



SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO REAL UTILIZANDO O SIMULADOR DE PROCESSOS IPSE-PRO

Carina Nogueira Sondermann

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientadores: Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph. D. e Dr. Leonardo dos Santos Reis Vieira, D. Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

DEZEMBRO DE 2013

SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO
REAL UTILIZANDO O SIMULADOR DE PROCESSOS IPSE-PRO

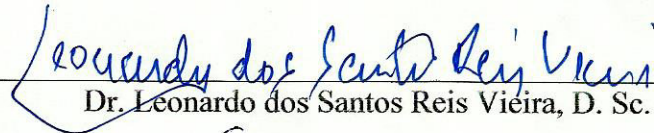
Carina Nogueira Sondermann

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:



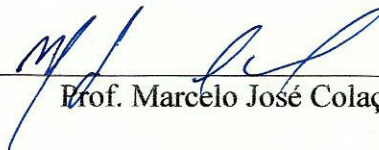
Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph. D.



Dr. Leonardo dos Santos Reis Vieira, D. Sc.



Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, Ph. D.



Prof. Marcelo José Colaço, D. Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

DEZEMBRO DE 2013

Sondermann, Carina Nogueira

Simulação e análise exergética de uma planta real de cogeração utilizando o simulador de processos IPSE-pro / Carina Nogueira Sondermann – Rio de Janeiro: UFRJ / Escola Politécnica, 2013.

XI, 65 p.: il.; 29,7 cm

Orientador: Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph.D.
Dr. Leonardo dos Santos Reis Vieira, D. Sc.

Projeto de Graduação – UFRJ / Escola Politécnica / Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 47-48

1. Cogeração. 2. Simulação. 3. Simulador IPSE-pro. 4. Análise exergética. I. Cruz, Manuel Ernani de Carvalho *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Simulação e análise exergética de uma planta real de cogeração utilizando o simulador de processos IPSE-pro.

*“Não percas nunca, pelo vão
saber. A fonte viva da sabedoria. Por
mais que estudes, que te adiantaria, se a
teu amigo tu não saber ler?...”*

Saber e Sabedoria, Mario Quintana

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer à minha família, minha mãe Marcia, meu pai Roberto, minhas irmãs Melissa e Simone, minha avó Giêda, por todo amor e carinho que sempre dedicaram a mim e principalmente, por estarem sempre ao meu lado em todos os momentos. Dedico a eles todas as minhas conquistas presentes e futuras.

Ao meu namorado, Raphael Viggiano por toda paciência, amor e atenção que foram fundamentais para meu empenho na elaboração deste projeto.

Ao meu professor orientador, Manuel Ernani de Carvalho Cruz, fonte do conhecimento fundamental e precioso, que muito contribuiu para a elaboração deste trabalho.

Ao Dr. Leonardo dos Santos Reis Vieira, também orientador, minha gratidão pela ajuda nos estudos para a realização deste projeto.

Aos meus colegas de turma que estiveram ao meu lado ao longo destes anos de faculdade trazendo alegrias e compartilhando conhecimentos.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO REAL UTILIZANDO O SIMULADOR DE PROCESSOS IPSE-PRO

Carina Nogueira Sondermann

Dezembro/2013

Orientadores: Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph. D
Leonardo dos Santos Reis Vieira, D. Sc.

Curso: Engenharia Mecânica

Nos dias atuais, a crescente demanda mundial por energia é uma das causas dos grandes investimentos em projetos de engenharia voltados para o uso eficiente deste recurso. Um exemplo eficiente do uso de energia em sistemas térmicos é o ciclo de cogeração, em que a energia elétrica e a energia térmica são geradas integradamente a partir de uma mesma fonte energética. É neste contexto que a utilização de simuladores computacionais é inserida com o objetivo de melhor aproveitar os ciclos térmicos existentes, pois são ferramentas capazes de auxiliar nos cálculos termodinâmicos de forma confiável e identificar locais de perda de eficiência no sistema. Neste trabalho, foi utilizado o simulador de processos IPSE-pro para simulação de uma planta de cogeração. Além disso, foi realizada uma análise exergética do sistema, a fim de identificar e quantificar a energia não aproveitada em relação à energia fornecida pela planta térmica.

