica para os principais componentes da usina e apresentaram uma análise econômica da usina, levando em consideração o custo inicial, o custo de operação e manutenção e o preço dos combustíveis. Vandani *et al.* (2015) realizaram ainda uma análise ambiental desta usina pela utilização do método de Avaliação do Ciclo de Vida (ACV) dos produtos. Este método consiste em uma técnica para verificar o impacto dos produtos no meio ambiente associado a todas as etapas da vida destes, desde o “berço até o túmulo”. Nesta análise, os impactos ambientais durante a fase de construção da usina foram negligenciados, analisando apenas os impactos correspondentes à operação da usina.

Vandani *et al.* (2015), utilizando as modelagens criadas, simularam o funcionamento da CCPP com o *software* MATLABTM com os dois combustíveis e analisaram as perdas exergéticas em cada componente da usina (Figura 3). Eles observaram que a eficiência exergética da planta quando utilizado gás natural é de 43,11% e esse valor diminui para 42,03% se utilizado diesel. Observaram também que o aumento da temperatura ambiente reduz a eficiência exergética da usina para os dois combustíveis (Figura 4). Na análise econômica realizada, os autores verificaram que o custo anual da CCPP operando com gás natural é de 52 milhões de dólares por ano e com diesel é de 108 milhões de dólares por ano. Vandani *et al.* (2015) observaram ainda que a utilização de diesel resulta na emissão de SO₂ (poluente não produzido na queima do gás natural). E também que as emissões de CO, CO₂, NO_x e hidrocarbonetos são maiores com a utilização de óleo diesel do que quando se utiliza gás natural.

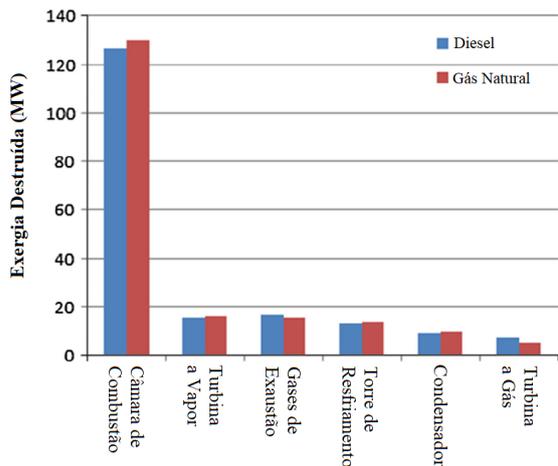


Figura 3 - Exergia destruída por componente para a utilização de gás natural e diesel

Fonte: Vandani *et al.* (2015)

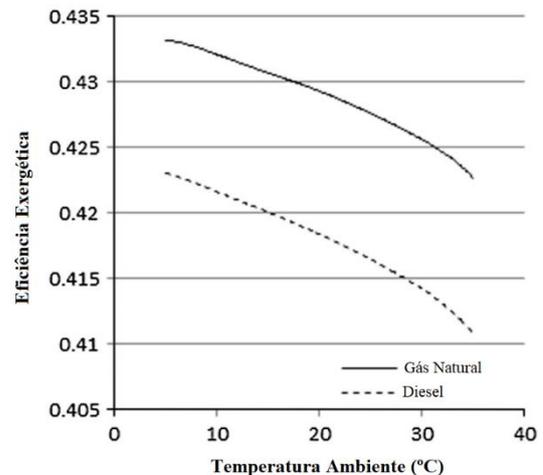


Figura 4 - Eficiência exergética para diferentes temperaturas ambiente para a utilização de gás natural e diesel

Fonte: Vandani *et al.* (2015)

Almutairi *et al.* (2015) realizaram uma análise energética e exergética na usina de ciclo combinado de Sabiya, localizada no Kuwait. A usina em questão consiste de três blocos, cada um contendo duas turbinas a gás e duas caldeiras de recuperação, com um sistema triplo de pressão, o que, segundo os autores, aumenta a eficiência da usina e reduz a emissão de gases de efeito estufa, e uma turbina a vapor. Os autores realizaram a modelagem da energia e exergia para os diversos componentes da usina utilizando o *software* IPSEproTM com o objetivo de investigar os efeitos da variação da temperatura ambiente, da taxa de compressão e da pressão

do condensador na performance da usina. Almutairi *et al.* (2015) observaram que o aumento da temperatura ambiente aumenta as perdas exergéticas e reduz a potência produzida, uma vez que o aumento da massa específica do ar prejudica o funcionamento do compressor. Os autores também observaram que o aumento da taxa de compressão aumenta a eficiência do ciclo gás e reduz a do ciclo a vapor, já que reduz a temperatura dos gases de exaustão. Apesar disso, a eficiência no ciclo combinado é beneficiada com o aumento da taxa de compressão. Observaram, ainda, que o aumento na pressão do condensador reduz a eficiência do ciclo, uma vez que reduz a potência produzida na turbina a vapor. Os autores verificaram também que o aumento da pressão na seção de alta pressão da caldeira de recuperação é benéfico para o sistema e aumenta sua eficiência.

Abuelnuor *et al.* (2017) realizaram uma análise exergética da usina termelétrica real de ciclo combinado de Garri, localizada no Sudão, e que possui uma potência instalada de 180 MW. Os autores realizaram o balanço de exergia nos componentes dessa central de forma isolada para cada ciclo. Para o ciclo a gás, os autores realizaram o cálculo da exergia destruída no compressor, na câmara de combustão e na turbina a gás. Para o ciclo a vapor, os autores calcularam as irreversibilidades na caldeira de recuperação, na turbina a vapor, no condensador e nos gases de exaustão. Os autores concluíram que a maior parte das perdas exergéticas e a menor eficiência do ciclo a gás ocorrem na câmara de combustão devido às reações químicas que lá ocorrem e à grande diferença de temperatura entre os queimadores e o fluido de trabalho. Para o ciclo a vapor os autores encontraram as maiores perdas exergéticas na turbina a vapor e na caldeira de recuperação. Em uma análise completa do ciclo, observaram que o principal responsável pela destruição de exergia foi a câmara de combustão, responsável por 63,1% da exergia destruída.

Os efeitos da variação da temperatura do ar admitida pelo compressor na performance de usinas de ciclo combinado também foram estudados por alguns autores. Arrieta e Lora (2005) analisaram os efeitos da temperatura ambiente em uma usina de ciclo combinado que utiliza queima suplementar. Tal parâmetro, segundo os autores, tem uma influência significativa na performance de uma usina de ciclo combinado. A planta escolhida para o estudo por Arrieta e Lora (2005) é composta por duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação com três níveis de pressão e com queima suplementar e uma turbina a vapor. Com auxílio do *software* GateCycleTM, os autores realizaram as simulações em diferentes condições de temperatura e calcularam a eficiência térmica da planta e a potência produzida. Eles observaram que o aumento da temperatura ambiente reduz a potência da turbina. Os autores encontraram

na simulação, uma redução de potência de aproximadamente 75 MW, o que corresponde a uma redução de cerca de 20%, quando a temperatura ambiente passa de 0°C (380 MW) para 35°C (305 MW). Arrieta e Lora (2005) observaram também que o aumento da temperatura dos gases, após a queima suplementar, aumenta a potência produzida no ciclo, porém reduz a eficiência térmica da planta, já que o consumo de combustível aumenta. Os autores concluem que, apesar da redução de eficiência causada pela queima suplementar na caldeira de recuperação, esta é uma alternativa que pode mitigar a redução de potência em usinas de ciclo combinado causada pelo aumento da temperatura ambiente. Por outro lado, eles ressaltam que a utilização de queima suplementar pode aumentar o custo da produção de eletricidade e, portanto, sua viabilidade econômica deve ser analisada antes de se optar por utilizá-la em usinas de ciclo combinado.

Tiwari *et al.* (2013) analisaram os efeitos da variação da temperatura do ar na entrada da turbina a gás e da taxa de compressão na usina de ciclo combinado NTPC Dadri, localizada na Índia. A usina é composta de duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor. Os autores apresentaram uma modelagem termodinâmica da usina e uma modelagem para as perdas exergéticas para o compressor, a turbina a gás, a caldeira de recuperação, a turbina a vapor e para os gases de exaustão que são liberados. Com a modelagem, observaram que na câmara de combustão é onde ocorrem as principais perdas, seguido da caldeira de recuperação e dos gases de exaustão liberados. Tiwari *et al.* (2013) observaram ainda que uma redução na temperatura dos gases de combustão e aumento da taxa de compressão prejudicam a eficiência do compressor e da turbina a gás. Por outro lado, o aumento na temperatura dos gases de combustão e redução da taxa de compressão, aumenta as perdas na câmara de combustão, na caldeira de recuperação e na turbina a vapor.

Otimizações de usinas de ciclo combinado também podem ser encontradas na literatura. Xiang e Chen (2007) realizaram uma análise da usina de ciclo combinado Qishuyan, localizada na China, com o objetivo de otimizar o ciclo inferior desta usina. Os autores analisaram especialmente a caldeira de recuperação, que, segundo eles, é um componente de extrema importância para conectar os dois ciclos e o aumento de sua eficiência tem um impacto positivo na eficiência geral do ciclo combinado. Os autores analisaram a influência da temperatura dos gases na entrada da caldeira de recuperação e observaram que nas condições ótimas a eficiência do ciclo em carga total e em carga parcial é aumentada. Xiang e Chen (2007) concluíram que a otimização termodinâmica da caldeira de recuperação pode contribuir para o aumento da eficiência do ciclo combinado.

Polyzakis *et al.* (2008) realizaram uma comparação e otimização de quatro configurações diferentes para as turbinas a gás que operam no topo de um ciclo combinado. As configurações escolhidas para o ciclo a gás foram: ciclo a gás simples, ciclo com resfriamento intermediário no compressor, ciclo com reaquecimento e um ciclo que combinava os dois últimos. Para as simulações, os autores utilizaram o *software* TurboMatch™. Os autores observaram que o ciclo a gás sem resfriamento nem reaquecimento possui a pior eficiência térmica, tanto para a utilização como de forma isolada (ciclo a gás simples), quanto para a utilização em ciclo combinado. A melhor eficiência térmica para a turbina a gás operando de forma isolada ocorre para o caso com resfriamento intermediário e reaquecimento. Porém, a configuração que a apresentou a melhor eficiência para o ciclo combinado como um todo foi aquele com apenas reaquecimento. Os autores realizaram a otimização do ciclo para esta configuração e obtiveram uma eficiência térmica do ciclo de 53,5% e um potência da planta de 307,7 MW. Dessa forma, Polyzakis *et al.* (2008) concluíram que a melhor configuração do ciclo a gás para a utilização em usinas de ciclo combinado é uma turbina a gás com reaquecimento.

Mohanty *et al.* (2014) realizaram uma simulação e otimização de performance e potência produzida em uma usina de ciclo combinado pela variação da máxima temperatura do ciclo a vapor, máxima pressão do ciclo, taxa de compressão e temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina a gás. Os autores realizaram a modelagem do compressor, da câmara de combustão, da turbina a gás e da turbina a vapor e utilizaram o *software* MATLAB™ para investigar a influência dos parâmetros escolhidos na performance do ciclo. Os autores observaram que o aumento da temperatura máxima do ciclo a vapor aumenta a potência produzida e a eficiência térmica do ciclo combinado, uma vez que a potência produzida na turbina a vapor aumenta. Mohanty *et al.* (2014) observaram também que o aumento da taxa de compressão praticamente não altera a potência produzida, porém o aumento da temperatura de entrada dos gases na turbina a gás aumenta significativamente a potência do ciclo. A eficiência térmica, por outro lado, aumenta tanto com o aumento da taxa de compressão quanto com o aumento da temperatura dos gases de combustão. Em termos de eficiência, o aumento da pressão máxima não altera significativamente este parâmetro, enquanto o aumento da temperatura de entrada na turbina a gás afeta positivamente a performance do ciclo.

Balku (2017) realizou a modelagem, simulação e otimização de uma planta teórica de ciclo combinado. A modelagem do sistema foi realizada pelo balanço de massa, energia, entropia e exergia de cada um dos componentes. Primeiramente Balku (2017) determinou a exergia destruída nos componentes principais da planta estudada. Depois, os valores ótimos

foram determinados utilizando um algoritmo de otimização, escrito no *software* MATLAB™. O algoritmo em questão criado pelo autor possui vinte parâmetros iniciais diferentes, dentre os quais nove podiam ser alterados na otimização, com o objetivo de maximizar a eficiência térmica e a eficiência exergética da planta estudada. O autor observou que a planta simulada apresentou uma eficiência térmica de 44,5% e que 80,83% da exergia destruída é proveniente da câmara de combustão. Balku (2017) ainda realizou uma simulação supondo uma câmara de combustão com 99% de eficiência e observou que a eficiência térmica aumenta para 50,87% e a exergia destruída é reduzida em 17,11%. Isso mostra que mesmo com uma câmara de combustão com uma eficiência elevada, as perdas exergéticas do ciclo ainda são bastante relevantes neste componente do ciclo.

Operação de plantas de ciclo combinado em condições de cargas parciais é bastante comum, uma vez que as demandas de eletricidade são flutuantes. Isso reduz a eficiência da usina, aumenta os gastos com combustíveis e as emissões de CO₂. Neste sentido, Liu e Karimi (2018) realizaram simulação e otimização de uma turbina a gás utilizada em ciclos combinados operando em cargas parciais. Para a realização das simulações os autores utilizaram o *software* GateCycle™. Eles incorporaram o modelo criado no *software* em questão para melhorar a precisão dos resultados e realizaram uma otimização multivariável, utilizando MATLAB™, para encontrar as melhores estratégias de operação para várias condições de carga. Liu e Karimi (2018) realizaram simulações de performance do ciclo variando a carga entre 40% e 100% utilizando dois métodos diferentes: apenas pela redução do consumo de combustível ou pela redução do consumo de combustível junto com a alteração no IGV simultaneamente. Eles observaram que a eficiência da planta diminui quando a carga de operação da planta é reduzida, independentemente do método de redução de carga. Os autores ainda analisaram a eficiência térmica do ciclo e observaram que, para a condição ótima, a eficiência aumenta em 2,63% se comparado ao método de redução do consumo de combustível e em 0,93% se comparado ao método de redução do consumo de combustível e alteração no IGV. Os autores concluíram que a planta de CCPP estudada, se operada fora das condições de projeto, não apresenta a melhor performance e que quanto menor a carga de operação, pior a eficiência da CCPP

Uma alternativa para melhorar a performance de usinas de ciclo combinado foi proposta por Boonnasa *et al.* (2006). Os autores estudaram a viabilidade da utilização de um chiller de absorção para resfriar o ar admitido em uma planta de ciclo combinado, de modo a melhorar a performance desta. Os autores realizaram o estudo para uma planta de 336 MW, localizada em Bangkok, na Tailândia. Nesta localização, segundo os autores, a temperatura ambiente é

elevada na maior parte do ano, o que reduz a significativamente a potência produzida e a utilização de um chiller de absorção pode contribuir para reduzir a temperatura do ar admitido no compressor e conseqüentemente aumentar a potência da planta. Boonnasa *et al.* (2006) propuseram a utilização de um chiller de absorção pois este não consome nenhum tipo de potência extra. Os autores realizaram os cálculos da carga térmica que deveria ser resfriada pelo chiller para todos os meses do ano e realizaram uma análise técnica e econômica da utilização deste equipamento na usina de ciclo combinado. Eles verificaram que com o sistema de refrigeração por absorção, a potência da usina aumenta em aproximadamente 8 MW, o que corresponde a um aumento percentual de 6,24%. Verificaram ainda que esse aumento de potência representa um acréscimo da energia produzida em 70080 MWh por ano, o que pode gerar uma economia de aproximadamente 3 milhões de dólares por ano.

A revisão de literatura apresentada destaca a importância da utilização de ciclos combinados como uma alternativa para a geração elétrica, com níveis de emissões inferiores e economicamente mais atrativos que outras formas de geração térmica. Observa-se a importância da utilização de análises exergéticas para a determinação da qualidade da performance e para a otimização deste tipo de usina.

Como pôde-se observar, os autores em geral destacam a câmara de combustão como o principal componente responsável pelas perdas exergéticas em usinas de ciclo combinado e observam que a temperatura ambiente prejudica a operação da turbina a gás e, conseqüentemente, reduz a eficiência do ciclo combinado.

Desta forma, algumas alternativas para otimizar e melhorar a eficiência do ciclo combinado foram propostas por alguns pesquisadores e, cada vez mais, novas propostas devem surgir para melhorar a performance deste tipo de usina, tanto em termos de eficiência térmica e exergética, mas também em formas de melhorar as condições de operação das usinas de ciclo combinado, reduzir as emissões e torná-las cada vez mais atrativas economicamente.

CAPÍTULO 3 – CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE

Neste capítulo são apresentados conceitos do ciclo combinado Brayton-Rankine. Inicialmente o capítulo aborda, de forma breve, o desenvolvimento deste tipo de usina ao longo dos anos. Na sequência, são abordadas as características termodinâmicas que justificam a utilização deste ciclo como uma alternativa de geração elétrica mais eficiente. Por fim, o capítulo aborda diferentes configurações de usinas de ciclo combinado e das possibilidades de utilização das caldeiras de recuperação com diferentes níveis de pressão.

3.1 Introdução

A necessidade de se desenvolver novas alternativas para a geração de potência com maiores eficiências, menores emissões e a um preço inferior tem motivado pesquisas de diferentes alternativas energéticas. Uma dessas alternativas desenvolvidas no século XX foi o ciclo combinado.

Uma planta de ciclo combinado consiste basicamente de uma combinação de dois, ou mais, ciclos termodinâmicos para produção de eletricidade - plantas de ciclo combinado com mais de dois ciclos não são muito utilizados comercialmente, apesar de serem possíveis de se obter na teoria (BREEZE, 2016).

Neste tipo de combinação, um ciclo que opera com um fluido de trabalho a uma temperatura mais elevada (*topping cycle*) fornece calor, através de um trocador de calor, para o fluido de trabalho de um ciclo que opera a uma temperatura inferior (*bottoming cycle*). A adição de calor no ciclo combinado deve ocorrer no ciclo que está no topo (isto é, com temperaturas mais elevadas), mas pode também ocorrer no ciclo inferior, a partir de uma queima suplementar ou de algum processo que permita a adição de calor (BREEZE, 2016; TANUMA, 2017).

São várias as alternativas possíveis de ciclos combinados, porém, a mais utilizada comercialmente é a que se utiliza uma turbina a gás (ciclo Brayton) no topo de uma turbina a vapor (ciclo Rankine) (BREEZE, 2016). Um esquema de um ciclo que combina os ciclos Brayton e Rankine é apresentado na Figura 7. A partir deste ponto, onde for mencionada a

palavra ciclo combinado, se tratará do ciclo apresentado na Figura 5, e não do conceito da combinação de diferentes ciclos termodinâmicos.

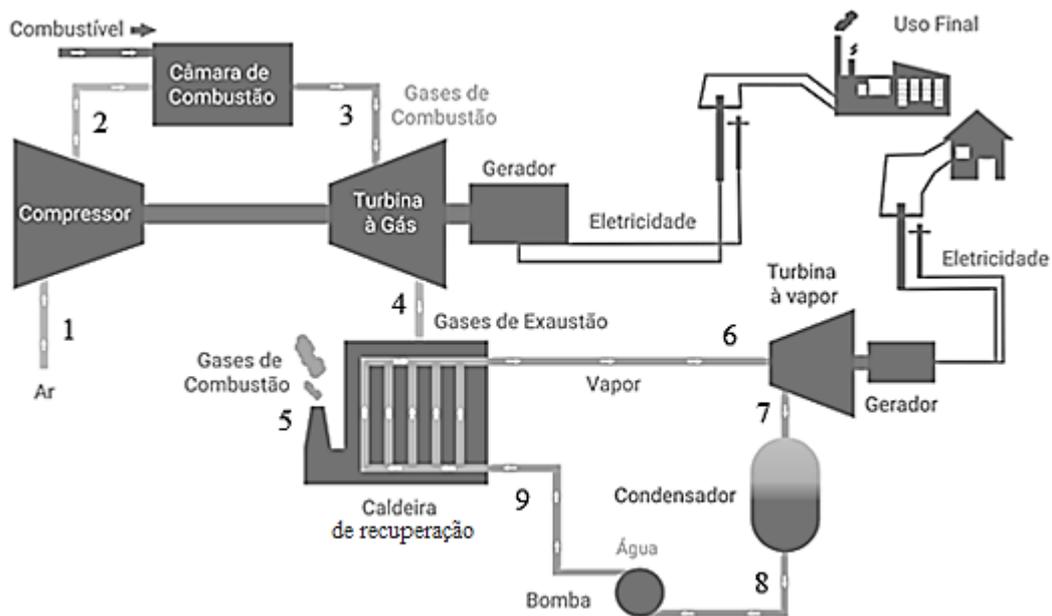


Figura 5 - Esquema de uma usina de ciclo combinado
Fonte: IEMA (2016)

3.2 Ciclo combinado para a geração de potência

A primeira turbina a gás estacionária que começou a utilizar o conceito de ciclo combinado para a geração de eletricidade entrou em operação no ano de 1949, com uma potência de 3500 kW (Figura 6). Nesta instalação, os gases de exaustão da turbina eram utilizados para promover o aquecimento da água de alimentação para uma unidade de turbina a vapor de 35 MW. A maior parte dos ciclos combinados instalados nas décadas de 1950 e 1960 consistiam de caldeiras convencionais que utilizavam os gases de exaustão da turbina a gás como ar de combustão (oxidante) nas caldeiras (CHASE, 2001; BREEZE, 2016).

Com o desenvolvimento das turbinas a gás, o ciclo combinado foi ganhando força, de modo que na década de 1960, as turbinas a gás eram grandes o suficiente para permitir a utilização dos gases de exaustão em caldeiras de recuperação capazes de produzir vapor a temperatura de 400°C para turbinas a vapor (BALLING *et al.*, 2002).

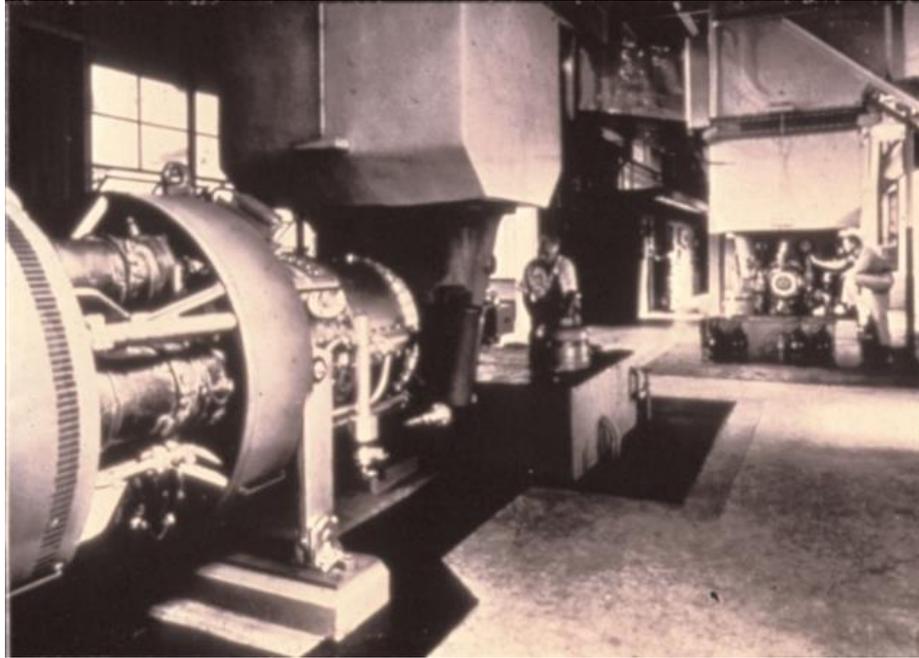


Figura 6 - Turbina a gás utilizada na primeira usina de ciclo combinado

Fonte: Balling *et al.* (2002)

Com as usinas de ciclo combinado aumentando cada vez mais sua aplicação, tornou-se necessária a otimização de turbinas a gás próprias para a aplicação em ciclos combinados. Verificou-se que, para a aplicação em ciclos combinados, as razões de pressão podiam ser inferiores às utilizadas em turbinas a gás operando em ciclo simples, ao passo que, a utilização de temperaturas mais altas na câmara de combustão se mostrou mais efetiva no aumento da eficiência térmica do ciclo combinado do que nos ciclos simples. Dessa forma, nas décadas de 80 e 90 foram desenvolvidas turbinas a gás que apresentavam tais características (CHASE, 2001).

Com os desenvolvimentos em materiais, avanços nas tecnologias de resfriamento das palhetas e o aumento das temperaturas e pressões do ciclo a vapor foi possível elevar a eficiência de ciclos combinados (CHASE, 2001). A Figura 7 apresenta o aumento na eficiência de ciclos combinados desde a década de 70 até os anos 2000, enquanto a Figura 8 mostra como o desenvolvimento de novas gerações de turbinas a gás contribuíram para o aumento da eficiência do ciclo.

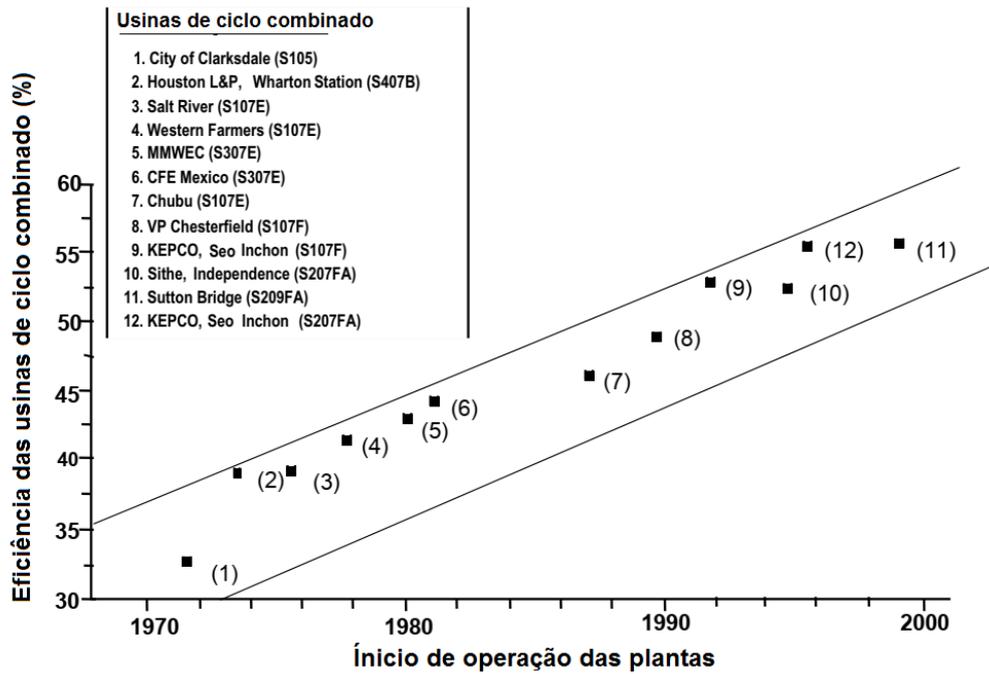


Figura 7 - Aumento da eficiência de plantas de ciclo combinado ao longo do tempo
 Fonte: Chase (2001)

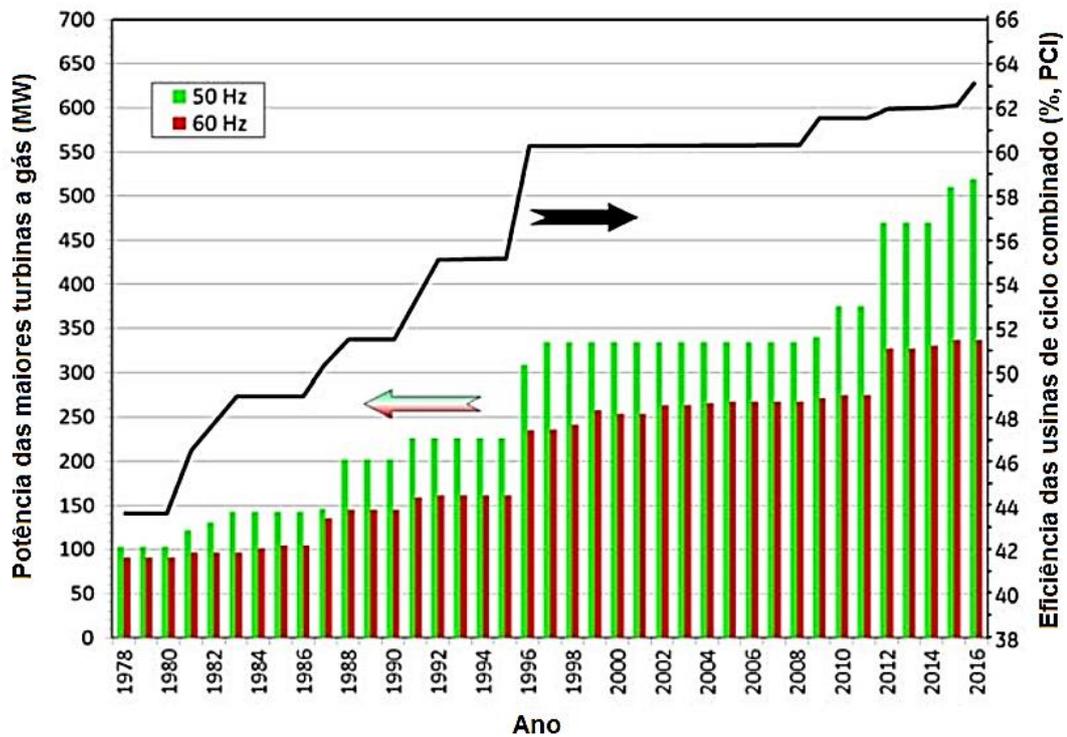


Figura 8 - Evolução das usinas de ciclo combinado
 Fonte: Tanuma (2017)

Na Figura 7 pode-se observar claramente saltos de aumento de eficiência resultantes no ciclo combinado. Tais saltos correspondem às novas gerações de tecnologias de turbinas a gás que foram desenvolvidas ao longo do tempo.

Jeffs (2008) destaca que, em menos de 50 anos, a utilização de usinas de ciclo combinado passou de uma ideia que consistia basicamente em aumentar a eficiência das usinas de potência na metade do século XX para se tornar a principal alternativa de geração pela utilização de combustíveis fósseis nos dias atuais.

Atualmente, as plantas de ciclo combinado têm se destacado na geração de eletricidade pelo fato de este tipo de usina apresentar elevados índices de eficiência, comumente na faixa de 45% a 57%, o que as torna mais atrativas em termos de produção de energia e em relação aos impactos ambientais. Tais níveis de eficiência se devem, em parte, ao desenvolvimento de turbinas a gás obtidas a partir de novos materiais e novas concepções. As turbinas a gás atuais conseguem trabalhar como uma temperatura de admissão de 1600°C, o que possibilitou que ciclos combinados atinjam eficiências superiores a 60% (BOYCE, 2012; BREEZE, 2016).

Em 2018, a usina Chubu Electric's Nishi Nagoya, localizada no Japão, foi reconhecida pelo *Guinness World Records* como a usina de ciclo combinado mais eficiente do mundo. A usina em questão possui uma potência nominal de 1188 MW e alcançou a marca de 63,08% de eficiência térmica. A usina Nishi-Nagoya, assim como a EDF Norte Fluminense, opera com três turbinas a gás e uma turbina a vapor (CHUBU ELETRIC POWER CO., 2018).

Novos esforços têm sido realizados de modo a se atingir temperaturas da ordem de 1700°C na entrada da turbina a gás, com o objetivo de se alcançar ciclos com eficiências da ordem de 65%. Como comparação, a mais eficiente usina, de ciclo Rankine, que utiliza carvão e com as tecnologias mais avançadas na caldeira podem atingir uma eficiência de 47% (BREEZE, 2016). Estima-se que, para plantas de ciclo combinado, um aumento de eficiência de 1% possa significar uma economia de capital de 3,3% em relação a uma planta do mesmo tamanho (BOYCE, 2012).

As figuras 9 e 10 apresentam uma comparação das eficiências de plantas térmicas em geral, bem como o *Heat Rate*¹ destas plantas. A partir destas figuras observa-se claramente a

¹ O *Heat Rate* é um termo comumente utilizado para indicar a eficiência de uma usina elétrica. É calculado pela razão entre a energia térmica obtida através da combustão de um determinado combustível (baseado no seu PCI) e a geração líquida de energia de uma planta. O *Heat Rate* é geralmente calculado em BTU/kWh e, quanto menor o seu valor, mais eficiente é a usina (EIA, 2015).

preferência por usinas de ciclo combinado, quando a análise é feita levando em consideração as características termodinâmicas, em comparação com outras alternativas de geração térmica.

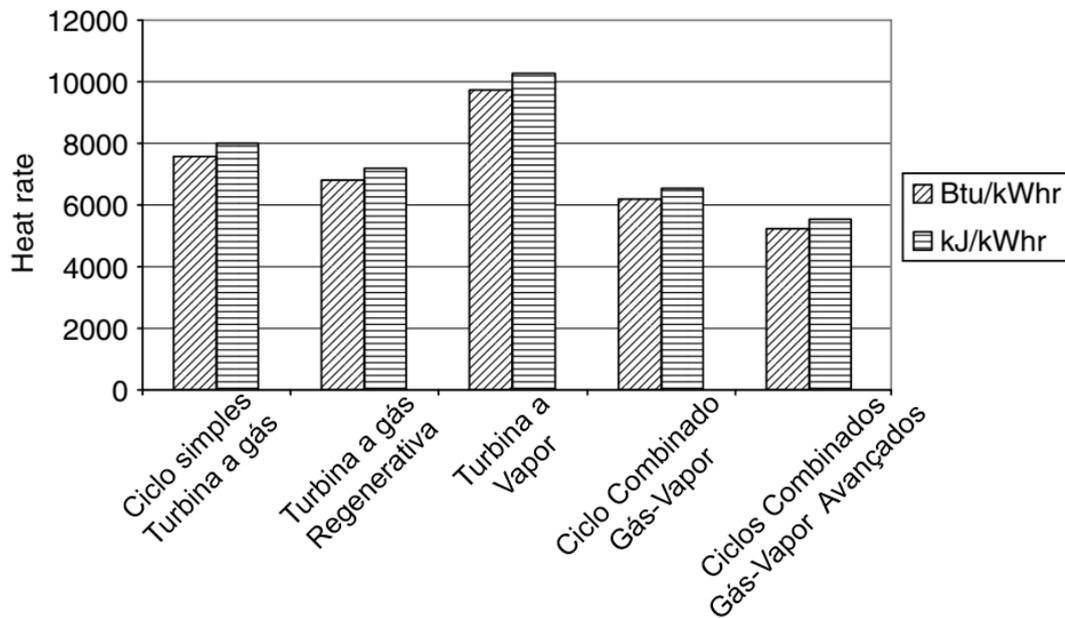


Figura 9 - Heat Rate médio de usinas térmicas

Fonte: Rao (2012)

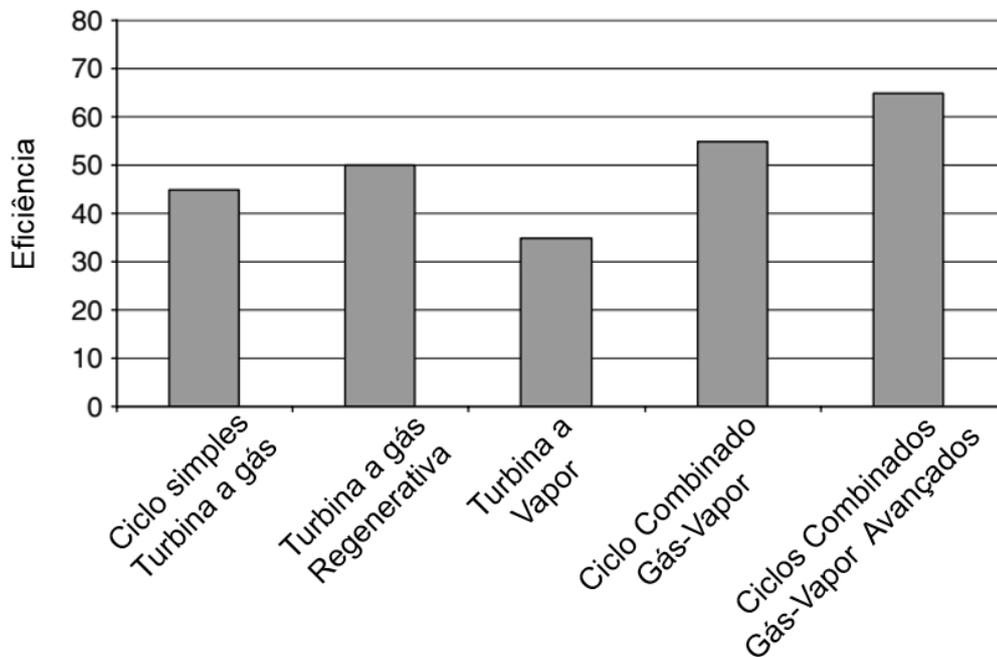


Figura 10 - Eficiência média de usinas térmicas

Fonte: Rao (2012)

Chase (2001), Rao (2012) e Zohuri e McDaniel (2018) destacam alguns pontos que tornam as usinas de ciclo combinado atrativas, se comparadas às demais alternativas para a geração térmica.

- 1- Essas plantas apresentam as maiores eficiências dentre as alternativas usuais de geração de eletricidade, como foi mostrado nas figuras 9 e 10;
- 2- São usinas capazes de operar, eficientemente, com uma grande variedade de combustíveis, como por exemplo: gás natural, óleo diesel, óleo combustível, biogás e syngas;
- 3- As usinas de ciclo combinado apresentam flexibilidade para operar tanto na base do sistema quanto para suprir cargas em horários específicos, com partida diária. Em geral, elas apresentam uma partida rápida e são capazes de operar de maneira eficiente em cargas parciais;
- 4- Plantas de ciclo combinados são as que apresentam melhores características ecológicas se comparadas às principais formas de geração termoelétrica;
- 5- As emissões de hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio são as menores quando se comparados a qualquer outro tipo de planta térmica;
- 6- As usinas de ciclo combinado devem contribuir para a redução da geração de eletricidade a partir de carvão até 2050, em um cenário onde os países industrializados tenham que diminuir as emissões de CO₂ através da precificação das emissões de carbono;
- 7- São usinas que apresentam grande disponibilidade e baixos custos de operação e manutenção;
- 8- A construção de uma usina de ciclo combinado de 200 MW ou mais pode ser realizada em menos de 24 meses. Além de apresentarem um tempo de construção inferior às térmicas convencionais, elas podem operar em ciclo simples durante a instalação dos equipamentos do ciclo a vapor;
- 9- Plantas maiores que 200 MW apresentam em geral um custo entre 450 e 650 \$/kW, enquanto plantas com uma potência entre 5 e 200MW apresentam um custo entre 1200 e 650 \$/kW.

Sarkar (2015) ressalta que o ciclo combinado tem como principais vantagens a sua flexibilidade, partida rápida em carga parcial, capacidade de operar de forma satisfatória na base do sistema elétrico ou operar de forma cíclica em horários de pico e por possuir uma

elevada eficiência em diferentes cargas. A principal desvantagem, segundo o autor, é quanto a sua complexidade, uma vez que envolve a combinação de duas tecnologias em uma única planta. Este mesmo autor ainda ressalta que usinas de ciclo combinado possuem um investimento inicial e um tempo de construção menor se comparadas às grandes usinas a carvão. Além disso, ele destaca os reduzidos impactos ambientais destas plantas, com baixas emissões de gases como SO₂, NO_x e material particulado (MP).

3.3 Considerações termodinâmicas de um ciclo combinado Brayton-Rankine

Como foi mencionado anteriormente, o ciclo combinado para a geração de potência consiste na utilização de uma turbina a gás (ciclo Brayton) combinada com uma turbina a vapor (ciclo Rankine). Esta é uma alternativa interessante para produção de eletricidade e para processos industriais onde o vapor é utilizado. Os gases quentes provenientes da exaustão da turbina a gás são utilizados em um trocador de calor, usualmente chamado de caldeira de recuperação, para produzir vapor superaquecido em altas temperaturas para uma turbina a vapor. Deste modo, para os casos de operação sem queima suplementar, é possível obter potência de dois ciclos distintos a partir de uma única entrada de combustível.

A ideia básica da utilização de ciclos combinados pode ser justificada a partir da eficiência térmica de Carnot. A máxima eficiência térmica teórica de um processo ideal é dada pela Equação 3.1.

$$\eta_{\text{carnot}} = \frac{T_Q}{T_F} \quad (3.1)$$

onde: η_{carnot} é a eficiência de Carnot, T_Q é a temperatura da fonte quente (K) e T_C é a temperatura da fonte fria (K).

Naturalmente um processo real apresenta uma eficiência inferior à de Carnot. Ainda assim, a partir da Equação 3.1 pode-se observar que a eficiência de um processo pode ser melhorada pelo aumento da temperatura máxima do ciclo ou pela rejeição de calor a uma temperatura mais baixa.

Pelas características intrínsecas de cada ciclo (Brayton e Rankine), nenhum deles é capaz de proporcionar as variações de temperaturas necessárias para aumentar suas eficiências

se trabalhem isoladamente. A partir dessas considerações, é razoável pensar na utilização de uma combinação de dois ciclos: um trabalhando a uma temperatura mais elevada e outro capaz de trabalhar a temperaturas mais baixas (KEHLHOFER *et al.*, 2009).

Neste sentido, a Figura 11 apresenta o diagrama T-s de um ciclo combinado. No diagrama é possível observar como o calor rejeitado pelo ciclo Brayton (área abaixo da zona verde) é utilizado para o aquecimento do vapor no ciclo Rankine (em amarelo). Em um ciclo Brayton, operando em ciclo aberto, o calor rejeitado é liberado ao meio ambiente (o que corresponderia a toda área abaixo da zona verde). Em ciclo combinado, parte do calor pode ser aproveitado para utilização do ciclo Rankine (zona amarela), o que aumenta muito a energia aproveitada pelo sistema e explica suas maiores eficiências. Neste diagrama ainda é possível observar onde ocorrem as irreversibilidades recorrentes no ciclo combinado.

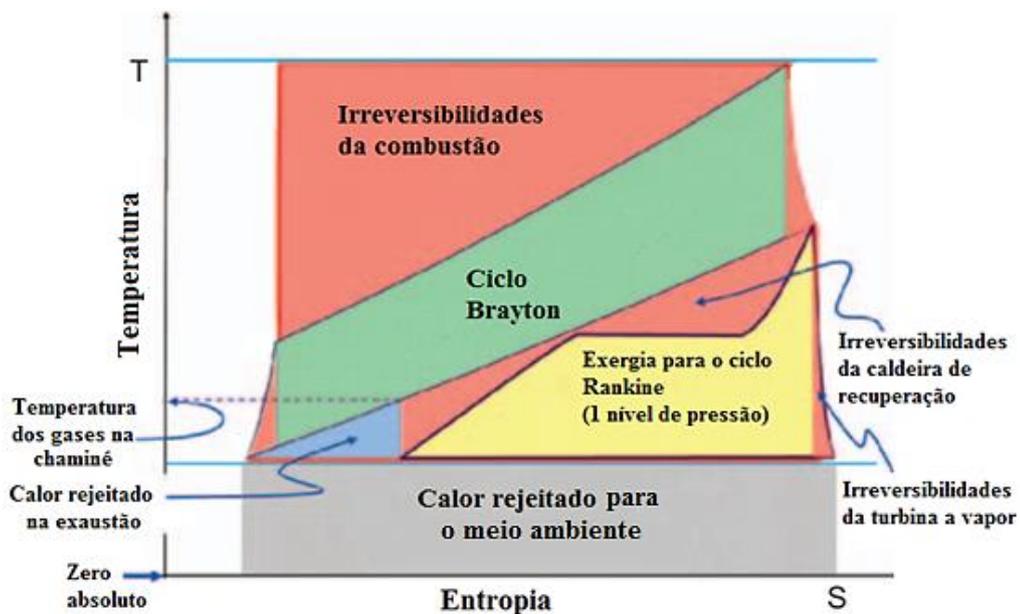


Figura 11 - Diagrama T-s de um ciclo combinado com um nível de pressão

Fonte: Tanuma (2017)

Observa-se que, para a utilização em ciclo simples, uma turbina a gás apresentará uma maior eficiência quanto menor for a temperatura dos gases de exaustão. Para a utilização em ciclo combinado, por outro lado, pode ser vantajoso que os gases de exaustão sejam liberados em temperaturas superiores, uma vez que isso pode aumentar a eficiência do ciclo a vapor. Deste modo, enquanto em uma turbina a gás operando em ciclo simples os gases saem a uma temperatura na faixa de 400°C, para a operação em ciclo combinado tal valor pode chegar comumente a 600°C (TANUMA, 2017).

Boyce (2010) diz que aproximadamente 40% da energia proveniente dos gases de combustão é convertida em potência de eixo pela turbina a gás, os 60% que sobram são enviados para a caldeira de recuperação e utilizados para produzir vapor. Por fim, a turbina a vapor é capaz de aproveitar aproximadamente 20% da energia inicial (combustível) como potência. A Figura 12 apresenta um diagrama usual de energia de uma usina de ciclo combinado.

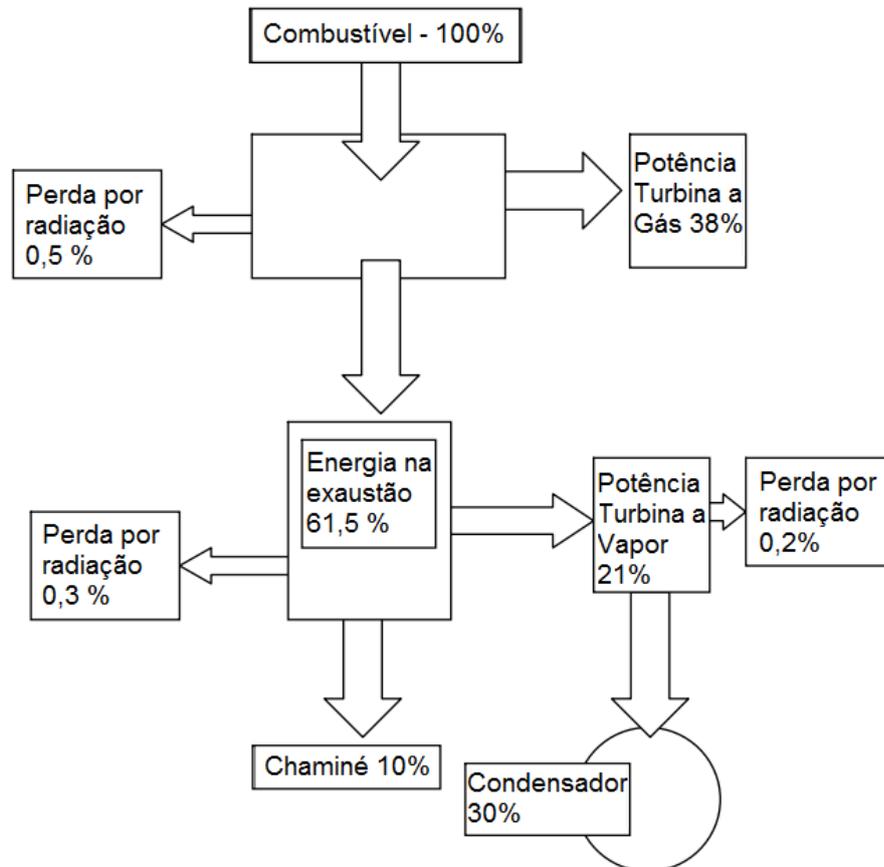


Figura 12 - Fluxo energético de uma usina de ciclo combinado

Fonte: Boyce (2010)

Tanuma (2017), por outro lado, apresenta o fluxo exergético para uma usina típica de ciclo combinado. Ele destaca que, de 100% da exergia dos combustíveis, 37,4% é aproveitada para produzir potência na TG e que a exergia nos gases de escape da turbina a gás corresponde a apenas 27,7% da exergia inicial dos combustíveis. Tanuma (2017) ainda destaca que, dos 27,7% de exergia contida nos gases de exaustão, cerca de 75% são aproveitados na geração de potência da turbina a vapor, o que corresponde a 20,9% do total. Tal valor para o ciclo Rankine (75% de eficiência) é, segundo o mesmo autor, um valor considerável se comparado ao ciclo Carnot ideal.

A Figura 13 apresenta o fluxo exergético de uma usina típica de ciclo combinado. Na figura, são demonstradas as perdas e a potência obtida em cada componente. Destacam-se as perdas que ocorrem pelas irreversibilidades da combustão, o que já havia sido observado no Capítulo 2 por diferentes autores.

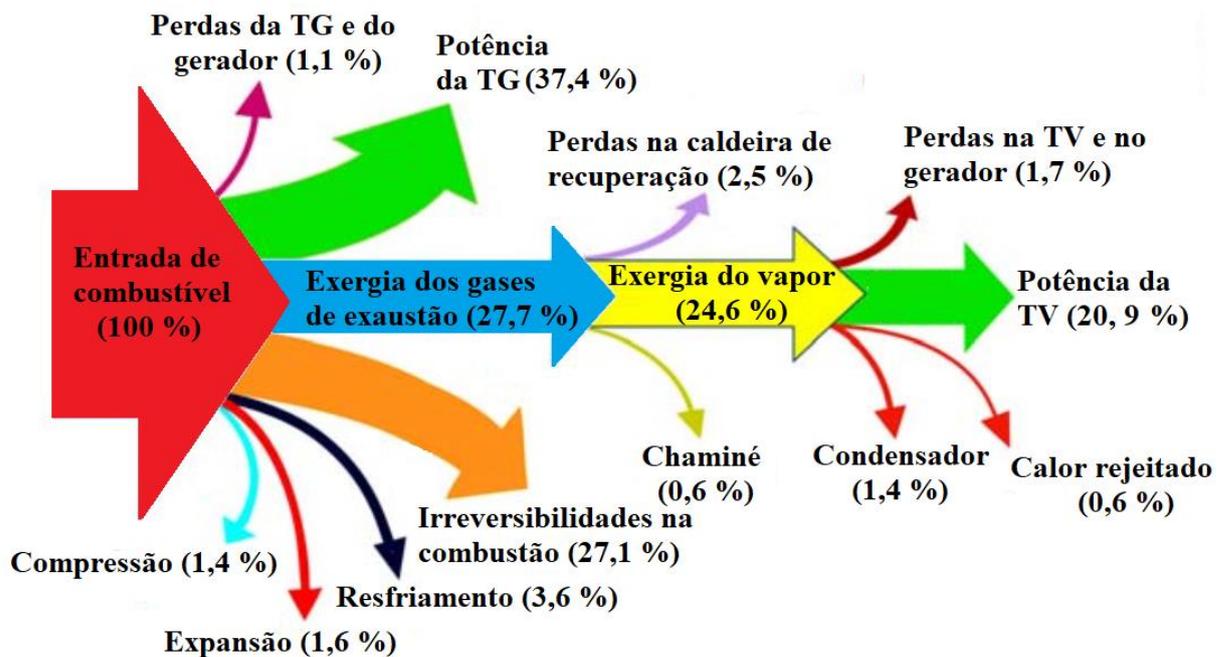


Figura 13 - Fluxo exergético de uma típica usina de ciclo combinado

Fonte: Tanuma (2017)

Verifica-se, da Figura 13, que a eficiência exergética do ciclo *bottoming* é relativamente alta (em torno de 75%) e a perda exergética no condensador é bem pequena em relação à exergia adicionada ao ciclo *bottoming* pelos gases de exaustão (TANUMA, 2017). Nota-se a grande diferença entre as perdas energéticas e exergéticas que ocorrem no condensador, ao se comparar as figuras 12 e 13. Isso se dá pelo fato de que, enquanto a análise de Primeira lei considera apenas a energia contida no fluxo, a análise de Segunda lei considera a qualidade deste fluxo. Como a energia contida nos fluxos do condensador não apresentam grandes aplicações, sua qualidade é baixa e suas perdas energéticas são bem maiores que as perdas exergéticas (DINCER e CENGEL, 2001).

3.4 Classificação das centrais de ciclo combinado

Horlock (1992) classifica as centrais de ciclo combinado de três formas distintas, sendo elas:

a) Central de ciclo combinado em série:

Neste tipo de central, uma turbina a gás (ciclo Brayton – *topping*) se conecta a uma turbina a vapor (Ciclo Rankine – *bottoming*) a partir da utilização de uma caldeira de recuperação, onde não há queima suplementar (HORLOCK, 1992). A Figura 14 apresenta o esquema de uma central de CC em série, que possui uma caldeira de recuperação com dois níveis de pressão.

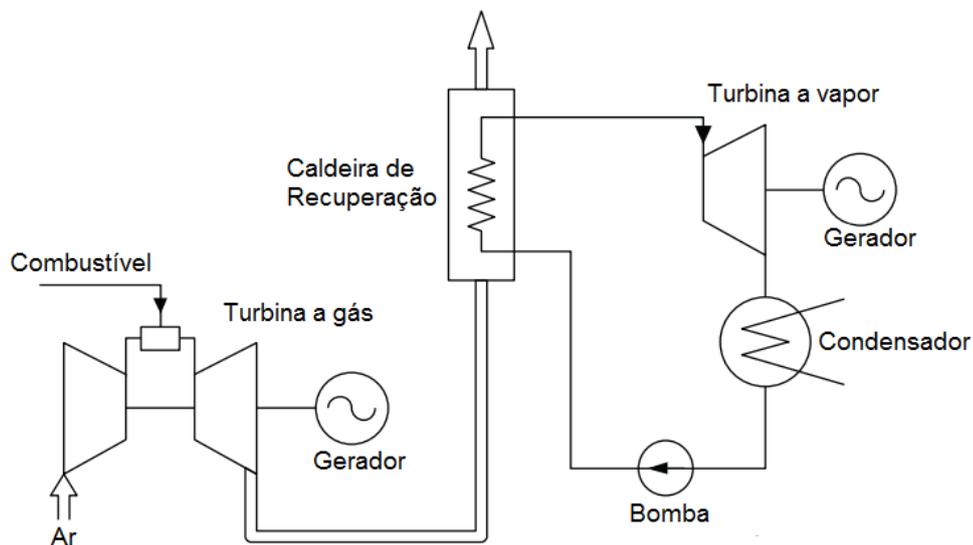


Figura 14 - Esquema de central de ciclo combinado em série

Fonte: Tanuma (2017)

b) Central de ciclo combinado em paralelo;

Uma central de CC em paralelo é aquela na qual o combustível é utilizado para fornecer calor para os dois ciclos. A Figura 15 apresenta o esquema de uma central de CC em paralelo, onde, os gases resultantes do processo de combustão transferem calor às paredes de água colocadas na câmara de combustão, e depois se expandem na turbina a gás (LORA e NASCIMENTO, 2004b).

Porém, Horlock (1992) destaca que este tipo de configuração não apresenta vantagens termodinâmicas em relação ao ciclo anterior, a menos que ocorra um acoplamento entre os ciclos Brayton e Rankine.

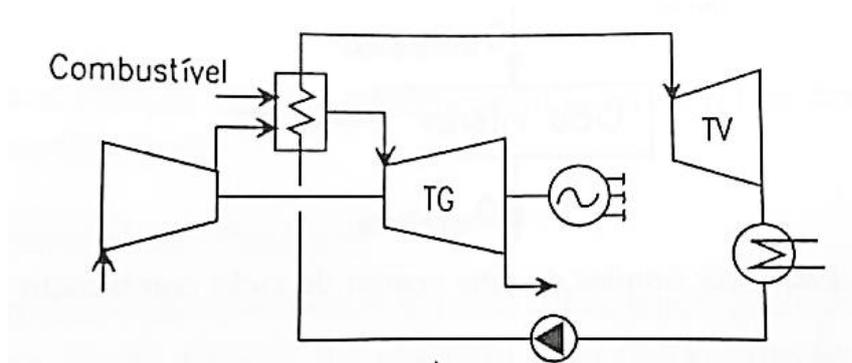


Figura 15 - Esquema de central de ciclo combinado em paralelo

Fonte: Lora e Nascimento (2004b)

c) Central de ciclo combinado série-paralelo.

Nas centrais série-paralelo, uma caldeira de recuperação com queima suplementar é utilizada para aumentar a energia dos gases de exaustão e, conseqüentemente, aumentar a produção de vapor. Em uma caldeira de recuperação com queima suplementar, os gases de exaustão são utilizados como oxidante para a combustão de um combustível de menor qualidade, como, por exemplo, o carvão mineral (LORA e NASCIMENTO, 2004b). A Figura 16 apresenta o esquema de uma central de ciclo combinado série-paralelo.

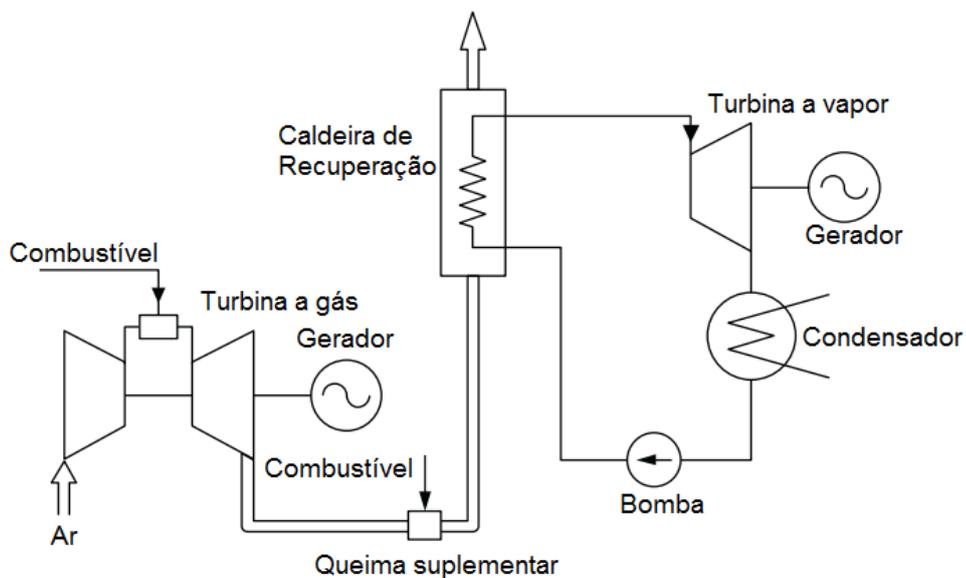


Figura 16 - Esquema de central de ciclo combinado série-paralelo

Fonte: Tanuma (2017)

3.5 A caldeira de recuperação em ciclos combinados

Kehlhofer (2009) afirma que o principal desafio na construção de uma usina de ciclo combinado se dá na forma como é feita a transferência de calor dos gases de exaustão para a produção de vapor. O componente responsável por tal transferência é a caldeira de recuperação e, desta forma, merece uma atenção especial.

Para o correto dimensionamento de uma caldeira de recuperação, dois fatores importantes devem ser levados em consideração: temperatura de *pinch point* e temperatura de *approach*.

O *pinch point* representa a diferença entre a temperatura de saturação da água no evaporador e a temperatura dos gases de exaustão na saída do evaporador. Valores menores de *pinch point* indicam que o evaporador necessita maior área de troca de calor e também são capazes de produzir mais vapor. Os valores de *pinch point* usualmente ficam na faixa de 8 a 15°C (KEHLHOFER et al., 2009).

A *approach temperature*, por outro lado, é a diferença entre a temperatura de saturação da água para uma pressão igual a pressão no tubulão (tambor) e a temperatura da água na saída do evaporador. Essa diferença de temperatura é, geralmente, de 5 a 12°C, de modo a evitar que ocorra evaporação no economizador (KEHLHOFER et al., 2009).

Os dois fatores citados nos parágrafos anteriores acabam por criar limitações na transferência de calor entre os gases de exaustão e a vapor/água. Desta forma, uma alternativa para maximizar a recuperação da energia dos gases de exaustão é pela utilização de caldeira de recuperação com mais de um nível de pressão (ERIKSEN, 2017). A seguir, serão apresentadas as principais características das caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão.

1) Um nível de pressão

O tipo mais simples de ciclo combinado é o que possui apenas um nível de pressão – isto é, a caldeira de recuperação produz vapor para a turbina a vapor a um nível de pressão apenas (KEHLHOFER et al., 2009). Um esquema de ciclo combinado com apenas um nível de pressão é apresentado na Figura 17. Como pode-se observar na Figura 17, a caldeira de recuperação é dividida em três seções principais, sendo elas:

a) Economizador

No economizador, a água de alimentação é aquecida até uma temperatura próxima à de saturação, porém, um pouco inferior. Isso é feito para evitar que ocorra evaporação no economizador. A água do economizador alimenta o tambor (tubulão), onde o líquido e o vapor são separados (JANSOHN, 2013).

b) Evaporador

O evaporador recebe a água saturada do tubulão e esta é então evaporada a pressão e temperaturas constantes. A água é separada do vapor saturado no tubulão, e o vapor produzido vai para o superaquecedor (JANSOHN, 2013).

c) Superaquecedor

No superaquecedor, o vapor proveniente do tubulão é superaquecido até a temperatura desejada para ser expandido na turbina a vapor (JANSOHN, 2013).

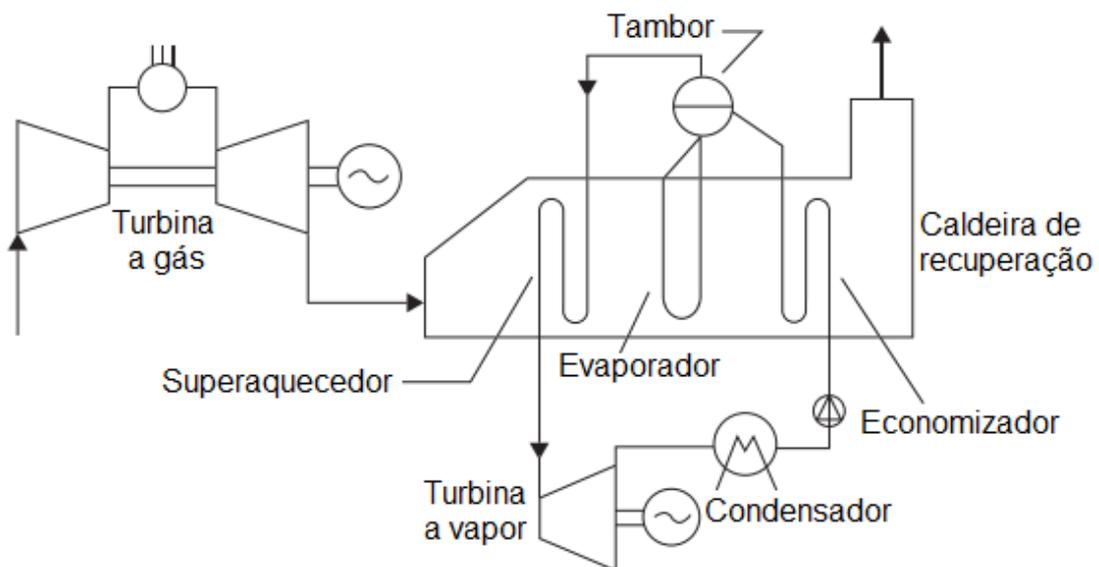


Figura 17 - Esquema de ciclo combinado com um nível de pressão
Fonte: Jansohn (2013)

A Figura 18 apresenta o diagrama de temperatura pela energia transferida dos gases para uma caldeira de recuperação com um nível de pressão. A área entre as curvas dos gases de exaustão e do vapor/água representam as perdas de energia que ocorrem na troca de calor dos gases com o vapor/água (KEHLHOFER et al., 2009). Tais perdas podem ser reduzidas pelas adições de mais níveis de pressão.

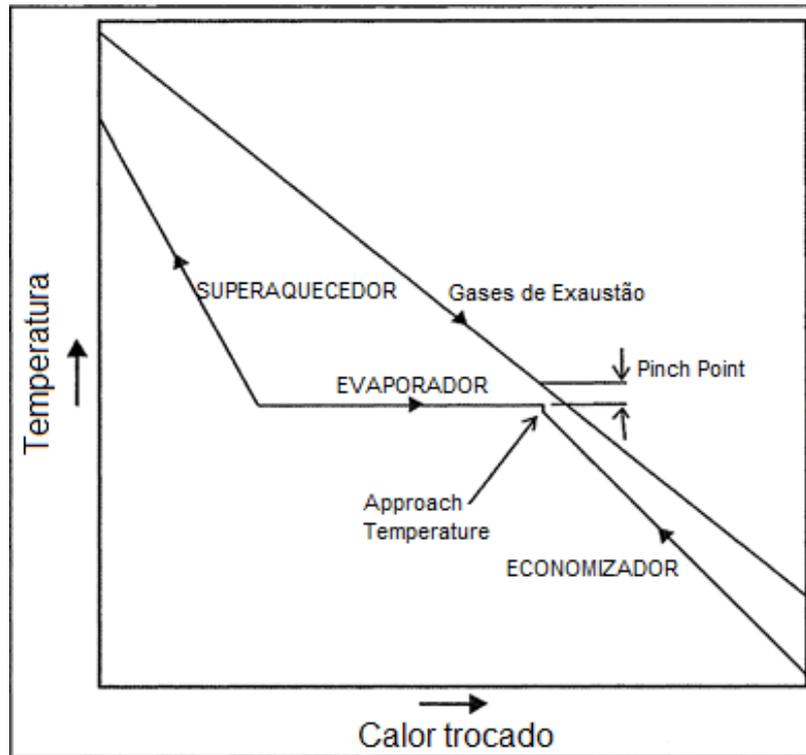


Figura 18 - Perfil de temperaturas em uma caldeira de recuperação com um nível de pressão
 Fonte: Kelhofer (2009)

2) Dois níveis de pressão

Neste tipo de ciclo combinado, a caldeira de recuperação é dividida em dois níveis de pressão. Esta configuração possibilita aproveitar mais energia dos gases de exaustão da turbina a gás, uma vez que a temperatura de saturação da água para uma pressão mais baixa é menor. Desta forma, a temperatura dos gases na chaminé é menor (KEHLHOFER et al., 2009). Na Figura 21 é apresentado um esquema de ciclo combinado com dois níveis de pressão.

A caldeira de recuperação é composta de um economizador com dois níveis de pressão, que fornece água ao tubulão de baixa pressão e ao tubulão de alta pressão. Além disso, verificam-se dois evaporadores e dois superaquecedores. O vapor produzido é expandido em uma turbina a vapor, que pode ter duas ou mais admissões, uma vez que existe a possibilidade de reaquecimento do vapor na saída do estágio de alta pressão da turbina (vide Figura 19).

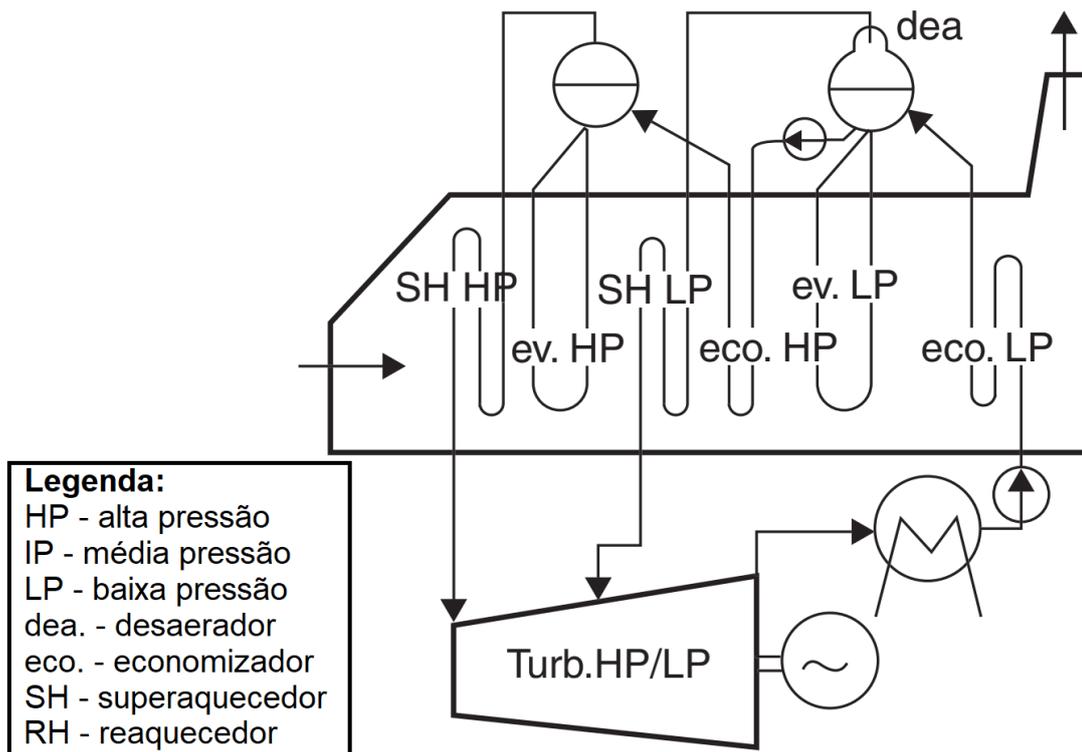


Figura 19 - Esquema de ciclo combinado com dois níveis de pressão e reaquecimento

Fonte: Jansohn (2013)

Em comparação com um sistema com um nível de pressão, o sistema com dois níveis aproveita melhor a energia dos gases de exaustão (Figura 20), o que aumenta a potência produzida pela turbina a vapor. Os componentes da caldeira de recuperação que operam a pressão mais alta não são afetados pela adição dos componentes de baixa pressão, o que significa que o vapor é produzido igualmente para o nível de alta pressão nas caldeiras com um ou dois níveis de pressão. Por outro lado, a produção total de vapor é aumentada pela produção de vapor em baixa pressão e, conseqüentemente, a eficiência do sistema com dois níveis de pressão é maior (KEHLHOFER et al., 2009).

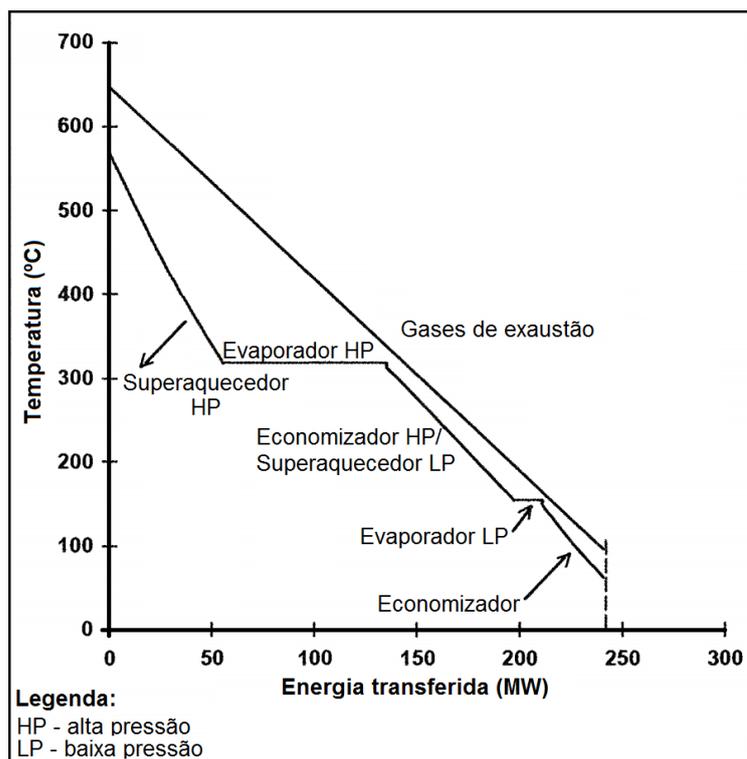


Figura 20 - Perfil de temperaturas em uma caldeira de recuperação com dois níveis de pressão

Fonte: Kelhofer (2009)

3) Três níveis de pressão

A adição de um terceiro nível de pressão é capaz de recuperar ainda mais exergia dos gases de exaustão e, conseqüentemente, produzir mais vapor e mais potência na turbina a vapor, assim como ocorre no caso de dois níveis de pressão. Entretanto, os benefícios resultantes pela simples adição de mais um nível de pressão é baixo e o aumento de eficiência obtidos nesta configuração pode não justificar o aumento no custo de uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão. Uma configuração simples de três níveis de pressão pode ser mais interessante para ciclos combinados em que a turbina a gás produza gases de exaustão a temperaturas mais baixas, o que melhora o aproveitamento da energia para a pressão intermediária da caldeira de recuperação (KEHLHOFER et al., 2009).

Desta forma, uma alternativa para a utilização de caldeiras de recuperação com três níveis de pressão é pela utilização de reaquecimento (Figura 21). Neste caso, o vapor se expande na turbina de alta pressão até uma pressão correspondente a pressão intermediária da caldeira de recuperação. Este vapor na exaustão da turbina de alta é então misturado com o vapor produzido no tubulão de média pressão, superaquecido e expandido na seção de média pressão da turbina a vapor.