Palavras-chave: Cogeração, Simulação, Simulador de Processos IPSE-pro, Análise Exergética

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

SIMULATION AND EXERGY ANALYSIS OF A COGENERATION PLANT
USING THE IPSEPRO PROCESS SIMULATOR

Carina Nogueira Sondermann

December/2013

Advisors: Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph. D

Leonardo dos Santos Reis Vieira, D. Sc.

Course: Mechanical Engineering

Nowadays, the increasing global demand for energy is one of the causes of the large investments in engineering projects aimed at the efficient use of this resource. An example of the efficient use of energy in thermal systems is cycle of cogeneration, where electricity and heat are generated integrally from a single energy source. It is in this context that the use of computer simulators is inserted in order to better exploit existing thermal cycles, because they are tools able to assist in thermodynamic calculations reliably and identify locations and loss of efficiency in the system. In this work, was used the IPSE-pro process simulator to simulate a cogeneration plant. Furthermore, exergy analysis of the system was performed to identify and quantify the non-utilized energy in relation to energy supplied by thermal plant.

Keywords: Cogeneration, Simulation, IPSE-pro Process Simulator, Exergy Analysis

ÍNDICE

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO II – OBJETIVO.....	2
II.1 – OBJETIVO GERAL.....	2
II.2 – OBJETIVO ESPECÍFICO.....	2
CAPÍTULO III – ENERGIA.....	3
CAPÍTULO IV – COGERAÇÃO.....	6
CAPÍTULO V – EXERGIA.....	9
V.1 – INTRODUÇÃO À EXERGIA.....	9
V.2 – AVALIANDO A EXERGIA.....	9
V.3 – CÁLCULO DA DESTRUIÇÃO DE EXERGIA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA.....	10
CAPÍTULO VI – SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA ENERGÉTICO UTILIZANDO IPSE-PRO.....	13
VI.1 – O SIMULADOR.....	13
VI.2 – A BIBLIOTECA.....	14
CAPÍTULO VII – A PLANTA DE COGERAÇÃO TERMORIO.....	17
CAPÍTULO VIII – A MODELAGEM DA TERMORIO NO IPSE-PRO.....	21
VIII.1 – VARIÁVEIS GLOBAIS.....	21
VIII.2 – COMPONENTES DA PLANTA DA TERMORIO.....	23
VIII.2.1 – TURBINA A GÁS.....	24
VIII.2.2 – CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	25
VIII.2.3 – TURBINA A VAPOR.....	26
VIII.2.4 – CONDENSADOR E TORRE DE RESFRIAMENTO.....	26
VIII.3 – CONDIÇÕES ADMITIDAS PARA A SIMULAÇÃO.....	27