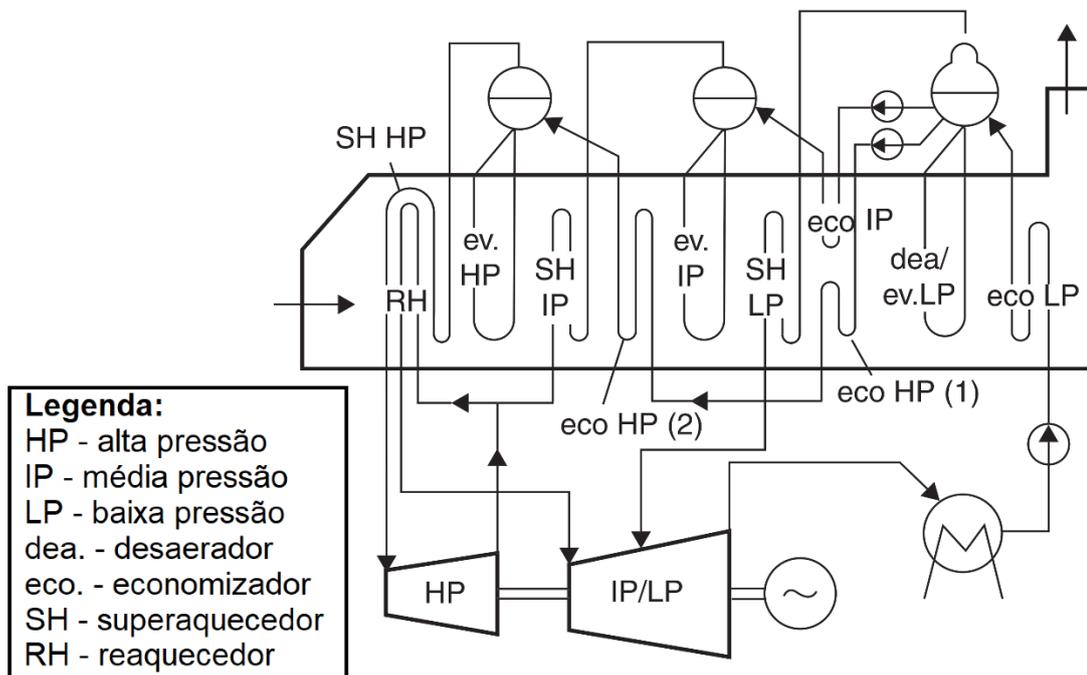


Figura 21 - Esquema de ciclo combinado com três níveis de pressão

Fonte: Jansohn (2013)

Este tipo de configuração favorece o aproveitamento da energia dos gases de exaustão na caldeira de recuperação e aumenta a potência produzida pela turbina a vapor de forma mais significativa do que pela simples adição de uma pressão intermediária na caldeira de recuperação. A Figura 22 apresenta o diagrama de temperatura pela energia transferida pelos gases para este caso. Em comparação com as figuras 18 e 20, observa-se claramente um melhor aproveitamento de energia, uma vez que a área abaixo da curva da energia dos gases que não é aproveitada pela caldeira de recuperação, neste caso, é menor do que nos dois casos anteriores.

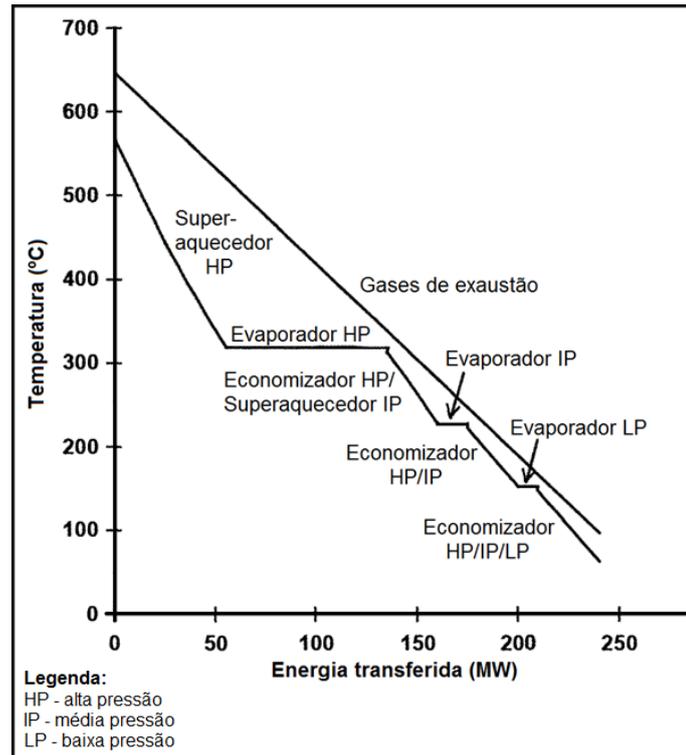


Figura 22 - Esquema de ciclo combinado com dois níveis de pressão
 Fonte: Kelhofer (2009)

Uma comparação entre ciclos com um, dois e três níveis de pressão é apresentado por Kelhofer (2009). Nesta comparação, admite-se que a temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina a gás de 647°C e utiliza-se gás natural como combustível. A comparação é apresentada na Tabela 1. Nesta tabela fica claro a melhoria do desempenho de caldeiras com mais níveis de pressão e com reaquecimento, tendo claro, como revés o aumento do custo.

Tabela 1 - Comparação entre caldeiras de recuperação com diferentes níveis de pressão

		Um nível	Dois níveis	Três níveis	Três níveis e reaquecimento
Energia do combustível	MW	473	473	473	473
Potência da TG	MW	178	178	178	178
Potência da TV	MW	94,8	99	99,7	102,5
Eficiência térmica	%	56,8	57,6	57,8	58,3
Heat Rate	kJ/kWh	6337	6249	6233	6172
Custo relativo	%	100	104	106	112

Fonte: Kelhofer (2009)

CAPÍTULO 4 – A MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA E A USINA EDF NORTE FLUMINENSE

Neste capítulo será apresentada a matriz energética. Serão tratadas as crises hídricas que ocorreram e como elas influenciaram no desenvolvimento do setor elétrico brasileiro. Será discutido, ainda, a importância das usinas térmicas no cenário nacional, em especial, as usinas de ciclo combinado. Por fim, o capítulo traz informações sobre a usina de ciclo combinado EDF Norte Fluminense e sobre o *software full-scope* utilizado neste trabalho.

4.1 Introdução

O Brasil possuía, no ano de 2018, uma oferta interna de energia elétrica (isto é, somando-se a importação com a geração nacional) de cerca de 636,4 TWh. Do total gerado, observa-se a predominância de fontes renováveis de energia (83,2%), com destaque para a fonte hídrica, que corresponde a 66,6% do total da oferta interna. A Figura 23 apresenta a oferta interna de energia elétrica percentual de cada fonte de geração no Brasil (EPE, 2018).

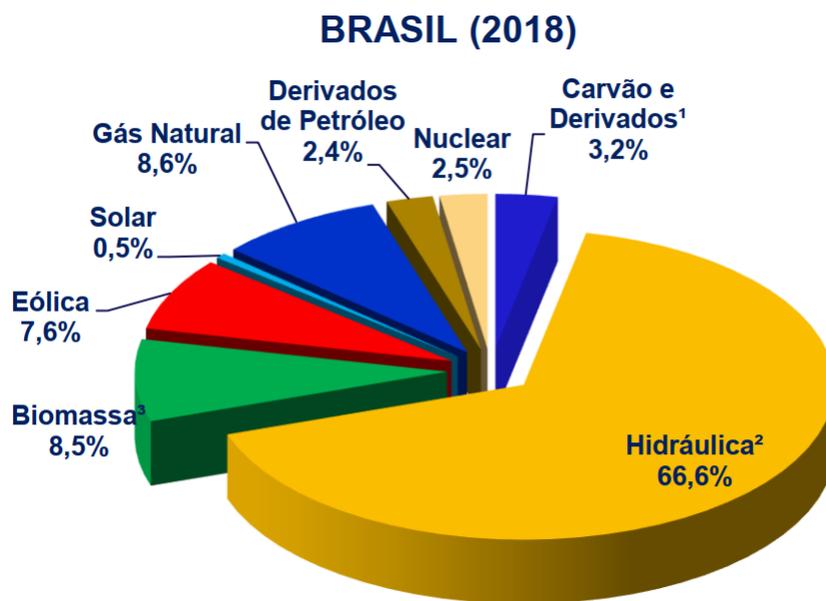


Figura 23 - Oferta interna de energia elétrica por fonte
Fonte: EPE (2019)

Em termos de capacidade instalada, as usinas termelétricas são responsáveis por 26,5% da capacidade – o que corresponde a uma potência de 40,53 GW (EPE, 2019). Observa-se que dos 26,7 GW previstos para aumentar a capacidade instalada, isto é, de empreendimentos com construção já iniciada ou de empreendimentos já aprovados pela ANEEL, porém sem construção iniciada, as fontes térmicas ocupam o primeiro lugar, sendo responsáveis por 30,9% (ou 8,3 GW) das futuras instalações (ANEEL, 2020).

Apesar do Brasil fugir do padrão mundial – a geração térmica é responsável por 65% de toda a energia elétrica produzida no mundo (IEA, 2017) – as termelétricas vêm ganhando cada vez mais destaque no setor elétrico brasileiro.

A Figura 24 apresenta a contribuição percentual de cada fonte para a geração térmica no Brasil. Observa-se que as principais fontes são biomassa e gás natural, o que ressalta a importância da utilização de bagaço de cana de açúcar e de licor negro (lixívia) na indústria brasileira e da extração de gás natural para a geração de potência.

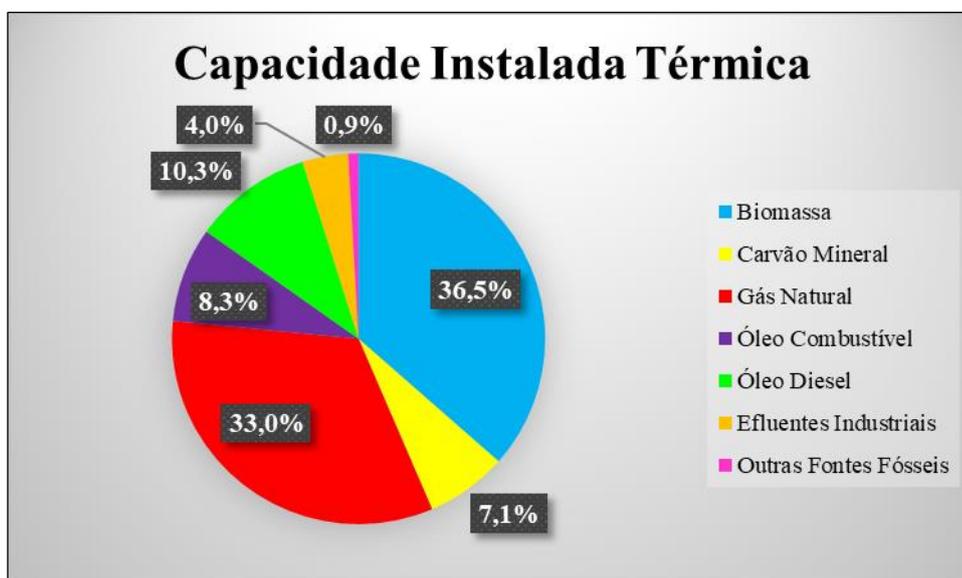


Figura 24 - Capacidade instalada de geração elétrica por fonte térmica
Fonte: EPE (2019)

Observando as figuras 23 e 24 verifica-se a importância da utilização de usinas térmicas na matriz energética brasileira, com destaque para as que utilizam biomassa e gás natural. Dentre as térmicas, pode-se destacar as usinas de ciclo combinado que operam com gás natural, uma vez que são usinas com maiores eficiências e que apresentam menores índices de emissões, como tratado no Capítulo 3.

acionamento em grande parte do país (Sudeste, Centro-oeste, Nordeste e parte da região Norte) a partir da redução compulsória de 20% do consumo de eletricidade, sob pena de aumento das despesas na conta ou de um corte do fornecimento de energia. A partir de outubro de 2001, as chuvas recomeçam em volume suficiente para recuperar os níveis dos reservatórios das usinas e por fim, em fevereiro de 2002, ao racionamento (O GLOBO, 2013; ANEEL, 2008).

Segundo Goldenberg e Prado (2003), ficou evidente, pela explicação elaborada pelo governo, que o racionamento ocorrera por falta de realização das novas obras propostas pela Eletrobras e por atraso das obras em andamento e que, caso tivessem sido implementadas as novas usinas propostas pela Eletrobras, o armazenamento em maio de 2001 seria de 73% no sistema Sudeste-Nordeste, suficiente para evitar o racionamento.

Antes de estourar a crise e diante da percepção de empresas do setor elétrico – MME, ANEEL e ONS – de que uma crise de falta de energia elétrica tinha grande probabilidade de ocorrer, o governo viria a lançar, em fevereiro de 2000, o Programa Prioritário das Térmicas (PPT), com o objetivo de incentivar a instalação de térmicas movidas a gás natural, em uma tentativa de diversificar a matriz e reduzir a dependência da geração hidrelétrica e do regime hidrológico (GOLDEMBERG e PRADO, 2003; ANEEL, 2008).

Segundo Silveira e Guerra (2001), o PPT previa a incorporação de 49 termelétricas a gás natural no sistema elétrico, com perspectiva de início para o ano de 2001. Entretanto, tal previsão inicial ficou inviabilizada por falta de entendimentos no que diz respeito a riscos cambiais relacionados ao preço do gás natural. De qualquer forma, Bardelin (2004) ressalta que o PPT dificilmente evitaria uma crise, uma vez que a ampliação do parque gerador para usinas térmicas demoraria um tempo superior ao prazo em que se iniciou o racionamento.

Tolmasquim (2001) destaca que um dos problemas que levou o país à crise foi que as expectativas do governo de que o capital privado construiria termelétricas usando o gás natural da Bolívia não foram cumpridas. O autor ainda ressalta que as incertezas do marco regulatório e a desvalorização cambial do início de 1999 foram determinantes para desestimular o investimento privado. Tais fatores viriam a motivar o lançamento do PPT com benefícios que incluíam um preço do gás natural reduzido, subsídios do BNDES para compra de equipamentos e a garantia de que toda a energia produzida seria comprada.

Apesar dos problemas encontrados pelo PPT, Tolmasquim (2001) destaca a importância da Petrobras no programa, pelos investimentos realizados por ela em termelétricas. Uma das usinas que teve participação da Petrobras no seu projeto, e que fez parte do PPT, foi exatamente

a usina EDF Norte Fluminense, na qual esse trabalho se baseia (UTE NORTE FLUMINENSE, 2006).

Segundo Hunt *et al.* (2018), após os problemas ocorridos em 2001, os governos têm trabalhado de forma a reduzir os riscos de uma nova crise energética. Ele destaca a instalação de novas linhas de transmissão – uma vez que em 2001, a energia produzida na região Sul ou na região Norte não podiam ser transferidas para as regiões Sudeste e Nordeste devido à falta de linhas de transmissão. Além disso, verifica-se, desde 2001 até 2018 um aumento da capacidade instalada de 58 GW de termelétricas e outras fontes renováveis (ANEEL, 2019).

Mesmo com melhorias no setor elétrico brasileiro, no ano de 2015 o Brasil passou por outro período de forte seca que causou depleção dos reservatórios, chegando a um percentual próximo àquele observado em 2001, de apenas 19% em 2015. Apesar do baixo nível dos reservatórios, não foi realizado racionamento. Entretanto, para suprir a demanda no período de seca, a maior parte das termelétricas passaram a trabalhar como base do sistema, de modo a evitar racionamentos e apagões (HUNT *et al.*, 2018), como observado na Figura 29.

Observa-se na Figura 26 que a geração hidrelétrica chegou ao seu valor mínimo percentual em 2015, enquanto ocorreu um grande aumento na geração térmica. Isso causou um aumento nas tarifas de eletricidade e ainda fez com que o governo implantasse as bandeiras tarifárias, que eram variadas em função das condições de geração.

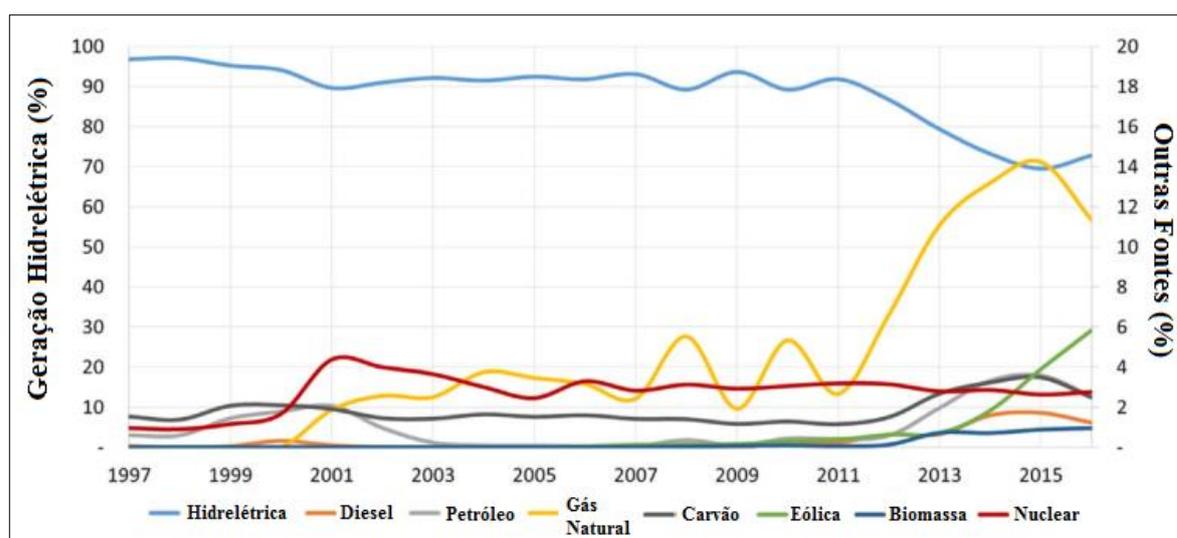
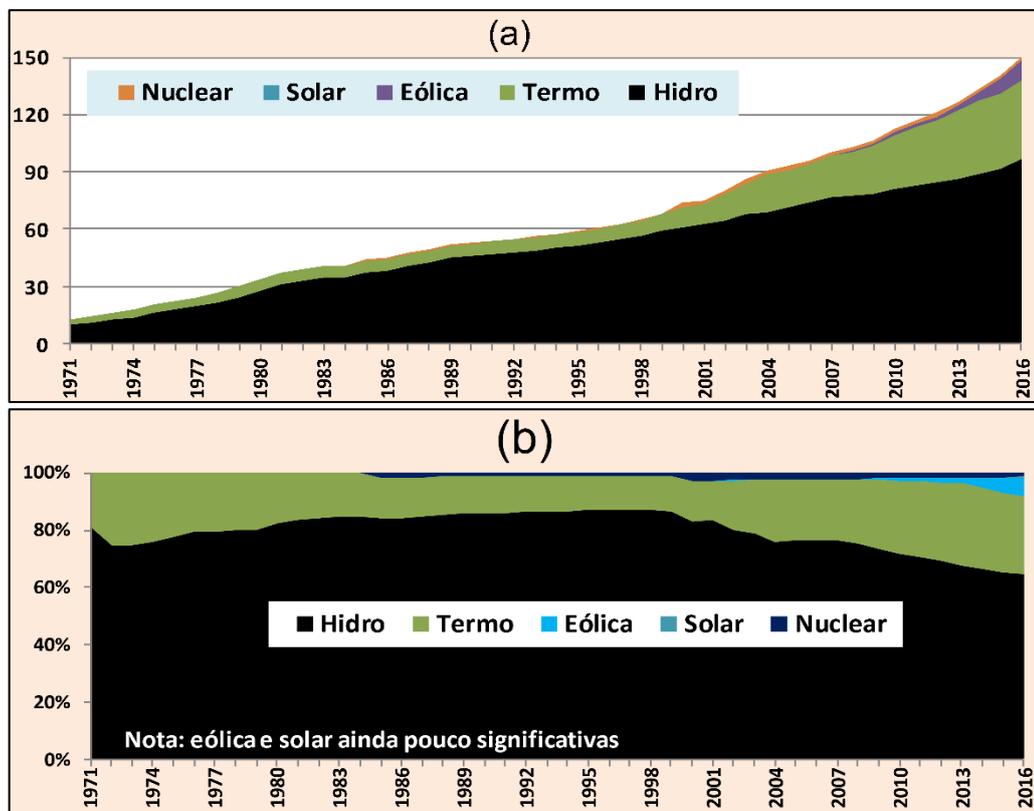


Figura 26 - Geração de eletricidade no Brasil se 1997 até 2015

Fonte: Hunt et al. (2018)

Como pode ser observado, na Figura 27, no início deste milênio, as hidrelétricas representavam mais de 80% da capacidade instalada do setor elétrico brasileiro. Após a crise de 2001, verifica-se o aumento da capacidade instalada, com destaque para as fontes eólicas e térmicas – esta, em especial após 2000, com a implantação do PPT –, o que ajudou a proporcionar uma redução percentual na capacidade instalada de hidrelétricas. Os dados da ANEEL mais recentes² demonstram que as hidrelétricas são responsáveis por pouco mais de 64% da capacidade instalada brasileira, seguido das térmicas e eólicas, com 24,20% e 9,04%, respectivamente.

Apesar do destaque para o crescimento de termelétricas, é importante também destacar a crescente utilização de energia eólica nos últimos anos, passando de menos de 1 GW de capacidade instalada em 2010 para um valor superior a 12 GW em 2018 (BEN, 2019). O mesmo acontece para a energia solar, a partir de resoluções normativas que incentivaram a micro e mini-geração distribuída, e proporcionaram o crescimento da utilização de placas fotovoltaicas no Brasil (SILVA *et al.*, 2019).



² Dados do dia 10/01/2020

4.3 A geração por termelétricas de ciclo combinado no Brasil

As crises hídricas ocorridas em 2001 e 2015 levantam questões sobre a diversificação da matriz elétrica brasileira. Apesar desta diversificação ser verificada nas figuras 23, 24 e especialmente na Figura 27, a produção de eletricidade por fontes hídricas, eólicas e solares são dependentes das condições naturais. Neste cenário, Silva (2011) destaca que a geração termelétrica exerce papel importante por possuir flexibilidade operativa, não estando sujeita a imprevisibilidade de recursos naturais (sol, vento e chuva).

No relatório de 2018 apresentado pela Confederação Nacional da Indústria (CNI) é ressaltado que a expansão da matriz elétrica brasileira, baseada em fontes hídricas, apresenta sinais de esgotamento, em especial, pela dificuldade de construção de novos reservatórios de armazenamento e, que este fato, aumenta a dependência de fontes despacháveis, como as termelétricas a gás natural, resultando em aumento de custos, uma vez que as térmicas brasileiras funcionam, em geral, como uma forma de complementar a geração hidráulica em períodos de regime hidrológico desfavorável ou em horários de pico do sistema elétrico.

Desta forma, a CNI (2018) destaca a importância da introdução de novas usinas térmicas na base do sistema como uma forma de manter a confiabilidade do setor elétrico e de contribuir para a estabilidade dos reservatórios. Essa implantação de novas usinas para operar na base do sistema, possibilitaria, segundo a CNI (2018), uma redução dos custos e das emissões, uma vez que as térmicas já em operação, com maiores custos, seriam utilizadas para o que realmente foram concebidas, isto é, funcionar como um *backup* em regimes hidrológicos desfavoráveis.

Apesar de reconhecer a importância das usinas térmicas na base do sistema, a CNI (2018) destaca que devem ser feitas alterações regulatórias e políticas para viabilizar novos empreendimentos termoelétricos economicamente viáveis.

Da mesma forma, o Ministério de Minas e Energia (MME), destaca que a expansão da matriz energética brasileira por meio da utilização de termelétricas pode aumentar a confiabilidade e a flexibilidade operacional do sistema, além de permitir a redução de investimentos em transmissão e redução das perdas no sistema pela possibilidade da construção deste tipo de usina nas proximidades dos centros consumidores (MME, 2007).

A Associação Brasileira de Geradoras Termelétricas (ABRAGET), em relatório publicado em 2011, ressalta que a inserção de mais termelétricas no sistema brasileiro pode ser motivada por:

- A grande maioria do potencial hidráulico se encontrar na região Norte, o que pode resultar em dificuldades para o desenvolvimento e custos elevados para a transmissão;
- São cada vez maiores as dificuldades de se construir hidrelétricas com grandes reservatórios;
- A diversificação das fontes aumenta a confiabilidade do sistema;
- A segurança de se poder despachar usinas térmicas quando for necessário para a operação do sistema, ao contrário de usinas solares e eólicas;
- O despacho de usinas térmicas pode se dar em condições de aumentos inesperados da demanda ou em períodos hídricos desfavoráveis.

Os pesquisadores Lawson e Pereira (2017) destacam que, nos últimos anos aumentou-se a necessidade da utilização de usinas térmicas para a geração de base no Brasil, de modo a se garantir a segurança do sistema. E, dentre as fontes térmicas disponíveis, a operação com gás natural parece mais viável, uma vez que emitem menos gases de efeito estufa e são capazes de apresentar tarifas competitivas. Os autores ainda ressaltam que as usinas termelétricas são necessárias para a operação adequada do sistema, mesmo operando na base.

Observa-se, portanto, que a matriz energética brasileira, majoritariamente renovável, coloca o Brasil em posição de destaque no mundo. Apesar disto, o setor elétrico brasileiro passou por crises de fornecimento ao longo de sua história, em especial pela depleção do nível dos reservatórios. Pensando em evitar novos problemas, a diversificação da matriz energética se faz necessária, em especial pelo incremento de potência por meio de usinas termelétricas, por apresentarem como uma de suas características a sua confiabilidade. Deste modo, dentre as opções de geração térmica, destaca-se a utilização de usinas de ciclo combinado, em especial pela sua eficiência, além de outras características já citadas e que poderiam contribuir para a melhoria do sistema elétrico brasileiro.

A Tabela 2 destaca as principais termelétricas operando em ciclo combinado no Brasil. Observa-se que na Tabela 2 foram consideradas apenas as Usinas Termelétricas que são classificadas pela ANEEL como Produtores Independentes de Energia (PIE). A ANEEL define um PIE como: *É a pessoa jurídica ou empresas reunidas em consórcio que recebam concessão ou autorização do poder concedente para produzir energia elétrica destinada ao comércio de toda ou parte da energia produzida, por sua conta e risco.*

Tabela 2 - Principais usinas de ciclo combinado no Brasil

Nome	Localização	Proprietário	Composição das Máquinas	Combustível	Potência Nominal (MW)
Araucária	Araucária – PR	COPEL/Petrobras	2x161 MW (TG) 1x161 (TV)	Gás Natural	484
Baixada Fluminense	Seropédica – RJ	Petrobras	2x172 MW (TG) 1x186 MW (TV)	Gás Natural	530
Canoas	Canoas – RS	Petrobras	1x160,6 MW (TG) 1x88 MW (TV)	Gás Natural / Óleo Combustível	248,6
Cubatão	Cubatão – SP	Petrobras	1x198,9 MW (TG) 1x52 MW (TV)	Gás Natural	249,9
Cuiabá	Cuiabá – MT	Ambar Energia	2x167 MW (TG) 1x194 MW (TV)	Gás Natural	529
Ibirité	Ibirité – MG	Petrobras	1x150 MW (TG) 1x76 MW (TV)	Gás Natural	226
Mauá III	Manaus – AM	Eletrobras	2x189,5 (TG) 1x211,65 (TV)	Gás Natural	590,7
Maranhão III	Santo Antônio dos Lopes – MA	ENEVA	2x168,8 MW (TG) 1x181,2 MW (TV)	Gás Natural	518,8
Norte Fluminense	Macaé – RJ	Électricité de France	3x180 MW (TG) 1x 290 MW (TV)	Gás Natural	826,8
Nova Piratininga	São Paulo – SP	Petrobras	3x96,7 MW (TG) 1x95,9 MW (TV)	Gás Natural	386

Tabela 2 - Principais usinas de ciclo combinado no Brasil (cont.)

Nome	Localização	Proprietário	Composição das Máquinas	Combustível	Potência Nominal (MW)
Santa Cruz	Rio de Janeiro – RJ	Furnas	2x200 MW (TG) + 2x218 MW (TG) 2x82 MW (TV)	Gás Natural / Óleo Diesel	1000
Termocamaçari	Camaçari – BA	Petrobras	2x26,7 MW (TG) + 1x28,6 MW (TG) 1x56 MW (TV)	Gás Natural	138
Termobahia	São Francisco do Conde – BA	Petrobras	1x150 MW (TG) 1x30MW (TV)	Gás Natural / Óleo Diesel	186
Termofortaleza	Caucaia – CE	Enel	2x111,9 MW (TG) 1x102,8 MW (TV)	Gás Natural	326,6
Termopernambuco	Ipojuca – PE	Neoenergia	2x160,35 MW (TG) 211,70 MW (TV)	Gás Natural	533
Termorio	Duque de Caxias – RJ	Petrobras	6x107 MW (TG) 1x179,3 MW (TV) + 2x119,9 MW (TV)	Gás Natural	1058
Termo Norte II	Porto Velho – RO	Termo Norte Energia Ltda.	3x76,3 MW (TG) 1x118,6 MW (TV)	Gás Natural / Óleo Combustível	350
Três Lagoas	Três Lagoas – MS	Petrobras	4x63 MW (TG) 2x58 MW (TV)	Gás Natural	386
Uruguaiana	Uruguaiana – RS	AES Brasil	2x187,65 (TG) 1x264,6 (TV)	Gás Natural / Óleo Diesel	639,9
TOTAL					9207,3

Fonte: Adaptado de ANEEL (2020), ONS (2020), MME (2019), MME (2007)

A partir da Tabela 2 pode-se observar que o Brasil possui uma potência instalada de 9,2 GW de usinas de ciclo combinado destinadas ao comércio de eletricidade, o que corresponde a cerca de 21,5% do total da geração por usinas termelétricas brasileiras. E, considerando apenas os produtores que se enquadram na categoria de PIE – o que corresponde a uma potência instalada de usinas termelétricas de 31,24 GW – as usinas de ciclo combinado representam 29,4% deste valor. Por outro lado, enquanto a geração térmica brasileira possui uma capacidade instalada de 13,97 GW proveniente da combustão do gás natural, as usinas de ciclo combinado representam 65,9% deste valor (ANEEL, 2020).

Esse valor de 9,2 GW fica ainda mais relevante se comparado ao total de potência instalada de usinas termelétricas que utilizam carvão mineral, óleo combustível, óleo diesel e demais energéticos provenientes do petróleo. Estas termelétricas representam um total de 12,9 GW de potência instalada – 8,1 GW se considerados apenas os PIE (ANEEL, 2020). Ou seja, considerando apenas as 19 usinas de ciclo combinado apresentadas, elas já são capazes de produzir mais potência que as térmicas do grupo PIE que operam a carvão/óleo e apenas 3,7 GW a menos do que o total de térmicas que operam a carvão/óleo.

É previsto, ainda, um aumento da capacidade instalada brasileira de usinas de ciclo combinado para os próximos anos. Dentre as usinas com construção já iniciada e ainda em construção que vão operar em ciclo combinado, destacam-se: Porto de Sergipe I (1515 MW), GNA I (1338 MW), Marlim Azul (565,5 MW) e GNA II (1672 MW). Considerando apenas estas quatro usinas, espera-se aumentar a geração térmica em ciclo combinado em, aproximadamente, 5,2 GW, o que representaria um aumento proporcional de 56,5%.

Verifica-se, portanto, que o Brasil, apesar de possuir uma matriz energética majoritariamente renovável, possui uma capacidade relevante de usinas do tipo ciclo combinado e que pretende, nos próximos anos, aumentar ainda mais essa capacidade, o que será importante para diversificar a matriz, reduzindo os riscos de novos racionamentos por regimes hidrológicos desfavoráveis e proporcionando um aumento na confiabilidade do SIN.

4.4 Usina EDF Norte Fluminense e o Simulador EDFNF

A usina EDF Norte Fluminense é uma usina de ciclo combinado localizada na cidade de Macaé-RJ (Figura 28). A usina, que entrou em operação no ano de 2004, faz parte do Grupo

EDF (*Electricité de France*), que é um dos maiores geradores de energia elétrica do mundo (EDF NORTE FLUMINENSE, 2017).

Foi realizado um investimento da ordem de 550 milhões de dólares para a construção da usina, que conta com três turbinas a gás, três caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor, totalizando uma capacidade instalada de 826 MW (EDF NORTE FLUMINENSE, 2017). Além da operação em ciclo combinado, a usina EDF Norte Fluminense conta com placas fotovoltaicas capazes de gerar 320 kWp de potência, que é utilizada para suprir a demanda energética da área administrativa da usina (EDF NORTE FLUMINENSE, 2016).



Figura 28 - EDF Norte Fluminense

A usina, que utiliza como combustível o gás natural proveniente da Bacia de Campos, foi construída próximo à estação Cabiúnas, da Petrobras, de modo a assegurar o fornecimento de gás natural a partir de um investimento reduzido na construção de um gasoduto. Foi necessário construir um gasoduto de apenas 8,8 km entre a central de abastecimento da Petrobras e a usina (UTE NORTE FLUMINENSE, 2006). A Figura 29 mostra a localização da usina, e também uma ilustração da localização da usina, do terminal da Petrobras e da Bacia de Campos.

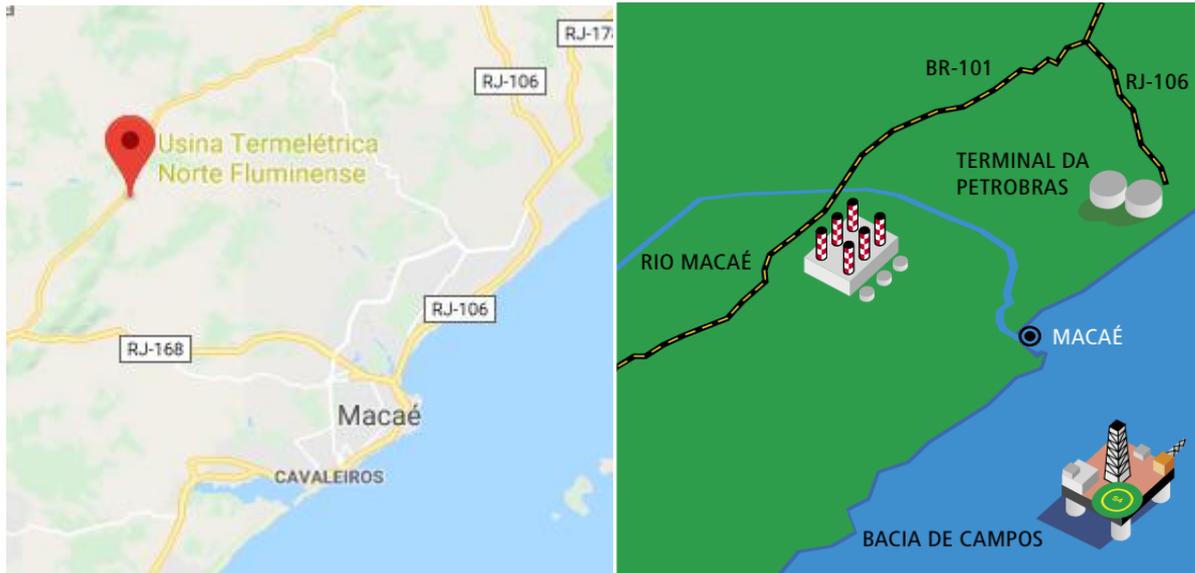


Figura 29 - Localização da usina EDF Norte Fluminense

No ano de 2016, a usina apresentou o melhor *Heat Rate* médio desde o início de sua operação, em 2004. Tal valor ficou em 6679 kJ/kWh, o que corresponde a uma eficiência térmica de 53,9% (EDF NORTE FLUMINENSE, 2017). No relatório anual da usina para o ano de 2016, a empresa detalha algumas informações, que são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Informações de operação da usina EDF Norte Fluminense

Geração bruta	6035,8 GWh
Fator de disponibilidade total	96,5%
NO _x ¹	14,8 ppm
CO ¹	4,7 ppm

¹ Concentrações médias

Fonte: EDF Norte Fluminense, 2017

A usina EDF Norte Fluminense é composta de três unidades geradoras acionadas por turbinas a gás. Os gases de escape das TG são utilizados nas caldeiras de recuperação para a produção de vapor superaquecido. As caldeiras de recuperação podem trabalhar com pressões de até 145 bar e temperaturas da ordem de 600°C. O vapor é produzido na caldeira em três diferentes níveis de pressão e, então, utilizado na turbina a vapor para a geração de eletricidade. Na Tabela 4 são apresentados os principais componentes da usina.

Tabela 4 - Componentes da EDF Norte Fluminense

Componente	Fabricante	Potência nominal
3 Turbinas a gás	Siemens-Westinghouse	180 MW
3 Caldeiras de recuperação	Nooter Erickson	-
1 Turbina a vapor	Siemens-Westinghouse	290 MW

4.4.1 O Simulador EDFNF

A EDF Norte Fluminense tem realizado diversos projetos de Pesquisa e Desenvolvimento ao longo dos anos. Um destes, aprovado no ano de 2010 em acordo com a ANEEL, é o projeto de desenvolvimento de um simulador *full scope* capaz de reproduzir fielmente o ciclo completo de operação de uma usina de ciclo combinado, com configuração compatível com a da usina EDF Norte Fluminense. O *software* é capaz de simular o comportamento de todos os equipamentos utilizados no processo de geração termelétrica (EDF NORTE FLUMINENSE, 2010; EDF NORTE FLUMINENSE, 2016).

Simuladores *full-scope* são programa computacionais que reproduzem digitalmente, e de forma fiel, o comportamento de sistemas físicos e, dentre as suas opções de aplicação, são utilizados para treinamento de operadores de usinas termelétricas e hidrelétricas ou podem ser utilizados para uma grande variedade de processos industriais. Um simulador *full-scope* de uma usina termelétrica consiste de uma reprodução exata da sala de controle de uma usina, contendo duplicatas de todos os sistemas de controles, instrumentos, painéis e indicadores reais. As respostas obtidas pelo simulador a qualquer ação realizada pelos operadores são idênticas em termos de tempo e apresentam o mesmo resultado das ações realizadas na sala de controle de uma planta que possui condições semelhantes (KHAN, 2012).

Simuladores *full-scope* já estão bastante difundidos no mercado e para diversas aplicações. Para um aprofundamento no assunto destacam-se algumas referências: Corcuera (2003), Tomschi et al. (2006), Molchanov et al. (2008), Zabre et al. (2010), Neuman (2011), Khan (2012) e Celis et al. (2017).

O Simulador EDFNF pode ser utilizado como um instrumento importante para o treinamento de operadores e como um apoio à sala de controle, uma vez que ele permite que sejam simuladas manobras na usina e que suas consequências sejam avaliadas antes de aplicá-las nos equipamentos reais da usina. O simulador ainda pode reproduzir os fenômenos

transitórios pelo quais os equipamentos da usina estão sujeitos durante a partida, a parada e durante alterações de carga (EDF NORTE FLUMINENSE, 2010).

Além de atender à EDF Norte Fluminense, o simulador pode agregar benefícios ao setor elétrico nacional, uma vez que o simulador pode ser utilizado para treinamento de operadores de usinas com características similares à EDF Norte Fluminense. Além disso, a plataforma computacional utilizada neste simulador poderá ser utilizada para o desenvolvimento de novos simuladores, de modo a se analisar os fenômenos associados a cada usina em particular e aumentar a confiabilidade operacional na geração elétrica brasileira (SETOR ENERGÉTICO, 2016).

O Simulador EDFNF, desenvolvido a partir de uma parceria entre a usina EDF Norte Fluminense e a empresa GT2 Tecnologia, foi concluído no ano de 2016 e apresentado à Aneel, em reunião que contou com a presença de membros da Superintendência de P&D da Agência e de outras superintendências do órgão, também no ano de 2016. O *software* já está disponível para utilização pela usina EDF Norte Fluminense e também está disponível comercialmente a partir da empresa GT2 Tecnologia e foi adquirido para a UNIFEI no ano de 2018, pelo grupo de pesquisas GETEC.

O simulador conta com mais de 200 telas de operação, o que permite representar, na simulação, o comportamento de todos os equipamentos utilizados na usina. Ele possui diversos sistemas na sua operação, dentre eles:

- 1) Sistemas associados às turbinas a gás: óleo de lubrificação e controle; motor de partida; sistema de combustível; sistema de controle das IGV's; sistema de controle de partida, dentre outros.
- 2) Sistemas associados às caldeiras de recuperação: sistemas de alimentação de água; sistemas de seções de pressão (alta, média e baixa pressão); dentre outros.
- 3) Sistemas associados à turbina a vapor: óleo lubrificante e levantamento de eixo; óleo de controle; sistema de partida; dentre outros.

As Figura 30 e 31 apresentam exemplos de algumas telas de operação do simulador. Na Figura 30 é apresentada uma das telas associadas à uma turbina a gás e a Figura 31 apresenta uma visão geral da usina. Nestas figuras é possível observar algumas informações que podem ser obtidas em tempo real, a partir do simulador, e que serão utilizadas para a realização das análises propostas (por exemplo: potências, vazões mássicas, pressões e temperaturas).

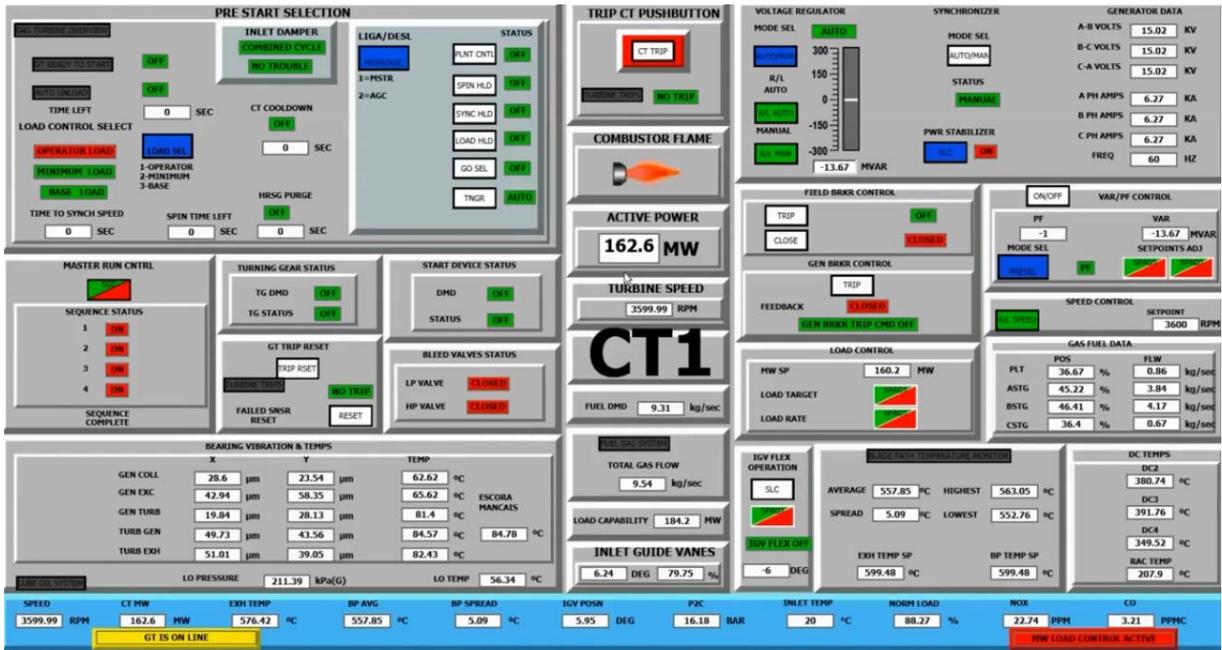


Figura 30 - Tela de operação da turbina a gás 1 do simulador EDFNF

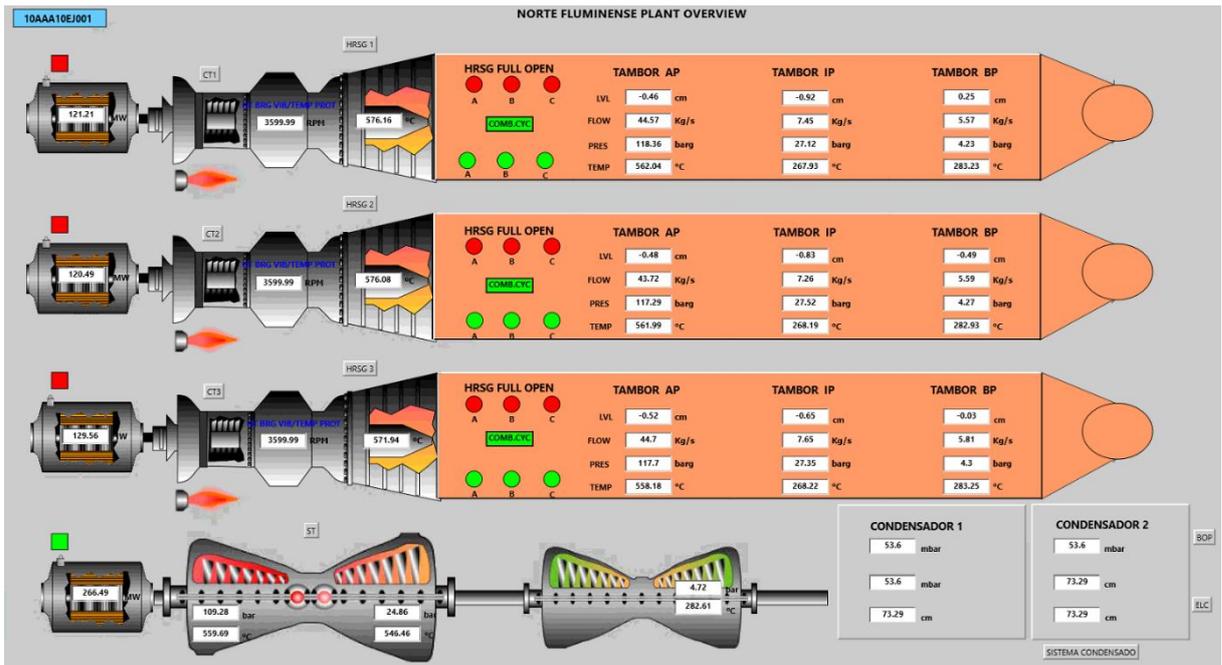


Figura 31 - Tela que apresenta uma visão geral das condições da usina pelo simulador EDFNF

CAPÍTULO 5 – ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA DA USINA

Neste capítulo será apresentado o equacionamento utilizado para a realização das análises energética, exérgica e exergoeconômica da usina EDF Norte Fluminense. Para tal, será utilizado o *software* Simulador EDFNF, cuja licença foi adquirida pelo grupo de pesquisa GETEC-UNIFEI em 2018. Com as informações de operação da usina, obtidas através deste *software*, serão realizadas as análises de modo a determinar as principais causas de irreversibilidades desta usina.

5.1 Introdução

Para a realização da análise energética e exergoeconômica da usina, serão utilizados dados de operação reais obtidos através do Simulador EDFNF. Como pôde-se observar nas Figuras 30 e 31, do Capítulo 4, este simulador apresenta os dados de operação da usina EDF Norte Fluminense em tempo real e estes dados serão utilizados nesta dissertação. Para tal, o simulador foi operado em carga máxima por um tempo suficientemente longo de modo a atingir uma condição que possa ser considerada de regime permanente. Para a realização das análises energética e exergoeconômica, serão assumidas as seguintes hipóteses:

- Escoamento permanente;
- Ar e produtos da combustão são gases ideais;
- No ponto de equilíbrio: $P_0=101,325$ kPa e $T_0=293,15$ K;
- Não há troca de calor entre os equipamentos e o meio;
- Não há perda de carga nos gases de exaustão da caldeira de recuperação;
- As variações de energia potencial e cinética são desprezadas.

Para o determinar as propriedades termodinâmicas da água será utilizado o *software* CoolProp[®]. Para os gases de exaustão, o *software* utilizado será o EES[®]. Conhecidas as vazões mássicas, pressões e temperaturas de cada um dos fluxos, e com o auxílio destes *softwares* é possível obter as propriedades termodinâmicas necessárias para a realização das análises energética e exérgica da usina (isto é, volume específico, entalpia, entropia e energia interna).

A Figura 32 apresenta um esquema da central de ciclo combinado EDF Norte Fluminense. Nesta figura, a usina é apresentada de forma simplificada, detalhando apenas uma caldeira de recuperação. As demais caldeiras de recuperação, bem como o ciclo Brayton correspondente a estas caldeiras possuem o mesmo modelo de construção da caldeira de recuperação e da turbina a gás apresentadas na Figura 32, e, desta forma, optou-se por simplificar a apresentação da usina visando facilitar a visualização. Uma figura apresentando o esquema da usina com as três caldeiras de recuperação pode ser encontrada no Apêndice C.

Na Figura 32, as linhas em vermelho representam o fluxo de vapor de alta pressão, em laranja o nível intermediário de pressão e em azul representa o nível mais baixo de pressão. Em verde está representada o fluxo na saída da turbina de baixa pressão e também a água de alimentação do ciclo.

Para a realização das análises, os dados de vazão mássica, pressão e temperatura dos pontos apresentados na Figura 32 serão obtidos a partir da operação do simulador em carga total. Com exceção das vazões mássicas nos pontos 1, 2, 3, 4 e 5 (que serão calculadas a partir do equacionamento apresentado a seguir) e da temperatura no ponto 3 (também calculada), todos os demais pontos podem ser obtidos diretamente do simulador.

A Tabela 5 apresenta a composição do gás natural utilizado para a realização das análises energética e exergetica.

Tabela 5 - Composição típica do gás natural brasileiro

Componente	Volume (%)
CH ₄	88,68
C ₂ H ₆	5,84
C ₃ H ₈	2,34
C ₄ H ₁₀	0,77
C ₅ H ₁₂	0,13
C ₆ H ₁₄	0,03
N ₂	0,59
CO ₂	1,62
PCI (kJ/kg)	47053

Fonte: Kunte, 2015

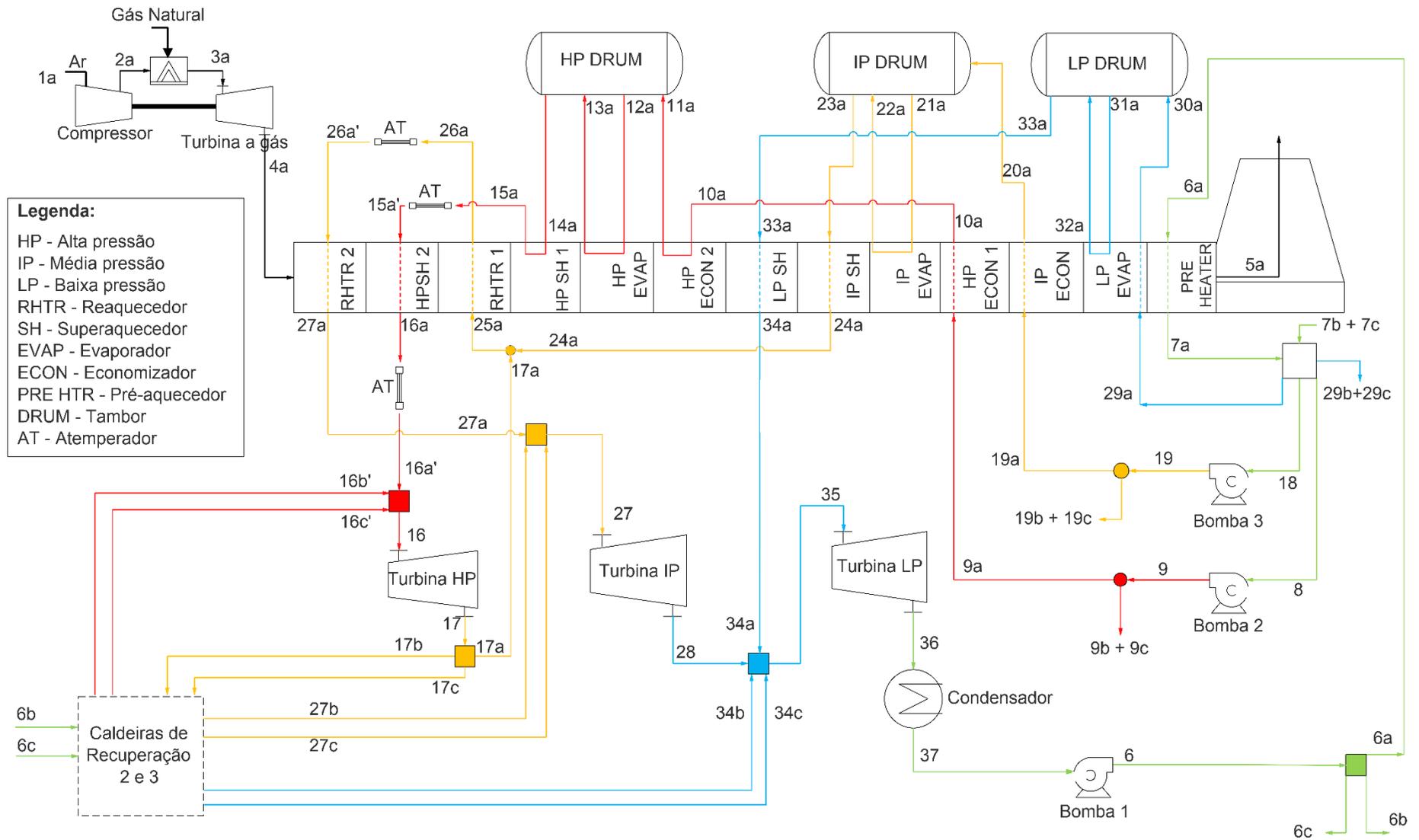
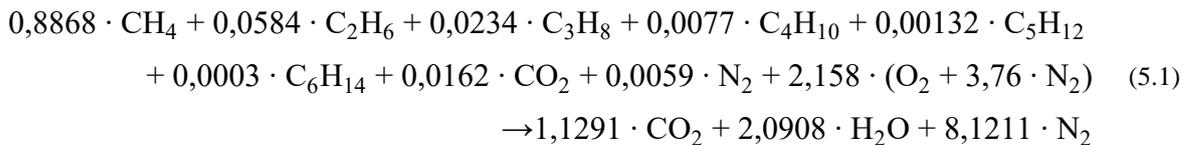


Figura 32 - Esquema simplificado da usina EDF Norte Fluminense

5.2 Combustão do gás natural e composição dos gases de exaustão

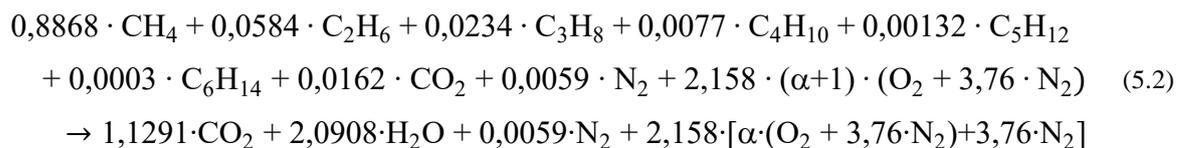
A partir da composição do gás natural, apresentada na Tabela 3, é possível desenvolver a reação de combustão estequiométrica para este gás. Para tal, será considerada uma composição volumétrica do ar (oxidante) de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio. Desta forma, a equação estequiométrica para a combustão de um mol de gás natural é apresentada na Equação 5.1.



Da Equação 5.1 observa-se que 1 mol de GN reage com 10,27 mols de ar para que ocorra a reação. Considerando que a massa molar do GN é de 18,45 g/mol, resulta em uma relação ar-combustível, para a combustão estequiométrica, de 16,05 kg_{ar}/kg_{GN}.

Em aplicações reais, recomenda-se a utilização de um percentual acima da quantidade estequiométrica de ar para completar as reações de combustão real; para este percentual, dá-se o nome de excesso de ar (CARVALHO JÚNIOR *et al.*, 2018). Além disso, a temperatura na câmara de combustão de uma turbina a gás pode atingir picos de 1900 °C ao se queimar gás natural com uma quantidade estequiométrica de ar. Então, para reduzir esta temperatura em câmaras de combustão de turbinas a gás, utiliza-se uma quantidade de ar em excesso de, usualmente, na faixa de 100 a 600%. Esse excesso, além de reduzir a temperatura na câmara de combustão, ajuda a reduzir as emissões de poluentes – em especial reduzindo a formação de NO_x (LEYTE *et al.*, 2010; MARTÍNEZ *et al.*, 2011; BREEZE, 2016).

Desta forma, a reação de combustão do gás natural para um excesso de ar α é apresentada na Equação 5.2.



Para o cálculo do excesso de ar α em uma reação de combustão utiliza-se a Equação 5.3.

$$\alpha = \left(\frac{AC}{AC_e} - 1 \right) \cdot 100 \quad (5.3)$$

onde AC é relação ar-combustível real, em $\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}$ e AC_e é a relação ar-combustível estequiométrica, em $\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}$.

A relação ar-combustível da reação pode ser calculada pelas equações 5.4 e 5.5.

$$AC = \frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{\dot{m}_{\text{comb}}} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{GE}} - \dot{m}_{\text{comb}} \quad (5.5)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar no compressor, \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e \dot{m}_{GE} é a vazão dos gases de exaustão da turbina a gás.

Observa-se, portanto, que a composição dos gases de exaustão é dependente da relação ar-combustível utilizada na combustão e, desta forma, as propriedades termodinâmicas entalpia, entropia e calor específico a pressão constante destes gases serão dependentes da relação ar-combustível. Com a reação de combustão apresentada na Equação 5.2 e, utilizando o *software* EES[®], serão traçadas três curvas, uma para cada propriedade termodinâmica citada, assumindo que os gases da combustão são gases ideais. Uma vez traçadas as três curvas e utilizando uma regressão polinomial de quarta ordem, será possível definir as equações para determinar tais propriedades em função da temperatura dos gases. Essas equações serão apresentadas no Capítulo 6.

5.3 Análise energética

O equacionamento para a análise energética será apresentado em duas seções distintas, a primeira: chamada como ciclo superior (que representa o ciclo Brayton) e a segunda chamada de ciclo inferior (que representa o ciclo Rankine). Todas as equações apresentadas são genéricas e não levam em consideração os índices dos fluxos apresentados na Figura 32.

5.3.1 Ciclo superior

Nesta análise, o ciclo superior é assumido como sendo o ciclo Brayton. Dessa forma o equacionamento para o compressor, para a câmara de combustão e para a turbina a gás é apresentado a seguir.

5.3.1.1 Compressor

A potência utilizada na compressão pode ser calculada pela Equação 5.6:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_S - T_E) \quad (5.6)$$

onde T_S é a temperatura do ar na saída do compressor, T_E é a temperatura do ar na entrada do compressor, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar comprimido, $c_{p_{ar}}$ é o calor específico do ar a pressão constante.

Para gases perfeitos, o calor específico a pressão constante é uma função apenas da temperatura. Desta forma, para o cálculo deste calor específico para o ar, será utilizada a Equação 5.7, proposta por Van Wylen (2003) e que é válida para um intervalo de temperatura entre 250 a 1200 K:

$$c_{p_{ar}} = 1,05 - 3,65 \cdot 10^{-4} \cdot T + 8,5 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 3,9 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 \quad (5.7)$$

onde T é a temperatura do ar.

5.3.1.2 Câmara de combustão

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica para a câmara de combustão, é possível obter a Equação 5.8.

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_{ar} + \eta_{cc} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI = \dot{m}_{GC} \cdot h_{GC} \quad (5.8)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, h_{ar} é a entalpia do ar, \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível, PCI é o poder calorífico do combustível, \dot{m}_{GC} é a vazão mássica dos gases obtidos na combustão, h_{GC} é a entalpia dos gases de combustão e η_{CC} é a eficiência da câmara de combustão – aqui assumido um valor de 99% (SILVEIRA e TUNA, 2003; SOARES, 2014; JANSOHN, 2017).

5.3.1.3 Turbina a gás

O trabalho de eixo produzido pela turbina a gás pode ser calculado pela Equação 5.9.

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{GC} \cdot c_{pGC} \cdot (T_E - T_S) - \dot{W}_C \quad (5.9)$$

onde T_E é a temperatura dos gases na entrada da turbina a gás, T_S é a temperatura dos gases na saída da turbina a gás, \dot{m}_{GC} é a vazão mássica dos gases de combustão, c_{pGC} é o calor específico dos gases a pressão constante e \dot{W}_C é a potência utilizada pelo compressor.

E a energia produzida pela turbina a gás é calculada pela Equação 5.10.

$$E_{pTG} = \dot{W}_{TG} \cdot \eta_g \quad (5.10)$$

onde \dot{W}_{TG} é o trabalho de eixo da turbina a gás e η_g é a eficiência do gerador elétrico – aqui adotado um valor de 99% (SILVEIRA e TUNA, 2003).

5.3.2 Ciclo inferior

O ciclo inferior, será assumido como sendo o ciclo Rankine com 3 níveis de pressão e reaquecimento. Os balanços energéticos da caldeira de recuperação, turbina a vapor, condensador e bomba são apresentados nos tópicos a seguir.

5.3.2.1 Caldeira de recuperação

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para uma caldeira de recuperação genérica, obtém-se a Equação 5.11:

$$\dot{m}_v \cdot (h_{vE} - h_{vS}) = \dot{m}_{GE} \cdot (h_{GE E} - h_{GE S}) \cdot \eta_{CR} \quad (5.11)$$

onde \dot{m}_v é a vazão mássica de água, h_{vE} é a entalpia da água/vapor na entrada da caldeira de recuperação e h_{vS} é a entalpia do água/vapor de água na saída; \dot{m}_{GE} é a vazão mássica dos gases de exaustão, $h_{GE E}$ é a entalpia dos gases na entrada da caldeira de recuperação, $h_{GE S}$ é a entalpia dos gases na saída e η_{CR} é a eficiência de troca de calor da caldeira de recuperação – aqui adotado um valor de 98% (GANAPATY, 1991; CHIESA e MACCHI, 2004; BOYCE, 2010; ERIKSEN, 2017).

A Equação 5.11 é válida para os três níveis de pressão da caldeira de recuperação, de modo que ela pode ser aplicada para um volume de controle que considera uma seção isolada da caldeira de recuperação ou para um volume de controle que considera a caldeira completa.

5.3.2.2 Turbina a vapor

A potência produzida em uma turbina a vapor é dada pela Equação 5.12.

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_{vE} - h_{vS}) \quad (5.12)$$

onde \dot{m}_v é a vazão mássica do vapor de água, h_{vE} é a entalpia do vapor na entrada da turbina a vapor e h_{vS} é a entalpia do vapor na saída da turbina.

E a energia produzida pela turbina a vapor é calculada pela Equação 5.13.

$$E_{pTV} = \dot{W}_{TV} \cdot \eta_g \quad (5.13)$$

onde \dot{W}_{TV} é o trabalho de eixo da turbina a vapor e η_g é a eficiência do gerador elétrico – aqui adotado um valor de 99% (SILVEIRA e TUNA, 2003).

5.3.2.3 Condensador

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para o condensador, é possível obter a Equação 5.14.

$$\dot{m}_v \cdot (h_{vE} - h_{vS}) = \dot{m}_c \cdot (h_{cE} - h_{cS}) \quad (5.14)$$

onde \dot{m}_v é a vazão mássica da mistura líquido-vapor na saída da turbina a vapor, \dot{m}_c é a vazão mássica da água de condensação, h_{vE} é a entalpia da mistura líquido-vapor na saída da turbina a vapor, h_{vS} é a entalpia da água condensada na saída do condensador, h_{cE} é a entalpia de entrada da água utilizada para a condensação e h_{cS} é a entalpia de saída da água utilizada para a condensação.

5.3.2.4 Bomba de água

A potência utilizada para o bombeamento pode ser calculada pela Equação 5.15.

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_{sB} - h_{eB})}{\eta_B} \quad (5.15)$$

onde \dot{m}_v é a vazão mássica de água, h_{vS} é a entalpia da água na saída da bomba, h_{vE} é a entalpia da água na entrada da bomba e η_B é a eficiência da bomba – aqui adotado um valor de 90% (ANTUNES, 1999; VILLELA, 2007).

5.3.3 Eficiências térmicas

As eficiências térmicas podem ser calculadas para o ciclo Brayton isolado, para o ciclo Rankine isolado e para o ciclo combinado como um todo.

5.3.3.1 Ciclo Brayton

A eficiência térmica do ciclo Brayton pode ser calculada pela razão entre a energia produzida no ciclo e o calor adicionado ao ciclo. Tal relação é dada pela Equação 5.16.

$$\eta_{\text{Brayton}} = \frac{E_p}{\dot{Q}} = \frac{E_{pTG}}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{PCI}} \quad (5.16)$$

onde \dot{m}_{comb} é a massa de combustível, PCI é o poder calorífico inferior do combustível e E_{pTG} é energia elétrica produzida pela turbina a gás.

5.3.3.2 Ciclo Rankine

A eficiência térmica do ciclo Rankine é calculada de forma análoga ao do ciclo a gás. Entretanto, como não há queima de combustível no ciclo a vapor, o calor adicionado é obtido pela energia térmica dos gases de exaustão que atravessam a caldeira de recuperação. A Equação 5.17 apresenta a eficiência do ciclo a vapor.

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{E_p}{\dot{Q}} = \frac{E_{pTV} - \dot{W}_B}{\dot{m}_{GE} \cdot (h_{GE} - h_{GES})} \quad (5.17)$$

onde \dot{m}_{GE} é a massa dos gases de exaustão, h_{GE_E} é a entalpia dos gases na entrada da caldeira de recuperação e h_{GE_S} é a entalpia dos gases na saída, $E_{p_{TV}}$ é a energia elétrica produzida pela turbina a vapor e \dot{W}_B é a potência das bombas.

5.3.3.3 Ciclo combinado

A eficiência do ciclo combinado é calculada pela Equação 5.18.

$$\eta_{CC} = \frac{E_{p_{Total}}}{\dot{Q}} = \frac{(E_{p_{TG}}) + (E_{p_{TV}}) - \dot{W}_B}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (5.18)$$

onde \dot{m}_{comb} é a massa de combustível, PCI é o poder calorífico inferior do combustível, $E_{p_{TG}}$ é energia elétrica produzida pela turbina a gás, $E_{p_{TV}}$ é a energia elétrica produzida pela turbina a vapor e \dot{W}_B é a potência utilizada para o acionamento das bombas.

5.3.4 Metodologia aplicada na análise energética

A partir do *software* Simulador EDFNF é possível obter os dados, em tempo real, de vazão mássica, pressão e temperatura para todas as entradas e saídas de água e de vapor na caldeira de recuperação, além das temperaturas dos gases de exaustão na entrada e na saída da caldeira de recuperação. Outros valores obtidos no Simulador EDFNF são: a potência das três turbinas a gás, a temperatura de admissão do ar no compressor, relação de pressões e a temperatura do ar na saída do compressor.

Conhecidas as pressões e temperaturas para a água/vapor e, com o auxílio do *software* CoolProp[®], obtém-se as entalpias e entropias para todos os fluxos da caldeira de recuperação. Aplicando-se então a Equação 5.11, é possível calcular a vazão mássica dos gases necessária para fornecer a energia esperada para a água/vapor na caldeira de recuperação.

Uma vez calculada a vazão mássica dos gases de exaustão é possível calcular os demais parâmetros para o ciclo superior. Para tal, deve-se calcular a vazão mássica de gás natural. Deste modo, foi desenvolvido um programa no *software* EES[®] utilizando as equações de 5.2 até 5.10. O programa em questão tinha como objetivo, a partir de algumas iterações, determinar a vazão mássica de combustível capaz de fornecer a potência elétrica da turbina a gás indicada pelo

Simulador EDFNF, ao mesmo tempo que respeita a conservação de energia na câmara de combustão e na caldeira de recuperação. O programa desenvolvido é apresentado no Apêndice A e o fluxograma que esquematiza a operação do programa desenvolvido no EES[®] é apresentado no Apêndice B.

A partir do programa desenvolvido no *software* EES[®], obtém-se, então, a vazão mássica de gás natural e a vazão mássica dos gases de exaustão. Desta forma, é possível calcular, com as equações apresentadas no item 5.3.1, todos os parâmetros necessários para completar o ciclo superior.

Assim como na caldeira de recuperação, os dados de temperatura, pressão e vazão mássica do condensado e do vapor para as entradas e saídas da turbina a vapor, do condensador e das bombas são obtidos a partir do Simulador EDFNF. Com estes dados e, utilizando as equações de 5.12 até 5.15 são calculados os parâmetros necessários para o ciclo inferior.

Por fim, com as equações 5.16, 5.17 e 5.18, calculam-se as eficiências de cada ciclo e da usina como um todo, além de se obter todos os dados necessários para a análise exergetica do sistema. Todos os resultados são apresentados no Capítulo 6.

5.4 Análise exergetica

A exergia pode ser definida como o trabalho máximo de eixo que pode ser obtido de um sistema se comparado com o estado de equilíbrio. Uma análise exergetica indica onde ocorrem as principais irreversibilidades de um sistema e quais têm maior influência na redução da eficiência dos sistemas (KOTAS, 1985; DINCER e ROSEN, 2007).

O objetivo de uma análise exergetica é, geralmente, identificar a localização e a magnitude das ineficiências termodinâmicas de usinas de potência. A análise exergetica leva em consideração tanto a Primeira quanto a Segunda lei da termodinâmica e as exergias dos fluxos dos sistemas térmicos são determinados a partir das propriedades termodinâmicas deste fluxo e do meio de referência adotado (SILVA, 2016).

A exergia total de um sistema, na ausência de efeitos de ordem nuclear, magnética, elétrica e de tensão de superfície, pode ser dada pela soma das exergias química, física, cinética e potencial (TUNA, 1999). Neste estudo, tanto a exergia cinética quanto a exergia potencial

serão desconsideradas por apresentarem valores relativamente baixos se comparados às outras duas. Desta forma, a exergia total do sistema será calculada pela Equação 5.19.

$$E_X^t = E_X^f + E_X^q \quad (5.19)$$

onde E_X^t representa a exergia total do sistema, E_X^f representa a exergia física do sistema e E_X^q representa a exergia química do sistema.

A exergia física representa o máximo trabalho teórico útil possível de se obter por um sistema em termos da diferença de pressão e de temperatura deste em relação ao meio de referência adotado. A exergia química, por outro lado, expressa a exergia contida em um sistema em termos da diferença de composição deste em relação ao meio de referência adotado (TUNA, 1999; SZARGUT, 2005; TSATSARONIS, 2007).

A seguir, será apresentado o equacionamento para os cálculos das exergias dos fluxos encontrados em uma planta de ciclo combinado, baseando-se em Kotas (1985) e Szargut (2005).

5.4.1 Cálculo das exergias dos fluxos

Uma vez conhecidas as propriedades termodinâmicas de entalpia, entropia e calor específico a pressão constante (para os gases), é possível realizar a análise exérgica da usina.

5.4.1.1 Exergia específica da água

Para componentes utilizados em instalações termelétricas que apresentam composição química constante e não participam dos processos químicos das plantas, basta determinar a componente física da exergia, uma vez que a componente química terá um valor desprezível (SILVA, 2016). Nesta análise, o fluido utilizado no ciclo inferior (isto é, no ciclo de potência a vapor) é a água e para tais fluxos será calculado apenas a exergia física. A Equação 5.20 apresenta como determinar a exergia física específica para a água.

$$e_x^f = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (5.20)$$

onde h é a entalpia do fluido nas condições de estudo, h_0 é a entalpia nas condições de referência, s é a entropia do fluido nas condições de estudo, s_0 é a entropia nas condições de referência e T_0 é a temperatura de referência.

5.4.1.2 Exergia específica do ar

A composição do ar admitido no compressor possui a mesma composição do meio de referência, portanto, assim como a água, a exergia de um fluxo de ar é considerada como sendo composta apenas pela parcela física da exergia. Além disso, uma das idealizações deste trabalho é o ar sendo considerado um gás perfeito. Desta forma, a Equação 5.21 pode ser utilizada para o cálculo da exergia física específica do ar.

$$e_x^f = c_p \cdot \left[T - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R \cdot T_0 \cdot \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (5.21)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante, T é a temperatura do fluxo analisado, T_0 é a temperatura de referência, R é a constante universal dos gases, P é a pressão do fluxo analisado e P_0 é a pressão de referência.

5.4.1.3 Exergia dos gases de combustão e de exaustão

Os gases de combustão são compostos de misturas de diversos gases e, portanto, a exergia química destes gases não podem ser desprezadas, uma vez que influenciam de maneira considerável nos resultados. Nesta análise será admitido que os gases de combustão são compostos de misturas de gases ideais, de modo que as equações dos gases ideais podem ser aplicadas. As exergias física e química, portanto, dependem da fração molar de cada um dos componentes que compõem a mistura.

O cálculo da exergia física específica dos gases de exaustão é apresentado na equação 5.22.

$$e_x^f = \sum_i^k y_i \cdot [(h - h_0)_i - T_0 \cdot (s - s_0)_i] \quad (5.22)$$

onde y_i representa a fração molar do gás que compõe a mistura, h é a entalpia específica do gás nas condições de estudo, h_0 é a entalpia específica nas condições de referência, s é a entropia específica do gás nas condições de estudo, s_0 é a entropia específica nas condições de referência e T_0 é a temperatura de referência.

Já o cálculo da exergia química específica dos gases de exaustão é dado pela equação 5.23.

$$e_x^q = \sum_i^k y_i \cdot \left[b_i^0 + R \cdot T_0 \cdot \sum_i^k y_i \cdot \ln(y_i) \right] \quad (5.23)$$

onde y_i representa a fração molar do gás que compõe a mistura, b_i^0 representa a exergia química padrão (Tabela 6), R é a constante universal dos gases e T_0 é a temperatura de referência.

Tabela 6 - Exergia química padrão para as substâncias que compõem os gases de exaustão

Substância	Exergia química padrão [kJ/kmol]
CO ₂	19870
H ₂ O	9500
O ₂	3970
N ₂	720

Fonte: Szargut, (2005)

5.4.1.4 Exergia específica do combustível

Para o cálculo da exergia química específica dos combustíveis, Kotas (1985) propõe a utilização da equação 5.24.

$$e_{x_{\text{comb}}} = \varphi \cdot \text{PCI} \quad (5.24)$$

onde φ é a razão da exergia química do combustível com seu PCI. Para o gás natural será utilizado um valor de $\varphi=1,045$ (KUNTE, 2015).

5.4.2 Eficiências exergéticas e irreversibilidades

Neste item serão apresentados os equacionamentos para os cálculos das eficiências exergéticas e para as irreversibilidades de cada componente do ciclo combinado.