CAPÍTULO IX – A SIMULAÇÃO E RESULTADOS.....	29
IX.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	31
IX.2 – RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA.....	41
CAPÍTULO X – CONCLUSÕES.....	46
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	47
APÊNDICES.....	49
APÊNDICE A – CICLOS TERMODINÂMICOS.....	49
APÊNDICE B – CÁLCULOS DAS DESTRUIÇÕES DE EXERGIA.....	55
APÊNDICE C – DADOS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO.....	61
APÊNDICE D – RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO NO IPSE- PRO.....	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Comparativo de energia utilizada em um processo convencional e em um processo de cogeração [4].....	6
Figura 2 - Exemplificação de um sistema de cogeração [3].....	8
Figura 3 - Componentes da biblioteca APP.lib [10].....	15
Figura 4 - Principais componentes da APP.lib [10].....	16
Figura 5 - Exemplo da interface gráfica do IPSE-pro simulando uma planta de cogeração [10].....	16
Figura 6 - Usina Termelétrica Engenheiro Leonel de Moura Brizola [12].....	17
Figura 7 - Desenho esquemático da Termorio [12].....	18
Figura 8 - Turbina a gás e queimador suplementar implementados no IPSE-pro.....	25
Figura 9 - Caldeira de recuperação modelada no IPSEpro.....	25
Figura 10 - Turbina a vapor inserida no IPSEpro.....	26
Figura 11 - Condensador, Torre de Resfriamento e Desaerador inseridos no IPSE-pro.....	27
Figura 12 - Simulação da planta de cogeração utilizando o IPSE-pro.....	30
Figura 13 - Distribuição de destruição de exergia no sistema.....	43
Figura 14 - Distribuição dos fluxos exergéticos (MW).....	44
Figura 15 - Distribuição dos fluxos energéticos (MW).....	45
Figura 16 - (a) Unidade motora a vapor simples que opera segundo o ciclo Rankine; (b) Diagrama de operação Temperatura – Entropia [15].....	49
Figura 17 - Ciclo Rankine com reaquecimento [15].....	51
Figura 18 - Ciclo Rankine regenerativo com aquecedor de mistura [15].....	51
Figura 19 - (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Ciclo Brayton fechado – Adaptado de [14].....	52
Figura 20 - Ciclo Brayton com Regenerador – Adaptado de [14].....	53
Figura 21 - Ciclo Brayton com reaquecimento, resfriamento, expansão e compressão em dois estágios – Adaptado de [14].....	54
Figura 22 - Dados de entrada para a simulação com o IPSE-pro.....	62
Figura 23 - Resultados da simulação da planta no IPSE-pro.....	64
Figura 24 - Simulação no IPSE-pro com os nomes dos fluxos e componentes.....	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Matriz de Empreendimento em Operação [1].....	4
Tabela 2 - Empreendimentos em Construção [1].....	4
Tabela 3 - Termelétricas com Cogeração [1].....	8
Tabela 4 - Módulos de utilização do IPSE-pro [11].....	14
Tabela 5 - Composição dos fluidos do sistema especificados na variável global em kg/kg (<i>Composition</i>).....	21
Tabela 6 - Composição do gás natural utilizado como combustível pela Alstom [12]...22	
Tabela 7 - Parâmetros utilizados em <i>ReferenceAmbient</i> e <i>AmbientConditions</i>	23
Tabela 8 - Resultados obtidos na simulação da Termorio com o IPSE-pro.....	31
Tabela 9 - Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores....	35
Tabela 10 - Resultados de \dot{E}_{comb} , \dot{E}_{prod} e η_E dos principais componentes.....	41
Tabela 11 - Percentuais de destruição de exergia de cada componente e MW de potência não gerada.....	42
Tabela 12 - Cálculos das exergias e vazões mássicas na entrada e saída dos componentes da simulação.....	56
Tabela 13 - Cálculos de destruição de exergia e eficiência exergética.....	59

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

E	Exergia
\dot{E}_{comb}	Fluxo de exergia dos combustíveis
$\dot{E}_{entrada}$	Fluxo de exergia na entrada do componente
En	Energia
\dot{E}_{prod}	Fluxo exergia dos produtos
$\dot{E}_{química}$	Fluxo de exergia química
$\dot{E}_{saída}$	Fluxo de exergia na saída do componente
h	Entalpia específica
\dot{m}	Vazão mássica
p	Pressão
p_0	Pressão no estado de referência
$p_{entrada}$	Pressão de entrada
q_{entra}	Calor que entra no ciclo
q_h	Calor fornecido
q_{sai}	Calor que sai do ciclo
S	Entropia
s	Entropia específica
S_0	Entropia no estado de referência
T	Temperatura
$T_{entrada}$	Temperatura de entrada
T_0	Temperatura no estado de referência
T_1	Temperatura no ponto 1 do ciclo Brayton
T_2	Temperatura no ponto 2 do ciclo Brayton
T_3	Temperatura no ponto 3 do ciclo Brayton
T_4	Temperatura no ponto 4 do ciclo Brayton
T_n	Temperatura no ponto n do ciclo
U_0	Energia no estado de referência
v	Volume específico
V	Volume

V_0	Volume no estado de referência
$\dot{W}_{fornecida}$	Potência fornecida
$w_{líquido}$	Trabalho líquido
$\dot{W}_{produzida}$	Potência produzida

Símbolos Gregos

$\eta_{térmico}$	Rendimento térmico
η_E	Eficiência exergetica

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

Atualmente, a demanda energética está crescendo rapidamente, decorrente do grande aumento populacional. A busca por novas tecnologias e o aperfeiçoamento das já existentes se torna cada vez mais importante para suprir as necessidades da população de forma mais eficiente e com menor uso dos recursos naturais.

Mundialmente, a maior parte da energia gerada é proveniente de termelétricas. No Brasil, essas usinas são usadas com o objetivo de complementar a demanda energética que provém de hidrelétricas como, por exemplo, quando há diminuição do nível dos reservatórios, provocada pela carência de chuvas.