O balanço de exergia em um volume de controle, onde não há trocas de calor com o meio externo, pode ser representado pela Equação 5.25 (KAUSHIK *et al.*, 2011; IBRAHIM *et al.*, 2018).

$$\sum_e \dot{m}_e e_{x_e} = \sum_s \dot{m}_s e_{x_s} + \dot{W} + \dot{E}_{X_D} \quad (5.25)$$

onde os subscritos e e s indicam entrada e saída do volume de controle, respectivamente; \dot{m} é a vazão mássica dos fluxos que cruzam a fronteira do volume de controle e e_x representa a exergia específica contida nestes fluxos; \dot{E}_{X_D} é a exergia destruída no volume de controle e \dot{W} é o trabalho de eixo.

A eficiência exergética de um sistema pode ser calculado pela razão entre o produto exergético, isto é, o ganho exergético no sistema e o insumo utilizado para tal aumento de exergia (TSATSARONIS, 2007), o que pode ser representado pela Equação 5.26.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{x_p}}{\dot{E}_{x_i}} \quad (5.26)$$

onde \dot{E}_{x_p} representa o ganho exergético no sistema e \dot{E}_{x_i} é a exergia utilizada para promover o ganho exergético do produto.

A partir das Equações 5.25 e 5.26 é possível determinar as equações para o cálculo das irreversibilidades e da eficiência exergética de cada um dos componentes. Tais equações são apresentadas nos subitens a seguir.

Para as equações a seguir, \dot{E}_x representa a exergia dos fluxos apresentados nas figuras seguido do subscrito correspondente; ε representa a eficiência exergética e \dot{E}_D a exergia destruída no componente, sendo estes dois seguidos do subscrito correspondente ao equipamento.

5.4.2.1 Compressor

Para o compressor (Figura 33), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.27 e 5.28, respectivamente.

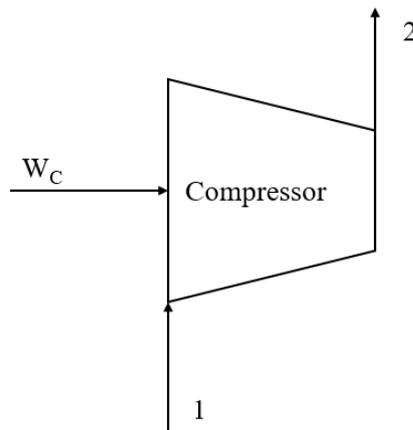


Figura 33 - Esquema do compressor

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_1}}{\dot{W}_C} \quad (5.27)$$

$$\dot{E}_{D_C} = \dot{W}_C + \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} \quad (5.28)$$

onde \dot{W}_C é a potência utilizada para a compressão.

5.4.2.2 Câmara de combustão

Para a câmara de combustão (Figura 34), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.29 e 5.30, respectivamente.

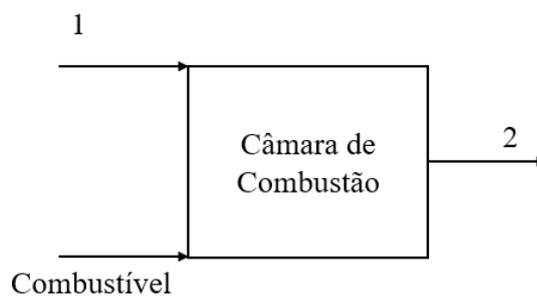


Figura 34 - Esquema da câmara de combustão

$$\varepsilon_{CC} = \frac{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_1}}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot \dot{e}_{x_{\text{comb}}}} \quad (5.29)$$

$$\dot{E}_{D_{CC}} = \dot{E}_{x_1} + \dot{m}_{\text{comb}} \cdot \dot{e}_{x_{\text{comb}}} - \dot{E}_{x_2} \quad (5.30)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e $\dot{e}_{x_{\text{comb}}}$ a exergia específica do combustível.

5.4.2.3 Turbina a gás

Para a turbina a gás (Figura 35), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.31 e 5.32, respectivamente.

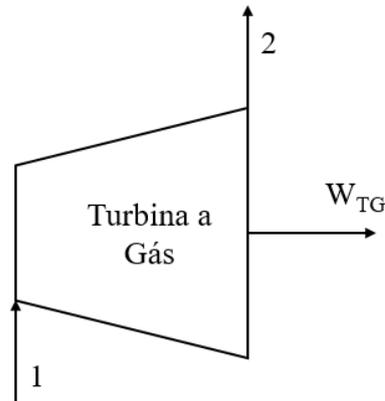


Figura 35 - Esquema da turbina a gás

$$\varepsilon_{\text{TG}} = \frac{E_{\text{PTG}}}{\dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2}} \quad (5.31)$$

$$\dot{E}_{\text{DTG}} = \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} - E_{\text{PTG}} \quad (5.32)$$

onde E_{PTG} é a energia produzida pela turbina a gás.

5.4.2.4 Caldeira de recuperação

Para a caldeira de recuperação (Figura 36), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.33 e 5.34, respectivamente.

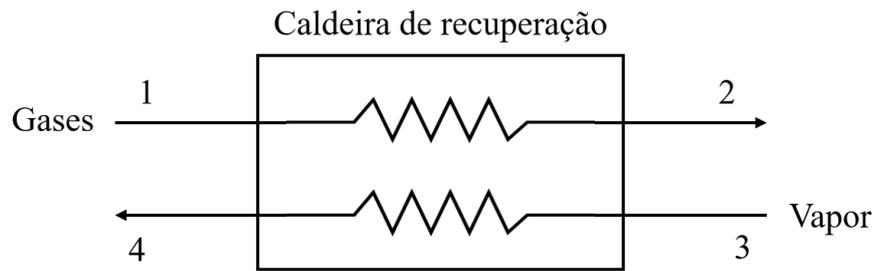


Figura 36 - Esquema da caldeira de recuperação

$$\varepsilon_{\text{CR}} = \frac{\dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_3}}{\dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2}} \quad (5.33)$$

$$\dot{E}_{\text{DCR}} = \dot{E}_{x_1} + \dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_4} \quad (5.34)$$

5.4.2.5 Turbina a vapor

Para a turbina a vapor (Figura 37), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.35 e 5.36, respectivamente.

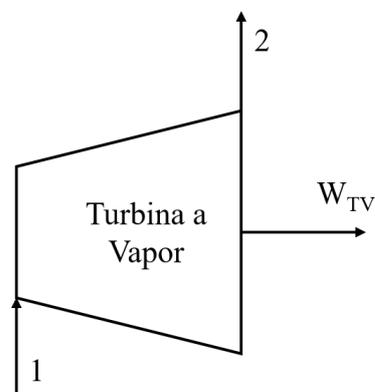


Figura 37 - Esquema da turbina a vapor

$$\varepsilon_{\text{TV}} = \frac{E_{\text{pTV}}}{\dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2}} \quad (5.35)$$

$$E_{\text{D}_{\text{TV}}} = \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} - E_{\text{pTV}} \quad (5.36)$$

onde E_{pTV} é a energia produzida pela turbina a vapor.

5.4.2.6 Bomba

Para a bomba (Figura 38), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.37 e 5.38, respectivamente.

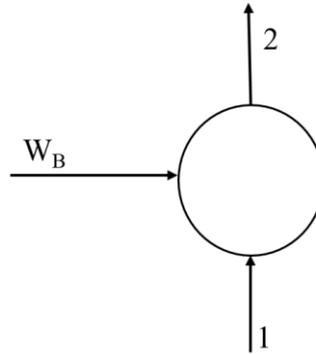


Figura 38 - Esquema da bomba

$$\varepsilon_B = \frac{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_1}}{\dot{W}_B} \quad (5.37)$$

$$\dot{E}_{D_B} = \dot{W}_B + \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} \quad (5.38)$$

onde \dot{W}_B é a potência da bomba.

5.4.2.7 Condensador

Para o condensador (Figura 39), a eficiência exergética e a exergia destruída podem ser calculados pelas equações 5.39 e 5.40, respectivamente (AHMADI e DINCER, 2011).

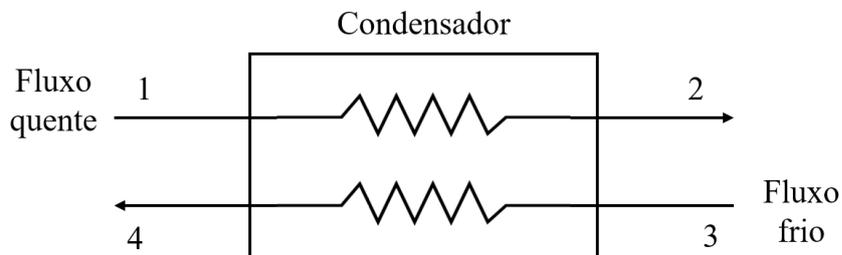


Figura 39 - Esquema do condensador

$$\varepsilon_{CO} = 1 - \frac{\dot{E}_{D_{CO}}}{\dot{E}_{x_1} + \dot{E}_{x_3}} \quad (5.39)$$

$$\dot{E}_{D_{CO}} = \dot{E}_{x_1} + \dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_4} \quad (5.40)$$

onde $\dot{E}_{D_{CO}}$ é a exergia destruída no condensador.

5.4.2.8 Ciclo combinado

Para o ciclo combinado como um todo, o produto é a soma das potências produzidas na turbina a gás e na turbina a vapor, enquanto o insumo é o combustível utilizado na câmara de combustão. Desta forma, a eficiência exergética do ciclo combinado pode ser calculado pela Equação 5.41.

$$\varepsilon_T = \frac{(E_{p_{TG}}) + (E_{p_{TV}}) - \dot{W}_B}{\dot{m}_{comb} \cdot e_{x_{comb}}} \quad (5.41)$$

E a destruição de exergia no ciclo é a somatório das exergias destruídas em cada um dos componentes, como mostra a Equação 5.42.

$$\dot{E}_{D_{Total}} = \dot{E}_{D_C} + \dot{E}_{D_{CC}} + \dot{E}_{D_{TG}} + \dot{E}_{D_{CR}} + \dot{E}_{D_{TV}} + \dot{E}_{D_B} + \dot{E}_{D_{CO}} \quad (5.42)$$

5.5 Análise exergoeconômica: custo de produção de eletricidade

Uma análise exergoeconômica consiste basicamente de uma combinação entre uma análise termodinâmica de Segunda Lei (exergia) com uma análise econômica do sistema estudado (TSATSARONIS, 1993).

Segundo Eryener (2006), a análise exergoeconômica é um método utilizado para estimar o custo unitário de produtos obtidos em sistemas energéticos como, por exemplo, eletricidade e vapor. Além disso, Eryener (2006) destaca que esta análise permite quantificar as perdas monetárias resultantes das irreversibilidades e, desta forma, se mostra uma ferramenta muito útil para a otimização e operação de sistemas energéticos.

Tsatsaronis (1993) destaca que os principais objetivos de uma análise exergoeconômica são:

- Identificar a localização, a magnitude e a fonte das perdas exergéticas e das irreversibilidades em sistemas energéticos;
- Calcular os custos associados à destruição de exergia e às perdas exergéticas;
- Avaliar os custos resultantes de cada um dos produtos (*e.g.* eletricidade, vapor, etc.) em um sistema energético;
- Facilitar a viabilidade de estudos de um sistema energético e permitir a otimização de processos novos ou já existentes;
- Auxiliar os procedimentos de operação e manutenção de uma planta e na alocação de recursos de pesquisas;
- Comparar diferentes alternativas de projetos.

O modelo exergoeconômico aplicado neste trabalho é baseado na análise de custos associada à análise exergética a partir da construção de diagramas funcionais termodinâmicos, apresentado inicialmente por Frangopoulos (1987). Este modelo exergoeconômico é bastante aplicado em dissertações, teses e artigos publicados em revistas indexadas, dentre as quais cita-se: Antunes (1999), Tuna (1999), Silveira e Tuna (2004), Vilella (2007), Coronado (2010), Coronado *et al.* (2013), Boloy (2014) e Vane (2016).

Antunes (1999) e Vilella (2007) destacam os procedimentos necessários para a aplicação do modelo exergoeconômico utilizado:

- a) Identificação das funções do sistema como um todo e de cada unidade individualmente. Isso permite identificar os componentes e fluxos energéticos e exergéticos associados à planta estudada.
- b) Construção do diagrama funcional, composto de figuras geométricas representando os componentes e de linhas representando as distribuições unitárias de exergia. Observa-se que os fluxos considerados na construção do diagrama funcional representam os incrementos exergéticos e não o valor absoluto da propriedade termodinâmica.
- c) Determinação dos fluxos exergéticos em base incremental. Para tal, adota-se a notação: Y representa a função exergética (kW); $Y_{i,j}$ representa a j -ésima entrada do i -ésimo componente da planta; $Y_{i,k}$ representa a k -ésima saída do i -ésimo componente da planta. Observa-se que utiliza-se uma vírgula ($Y_{i,j}$) para identificar os fluxos de entrada e um ponto ($Y_{i,k}$) para identificar os fluxos de saída.

- d) Utilização da formulação matemática adequada para a determinação do custo de produção de eletricidade.

A Figura 40 apresenta o diagrama funcional exergoeconômico da planta estudada. A linha tracejada representa a Linha Funcional de Fronteira e serve para separar os insumos e produtos do sistema em relação ao meio externo. As linhas cheias, por outro lado, representam os insumos e produtos exergéticos (em base incremental) de cada componente e do sistema como um todo (VILLELA, 2007). Observa-se que, como se trata em uma usina com configuração 3-3-1, o ciclo *topping* e a caldeira de recuperação aparecem três vezes. Desta forma, dividiu-se os nomes dos componentes repetidos com as letras A, B e C e utilizou-se a mesma notação, de forma subscrita, para a apresentação das função exergética destes componentes.

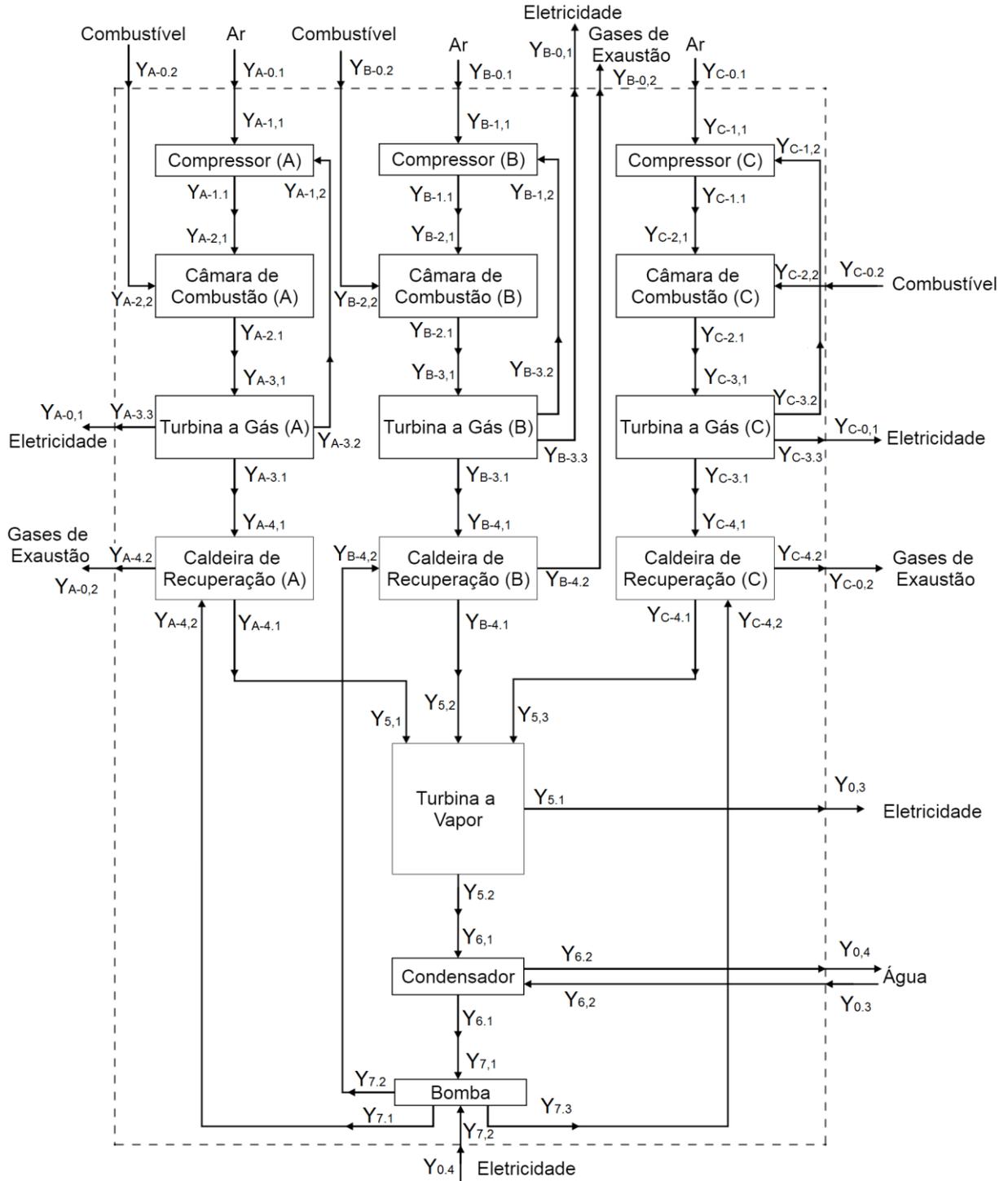


Figura 40 - Diagrama funcional

5.5.1 Funções exergeticas

As funções exergeticas (base incremental) são apresentadas a seguir:

1) Compressor (A)

$$Y_{A-1,1} = Y_{A-0,1} = \dot{m}_{1a} \cdot e_{x_{1a}} \quad (5.43)$$

$$Y_{A-1,2} = \dot{W}_{C_a} \quad (5.44)$$

$$Y_{A-1,1} = Y_{A-2,1} \quad (5.45)$$

2) Câmara de Combustão (A)

$$Y_{A-2,1} = \dot{m}_{1a} \cdot (e_{x_{2a}} - e_{x_{1a}}) \quad (5.46)$$

$$Y_{A-2,2} = Y_{A-0,2} = \dot{m}_{\text{comb}_a} \cdot \dot{e}_{x_{\text{comb}}} \quad (5.47)$$

$$Y_{A-2,1} = \dot{m}_{3a} \cdot e_{x_{3a}} - \dot{m}_{2a} \cdot e_{x_{2a}} \quad (5.48)$$

3) Turbina a Gás (A)

$$Y_{A-3,1} = Y_{A-2,1} \quad (5.49)$$

$$Y_{A-3,1} = Y_{A-4,1} \quad (5.50)$$

$$Y_{A-3,2} = Y_{A-1,2} \quad (5.51)$$

$$Y_{A-3,3} = Y_{A-0,1} = E_{p_{TG_a}} \quad (5.52)$$

4) Caldeira de Recuperação (A)

$$Y_{A-4,1} = \dot{m}_{4a} \cdot (e_{x_{4a}} - e_{x_{5a}}) \quad (5.53)$$

$$Y_{A-4,2} = Y_{7,1} \quad (5.54)$$

$$Y_{A-4,1} = \dot{m}_{6a} \cdot (e_{x_{7a}} - e_{x_{6a}}) + \dot{m}_{29a} \cdot (e_{x_{34a}} - e_{x_{29a}}) \\ + \dot{m}_{19a} \cdot (e_{x_{24a}} - e_{x_{19a}}) + \dot{m}_{25a} \cdot (e_{x_{26a}} - e_{x_{25a}}) + \dot{m}_{27a} \cdot (e_{x_{27a}} - e_{x_{26a'}}) \\ + \dot{m}_{9a} \cdot (e_{x_{15a}} - e_{x_{9a}}) + \dot{m}_{16a} \cdot (e_{x_{16a}} - e_{x_{15a'}}) \quad (5.55)$$

$$Y_{A-4,2} = Y_{A-0,2} = \dot{m}_{5a} \cdot e_{x_{5a}} \quad (5.56)$$

5) Compressor (B)

$$Y_{B-1,1} = Y_{B-0,1} = \dot{m}_{1b} \cdot e_{x_{1b}} \quad (5.57)$$

$$Y_{B-1,2} = \dot{W}_{C_b} \quad (5.58)$$

$$Y_{B-1,1} = Y_{B-2,1} \quad (5.59)$$

6) Câmara de Combustão (B)

$$Y_{B-2,1} = \dot{m}_{1b} \cdot (e_{x_{2b}} - e_{x_{1b}}) \quad (5.60)$$

$$Y_{B-2,2} = Y_{B-0,2} = \dot{m}_{\text{comb}_b} \cdot \dot{e}_{x_{\text{comb}}} \quad (5.61)$$

$$Y_{B-2,1} = \dot{m}_{3b} \cdot e_{x_{3b}} - \dot{m}_{2b} \cdot e_{x_{2b}} \quad (5.62)$$

7) Turbina a Gás (B)

$$Y_{B-3,1} = Y_{B-2,1} \quad (5.63)$$

$$Y_{B-3,1} = Y_{B-3,1} \quad (5.64)$$

$$Y_{B-3,2} = Y_{B-1,2} \quad (5.65)$$

$$Y_{B-3,3} = Y_{B-0,1} = Ep_{TG_b} \quad (5.66)$$

8) Caldeira de Recuperação (B)

$$Y_{B-4,1} = \dot{m}_{4b} \cdot (e_{x_{4b}} - e_{x_{5b}}) \quad (5.67)$$

$$Y_{B-4,2} = Y_{7,2} \quad (5.68)$$

$$Y_{B-4,1} = \dot{m}_{6b} \cdot (e_{x_{7b}} - e_{x_{6b}}) + \dot{m}_{29b} \cdot (e_{x_{34b}} - e_{x_{29b}}) \\ + \dot{m}_{19b} \cdot (e_{x_{24b}} - e_{x_{19b}}) + \dot{m}_{25b} \cdot (e_{x_{26b}} - e_{x_{25b}}) + \dot{m}_{27b} \cdot (e_{x_{27b}} - e_{x_{26b'}}) \\ + \dot{m}_{9b} \cdot (e_{x_{15b}} - e_{x_{9b}}) + \dot{m}_{16b} \cdot (e_{x_{16b}} - e_{x_{15b'}}) \quad (5.69)$$

$$Y_{B-4,2} = Y_{B-0,2} = \dot{m}_{5b} \cdot e_{x_5} \quad (5.70)$$

9) Compressor (C)

$$Y_{C-1,1} = Y_{C-0,1} = \dot{m}_{1c} \cdot e_{x_{1c}} \quad (5.71)$$

$$Y_{C-1,2} = \dot{W}_{C_c} \quad (5.72)$$

$$Y_{C-1,1} = Y_{C-2,1} \quad (5.73)$$

10) Câmara de Combustão (C)

$$Y_{C-2,1} = \dot{m}_{1c} \cdot (e_{x_{2c}} - e_{x_{1c}}) \quad (5.74)$$

$$Y_{C-2,2} = Y_{C-0,2} = \dot{m}_{\text{comb}_c} \cdot \dot{e}_{x_{\text{comb}}} \quad (5.75)$$

$$Y_{C-2,1} = \dot{m}_{3c} \cdot e_{x_{3c}} - \dot{m}_{1c} \cdot e_{x_{2c}} \quad (5.76)$$

11) Turbina a Gás (C)

$$Y_{C-3,1} = Y_{C-2,1} \quad (5.77)$$

$$Y_{C-3,1} = Y_{C-3,1} \quad (5.78)$$

$$Y_{C-3,2} = Y_{C-1,2} \quad (5.79)$$

$$Y_{C-3,3} = Y_{C-0,1} = E_{p_{TG_c}} \quad (5.80)$$

12) Caldeira de Recuperação (C)

$$Y_{C-4,1} = \dot{m}_{4c} \cdot (e_{x_{4c}} - e_{x_{5c}}) \quad (5.81)$$

$$Y_{C-4,2} = Y_{7,2} \quad (5.82)$$

$$Y_{C-4,1} = \dot{m}_{6c} \cdot (e_{x_{7c}} - e_{x_{6c}}) + \dot{m}_{29c} \cdot (e_{x_{34c}} - e_{x_{29c}}) \\ + \dot{m}_{19c} \cdot (e_{x_{24c}} - e_{x_{19c}}) + \dot{m}_{25c} \cdot (e_{x_{26c}} - e_{x_{25c}}) + \dot{m}_{27c} \cdot (e_{x_{27c}} - e_{x_{26c'}}) \\ + \dot{m}_{9c} \cdot (e_{x_{15c}} - e_{x_{9c}}) + \dot{m}_{16c} \cdot (e_{x_{16c}} - e_{x_{15c'}}) \quad (5.83)$$

$$Y_{C-4,2} = Y_{C-0,2} = \dot{m}_{5c} \cdot e_{x_5} \quad (5.84)$$

13) Turbina a Vapor

$$Y_{A-5,1} = Y_{A-4,1} \quad (5.85)$$

$$Y_{A-5,2} = Y_{B-4,1} \quad (5.86)$$

$$Y_{A-5,3} = Y_{C-4,1} \quad (5.87)$$

$$Y_{5,1} = Y_{0,3} = Ep_{TV} \quad (5.88)$$

$$Y_{5,2} = \dot{m}_{35} \cdot (e_{x_{35}} - e_{x_{36}}) \quad (5.89)$$

14) Condensador

$$Y_{6,1} = Y_{5,2} \quad (5.90)$$

$$Y_{6,2} = Y_{0,3} = \dot{m}_{cond} \cdot e_{x_{frio}} \quad (5.91)$$

$$Y_{6,1} = \dot{m}_{36} \cdot (e_{x_{36}} - e_{x_{37}}) \quad (5.92)$$

$$Y_{6,2} = \dot{m}_{36} \cdot (e_{x_{quente}} - e_{x_{frio}}) \quad (5.93)$$

15) Bomba

$$Y_{7,1} = Y_{6,1} \quad (5.94)$$

$$Y_{7,2} = Y_{0,4} = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{B3} \quad (5.95)$$

$$Y_{7,1} = \dot{m}_{6a} \cdot (e_{x_6} - e_{x_{37}}) + \dot{m}_{9a} \cdot (e_{x_{9a}} - e_{x_8}) + \dot{m}_{19a} \cdot (e_{x_{19a}} - e_{x_{18}}) \quad (5.96)$$

$$Y_{7,2} = \dot{m}_{6b} \cdot (e_{x_6} - e_{x_{37}}) + \dot{m}_{8b} \cdot (e_{x_{9b}} - e_{x_8}) + \dot{m}_{19b} \cdot (e_{x_{19b}} - e_{x_{18}}) \quad (5.97)$$

$$Y_{7,3} = \dot{m}_{6c} \cdot (e_{x_6} - e_{x_{37}}) + \dot{m}_{8c} \cdot (e_{x_{9c}} - e_{x_8}) + \dot{m}_{19c} \cdot (e_{x_{19c}} - e_{x_{18}}) \quad (5.98)$$

5.5.2 Custo de produção de eletricidade

Para análise econômica, o custo de produção de eletricidade será calculado baseado no método recomendado por Silveira (1998) e utilizado por Vilella (2007). Neste método, o cálculo do custo anual de produção leva em consideração os investimentos, o preço do combustível e

os gastos com manutenção. A Equação 5.99 apresenta como se realiza o cálculo do custo de produção de eletricidade.

$$CP_E = \frac{In_{pl} \cdot f}{H \cdot (Y_{A-0,1} + Y_{B-0,1} + Y_{C-0,1} + Y_{0,3} - Y_{0,4})} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{A-0,2} + Y_{B-0,2} + Y_{C-0,2})}{(Y_{A-0,1} + Y_{B-0,1} + Y_{C-0,1} + Y_{0,3} - Y_{0,4})} + C_{O\&M} \quad (5.99)$$

onde In_{pl} é o investimento total para a construção da planta, H é o número de horas de operação, C_{comb} é o preço do combustível e $C_{O\&M}$ representam os custos de operação e manutenção, dado pela Equação 5.100.

$$C_{O\&M} = \frac{C_{O\&M_{fixo}}}{H \cdot (Y_{A-0,1} + Y_{B-0,1} + Y_{C-0,1} + Y_{0,3} - Y_{0,4})} + C_{O\&M_{variavel}} \quad (5.100)$$

onde $C_{O\&M_{fixo}}$ representam os custos de operação e manutenção fixos e $C_{O\&M_{variavel}}$ representam os custos de operação e manutenção variáveis.

O fator f é o fator de anuidade, calculado a partir da taxa anual de juros (r) e do *payback* (k) do projeto. Tal fator é representado pela equação 5.101.

$$f = \frac{(1+r)^k \cdot r}{(1+r)^k - 1} \quad (5.101)$$

Para estimar os custos dos investimentos dos diferentes componentes da planta de ciclo combinado, serão utilizadas as equações de Valero *et. al* (1994) e que tiveram seus coeficientes adaptados por Silveira e Tuna (2003) e Vilella (2007). As equações 5.102 até 5.109 apresentam os cálculos do investimento para cada equipamento da planta e da planta como um todo.

→ Compressor:

$$In_C = \frac{75 \cdot \dot{m}_{ar}}{0,9 - \eta_C} \cdot (r_c) \cdot \ln(r_c) \quad (5.102)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar no compressor, η_C é a eficiência do compressor e r_c é a razão de compressão.

→ Câmara de combustão

$$In_{CC} = \frac{48,64 \cdot \dot{m}_{ar}}{0,995 - \frac{1}{r_c}} \cdot [1 + \exp(0,018 \cdot T_{CC} - 26,4)] \quad (5.103)$$

onde T_{CC} é a temperatura dos gases de combustão na saída da câmara de combustão.

→ Turbina a gás

$$In_{TG} = \frac{1536 \cdot \dot{m}_G}{0,92 - \eta_{TG}} \cdot \ln(r_c) \cdot [1 + \exp(0,036 \cdot T_{CC} - 54,4)] \quad (5.104)$$

onde \dot{m}_G é a vazão mássica dos gases de combustão e η_{TG} é a eficiência da turbina a gás.

→ Caldeira de recuperação

$$In_{CR} = 4745 \cdot \left[\frac{h_v}{\log(T_{ent} - T_{sai})} \right]^{0,8} + 11820 \cdot \dot{m}_v + 658 \cdot \dot{m}_{GE} \quad (5.105)$$

onde h_v é a entalpia do vapor produzido, \dot{m}_v é a vazão mássica de vapor, \dot{m}_{GE} é a vazão mássica dos gases de exaustão, T_{ent} é a temperatura na entrada da caldeira de recuperação e T_{sai} é a temperatura na saída.

Observa-se que, como a caldeira de recuperação possui três níveis de pressão, a equação 4.75 será calculada para cada nível separadamente e o investimento na caldeira será o somatório dos resultados encontrados para os três níveis.

→ Turbina a vapor

$$In_{TV} = 6000 \cdot (Ep_{TV})^{0,7} \quad (5.106)$$

onde Ep_{TV} é a energia produzida pela turbina a vapor.

→ Condensador

$$In_{CO} = 1773 \cdot \dot{m}_v \quad (5.107)$$

onde \dot{m}_v é a vazão mássica de vapor no condensador.

→ Bomba

$$In_B = 3540 \cdot (\dot{W}_B)^{0,71} \quad (5.108)$$

onde \dot{W}_B é o trabalho de bomba.

→ Investimento total

$$In_{Total} = 1,2 \cdot (In_C + In_{CC} + In_{TG} + In_{CR} + In_{TV} + In_{CO} + In_B) \quad (5.109)$$

Deve-se observar que o custo total de investimento é adaptado para levar em consideração a compra de equipamentos auxiliares necessários para a operação do sistema, sendo aqui considerado um valor de 20% do investimento total (vide Equação 5.109).

A Tabela 7 apresenta alguns parâmetros utilizados para os cálculos referentes à análise exergoeconômica.

Tabela 7 - Parâmetros utilizados na análise econômica

Parâmetro	Valor	Referência
Horas de operação (H)	7000 h/ano ¹	-
Taxa de juros (r)	10% a.a. ²	-
Tempo de amortização (k)	10 anos	-
Custo do gás natural	9,2 US\$/MMBtu ³	MME (2019a) ⁴
$C_{O\&M_{fixo}}$	28 milhões de R\$/ano ⁵	Kelhofer (2009)
$C_{O\&M_{variável}}$	3 US\$/MWh	Kelhofer (2009)
Taxa de câmbio	4 R\$/1 US\$	-

¹ A usina EDF Norte Fluminense apresentou, em 2016, uma disponibilidade de 96,5%, o que corresponderia a mais de 8400 horas de operação por ano. Entretanto, deve-se observar que ela não opera todo o tempo em carga máxima e optou-se por utilizar 7000 horas por ano por ser um valor comum utilizado na literatura para análises econômicas de usinas termelétricas.

² O BNDES ofereceu, em 2014, para segmento de geração termelétrica a partir de combustíveis fósseis, taxas de juros que variavam de 5,94% a.a. até valores superiores a 9% a.a.. Optou-se por utilizar 10% a.a. por ser um valor comum utilizado na literatura para análises econômicas de usinas termelétricas.

³ Equivalente a 0,0314 US\$/kWh.

⁴ Valores utilizados para a média de 2019 e corrigidos segundo o relatório do MME (2019b) que apresenta a composição média de preço do gás natural ao consumidor final. Observa-se que a média de preço do gás natural para termelétricas do PPT, nos últimos 10 anos, é superior em apenas 3% ao valor utilizado para o ano de 2019.

⁵ Equivalente a 0,0048 US\$/kWh.

CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises energética, exergética e exergoeconômica realizadas para a usina estudada, bem como as discussões dos resultados.

6.1 Resultados de operação do simulador e determinação das exergias dos fluxos

Como foi explicado no Capítulo 5, para realização deste trabalho foi utilizado o *software* Simulador EDFNF. Os resultados de simulação da usina operando em carga máxima são apresentados a seguir.

A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos para os três ciclos Brayton, a partir da operação do simulador na condição estudada. Nesta tabela podem ser encontradas: as potências das turbinas a gás, as temperaturas de entrada e saída do compressor, a razão de pressão e as temperaturas de entrada e saída dos gases nas caldeiras de recuperação. Os subíndices encontrados na Tabela 8 podem ser verificados na Figura 58 (Apêndice C).

Tabela 8 – Resultados de operação dos três ciclos Brayton obtidos no simulador

	Ciclo Brayton A	Ciclo Brayton B	Ciclo Brayton C
Potência da TG (kW)	178240	179570	175190
T₁ (°C)	20	20	20
T₂ (°C)	422,2	422,65	421,60
Razão de pressão	16,67	16,71	16,60
T₄ (°C)	600,36	602,86	594,19
T₅ (°C)	110,17	111,59	111,61

Da mesma forma, as Tabelas 9, 10 e 11 apresentam os resultados de vazão mássica, temperatura e pressão (obtidos pelo simulador) para os fluxos de vapor e condensado das caldeiras de recuperação A, B e C, respectivamente. Além disso, nestas tabelas ainda são apresentadas as propriedades termodinâmicas de entalpia e entropia de cada fluxo, determinadas pelo *software* CoolProp®, e as exergias específicas calculadas para cada ponto.

Tabela 9 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação A

Ponto	ṁ (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_x (kJ/kg)
6a	104,78	3483,32	50,05	212,54	0,70	9,40
7a	104,78	2560,32	178,17	755,80	2,12	137,42
9a	52,17	18719,32	160,76	689,52	1,93	126,88
10a	52,17	15343,32	240,53	1041,70	2,68	258,51
11a	52,17	15343,32	343,49	1619,49	3,70	538,11
12a	52,17	14962,32	341,95	1608,69	3,68	532,15
13a	52,17	14962,32	341,96	2611,84	5,31	1057,22
14a	52,17	14962,32	341,96	2611,84	5,31	1057,22
15a	52,17	14581,82	453,08	3175,25	6,18	1366,99
15a'	55,92	14581,82	405,40	3008,50	5,94	1269,95
16a	55,92	14201,32	586,69	3555,52	6,67	1602,78
16a'	56,84	14201,32	568,94	3509,06	6,62	1572,32
17a	55,78	3401,32	352,38	3112,81	6,69	1155,95
19a	9,75	6156,32	160,56	681,14	1,94	114,87
20a	9,75	3524,32	240,53	1040,10	2,71	249,58
21a	9,75	3424,32	240,53	1040,09	2,71	249,51
22a	9,75	3424,32	241,31	2802,84	6,13	1007,80
23a	9,75	3424,32	241,31	2802,82	6,13	1007,79
24a	9,75	3404,32	280,23	2927,54	6,37	1063,19
25a	65,53	3401,32	340,99	3085,24	6,64	1141,42
26a	65,53	3362,32	487,85	3425,70	7,14	1334,49
26a'	65,53	3362,32	487,85	3425,70	7,14	1334,49
27a	65,53	3323,32	566,33	3603,70	7,37	1445,69
29a	7,35	2560,32	160,46	678,60	1,94	111,37
30a	7,35	637,32	160,60	678,09	1,95	109,77
31a	7,35	577,32	157,32	663,84	1,92	105,15
32a	7,35	577,32	157,35	2754,52	6,77	772,10
33a	7,35	577,32	157,35	2754,52	6,77	772,10
34a	7,35	560,32	295,60	3053,89	7,39	890,16

Tabela 10 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação B

Ponto	ṁ (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_x (kJ/kg)
6b	89,42	3483,32	50,03	212,46	0,70	9,39
7b	89,42	2560,32	178,61	757,73	2,12	138,10
9b	51,24	18722,32	160,77	689,56	1,93	126,89
10b	51,24	15302,82	241,07	1044,20	2,69	259,56
11b	51,24	15302,82	341,53	1603,17	3,67	529,53
12b	51,24	14934,32	341,80	1607,59	3,68	531,55
13b	51,24	14934,32	341,81	2612,64	5,31	1057,49
14b	51,24	14934,32	341,81	2612,64	5,31	1057,49
15b	51,24	14565,82	452,66	3174,19	6,18	1366,24
15b'	55,13	14565,82	402,80	2998,66	5,93	1264,26
16b	55,13	14197,32	588,42	3560,06	6,68	1605,74
16b'	56,13	14201,32	568,89	3508,93	6,62	1572,24
17b	53,73	3448,32	352,74	3112,63	6,68	1157,59
19b	9,51	6001,32	160,60	681,22	1,94	114,78
20b	9,51	6001,32	241,07	1042,90	2,71	252,52
21b	9,51	3485,32	241,07	1042,67	2,71	250,66
22b	9,51	3485,32	242,32	2802,70	6,13	1009,74
23b	9,51	3485,32	242,32	2802,70	6,13	1009,74
24b	9,51	3451,32	280,64	2926,88	6,36	1064,54
25b	63,24	3448,32	341,23	3084,70	6,63	1142,86
26b	63,24	3414,82	488,68	3426,96	7,14	1337,30
26b'	63,82	3414,82	477,66	3402,00	7,11	1322,02
27b	63,82	3381,32	566,78	3604,21	7,36	1448,32
29b	7,34	2560,32	160,46	678,60	1,94	111,37
30b	7,34	637,32	160,64	678,26	1,95	109,83
31b	7,34	584,32	157,77	665,79	1,92	105,78
32b	7,34	584,32	157,80	2755,00	6,77	773,80
33b	7,34	584,32	157,80	2755,00	6,77	773,80
34b	7,34	567,32	295,36	3053,21	7,38	891,49

Tabela 11 - Propriedades termofísicas para a caldeira de recuperação C

Ponto	ṁ (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_x (kJ/kg)
6c	89,34	3289,32	50,05	212,37	0,70	9,21
7c	89,34	2560,32	180,79	767,32	2,14	141,48
9c	49,84	18729,32	160,77	689,57	1,93	126,90
10c	49,84	15227,82	241,10	1044,33	2,69	259,56
11c	49,84	15227,82	341,40	1602,53	3,67	529,14
12c	49,84	14880,32	341,50	1605,38	3,68	530,36
13c	49,84	14880,32	341,52	2614,15	5,32	1058,02
14c	49,84	14880,32	341,52	2614,15	5,32	1058,02
15c	49,84	14532,82	448,75	3162,24	6,16	1358,87
15c'	53,78	14532,82	408,20	3020,61	5,96	1276,49
16c	53,78	14185,32	580,91	3540,60	6,65	1592,82
16c'	54,38	14185,32	568,84	3508,95	6,62	1572,11
17c	54,96	3451,32	352,76	3112,61	6,68	1157,69
19c	9,47	6050,32	160,59	681,21	1,94	114,81
20c	9,47	3522,32	241,10	1042,82	2,71	250,75
21c	9,47	3488,32	242,30	1048,56	2,72	253,20
22c	9,47	3488,32	242,37	2802,69	6,13	1009,84
23c	9,47	3488,32	242,37	2802,69	6,13	1009,84
24c	9,47	3454,32	280,61	2926,68	6,36	1064,55
25c	64,43	3451,32	341,50	3085,28	6,63	1143,28
26c	64,43	3416,82	482,68	3413,35	7,12	1329,02
26c'	64,43	3416,82	482,68	3413,35	7,12	1329,02
27c	64,43	3382,32	560,02	3588,86	7,35	1438,38
29c	7,34	2560,32	160,46	678,60	1,94	111,37
30c	7,34	637,32	160,64	678,26	1,95	109,83
31c	7,34	584,32	157,77	665,79	1,92	105,78
32c	7,34	584,32	157,80	2755,00	6,77	773,80
33c	7,34	584,32	157,80	2755,00	6,77	773,80
34c	7,34	567,32	295,23	3052,94	7,38	891,35

6.2 Análise energética

6.2.1 Ciclo superior

A partir das temperaturas dos gases de exaustão na entrada e na saída das caldeiras de recuperação (apresentadas na Tabela 8) e com os valores das entalpias de vapor e de água apresentados nas Tabelas 9, 10 e 11 é possível calcular a energia térmica necessária para a produção de vapor em cada caldeira de recuperação. Posteriormente, com as Equações 5.2 até 5.11 e utilizando o programa escrito no EES® e apresentado no Apêndice A, é possível calcular a vazão mássica dos gases de exaustão e de gás natural para cada ciclo Brayton e determinar os demais parâmetros de cada ciclo (Tabelas 13, 14 e 15).

Os resultados das vazões mássicas de gases em cada caldeira de recuperação e os resultados das vazões mássicas de gás natural, calculadas a partir do programa no EES®, são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Vazão mássica de gás natural

	Ciclo Brayton A	Ciclo Brayton B	Ciclo Brayton C
\dot{m}_{GE} (kg/s)	545,24	522,23	515,94
\dot{m}_{comb} (kg/s)	11,55	11,32	11,02

Uma vez calculadas as vazões mássicas de gás natural e dos gases de exaustão e utilizando o programa do Apêndice A é possível obter três equações para cada ciclo, que permitem calcular as propriedades termodinâmicas: entalpia (kJ/kg), entropia (kJ/kg.K) e calor específico a pressão constante (kJ/kg.K) para os gases de exaustão em função da temperatura (K). As equações 6.1 até 6.9, válidas para um intervalo de temperatura entre 200 a 2000 K, são as equações obtidas a partir do programa desenvolvido no EES®. Os subscritos A, B e C indicam para qual ciclo cada equação deve ser aplicada.

$$h_A(T) = 11,6627 + 0,9606 \cdot T + 1,2072 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,7058 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 6,8951 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 \quad (6.1)$$

$$s_A(T) = 5,5948 + 5,1820 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,1748 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 1,8867 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 3,3270 \cdot 10^{-13} \cdot T^4 \quad (6.2)$$

$$c_{pA}(T) = 1,0216 - 3,37730 \cdot 10^{-5} \cdot T + 4,4554 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2,8406 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 5,5252 \cdot 10^{-14} \cdot T^4 \quad (6.3)$$

$$h_B(T) = 11,6465 + 0,9611 \cdot T + 1,2115 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,6819 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 6,9007 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 \quad (6.4)$$

$$s_B(T) = 5,5956 + 5,1857 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,1774 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 1,8879 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 3,3291 \cdot 10^{-13} \cdot T^4 \quad (6.5)$$

$$c_{pB}(T) = 1,0221 - 3,2745 \cdot 10^{-5} \cdot T + 4,4523 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2,8395 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 5,5227 \cdot 10^{-14} \cdot T^4 \quad (6.6)$$

$$h_C(T) = 11,6632 + 0,9607 \cdot T + 1,2087 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,6788 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 6,8924 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 \quad (6.7)$$

$$s_C(T) = 5,5951 + 5,1822 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,1744 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 1,8864 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 3,3263 \cdot 10^{-13} \cdot T^4 \quad (6.8)$$

$$c_{pC}(T) = 1,0217 - 3,3380 \cdot 10^{-5} \cdot T + 4,4527 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2,8393 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 5,5225 \cdot 10^{-14} \cdot T^4 \quad (6.9)$$

Com os resultados da Tabela 12 e com as equações 6.1 até 6.9, é possível calcular todos os parâmetros necessários para completar o ciclo inferior. Para tal, utiliza-se o equacionamento apresentado no item 5.3.1 do Capítulo 5. Desta forma, as Tabelas 13, 14 e 15 apresentam as vazões mássicas, pressões e temperaturas dos três ciclos Brayton, assim como seus respectivos valores de entalpia, entropia e exergia específica. Os respectivos pontos podem ser verificados na Figura 58 (Apêndice C).

Tabela 13 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton A

Ponto	\dot{m} (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	c_p (kJ/kg.K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	e_x (kJ/kg)
1a	533,66	101,32	20,00	1,0036	293,55	5,68	0,00
2a	533,66	1689,00	422,20	1,0723	708,58	5,76	396,50
3a	545,23	1689,00	1195,69	1,2919	1681,78	8,63	1101,23
4a	545,23	101,32	600,36	1,1762	945,34	8,00	308,33
5a	545,23	101,32	110,17	1,0594	383,32	7,07	34,47

Tabela 14 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton B

Ponto	\dot{m} (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	c_p (kJ/kg.K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	e_x (kJ/kg)
1b	510,92	101,32	20,00	1,0036	293,55	5,68	0,00
2b	510,92	1692,65	422,65	1,0724	709,06	5,76	396,97
3b	522,23	1692,65	1210,63	1,2954	1702,64	8,65	1118,56
4b	522,23	101,32	602,86	1,1779	948,80	8,01	311,22
5b	522,23	101,32	111,59	1,0604	384,74	7,07	35,36

Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo Brayton C

Ponto	\dot{m} (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	c_p (kJ/kg.K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_x (kJ/kg)
1c	504,93	101,32	20,00	1,0036	293,55	5,68	0,00
2c	504,93	1681,91	421,60	1,0722	707,94	5,76	395,75
3c	515,94	1681,91	1199,28	1,2927	1686,82	8,64	1103,69
4c	515,94	101,32	594,19	1,1750	938,28	7,99	302,73
5c	515,94	101,32	111,61	1,0598	384,76	7,07	34,99

Com o equacionamento apresentado no item 5.3, do Capítulo 5, é possível calcular os resultados finais da análise energética. Optou-se por apresentar estes resultados na Tabela 18, juntamente com os resultados para o ciclo inferior e com os demais resultados obtidos na análise energética da usina.

6.2.2 Ciclo inferior

Para o ciclo inferior, obtém-se do simulador as eficiências isentrópicas para a turbina a vapor. Deste modo, para a alta pressão utiliza-se uma eficiência de 91,7%; para a pressão intermediária um valor de 89,8% e para a baixa pressão uma eficiência de 80%.

Assim como no ciclo Brayton, para o ciclo Rankine os valores de pressão, temperatura e vazão mássica dos pontos podem ser obtidos do simulador. Observa-se que, uma vez que são conhecidas as eficiências isentrópicas de cada seção da turbina e com o valor adotado de eficiência para a bomba, pode-se calcular as informações referentes aos pontos subsequentes aos equipamentos acima citados (pontos 6, 9, 17, 19, 28, 30, 37). Estes pontos poderiam ser retirados diretamente do simulador, entretanto optou-se por utilizar as eficiências isentrópicas como uma alternativa para comparação dos resultados. Foi possível verificar que os resultados calculados utilizando as eficiências ficaram muito próximos daqueles indicados pelo simulador.

A Tabela 16 apresenta os resultados de pressão, temperatura e vazão mássica dos fluxos de vapor e de água de alimentação (obtidos a partir da simulação) para os pontos que integram o ciclo Rankine – com exceção dos pontos da caldeira de recuperação, que já foram previamente apresentados. Conhecidas as pressões e temperaturas, pode-se obter as propriedades termodinâmicas de entropia e entalpia e calcular a exergia específica de todos os pontos. Tais resultados são também apresentados na Tabela 16.

Da mesma forma para o condensador, com os resultados de pressão e temperatura da água de resfriamento (obtidos a partir do simulador) e fazendo uso da Equação 5.14 calcula-se a vazão mássica da água utilizada para condensar o vapor na saída da turbina de baixa pressão. Os resultados são apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 - Propriedades termodinâmicas para o ciclo inferior

	\dot{m} (kg/s)	p (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_x (kJ/kg)
6	215,81	3483,32	38,42	164,00	0,55	5,70
8	153,25	2560,32	160,48	678,69	1,95	111,40
9	153,25	18834,32	162,85	698,51	1,95	129,89
16	167,35	13195,00	567,32	3514,58	6,65	1566,75
17	167,35	3467,00	361,52	3133,29	6,71	1169,33
18	28,73	2560,32	160,48	678,69	1,95	111,40
19	28,73	6393,32	161,04	683,37	1,95	115,77
27	193,78	3032,00	563,71	3600,36	7,41	1431,32
28	193,78	327,00	266,29	3000,16	7,54	792,87
34	22,03	327,00	294,62	3057,92	7,64	820,04
35	215,81	327,00	269,19	3006,05	7,55	795,57
36	215,81	6,71	38,23	2473,42	7,98	137,58
37	215,81	6,71	38,23	160,11	0,55	2,18
Condensador						
Frio	12774	272,32	20,87	87,81	0,31	0,18
Quente	12774	217,32	30,23	126,89	0,44	0,85

A Tabela 17 apresenta os resultados calculados para o ciclo inferior.

Tabela 17 - Resultados da análise energética para o ciclo inferior

E_{pTV} (kW)	292114,39
\dot{W}_{B1} (kW)	932,26
\dot{W}_{B2} (kW)	3376,32
\dot{W}_{B3} (kW)	149,56

Por fim, a Tabela 18 apresenta os resultados finais da análise energética para a usina de ciclo combinado estudada.

Tabela 18 - Resultados da análise energética

$\dot{m}_{GN_{Total}}$ (kg/s)	33,89
$E_{p_{TGA}}$ (kW)	178240
$E_{p_{TGB}}$ (kW)	179570
$E_{p_{TGC}}$ (kW)	175190
$E_{p_{TV}}$ (kW)	292114,39
\dot{W}_B (kW)	4458,13
$E_{p_{Total}}$ (kW)	820656,25
η_{Total}	51,47%

Observa-se na Tabela 18 que, nas condições estudadas, a usina foi capaz de produzir 820,65 MW de potência (em carga máxima) e apresentou uma eficiência térmica de 51,47%, o que corresponde a um *Heat Rate* de 6994,6 kJ/kWh. Para tal, a usina deve consumir 33,89 kg/s de gás natural e é necessária uma potência para as bombas de 4,46 MW. Vale ressaltar que, segundo o relatório anual da usina EDF Norte Fluminense de 2017, a usina apresentou, em 2016, seu melhor *Heat Rate* médio; tal valor foi de 6679 kJ/kWh, o que corresponde a uma eficiência de 53,9%. Os valores calculados e aqueles apresentados no relatório da usina apresentam uma divergência percentual de apenas 4,5%.

Apesar de o cenário avaliado no simulador apresentar a usina operando em carga total, a potência encontrada é inferior à máxima potência apresentada pela ONS e pela ANEEL para a usina em questão (826 MW). Entretanto, ao operar o Simulador EDFNF, não é possível fazer com que as turbinas a gás atinjam a potência nominal indicada por estes órgãos governamentais (180 MW). Pode-se imaginar que, uma vez que o Simulador apresenta dados reais e sua concepção foi aprovada em um projeto em conjunto com a própria usina EDF Norte Fluminense, os resultados obtidos devem estar de acordo com a usina real e tais diferenças de potência podem ser justificadas pelo fato de possíveis diferenças nas propriedades termofísicas calculadas e/ou obtidas no *software* EES[®] com aquelas utilizadas para o desenvolvimento do simulador EDFNF. Observa-se ainda que a potência calculada e a potência indicada pelos órgãos governamentais divergem em menos de 1%.

Apesar desta diferença, os resultados calculados estão muito próximos daqueles esperados (vide Tabela 4) e, pode-se concluir que os resultados obtidos estão satisfatórios para permitir a realização de uma análise exergoeconômica consistente.

6.3 Análise exérgica

Com todos os pontos conhecidos para o ciclo combinado (Tabelas 9, 10, 11, 13, 14, 15 e 16) e com o equacionamento apresentado no item 5.4, do Capítulo 5, é possível calcular a eficiência exérgica do ciclo combinado e de todos os seus componentes. A Figura 41 apresenta a eficiência energética e a eficiência exérgica da usina.

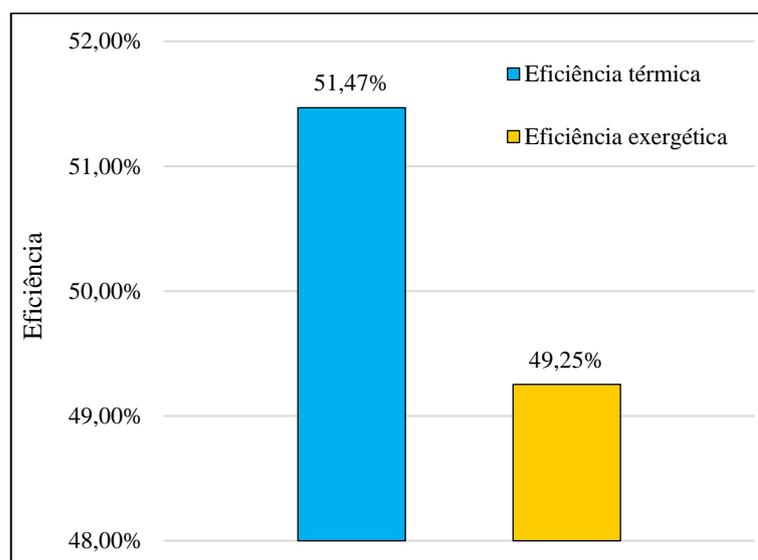


Figura 41 - Eficiências térmica e exérgica da usina

Como era de se esperar, a eficiência térmica é maior que a eficiência exérgica. O valor calculado para a segunda foi de 49,25%. Observa-se que a diferença entre as eficiências térmica e exérgica calculadas se dá basicamente pela razão entre a exergia química do combustível e seu PCI (dado por $\varphi=1,045$).

Como comparação, Ameri *et al.* (2007) calcularam uma eficiência exérgica de 44% para a usina Neka Power Plant (420 MW), localizada no Irã. Em outras análises, Ersayin e Ozgener (2015) encontraram um valor para 50,04% para a usina de ciclo combinado ATAER CCPP (125 MW), localizada na Índia e Abuelnuor *et al.* (2017) encontraram, para a usina Garri 2 (180 MW), localizada no Sudão, uma eficiência exérgica de 49%.

Como pode-se observar, os resultados encontrados na literatura para eficiência exergética de usinas de ciclo combinado reais estão próximos do valor calculado neste trabalho para a usina estudada.

A Figura 42, por outro lado, apresenta as eficiências dos ciclos Brayton e Rankine de forma separada.

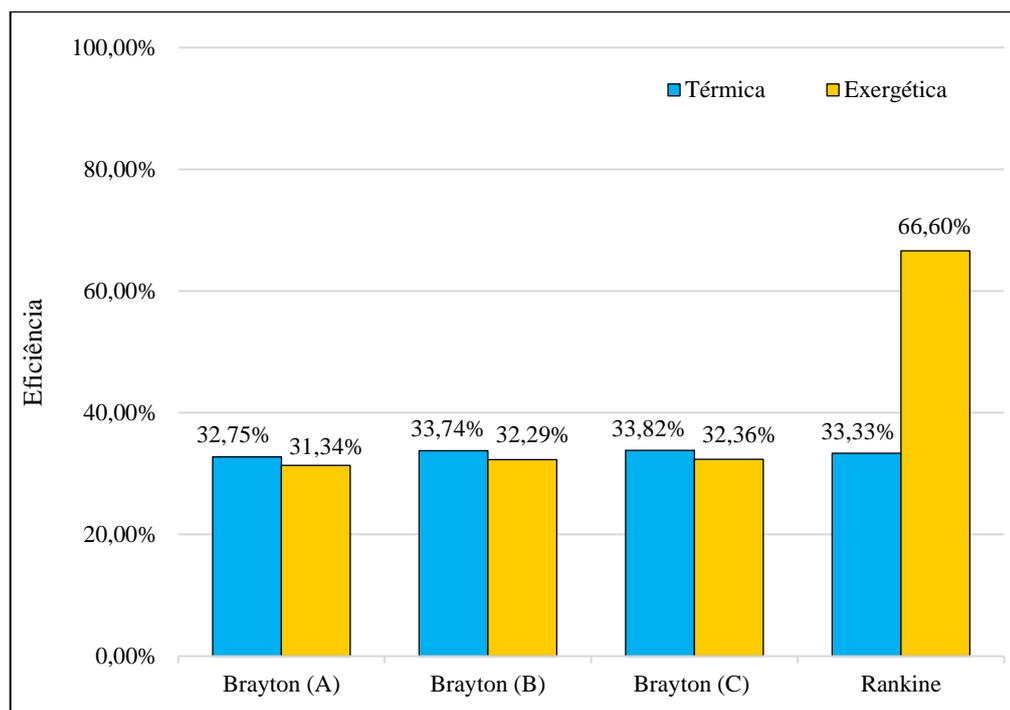


Figura 42 - Eficiências térmica e exergética para cada ciclo da usina

A Figura 42 apresenta, para os ciclos Brayton, uma eficiência térmica na faixa de 33% e uma eficiência exergética próxima a 32%, enquanto para o ciclo Rankine os valores ficam em 33,33% e 66,60%. Estes resultados encontrados se aproximam daqueles observados nas Figuras 12 e 13 (páginas 41 e 42, respectivamente), do Capítulo 3.

Observa-se que, apesar de a eficiência exergética calculada para o ciclo Rankine ser tão maior que as demais eficiências, este resultado já era esperado. Tanuma (2017) afirma que esta eficiência pode chegar a 75%, enquanto Gülen e Smith (2001) apresentam valores de eficiência exergética para o ciclo Rankine entre 60 e 75% (em usinas de ciclo combinado), para uma temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás de 600°C.

Além da eficiência exérgica para a usina completa e para cada um dos ciclos, foram calculadas as eficiências para cada componente. Os resultados para cada um dos componentes são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 - Eficiência exérgica para os componentes da usina

		Ciclo A	Ciclo B	Ciclo C	Média
Ciclo Brayton	ϵ_C	95,53%	95,54%	95,50%	95,52%
	ϵ_{CC}	68,37%	68,56%	68,28%	68,40%
	ϵ_{TG}	92,88%	93,37%	93,45%	93,24%
	ϵ_{CR}	88,41%	89,52%	89,40%	89,11%
Ciclo Rankine	ϵ_{TV}		87,93%		
	ϵ_{B1}		81,53%		
	ϵ_{B2}		83,95%		
	ϵ_{B3}		83,92%		
	ϵ_{CO}		75,58%		

A Figura 43 apresenta, os valores de eficiências exérgicas (os valores para Compressor, TG e CC são valores médios) para os componentes da usina.

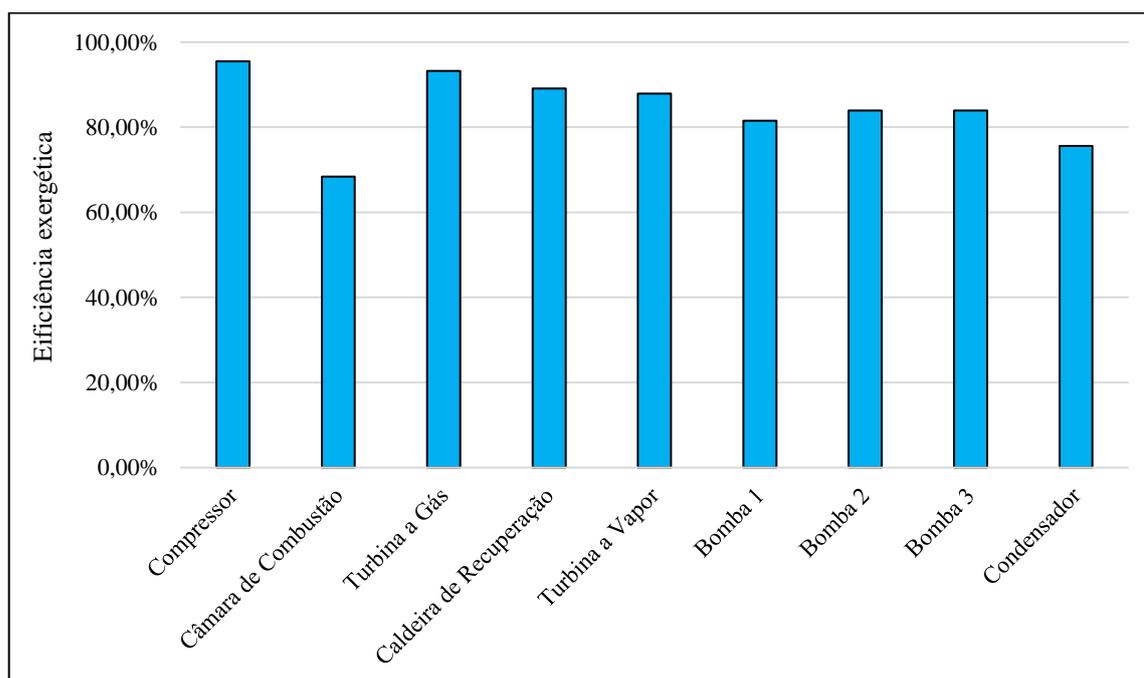


Figura 43 - Eficiência exérgica média para os componentes

Da Tabela 19 e da Figura 43, observa-se que os componentes com as menores eficiências exergéticas são as câmaras de combustão (em média, 68,42%). Isso é algo que já era esperado pelo que foi apresentado na revisão de literatura do Capítulo 2. Depois da câmara de combustão, o condensador e as bombas apresentaram as piores eficiências. Por outro lado, os compressores, a turbinas a gás, a caldeiras de recuperação e a turbina a vapor apresentaram eficiências exergéticas que podem ser consideradas altas, uma vez que todas estão próximas ou são até superiores a 90%.

Da mesma forma que as eficiências exergéticas, as irreversibilidades para cada componente são apresentadas na Tabela 20.

Tabela 20 - Irreversibilidades para os componentes da usina

		Ciclo A	Ciclo B	Ciclo C	Média
	I_C (kW)	9892,5	9474,0	9412,0	9592,9
Ciclo	I_{CC} (kW)	179918,9	174845,1	171714,3	175492,7
Brayton	I_{TG} (kW)	30785,2	27937,5	27048,7	28590,4
	I_{CR} (kW)	17309,9	15084,5	14698,2	15697,5
	I_{TV} (kW)		37164,5		
	I_{B1} (kW)		172,2		
Ciclo	I_{B2} (kW)		542,1		
Rankine	I_{B3} (kW)		24,0		
	I_{CO} (kW)		20677,4		

A Figura 47 apresenta, os valores das irreversibilidades (os valores para Compressor, TG e CC são valores médios) para os componentes da usina.

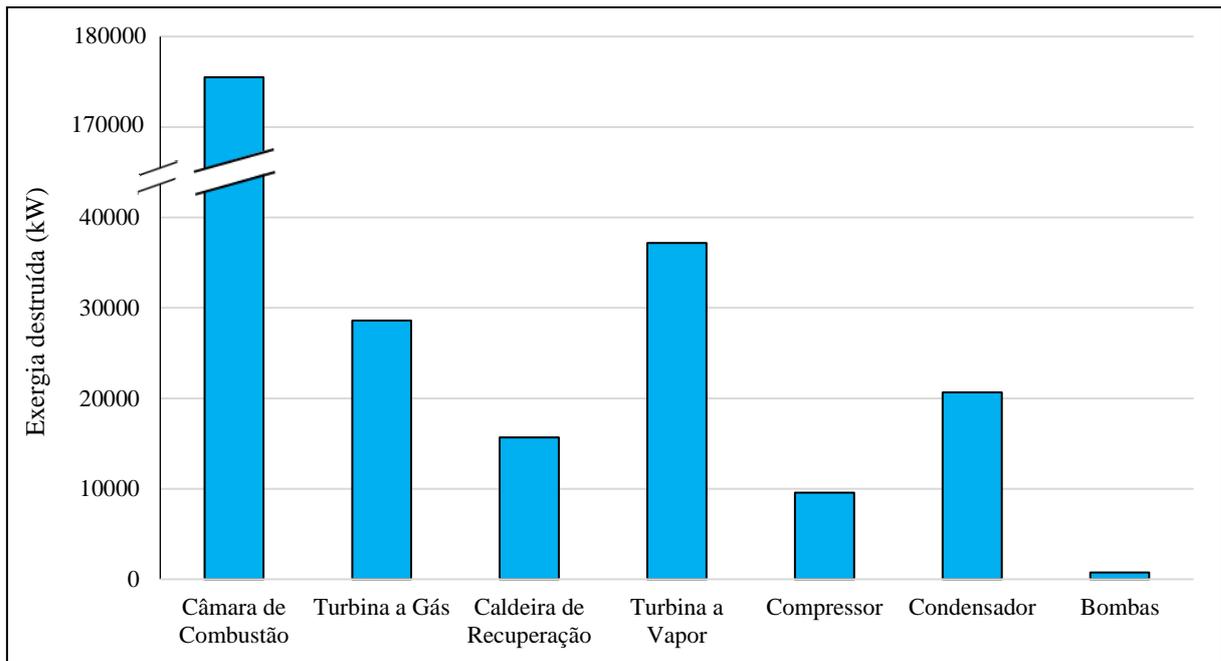


Figura 44 - Irreversibilidades médias nos componentes da usina

Nas Figuras 45 e 46 são apresentadas a distribuição percentual das irreversibilidades na usina. Na primeira, as irreversibilidades são apresentadas considerando-se a soma dos componentes iguais. Na segunda figura, são apresentadas as irreversibilidades para todos os componentes do ciclo separadamente.

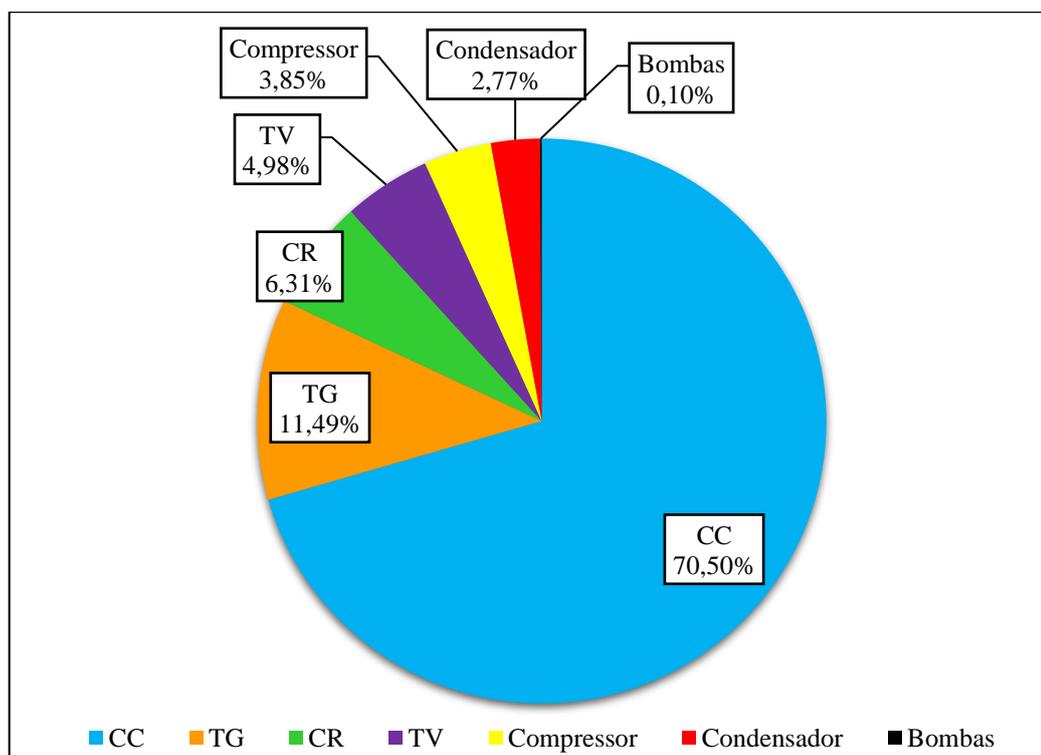


Figura 45 - Distribuição percentual das irreversibilidades nos componentes

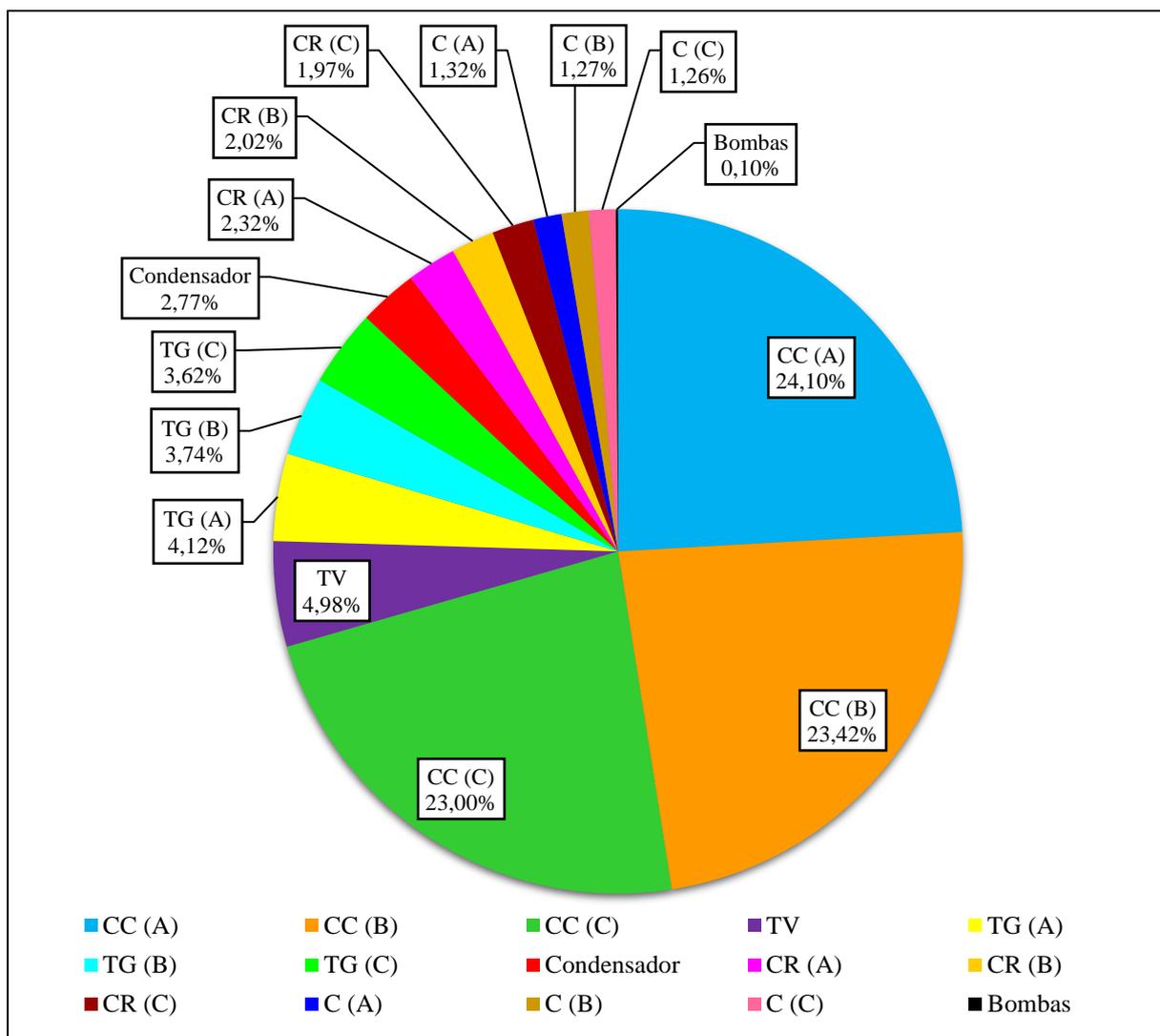


Figura 46 - Distribuição percentual das irreversibilidades em todos os componentes

Como pode-se observar na Tabela 20 e com as Figuras 44, 45 e 46, as câmaras de combustão são os principais responsáveis pelas irreversibilidades na usina. No total, pode-se verificar que as três câmaras de combustão contribuem com mais de 70% das irreversibilidades. As menores eficiências e maiores irreversibilidades encontradas na câmara de combustão são resultado das reações químicas que lá ocorrem e também pelas elevadas temperaturas que são atingidas pelos queimadores (ANVARI *et al.*, 2015).

Reações de combustão são fenômenos extremamente complexos e suas altas irreversibilidades termodinâmicas limitam a conversão da exergia do combustível, reduzindo o aproveitamento exergético (BALLI, 2017). Balli (2017) destaca que aproximadamente um terço da exergia do combustível é perdida na câmara de combustão simplesmente pelas irreversibilidades inerentes da reação de combustão. Além disso, o mesmo autor destaca que

pré-aquecer os reagentes e reduzir a relação ar-combustível são medidas que ajudariam a reduzir as perdas exergéticas resultantes na câmara de combustão. Apesar destas sugestões, Balli (2017) salienta que aplicá-las representaria uma redução percentual das perdas muito pequena e afirma que a maior parte das irreversibilidades presentes em uma câmara de combustão não podem ser evitadas, seja pelas características intrínsecas do processo de combustão ou por limitações técnicas relacionadas ao aumento da temperatura de combustão: limitações de materiais ou de resfriamento e pela formação de NO_x térmico.