Sistemas térmicos, de uma forma geral, constituem uma área de grande relevância na engenharia visto que são utilizados em inúmeras aplicações industriais, comerciais e residenciais, além de geração de energia elétrica. O uso eficiente dos recursos energéticos nesses sistemas térmicos é de suma importância nos dias de hoje, em função da escassez de combustível e questões ambientais. Um exemplo eficiente do uso da energia em sistemas térmicos são os ciclos de cogeração, nos quais energia elétrica e calor de processo são obtidos de forma integrada a partir de um único combustível.

No intuito de melhor aproveitar os ciclos térmicos existentes, torná-los mais eficientes e economicamente mais viáveis, utiliza-se simuladores computacionais. Entende-se por simulação, o cálculo simultâneo dos balanços termodinâmicos de massa, energia e entropia. Com base na simulação, pode-se avaliar o desempenho do ciclo térmico e propor a alteração de parâmetros na planta simulada a fim de promover melhorias para o sistema, além de identificar locais de perda de eficiência.

Neste trabalho é utilizado um simulador de processos comercial para a avaliação do desempenho de uma planta de cogeração.

CAPÍTULO II - OBJETIVO

II.1 - OBJETIVO GERAL

Realizar a simulação computacional e análise de uma planta real de cogeração localizada em Duque de Caxias, no Estado do Rio de Janeiro, com base no simulador IPSE-pro.

II.2 - OBJETIVO ESPECÍFICO

Comparar os resultados da simulação no IPSE-pro com os resultados obtidos anteriormente com outros simuladores, Thermoflex e Cycle-Tempo e identificar, através de uma análise exérgica, os componentes da planta que são mais responsáveis pela destruição da capacidade da planta de gerar energia elétrica.

CAPÍTULO III - ENERGIA

A energia é um insumo de extrema importância para a sobrevivência do ser humano, não só para suas necessidades fisiológicas básicas, mas também para tornar sua vida mais fácil e prática. São muitas as fontes de energia: força humana, animal, biomassa, ventos, água, carvão mineral, gás natural, petróleo, entre outras.

O petróleo, a partir do século XX se tornou o grande foco do setor de energia no mundo, sendo o principal motivo de desenvolvimento industrial e econômico de diversos países. Porém, com o desenvolvimento, vieram as crises do petróleo, que marcaram a década de 70, nos anos de 1973-1974 e 1979-1980. Essas crises aumentaram demasiadamente o preço dos barris de petróleo, abalando assim, a economia de muitos países.

Além de questões econômicas, a dependência mundial da energia vinda dos combustíveis fósseis não renováveis acarreta severos problemas para a sociedade e para o meio ambiente como, por exemplo, o aquecimento global. O aquecimento global refere-se ao aumento da temperatura média dos oceanos e da atmosfera da Terra e tem como uma de suas principais causas o excesso de gases do efeito estufa na atmosfera. Estes gases presentes na atmosfera absorvem uma parcela dos raios infravermelhos refletidos pela superfície terrestre, como o dióxido de carbono e o metano, liberados na queima de combustíveis fósseis e em outros processos causados pelo homem.

Sendo assim, faz-se necessário realizar a busca por outras fontes energéticas e soluções cada vez mais eficientes.

No Brasil, as crises do petróleo foram sentidas pela política e economia nacionais. O governo criou algumas medidas com o objetivo de proteger a economia das oscilações do preço desta fonte energética, como por exemplo, o incremento da produção de carvão mineral, o lançamento do programa nuclear, além da criação do Programa Nacional do Alcool (Proálcool) e a expansão do parque gerador hídrico.

A base da matriz energética brasileira é o uso de hidrelétricas, apesar de existirem algumas desvantagens deste recurso, como a dependência da pluviosidade para garantir seu funcionamento e o fato de causar grandes impactos ambientais, gerados em sua construção pelos alagamentos dos locais onde são instaladas. De acordo com a ANEEL [1], o Brasil possui no total até os dias de hoje, 2.983 empreendimentos em operação, totalizando 125 GW de potência instalada e está prevista para os próximos

anos uma adição de 36,8 GW na capacidade de geração no país, proveniente dos 155 empreendimentos atualmente em construção e mais 539 outorgados. [1]

A Tabela 1 abaixo representa a matriz energética brasileira, contendo seus empreendimentos em operação.