Analisando os componentes de forma isolada, verifica-se que, depois da câmara de combustão, a turbina a vapor, as turbinas a gás, o condensador e as caldeiras de recuperação são os componentes que apresentaram as maiores irreversibilidades. As bombas e os compressores são os componentes com as menores irreversibilidades.

Por outro lado, ao somar as irreversibilidades dos componentes repetidos, observa-se que as turbinas a gás e as caldeiras de recuperação apresentam maiores irreversibilidades que a turbina a vapor.

Pode-se observar ainda que, no geral, os componentes do ciclo Brayton A são os que apresentaram maiores irreversibilidades, se comparados aos ciclos B e C. Isso se dá basicamente devido a maior vazão de ar do primeiro e, conseqüentemente, maior vazão de gases de exaustão. Apesar disso, as eficiências exergéticas dos componentes dos três ciclos são muito próximas e as maiores irreversibilidades no ciclo Brayton A não indicam necessariamente que as maiores ineficiências ocorrem neste ciclo.

Uma vez que são conhecidas todas as vazões mássicas, pressões e temperatura nas entradas e saídas das caldeiras de recuperação, pode-se calcular as eficiências exergéticas e as irreversibilidades em cada um dos componentes das caldeiras. A Figura 50 apresenta as eficiências exergéticas de cada componente das três caldeiras de recuperação. As nomenclaturas apresentadas nas Figuras 47 e 48 podem ser encontradas na lista de abreviaturas e siglas e os componentes podem ser identificados na Figura 32 (página 70) ou no Apêndice C.

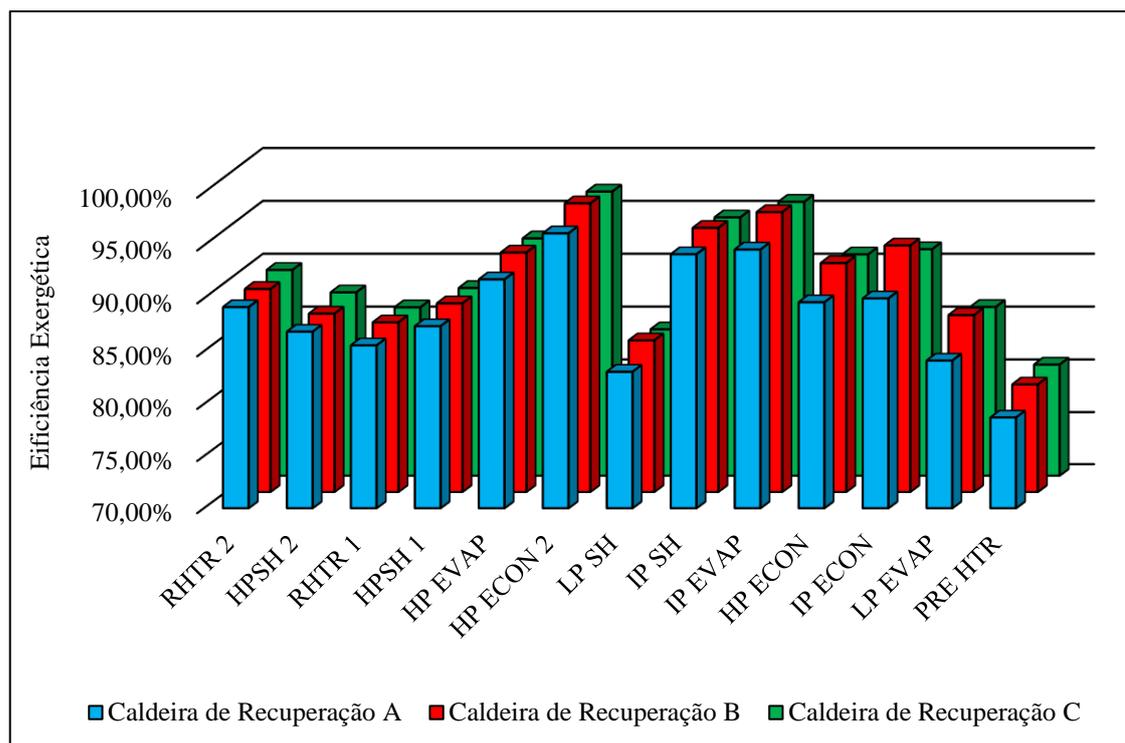


Figura 47 - Eficiência exerética dos componentes das caldeiras de recuperação

Como pode-se observar, na Figura 47, em geral, os componentes das caldeiras de recuperação apresentaram uma eficiência elevada – superior aos 80% em todos os componentes. Destacam-se o pré-aquecedor e o superaquecedor de baixa pressão com as menores eficiências. Por outro lado, o economizador de alta pressão 2, o superaquecedor e o evaporador de pressão intermediária foram os componentes que atingiram as maiores eficiências.

Já na Figura 48 são apresentadas as irreversibilidades em cada componente das caldeiras de recuperação.

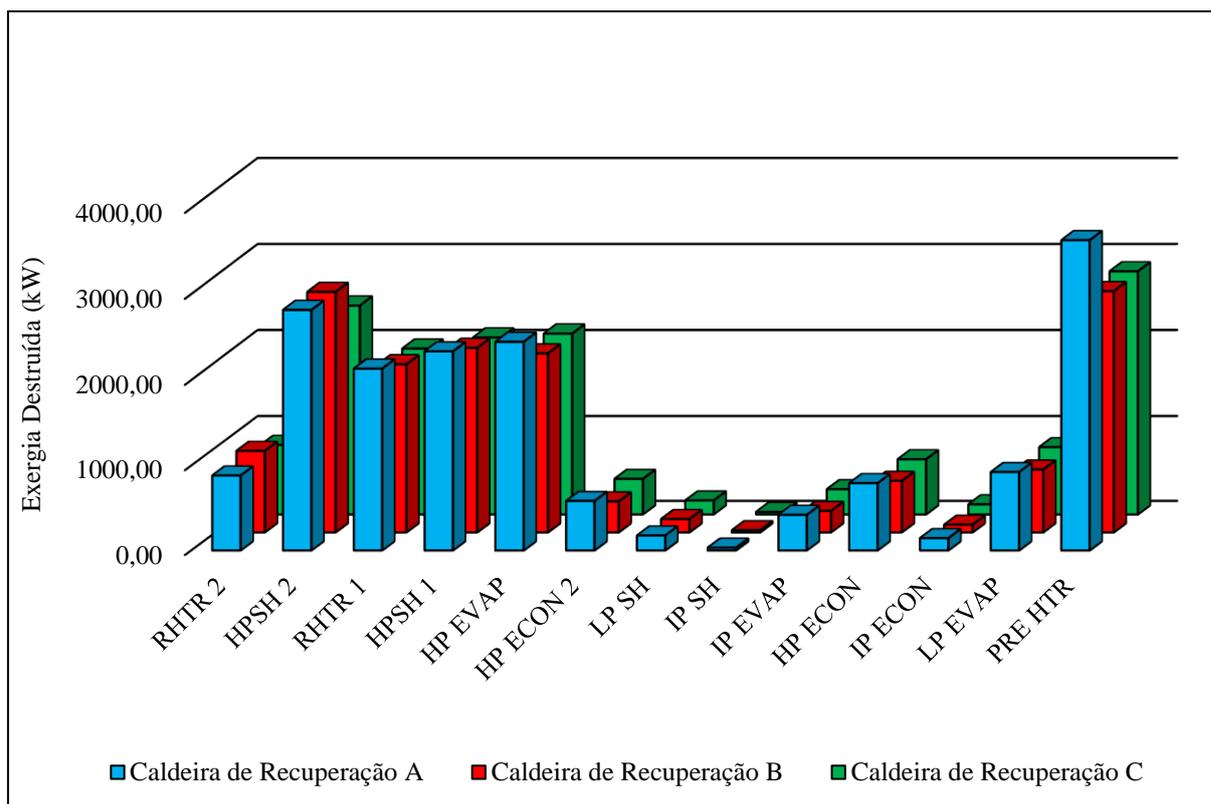


Figura 48 - Irreversibilidades dos componentes das caldeiras de recuperação

Observa-se na Figura 48 que os principais componentes responsáveis pelas irreversibilidades são os primeiros componentes das caldeiras de recuperação. Isso se dá em especial pela grande diferença de temperatura que são encontradas nestes componentes entre o vapor e os gases de exaustão recém-saídos da turbina a gás (ANVARI *et al.*, 2015). Isso ocorre, da mesma forma, no pré-aquecedor, uma vez que a água entra neste a uma temperatura inferior a 40°C. O que acentua ainda mais as irreversibilidades no pré-aquecedor é a maior vazão de água neste componente se comparado aos demais. Da mesma forma, as maiores irreversibilidades na caldeira de recuperação A são devido aos maiores fluxos mássicos encontrados nesta caldeira.

6.4 Análise exergoeconômica: custo de produção de eletricidade

A partir das equações 5.102 até 5.109 é possível calcular o investimento esperado para se construir uma usina com as configurações encontradas na usina EDF Norte Fluminense. O resultado encontrado é apresentado na Tabela 21. Na mesma tabela é apresentado o investimento inicial aproximado que pode ser verificado através do relatório anual da EDF

Norte Fluminense. E, além disso, é apresentado o investimento inicial estimado por Kelhofer (2009) para uma usina de ciclo combinado com potência na faixa de 800 MW (650 US\$/kWh).

Tabela 21 - Valores de investimento da usina

Investimento (Milhões)		
Calculado	US\$	589,4
EDF Norte Fluminense	US\$	550,0
Kelhofer (2009)	US\$	536,3

Como pode-se observar na Tabela 21, o valor calculado está relativamente próximo ao valor esperado para um investimento neste tipo de usina, o que serve para validar o equacionamento utilizado.

É possível, desta forma, apresentar o custo de produção de eletricidade levando em consideração os dados apresentados na Tabela 7 e o investimento calculado para a construção da planta. Os resultados são apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Custo de produção de eletricidade calculado

Investimento calculado (R\$)	Energia produzida (kW)	Custo de produção de eletricidade (R\$/kWh)
2.357.751.254	820656,25	0,3891

O Custo Variável Unitário (CVU)³ determinado pela ANEEL para a usina EDF Norte Fluminense é de 429,72 R\$/MWh (setembro de 2019). Esse valor determina o preço da venda de eletricidade de um empreendimento termelétrico e pode servir como um parâmetro para validar os resultados encontrados, uma vez que a diferença entre o CVU determinado pela ANEEL e o resultado encontrado neste estudo para o custo de produção divergem em menos de 10%.

Uma vez que o preço do gás natural apresenta variações ao longo do ano e que o valor adotado para os cálculos foi obtido a partir de valores médios apresentados pelo MME (2019a)

³ O custo variável de operação de uma termelétrica é denominado de Custo Variável Unitário - CVU. Ele é composto do custo de combustível, custo de operação e manutenção variável, encargos e impostos.

e corrigido com MME (2019b), uma análise levando em consideração as variações no preço do gás natural pode ser realizada. A Figura 49 apresenta o custo de produção de eletricidade calculado para diferentes preços de gás natural, considerando diferentes taxas de juros. Para comparação, a Figura 49 ainda traz o CVU da usina EDF Norte Fluminense determinado pela ANEEL.

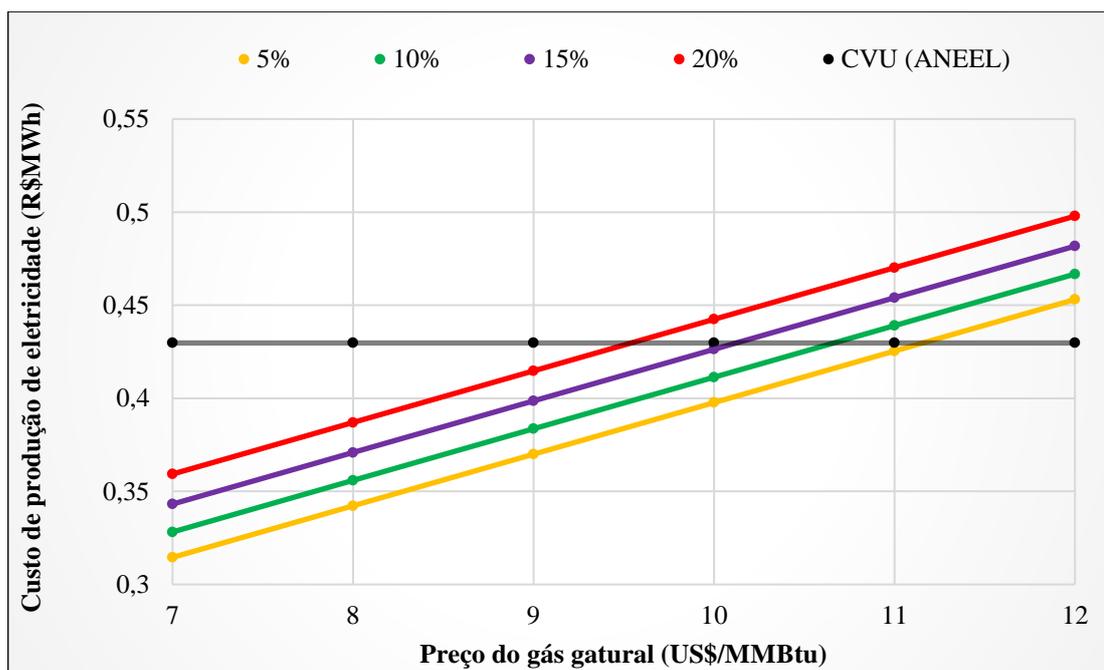


Figura 49 - Custo de produção de eletricidade x preço do gás natural para diferentes taxas de juros

Como era de se esperar, o custo de produção de eletricidade aumenta com o aumento do preço do gás natural. Além disso, verifica-se que maiores taxas de juros fazem com que o custo de produção de eletricidade seja maior.

Analisando a Figura 49 observa-se que o CVU da usina EDF Norte Fluminense, determinado pela ANEEL, encontra-se em uma região central do gráfico. Dessa forma, pode-se verificar que os resultados encontrados para os custos de produção de eletricidade, a partir da análise exergoeconômica proposta, são satisfatórios para validar o que foi proposto nesta dissertação.

A Figura 50 apresenta os custos de produção de eletricidade considerando diferentes tempos de amortização, para diferentes custos de gás natural. A Figura 50 ainda traz o CVU determinado pela ANEEL para a usina EDF Norte Fluminense.

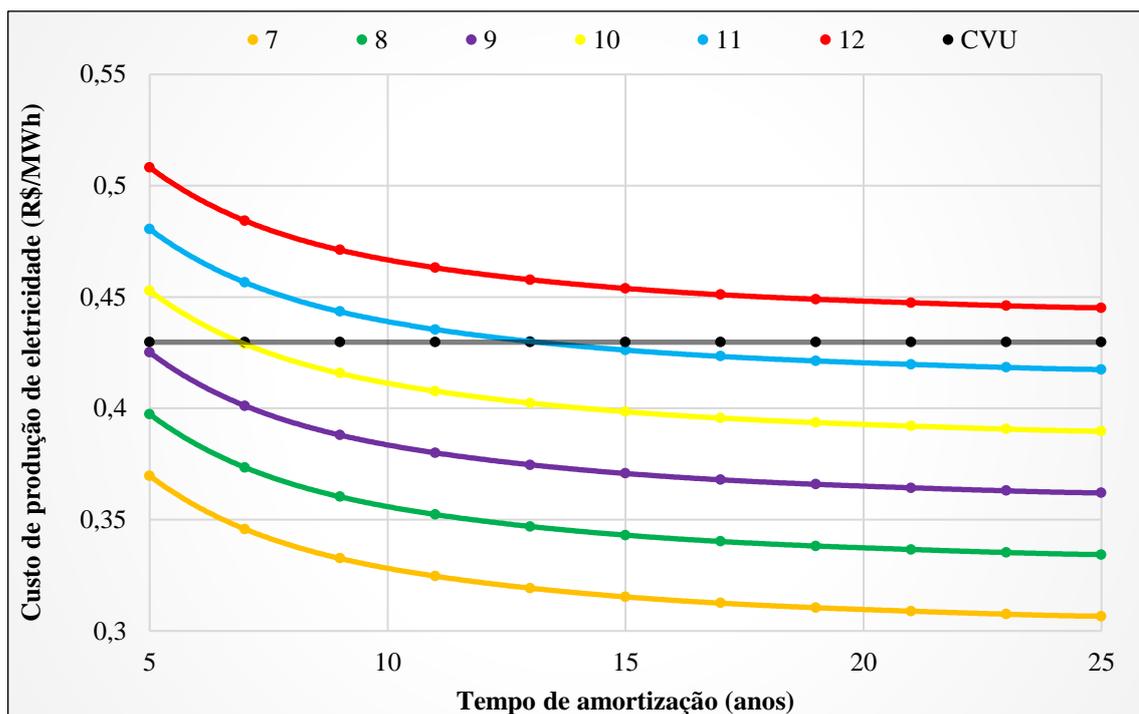


Figura 50 - Custo de produção de eletricidade x amortização para diferentes preços de gás natural (R\$/MWh)

A Figura 50 pode servir como uma forma de analisar a viabilidade da construção de novas usinas de ciclo combinado para geração elétrica no Brasil. Como pode ser observado, para os cenários com custo de gás natural até 9 US\$/MMBtu, uma usina de ciclo combinado, com características próximas à usina estudada, é capaz de apresentar um custo de produção de eletricidade inferior ao CVU determinado pela ANEEL para a usina EDF Norte Fluminense.

Pode-se observar ainda, a partir da Figura 50, que para períodos mais longos de amortização, o custo de produção de eletricidade pode ficar abaixo do CVU da usina EDF Norte Fluminense para maiores valores de preços de gás natural do que aquele adotado inicialmente (isto é, 9,2 US\$/MMBtu). Pode-se verificar ainda que a construção de uma usina com características próximas àquela verificada na usina EDF Norte Fluminense, assumindo um tempo de amortização de 25 anos, só apresentaria um custo de produção de eletricidade maior que o CVU para um custo de gás natural superior a 11,5 US\$/MMBtu.

Da mesma forma, a Figura 51 apresenta os custos de produção de eletricidade para diferentes taxas de juros, mantendo-se fixo o preço do gás natural em 9,2 US\$/MMBtu (vide Tabela 7).

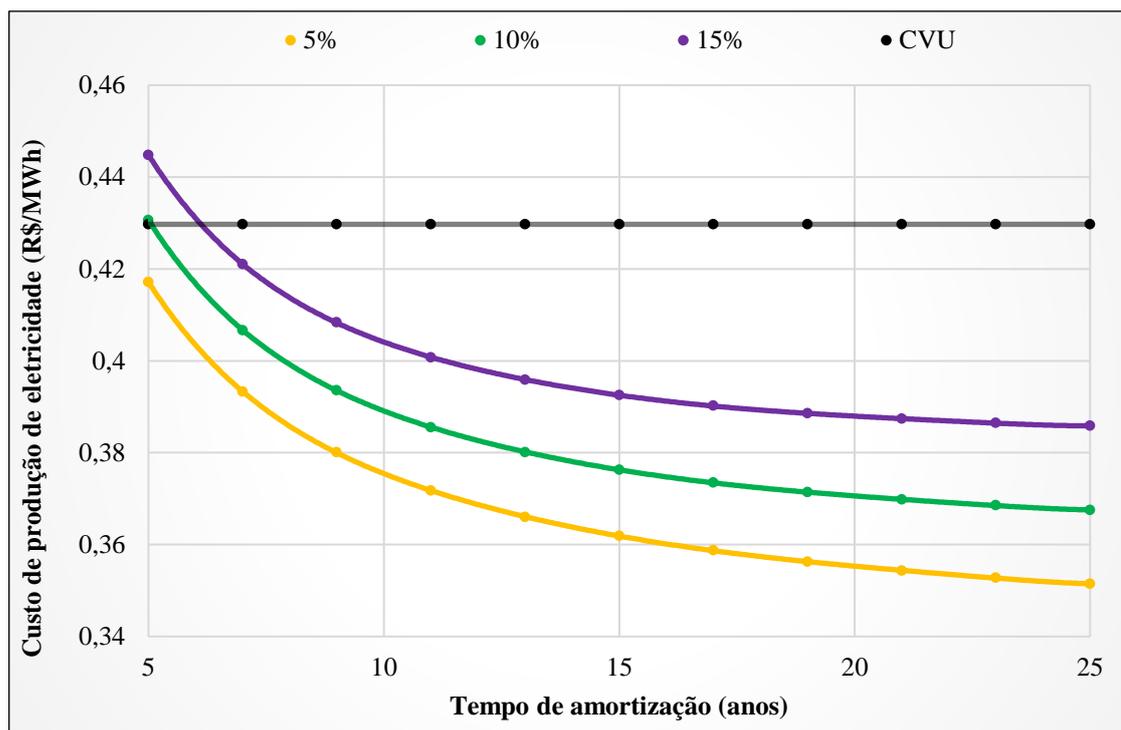


Figura 51 - Custo de produção de eletricidade x amortização para diferentes taxas de juros

Como era de se esperar, o custo de produção de eletricidade da usina é menor para menores taxas de juros e para maiores períodos de amortização do investimento. Observa-se ainda que, considerando períodos de amortização maiores que 7 anos, todos os resultados de custos de produção de eletricidade ficam abaixo do CVU da usina.

No Capítulo 4 foi destacada a importância da utilização de usinas termelétricas para aumentar a confiabilidade da matriz energética brasileira. Em especial, destacou-se as usinas de ciclo combinado. Neste sentido, a Figura 52 apresenta os custos de produção de eletricidade da usina estudada levando em consideração diferentes horas de operação.

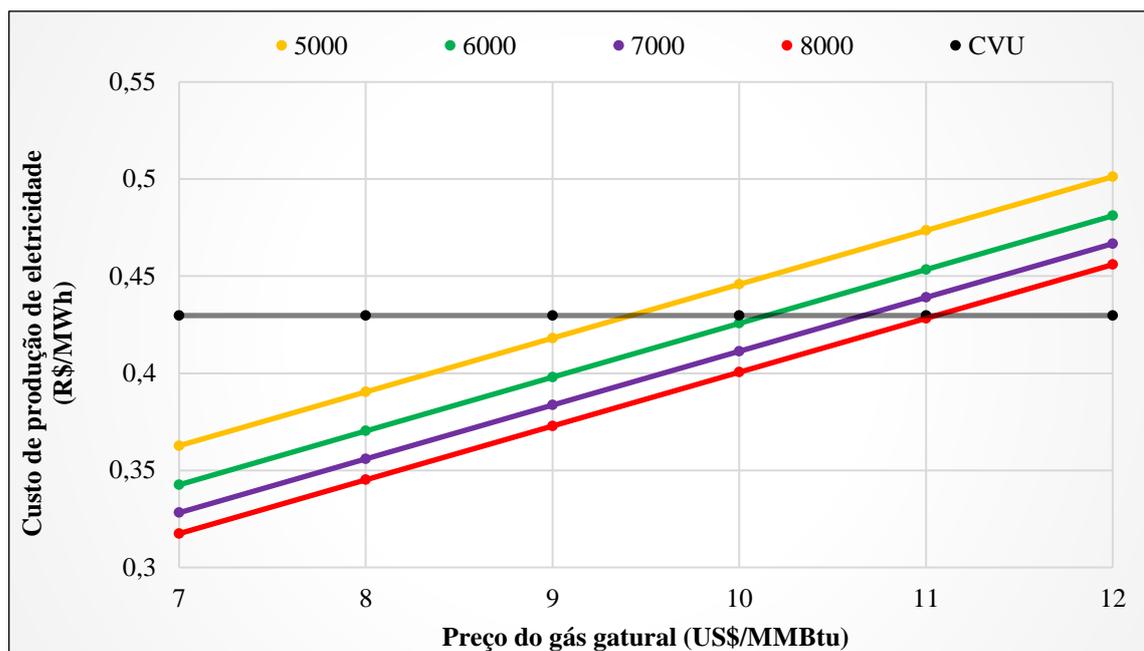


Figura 52 - Custo de produção de eletricidade x preço do gás natural para diferentes horas de operação

Como pode-se observar na Figura 52, o custo de produção de eletricidade é menor para maiores tempos de operação. Verifica-se que, para a usina operando por 5000 horas durante o ano, o custo de operação fica inferior ao CVU para um preço de gás natural na faixa de 9,5 US\$/MMBtu, ao passo que para 8000 horas de operação (ou seja, a usina apresentando uma disponibilidade superior a 90%), a usina apresenta um custo de produção de eletricidade menor que o CVU para um preço de gás natural em torno de 11,2 US\$/MMBtu.

Desta forma, pode-se verificar que, usinas trabalhando na base do sistema elétrico, com maiores tempos de operação, podem apresentar custos inferiores, o que seria benéfico ao consumidor final.

Uma vez que as receitas de uma termelétrica apresentam receitas do tipo fixa e variável, pode-se estimar a segunda a partir dos resultados obtidos. A receita variável líquida anual é basicamente calculada multiplicando-se a energia produzida anualmente pela diferença entre o preço de venda e o custo de produção de eletricidade calculado. Desta forma, as Figuras 53, 54, 55 e 56 apresentam a receita variável estimada para a usina estudada, variando o preço de venda (P_{ven}) de eletricidade. Na Figura 53, é considerado um preço de venda igual ao CVU da usina; na Figura 54, é considerado um preço de venda maior que o CVU em 10%; já nas Figuras 55 e 56, considera-se um preço de venda menor que o CVU em 10% e 15%, respectivamente.

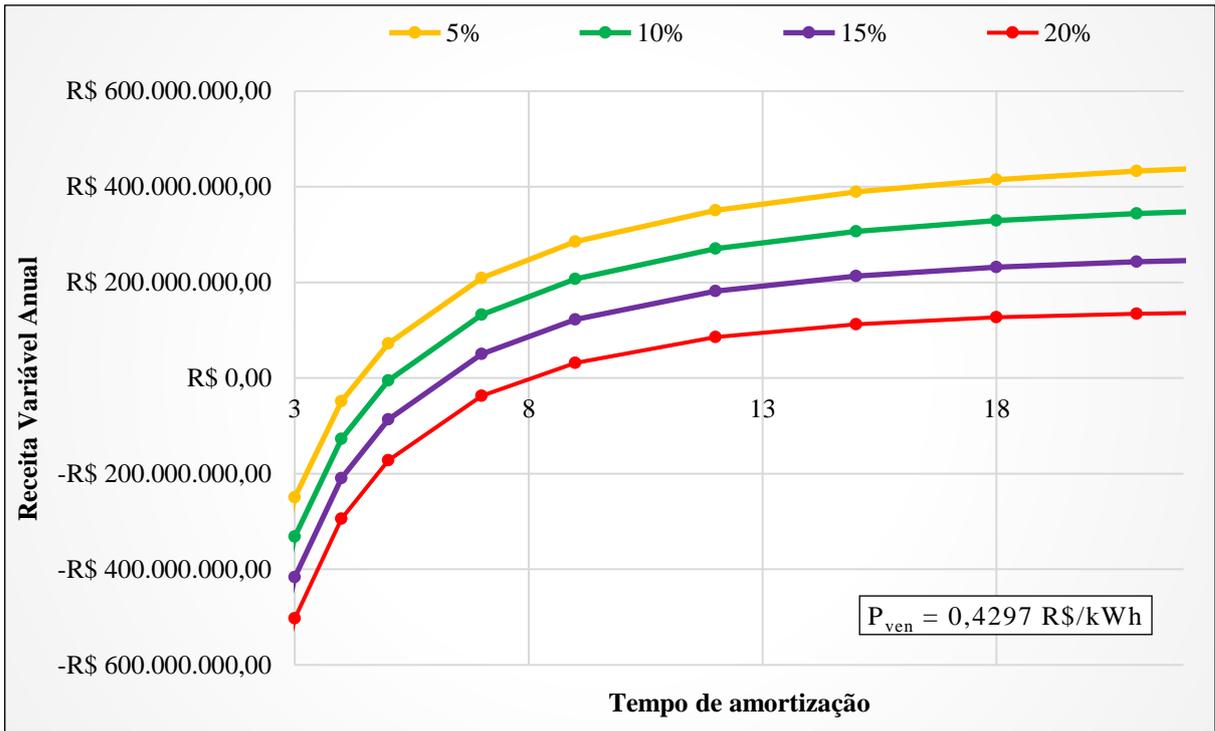


Figura 53 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda igual ao CVU

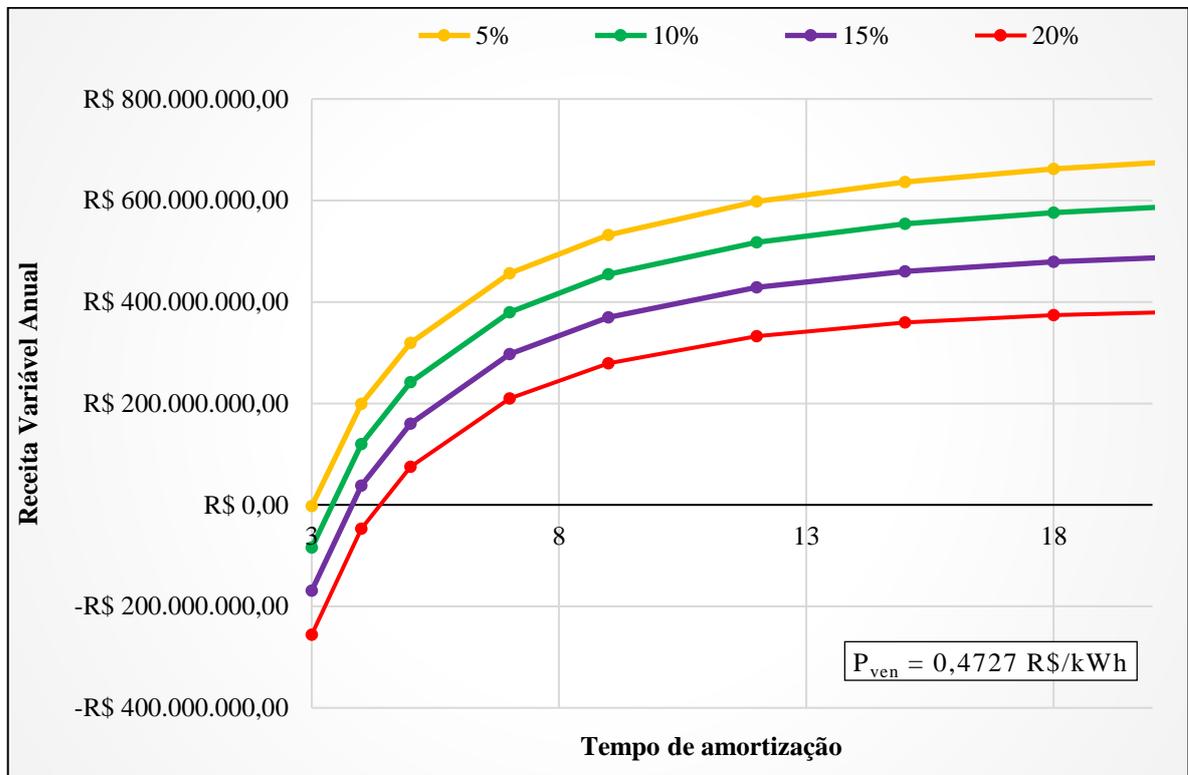


Figura 54 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 10% superior ao CVU

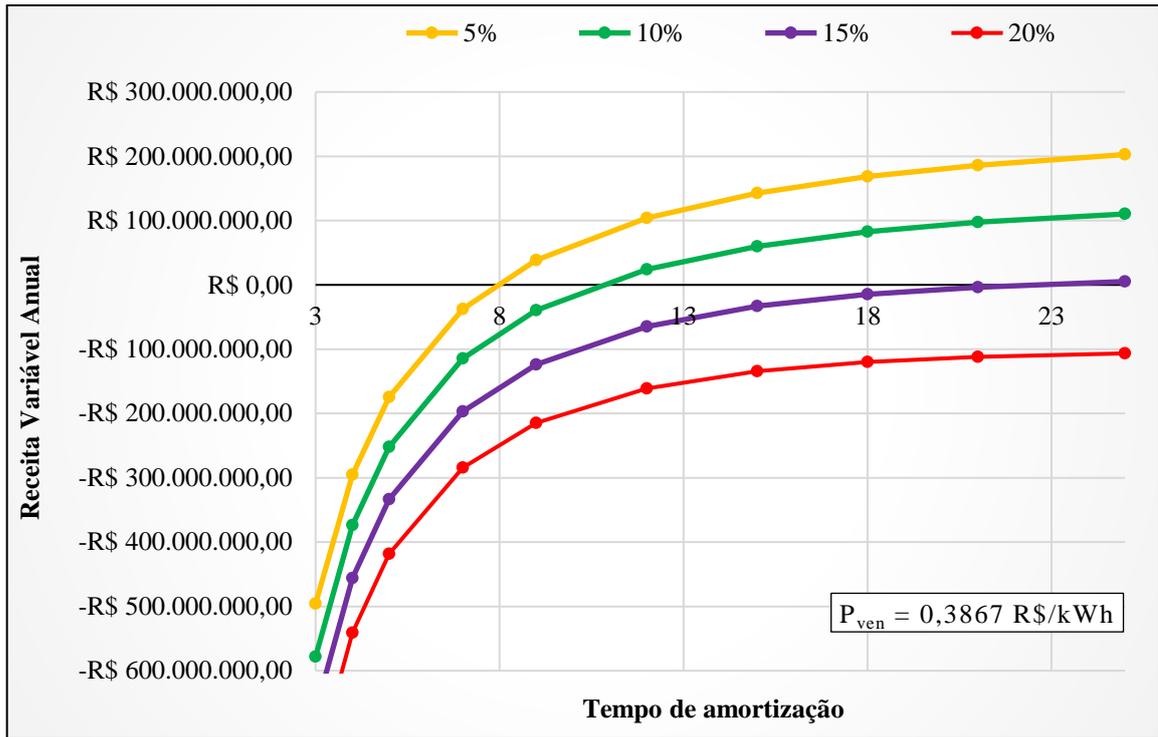


Figura 55 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 10% inferior ao CVU

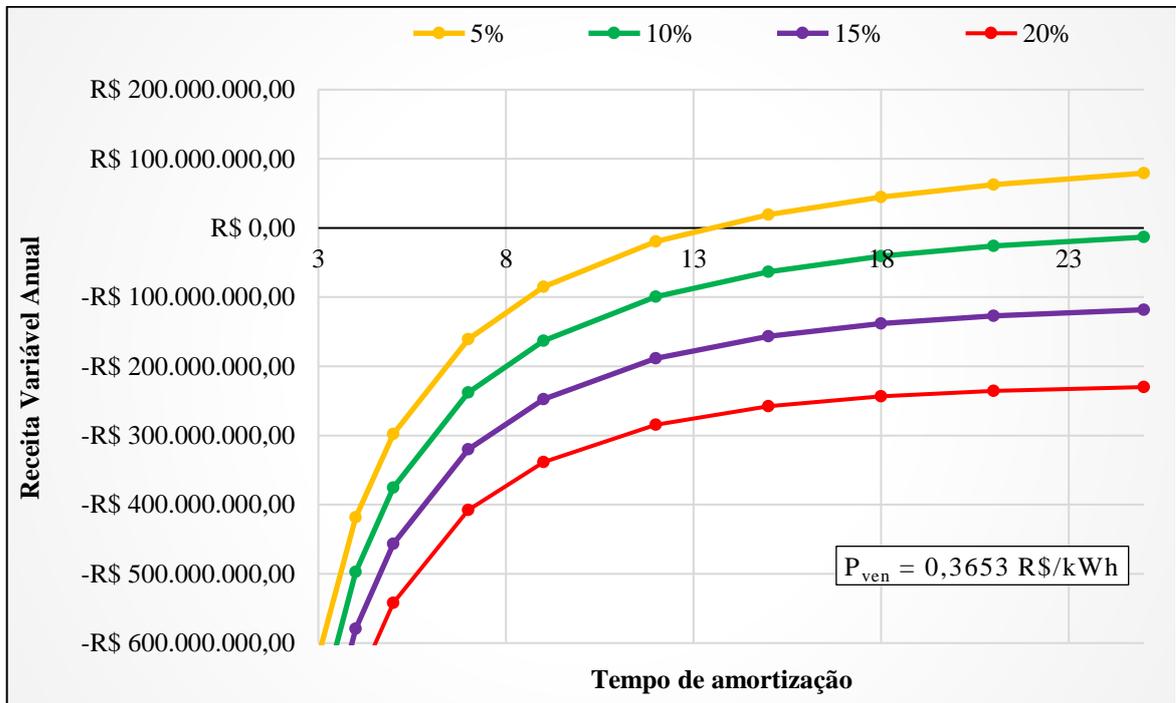


Figura 56 - Cálculo da receita variável para a usina estudada para diferentes taxas de juros, assumindo um preço de venda 15% inferior ao CVU

Como observa-se na Figura 53, pode-se estimar que a construção de uma usina com características técnicas e econômicas próximas à usina estudada neste trabalho deve apresentar

uma receita variável positiva para todas as taxas de juros com um tempo de amortização superior a 8 anos, considerando um preço de venda superior ao CVU em 10%.