Tabela 1 - Matriz de Empreendimento em Operação [1]

Empreendimentos em Operação			
Tipo	Quantidade	Potência Fiscalizada (kW)	%
Central Geradora Hidrelétrica	425	259307	0,21
Central Geradora Eólica	103	2137372	1,71
Pequena Central Hidrelétrica	462	4569748	3,65
Central Geradora Solar Fotovoltaica	34	2772	0
Usina Hidrelétrica	194	80731224	64,57
Usina Termelétrica	1763	35341103	28,27
Usina Termonuclear	2	1990000	1,59
Total	2983	125031526	100

Para os empreendimentos em construção, pode-se notar, segundo a Tabela 2, que apesar das hidrelétricas continuarem a ser a tecnologia principal, as termelétricas outorgadas correspondem a 12% do total.

Tabela 2 – Empreendimentos em Construção [1]

Empreendimentos em Construção			
Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (kW)	%
Central Geradora Hidrelétrica	1	848	0
Central Geradora Eólica	93	2346066	11,35
Pequena Central Hidrelétrica	32	338961	1,64
Usina Hidrelétrica	7	14060800	68,02
Usina Termelétrica	21	2575220	12,46
Usina Termonuclear	1	1350000	6,53
Total	155	20671895	100

Dentre os combustíveis utilizados nas termelétricas, o gás natural é o que vem ocupando posição de destaque no mundo atual. Dentre as suas vantagens de utilização, é possível citar o uso direto do combustível, sem necessidade de tratamento ou refino; seu abastecimento pode se dar através de gasodutos, não sendo necessária a construção de depósitos para seu armazenamento e nem de outros meios de transporte. Além disso, apresenta combustão mais completa, reduzindo as emissões e poluentes atmosféricos. A termelétrica em estudo neste trabalho utiliza gás natural como combustível.

CAPÍTULO IV - COGERAÇÃO

Segundo o Dicionário de Terminologia Energética (2001) [2] do Conselho Mundial de Energia, o conceito de cogeração significa a produção simultânea e sequencial de duas ou mais utilidades - calor de processo e potência mecânica e (ou) elétrica, a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis. Assim, para um dado processo industrial, em que há demanda simultânea de energia térmica e eletromecânica, a cogeração se torna uma escolha adequada para o uso eficiente de combustível. [3]

A introdução da cogeração no mercado produtivo é devido a um melhor aproveitamento de energia primária se comparado à produção independente de calor e eletricidade, em que para uma mesma demanda energética há um consumo de energia primária tanto no gerador de vapor quanto no ciclo de geração de eletricidade.

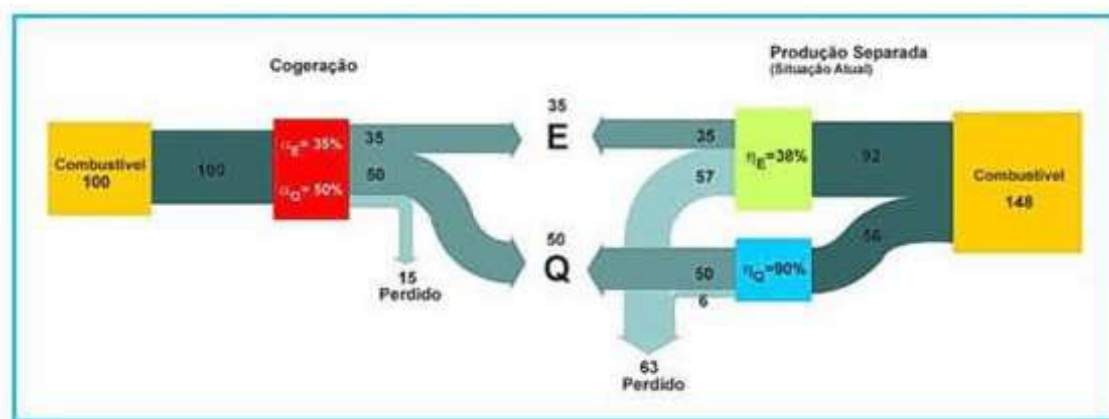


Figura 1 – Comparativo de energia utilizada em um processo convencional e em um processo de cogeração [4]

A Figura 1 representa uma central de cogeração e uma central convencional, ou seja, onde a geração de energia elétrica e energia térmica são independentes.