Verifica-se, ainda, que assumindo um preço de venda 10% superior ao CVU (Figura 54), a receita variável do projeto aumenta de forma considerável, tornando-o viável para todas as taxas de juros analisadas. Por outro lado, um preço de venda 10% inferior ao CVU (Figura 55), reduz a receita variável; neste caso a receita variável é positiva, em algum momento, apenas para as taxas de juros mais baixas. Por fim, para um preço de venda 15% inferior ao CVU (Figura 56), os resultados encontrados para a receita variável praticamente inviabilizam o projeto nas condições estudadas.

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

Nesta dissertação foi realizada uma análise energética, exérgica e exergoeconômica de uma usina de ciclo combinado a partir da utilização de um simulador computacional *full-scope*. Para tal, utilizou-se o Simulador EDFNF, desenvolvido pela empresa GT2 Tecnologia, em parceria com a usina EDF Norte Fluminense. O simulador em questão consiste de uma reprodução exata das telas de operação desta usina, apresentando diferentes informações relativas aos sistemas que compõem a usina. Desta forma, com os dados do simulador foi possível realizar as análises propostas nesta dissertação.

Trabalhando com o simulador em um cenário em que refletia a usina operando em carga total, verificou-se que ela foi capaz de apresentar uma potência de 820,65 MW e uma eficiência térmica de 51,47 %. O valor de potência encontrado ficou um pouco abaixo daquele apresentado pela EDF Norte Fluminense como potência nominal da usina. Entretanto, destaca-se que a diferença encontrada nos cálculos e no valor apresentado pela usina é inferior a 1%, de modo que os resultados encontrados na análise energética podem ser considerados satisfatórios para realizar as análises propostas.

Na análise exérgica, verificou-se uma eficiência para a usina de 49,25%. Observou-se que as câmaras de combustão foram os componentes que apresentaram as piores eficiências (em média, 68,40%). Além disso, as câmaras de combustão também foram os principais responsáveis pelas irreversibilidades da usina (cerca de 70,51% do total). Pelo que foi apresentado no Capítulo 2, estes resultados já eram esperados. Pode-se justificar as grandes perdas na câmara de combustão pelo fato das reações químicas que ocorrem nela e devido à grande diferença de temperatura entre os queimadores e o fluido de trabalho (ABUELNUOR *et al.*, 2017).

Depois da câmara de combustão, os componentes que apresentaram as maiores irreversibilidades, de forma isolada (isto é, não somando as irreversibilidades dos componentes repetidos) foram, na ordem: turbina a vapor, turbinas a gás, condensador, caldeiras de recuperação, compressores e bombas.

Em termos totais, os componentes que têm mais responsabilidade nas irreversibilidades foram: câmaras de combustão (70,51 %), turbinas a gás (11,49 %), caldeiras de recuperação (6,31 %), turbina a vapor (4,98 %), compressores (3,85 %), condensador (2,77 %) e bombas

(0,10 %). Os resultados encontrados são parecidos com aqueles encontrados por Ameri *et al.* (2008) para a usina Neka Power Plant (Irã), Ersayin e Ozgener (2015) para a usina ATAER Power Plant (Túrcia) e por Abuelnuor *et al.* (2017) para a usina Garri 2 (Sudão).

Da análise exergoeconômica para a determinação dos custos de produção de eletricidade, verificou-se que, independente da taxa de juros escolhida, o custo de produção de eletricidade calculado ficou abaixo do CVU da usina para o preço do gás natural adotado (isto é, 9,2 US\$/MMBtu). Além disso, observa-se que, com taxas de juros mais baixas, mesmo que ocorra um eventual aumento no preço do gás natural, o custo de produção de eletricidade ainda pode ficar abaixo do CVU da usina, o que significa em uma receita variável positiva.

Verificou-se ainda que os custos de produção de eletricidade diminuíram com o aumento do número de horas de operação. Estes resultados podem ajudar a justificar uma maior utilização de usinas de ciclo combinado na base do sistema elétrico brasileiro. Além dos menores custos para maiores horas de operação, a utilização destas usinas na base do sistema pode ajudar a desenvolver novas possibilidades contratuais que venham a fornecer combustível a preços mais baixos. Isto pode vir a ser benéfico para o consumidor final, que paga valores mais altos de eletricidade, em períodos de regimes hidrológicos desfavoráveis, devido a utilização de usinas termelétricas de *backup*, que são as que apresentam maiores custos.

Por fim, pode-se concluir que os resultados encontrados foram satisfatórios para o que foi proposto nesta dissertação e sugerir algumas possibilidades para trabalhos futuros, como por exemplo:

- Novas análises energéticas, exergéticas e exergoeconômicas para a mesma usina, operando em diferentes cargas, de modo a analisar como as perdas e os custos variam com a variação de carga da usina;
- Realização de uma análise exergética avançada desta usina, para quantificar as destruições de exergia em partes evitáveis e inevitáveis nos componentes. Além disso, pode-se realizar ainda a quantificação das perdas exergéticas em partes endógenas e exógenas;
- Realização de uma análise exergoambiental na usina estudada, de modo a verificar os impactos ambientais desta e comparar com outras usinas de ciclo combinados;
- Utilização do conceito de eficiência ecológica e aplicação de um método termoeconômico que considera este conceito para a determinação do custo de produção de eletricidade.

REFERÊNCIAS

ABRAGET. **Relatório ABRAGET 002/11 – A Importância da Participação da Geração Térmica a Carvão Mineral nos Leilões A-5**. Associação Brasileira de Geradoras Termelétricas (ABRAGET), Rio de Janeiro, 2011.

ABUELNUOR, A. A. A; SAQR, K. M., MOHIELDEIN, A. A.; DAFALLAH, K. A.; ABDULLAH, M. M.; NOGOUD, Y. A. M. **Exergy analysis of Garri 2 180 MW combined cycle power plant**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 79, p. 960-969, 2017.

AHMADI, P.; DINCER, I. **Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit**. Energy Conversion Management, v. 52, p. 2296-2308, 2011.

ALMUTAIRI, A; PILIDIS, P.; MUTAWA, N. **Energetic and Exergetic Analysis of Combined Cycle Power Plant: Part-1 Operations and Performance**. Energies, v. 8, p. 14118-14135, 2015.

AMERI, M.; AHMADI, P.; KHANMOHAMMADI, S. **Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant**. International Journal of Energy Research, v. 32, p. 175-183, 2008.

ANEEL. **BIG - Banco de Informações de Geração**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 09 de janeiro de 2020.

ANEEL. **ANEEL 10 anos**. Agência Nacional de Energia Elétrica, Brasília, 2008.

ANTUNES, J. S. **Código computacional para análise de sistemas de cogeração com turbinas a gás**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 169, 1999.

ANVARI, S.; SARAY, R. K.; BAHLOULI, K. **Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production**. Energy, v. 91, p. 925-939, 2015.

ARRIETA, F. R.; LORA, E. E. S. **Influence of ambiente temperature on combined cycle power plant performance**. Applied Energy, v. 80, p. 261-272, 2005.

BALANESCU, D. T.; HOMUTESCU, V. M.; **Performance analysis of a gas turbine combined cycle power plant with waste heat recovery in Organic Rankine Cycle**. Procedia Manufacturing, v. 32, p. 520-528, 2019.

BALKU, S. **Analysis of combined cycle efficiency by simulation and optimization**. Energy Conversion and Management, v. 148, p. 174-183, 2017.

BALLI, O. **Advanced exergy analyses of an aircraft turboprop engine (TPE)**. Energy, v. 124, p. 599-612, 2017.

BALLING, L.; TERMUEHLEN, H.; BAUMGARTNER, R. **Forty years of combined cycle power plants**. Proceedings of IJPGC'02, International Joint Power Generation Conference, p. 537-548, 2002.

BARDELIN, C. E. A. **Os efeitos do Racionamento de Energia Elétrica ocorrido no Brasil em 2001 e 2002 com ênfase no Consumo de Energia Elétrica**. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

BREEZE, P. **Gas-Turbine Power Generation**. 1^a ed., Academic Press, 2016.

BOLOY, R. A. M. **Análise termoeconômica e ecológica da incorporação do processo de produção de hidrogênio em uma planta de produção de biodiesel**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 133, 2014.

BOONNASA, S.; NAMPRAKAI, P.; MUANGNAPOH, T. **Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller**. Energy, v. 31, p. 2036-2046, 2006.

BOYCE, M. P.; **Handbook for cogeneration and combined cycle power plants**. 2^a ed., ASME Press, 2010.

BOYCE, M.P.; **Gas Turbine Engineering Handbook**. 4^a ed., Elsevier, 2012.

CARVALHO JÚNIOR, J. A.; ZEVALLOS, A. M.; CORONADO, C. J. R.; McQUAY, M. Q. **Combustão Aplicada**. 1^a ed., Santa Catarina, Editora da UFSC, 2019.

CELIS, C.; PINTO, G. R. S.; TEIXEIRA, T.; XAVIER, É. **A steam turbine dynamic model for full scope power plant simulators**. Applied Thermal Engineering, v. 120, p-593-602, 2017.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7^a ed., McGraw-Hill, 2013.

CHASE, D. L. **Combined-Cycle Development Evolution and Future**. GE Power System, 2001.

CHIESA, P.; MACCHI, E. **A Thermodynamic Analysis of Different Options to Break 60% Electric Efficiency in Combined Cycle Power Plants**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 126, p. 770-785, 2004.

CHUBU ELETRIC POWER CO. **Chubu Electric Power's Nishi-Nagoya Thermal Power Station Unit 7-1 Recognized by Guinness World Records as World's Most Efficient Combined Cycle Power Plant: Achieved 63.08% Power Generation Efficiency**. 2018.

Disponível em:

<http://www.chuden.co.jp/english/corporate/ecor_releases/erel_pressreleases/3267653_18939.html>. Acesso em: 07 jan. 2019.

CNI. **Térmicas na base: A escolha inevitável.** Confederação Nacional da Indústria (CNI), 2018.

CORCUERA, P. **A Full Scope Nuclear Power Plant Training Simulator: Design and Implementation Experiences.** Journal of Systemics, Cybernetics and Informatics, v. 1, p. 12-17, 2003.

CORONADO, C. R.; **Análise termoeconômica da produção de biodiesel: Aspectos técnicos, econômicos e ecológicos.** Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 199, 2010.

CORONADO, C. R.; TUNA, C. E.; ZANZI, R.; VANE, L. F.; SILVEIRA, J. L. **Development of a thermoeconomic methodology for the optimization of biodiesel production – Part I: Biodiesel plant and thermoeconomic functional diagram.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 23, p. 138-146, 2013.

DEV, N.; ATTRI, R. **Performance analysis of combined cycle power plant.** Frontiers in Energy, v. 9, p. 371-386, 2015.

DINCER, I.; CENGEL, Y. A. **Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering.** Entropy, v. 3, p. 116-149, 2001.

DINCER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development.** 1^a ed., Elsevier Science, 2007.

DINCER, I. **Comprehensive Energy Systems.** 1^a ed., Elsevier, 2018.

EDF NORTE FLUMINENSE. **Relatório Anual 2014.** UTE Norte Fluminense S.A., 2015.

EDF NORTE FLUMINENSE. **Relatório Anual 2016.** UTE Norte Fluminense S.A., 2017.

EIA – U.S. Energy Information Agency. **Analysis of Heat Rate Improvement Potential at Coal-Fired Power Plants.** U. S. Department of Energy, 2015.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético Nacional 2018: Ano base 2017.** Rio de Janeiro, 2017.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético Nacional 2019: Ano base 2018.** Rio de Janeiro, 2018.

ERIKSEN, V. L. **Heat Recovery Steam Generator Technology.** 1^a ed., Woodhead Publishing, 2017.

ERSAYIN, E.; OZEGNER, L. **Performance analysis of combined cycle power plants: A case study.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 43, p. 832-842, 2015.

ERYENER, D. **Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers.** Energy Conversion and Management, v. 47, p. 1478-1489, 2006.

FRANGOPOULOS, C. A. **Thermo-economic functional analysis and optimization**. Energy, v. 12, p. 563-571, 1987.

GANAPATHY; V. **Waste Heat Boiler Deskbook**. 1^a ed., Prentice-Hall, 1991.

GANJEHKAVIRI, A.; JAAFER, M. N. M.; AHMADI, P.; BARZEGARAVVAL; H. **Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses**. Applied Thermal Engineering, v. 67, p. 566-578, 2014.

GARG, P.; DEHIYA, S.; BARSIIYA, A.; RAHANGDALE, A.; KUMAWAT, V.; **Exergy and Efficiency Analysis of Combined Cycle Power Plant**. International Journal of Scientific & Engineering Research, v. 4, p. 1161-1169, 2013

GOLDENBERG, J.; PRADO, L. T. S. **Reforma e crise do setor elétrico no período FHC**. Vista Social, v. 15, n. 2, p. 219-235, 2003.

GÜLEN, S. C.; SMITH, R. W. **Second Law Efficiency of the Rankine Bottoming Cycle of a Combined Cycle Power Plant**. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, v. 132, 2010.

HORLOCK, J. H. **Combined Power Plants: Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Plants**. 1^a ed., Elsevier, 1992.

HUNT, J. D.; STILPEN, D.; FREITAS, M. A. V. **A review of the causes, impacts and solutions for electricity supply crises in Brazil**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 88, p. 208-222, 2018.

IBRAHIM T. K; MOHAMMED, K. M.; AWAD, O. I.; ABDALLA, A. N.; BASRAWI, F.; MOHAMMED, M. N.; NAJAFI, G.; MAMAT, R. **A comprehensive review on the exergy analysis of combined cycle power plants**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 90, p. 835-850, 2018.

IEA. **Key world energy statistics**. 2018.

IEMA. **Série termoeletricidade em foco: uso de água em termoelétricas**. IEMA – Instituto de Energia e Meio Ambiente, São Paulo, 2016.

JANSOHN, P. **Modern gas turbine system: high efficiency, low emission, fuel flexible power generation**. 1^a ed., Woodhead Publishing, 2013.

JEFFS, E. **Generating power at high efficiency: Combined-cycle technology for sustainable energy production**. 1^a ed., Woodhead Publishing, 2013

KAUSHIK, S. C.; REDDY, V. S.; TYAGI, S. K. **Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, p. 1857-1872, 2011.

KEHLHOFER, R.; RUKES, B.; HANNEMANN, F.; STIRNIMANN, F. **Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants**. 3^a ed., PennWell Corporation, 2009.

KHAN, S. **Fossil Fuel and the Environment**. 1ªed., IntechOpen, 2012.

KILANI, N.; KHIR, T.; BRAHIM, A. B. **Performance analysis of two combined cycle power plants with different steam injection system design**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, p. 12856-12864, 2017.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. 1ª ed., Butterworth-Heinemann Ltd, 1985.

KUNTE, B. **Thermodynamic, economic and emissions analysis of a micro gas turbine cogeneration system operating on biofuels**. 104 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Federal Paulista, Guaratinguetá, 2015.

LAWSON, A.; PEREIRA, G. **Termelétricas e seu Papel na Matriz Energética Brasileira**. FGV Energia, 2017.

LEYTE, R. L.; MATA J. M. Z.; VELÁZQUEZ, M. T.; PEREYRA, M. S.; ALDACO, A. T. **Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment**. Energy, v. 35, p. 550-555, 2010.

LIU, Z.; KARIMI, I. A. **Simulation and optimization of a combined cycle gas turbine power plant for part-load operation**. Chemical Engineering Research and Design, v. 131, p. 29-40, 2018.

LORA, E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação – Volume 1**. 1ª ed., Rio de Janeiro, Interciência, 2004.

LORA, E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação – Volume 2**. 1ª ed., Rio de Janeiro, Interciência, 2004.

MARTÍNEZ, F. R.; MARTÍNEZ, A. A. R.; VELÁZQUEZ, M. T.; DIEZ, P. Q.; ESLAVA, G. T.; FRANCIS, J. A. **Evaluation of the gas turbine inlet temperature with relation to the excess air**. Energy and Power Engineering, 2011, v. 3, p. 517-524, 2011.

MME – Ministério de Minas e Energia. **Plano Nacional de Energia 2030 – Geração Termelétrica – Gás Natural**. Brasília, 2007.

MME – Ministério de Minas e Energia. **Capacidade Instalada de Geração Elétrica**. 2017.

MME – Ministério de Minas e Energia. **Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural – Edição Nº 149: Destaques de novembro de 2019**. 2019a.

MME – Ministério de Minas e Energia. **Comparação de Preços de Gás Natural: Brasil e Países Selecionados**. Rio de Janeiro, 2019b.

MOHANTY, D. K.; VENKATESH, V. **Performance analysis of a combined cycle gas turbine under varying operating conditions**. Mechanical Engineering: An International Journal, v. 1, p. 11-25, 2014.

MOLCHANOV, K. A.; STRASHNYKH, V. P.; ZHEZHERYA, D. A.; MANEVSKAYA, O. A. **The Full-Scale Training Simulator for Educating the Operative Personnel of the PGU-450 Unit at OAO Mosenergo's TETs-27 Cogeneration System.** Thermal Engineering, v. 55, p. 886-893, 2008.

NEUMAN, P. **Power Plant and Boiler Models for Operator Training Simulators.** IFAC Proceedings Volumes, v. 44, p. 8259-8264.

O GLOBO. **Da falta de estrutura fez-se a 'crise do apagão' no Brasil do início do século XXI.** Disponível em: <<https://acervo.oglobo.globo.com/fatos-historicos/da-falta-de-estrutura-fez-se-cri-se-do-apagao-no-brasil-do-inicio-do-seculo-xxi-9396417>>. Acesso em: 11 jan. 2019.

ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico. **O que é ONS?.** Disponível em: <<http://ons.org.br/paginas/sobre-o-ons/o-que-e-ons>>. Acesso em: 11 de jan. de 2019.

ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico. **Procedimentos de Rede: Módulo 10 – Manual de Procedimento da Operação.** Disponível em: <<http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-ons/procedimentos-de-rede/vigentes>>. Acesso em: 11 de jan. de 2020.

PETRAKOPOULOU, F.; TSATSARONIS, G.; MOROSUK, T.; CARASSAI, A. **Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant.** Energy, v. 41, p. 146-152, 2012.

PRADO JR., F. A.; ATHAYDE, S.; MOSSA, J.; BOHLMAN, S.; LEITE, F.; OLIVER-SMITH, A. **How much is enough? An integrated examination of energy security, economic growth and climate change related to hydropower expansion in Brazil.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 53, p. 1132-1136, 2016.

POLYZAKIS, A. L.; KORONEOS, C.; XYDIS, G. **Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant.** Energy Conversion & Management, v. 49, p. 551-563, 2008.

RAO, A. D.; **Combined cycle systems for near-zero emission power generation.** 1ªed., Woodhead Publishing, 2012.

SANJAY. **Exergy and Energy Analysis of Combined Cycle systems with Different Bottoming Cycle Configuration.** International Journal of Energy Research, v. 37, 2012.

SARKAR, D. K. **Thermal Power Plants: Design and Operation.** 1ª ed., Elsevier, 2015.

SARKAR, D. K. **Thermal Power Plants: Pre-Operations and Activities.** 1ª ed., Elsevier, 2017.

SAUER, I. **A gênese e a permanência da crise do setor elétrico no Brasil.** Revista USP, v. 104, p. 145-174, 2015.

SETOR ENERGÉTICO. **EDF Norte Fluminense conclui projeto de simulador full-scope.** Disponível em: <<http://www.setorenergetico.com.br/empresas/edf-norte-fluminense-conclui-projeto-de-simulador-full-scope/13872/>>. Acessado em: 16 jan. de 2019.

SILVA, D. C. **Análise termoeconômica comparativa de ciclos avançados de usinas termoeletricas a carvão mineral e usinas termoeletricas nucleares**. 213 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2016.

SILVA, T. C.; PINTO, G. M.; SOUZA, T. A. Z.; VALERIO, V.; SILVÉRIO, N. M.; CORONADO, C. J. R.; GUARDIA, E. C. **Technical and economical evaluation of the photovoltaic system in Brazilian public buildings: A case study for peak and off-peak hours**. Energy, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116282>.

SILVEIRA, C. A. C.; GUERRA, H. N. **A Crise Energética e o Monitoramento de Reservatórios Hidrelétricos**. XIV Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 2001.

SILVEIRA, J. L.; CARVALHO JR., J. A.; VILLELA, I. A. C. **Combined cycle versus one Thousand diesel power plants: pollutant emissions, ecological efficiency and economic analysis**. Renewable & Sustainable Energy Reviews, v. 11, p. 524-535, 2007.

SILVEIRA, J. L.; TUNA, C. E. **Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I**. Progress in Energy and Combustion Science, v. 29, p. 479-485, 2003.

SILVEIRA, J. L.; TUNA, C. E. **Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part II**. Progress in Energy and Combustion Science, v. 30, p. 673-678, 2004.

SILVEIRA, J. L. **Uma contribuição para a Modelagem termoeconômica: Otimização da Operação e do projeto de sistemas energéticos**. Tese (Livre Docência) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 60, 1998.

SOARES, C. **Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications**. 2ª ed., Butterworth-Heinemann, 2014.

SZARGUT, J. **Exergy Method: Technical and Ecological Applications**. 1ª ed., WIT Press, 2005.

TANUMA, T. **Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants**. 1ª ed., Chennai, India: Woodhead Publishing, 2017.

TIWARI, A. K.; HASAN, M. M.; ISLAM, M. **Exergy Analysis of Combined Cycle Power Plant: NTPC Dadri, India**. International Journal of Thermodynamics, v. 16, p-36-42, 2013.

TOMSCHI, U.; JÄCKISCK, H.; NEWALD, R. **Operator Guidance Simulator: A New Power Plant Training Tool Concept**. IFAC Proceedings Volumes, v. 39, p. 327-332, 2006.

TOLMASQUIM, M. T. **As Origens da Crise Energética Brasileira**. Ambiente e Sociedade, v.6/7, 2000.

TOLMASQUIM, M. T. **Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear**. 1ª ed., Rio de Janeiro, EPE, 2016.

TUNA, C. E. **Um Método de Análise Exergoeconômica Para Otimização de Sistemas Energéticos**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 155, 1999.

TSATSARONIS, G. **Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics**. Energy, v. 32, p. 249-253, 2007.

UTE NORTE FLUMINENSE. **Relatório Anual 2005**. UTE Norte Fluminense S.A., 2006.

UTE NORTE FLUMINENSE. **Relatório Anual 2010**. UTE Norte Fluminense S.A., 2011.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TSATSARONIS, G.; PISA, J.; FRANGOPOULOS, C.; SPAKOVSKY, M. R. V. **CGAM Problem: Definition and conventional solution**. Energy, v.19, p. 279-286, 1994.

VANDANI, A. M. K.; JODA, F.; BOOZARJOMEHRY, R. B. **Exergic, economic and environmental impacts of natural gas and diesel in operation of combined cycle power plants**. Energy Conversion and Management, v. 109, p. 103-112, 2016.

VANE, L. F. **Desenvolvimento de método exergoeconômico-ambiental: uso do biogás em motores de combustão interna**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 143, 2016.

VILLELA, I. A. de C. **Desenvolvimento de um modelo termoeconômico que considera os impactos ambientais**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, p. 149, 2007.

ZABRE, E.; VILLASANA, E. J. R.; JIMÉNEZ, G. R. **A Combined Cycle Power Plant Simulator: A Powerful, Competitive, and Useful Tool for Operator's Training**. Lecture Notes in Electrical Engineering, v. 68, p. 327-339, 2010.

ZOHURI, B.; McDANIEL, P. **Combined Cycle Driven Efficiency for Next Generation Nuclear Power Plants: An Innovative Design Approach**. 2ª ed., Springer International Publishing, 2018.

"2 - Vazões - Simulador"

$$mAR = mGE - mGN$$

$$mmAR = 28,85 \quad \text{"Massa molar Ar"}$$

$$AC = mAR / mGN \quad \text{"Relação A/C da reação real (kg Ar/kg GN)"}$$

"3 - Combustão Estequiométrica"

$$AC_{est} = 16,052 \quad \text{"Relação A/C da reação estequiométrica (kg Ar/kg GN)"}$$

"4 - Combustão com excesso de Ar"

$$EA_{\%} = 100 * (AC / AC_{est} - 1)$$

"Produto:"

$$CO_2 = CH_4 + 2 * C_2H_6 + 3 * C_3H_8 + 4 * C_4H_{10} + 5 * C_5H_{12} + 6 * C_6H_{14} + CO_{2_GN}$$

$$H_2O = 2 * CH_4 + 3 * C_2H_6 + 4 * C_3H_8 + 5 * C_4H_{10} + 6 * C_5H_{12} + 7 * C_6H_{14}$$

$$O_2 = EA_{\%} / 100 * (CO_2 + H_2O / 2 - CO_{2_GN})$$

$$N_2 = (CO_2 + H_2O / 2 - CO_{2_GN}) * 3,76 + 3,76 * O_2 + N_{2_GN}$$

"Porcentagem"

$$N_{total} = CO_2 + H_2O + O_2 + N_2$$

$$pMCO_2 = CO_2 / N_{total}$$

$$pMH_2O = H_2O / N_{total}$$

$$pMO_2 = O_2 / N_{total}$$

$$pMN_2 = N_2 / N_{total}$$

"Massa molar dos gases de exaustão"

$$mmGECO_2 = pMCO_2 * 44,01$$

$$mmGEH_2O = pMH_2O * 18$$

$$mmGEO_2 = pMO_2 * 32$$

$$mmGEN_2 = pMN_2 * 28,01$$

$$mmGE = mmGECO_2 + mmGEH_2O + mmGEO_2 + mmGEN_2$$

"5 - Entalpias"

"PONTO 4"

$T_4=873,51$ "Temperatura em K"

"Em função de T"

$$h_{CO_2T} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_4) + 9364$$

$$h_{H_2OT} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_4) + 9904$$

$$h_{N_2T} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_4) + 8682$$

$$h_{O_2T} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_4) + 8669$$

"Para 298,15 K"

$$h_{CO_2R} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=298,15)$$

$$h_{H_2OR} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=298,15)$$

$$h_{N_2R} = \text{Enthalpy}(N_2; T=298,15)$$

$$h_{O_2R} = \text{Enthalpy}(O_2; T=298,15)$$

"Diferença de Temperaturas"

$$h_{CO_2} = h_{CO_2T} - h_{CO_2R}$$

$$h_{H_2O} = h_{H_2OT} - h_{H_2OR}$$

$$h_{N_2} = h_{N_2T} - h_{N_2R}$$

$$h_{O_2} = h_{O_2T} - h_{O_2R}$$

"Equação da entalpia"

$$h_4n = (p_{MCO_2} * h_{CO_2} + p_{MH_2O} * h_{H_2O} + p_{MN_2} * h_{N_2} + p_{MO_2} * h_{O_2}) / \text{mmGE}$$

"PONTO 5"

$T_5=383,32$ "Temperatura em K - Ponto 4"

"Em função de T"

$$h_{CO_2T_5} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_5) + 9364$$

$$h_{H_2OT_5} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_5) + 9904$$

$$h_{N_2T_5} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_5) + 8682$$

$$h_{O_2T_5} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_5) + 8669$$

"Diferença de Temperaturas"

$$h_{CO25} = h_{CO2T5} - h_{CO2R}$$

$$h_{H2O5} = h_{H2OT5} - h_{H2OR}$$

$$h_{N25} = h_{N2T5} - h_{N2R}$$

$$h_{O25} = h_{O2T5} - h_{O2R}$$

"Equação da entalpia"

$$h_{5n} = (p_{MCO2} * h_{CO25} + p_{MH2O} * h_{H2O5} + p_{MN2} * h_{N25} + p_{MO2} * h_{O25}) / mmGE$$

"6 - Entropias"

$$T = T4$$

$$s_{CO2} = \text{Entropy}(\text{CO2}; T=T; P=101,32)$$

$$s_{H2O} = \text{Entropy}(\text{H2O}; T=T; P=101,32)$$

$$s_{N2} = \text{Entropy}(\text{N2}; T=T; P=101,32)$$

$$s_{O2} = \text{Entropy}(\text{O2}; T=T; P=101,32)$$

$$s_{_T} = (p_{MCO2} * s_{CO2} + p_{MH2O} * s_{H2O} + p_{MN2} * s_{N2} + p_{MO2} * s_{O2}) / mmGE$$

"7 - Cps"

$$cp_{CO2} = Cp(\text{CO2}; T=T)$$

$$cp_{H2O} = Cp(\text{H2O}; T=T)$$

$$cp_{N2} = Cp(\text{N2}; T=T)$$

$$cp_{O2} = Cp(\text{O2}; T=T)$$

$$cp_{_T} = (p_{MCO2} * cp_{CO2} + p_{MH2O} * cp_{H2O} + p_{MN2} * cp_{N2} + p_{MO2} * cp_{O2}) / mmG$$

E

" _____ "

CONTADOR=i

x[i; 1]=h4

x[i; 2]=mGN

x[i; 3]=h4n

h4=h4n

h5=h5n

Dif=(x[i; 3]-x[i; 1])

UNTIL(Dif=<0,01)

Mer=mGN

END

Xdot=Mer(Q;Wt;ng;h1;ncc;PCI)

Q=297174 *"Calor adicionado ao vapor/água"*

h2=708,58 *"Entalpia 2"*

h1=293,55 *"Entalpia 1"*

ncc=0,99 *"Eficiência da câmara de combustão"*

PCI=47050,74 *"Poder calorífico superior"*

Wt=178240 *"Potência do simulador"*

ng=0,99 *"Eficiência do gerador"*

APÊNDICE – B

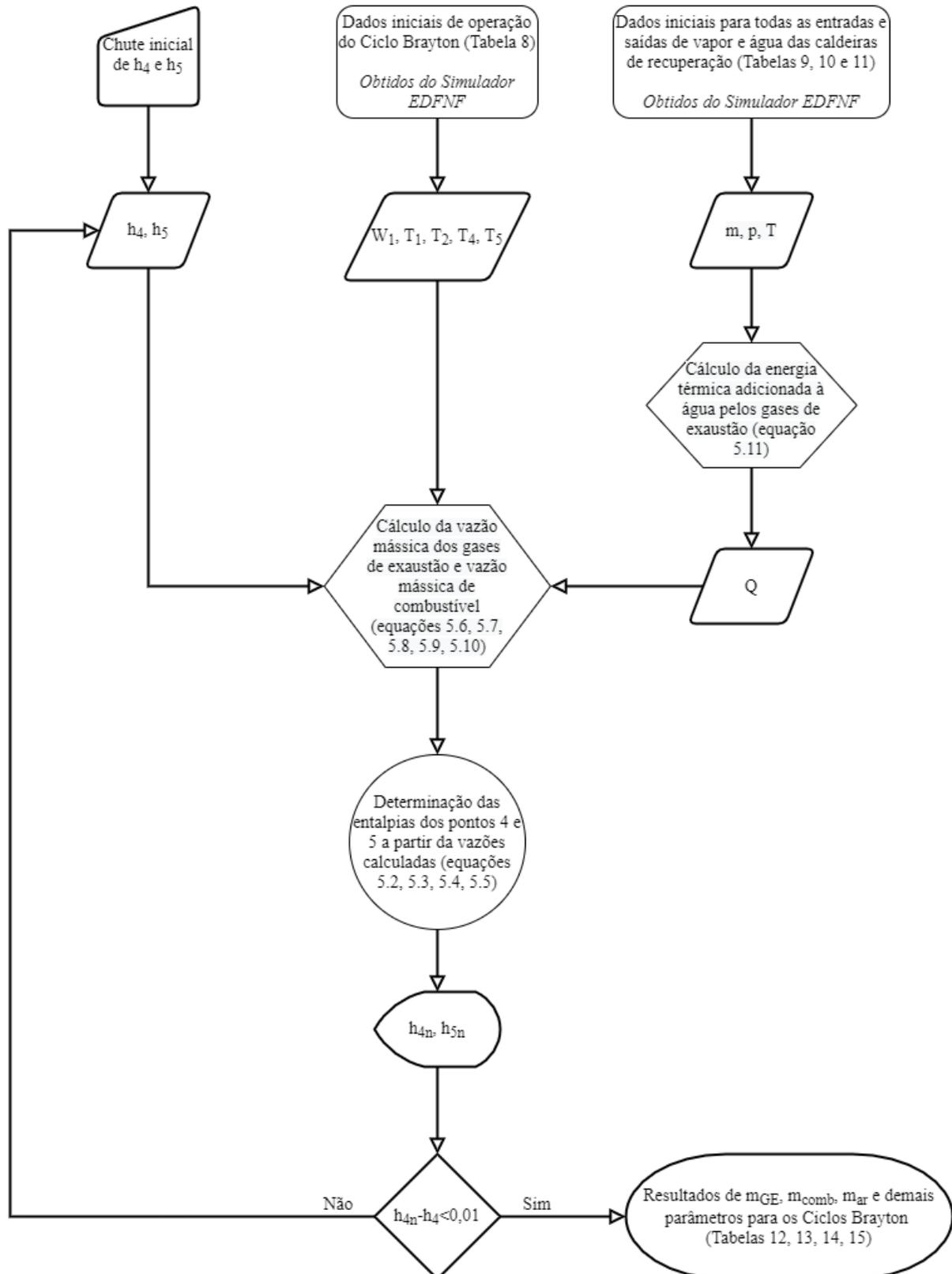


Figura 57 - Fluxograma do programa apresentado no Apêndice A

APÊNDICE – C

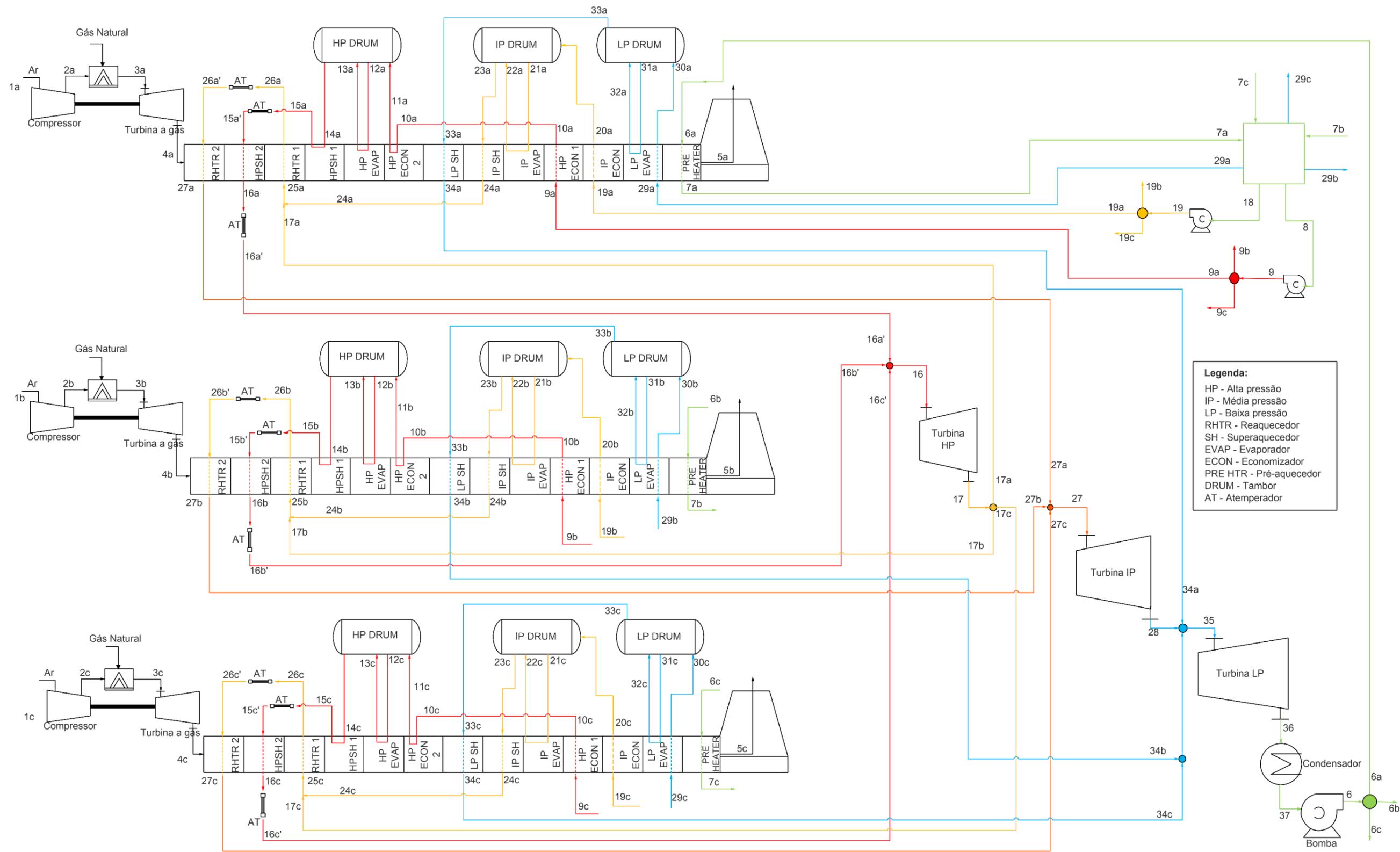


Figura 58 - Esquema da usina completa