Pode-se notar que para a obtenção de uma mesma quantidade de energia, deve-se dispor de mais energia primária em uma planta de processamento convencional do que em uma planta de cogeração.

Neste contexto, a cogeração se destaca como uma fonte de geração elétrica competitiva se comparada à geração convencional, especialmente quando se considera sua maior eficiência. Outras vantagens do sistema de cogeração são:

- Permite elevar a eficiência conjunta de conversão de energia química dos combustíveis em energia útil para patamares da ordem de 85% (cerca de 35% elétrica e 50% térmica, variando de acordo com o ciclo adotado). [5]
- Permite alcançar reduções significativas dos impactos ambientais, devido a menor demanda de combustíveis e, conseqüentemente, menor emissão de poluentes provenientes de gases liberados na combustão.
- Permite instalação de centrais descentralizadas próximas do local de consumo evitando custo excessivo na construção de grandes centrais eletro-produtoras e sistemas de transmissão de eletricidade.
- Pode servir de garantia de segurança no abastecimento de energia, garantindo um fornecimento de energia elétrica sem interrupções.

Contudo, há situações em que sistemas de cogeração não são a escolha adequada, dependendo da proporção entre as demandas de energia térmica e eletromecânica. Por exemplo, nos casos de alta razão de calor / eletricidade, a produção independente apresenta-se como uma alternativa vantajosa em relação à cogeração.

Uma das formas mais usuais de cogeração é a que emprega turbinas ou motores movidos a gás natural, que acionam diretamente geradores elétricos. Os gases quentes da combustão podem ser utilizados em processos de caldeiras de recuperação, acopladas as descargas das turbinas ou motores, para produção de vapor, como é o caso da termelétrica Termorio, em Duque de Caxias no Rio de Janeiro.

Essa é uma solução que confere a este tipo de sistema alta confiabilidade aliada a possibilidade de utilização de uso de combustíveis de reserva, tais como óleo diesel e GLP (Gás Liquefeito de Petróleo). Na prática, o sistema de cogeração é um sistema de autoprodução de energia elétrica que utiliza equipamentos confiáveis e combustíveis, cujo fornecimento não sofre interrupções, como ocorre em certos lugares que dependem de energia elétrica via rede. Em momentos em que o setor elétrico sofre efeitos de um período de pouco investimento na geração e transmissão, a cogeração se apresenta como grande atratividade tanto para os consumidores como para a sociedade em geral. Ela garante à empresa ou a unidade que a pratica, uma maior confiabilidade na geração de seus insumos energéticos, em especial nos setores que contam com subprocessos nos quais não são permitidas falhas no fornecimento de energia. [5]

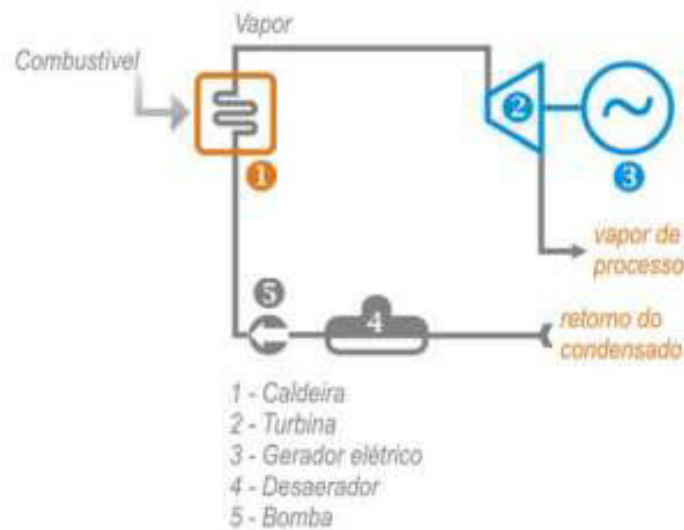


Figura 2 – Exemplificação de um sistema de cogeração [3]

Atualmente, grandes empresas brasileiras vêm implantando sistemas de cogeração com a utilização do gás natural, ou do próprio lixo industrial, em sistemas como o da Figura 2. O material que antes era descartado pela indústria de celulose passou a ser utilizado como combustível para aquecer as caldeiras. No Brasil, destaca-se ainda, na utilização da cogeração, o setor sucroalcooleiro. A Tabela 3, segundo dados da ANEEL [1], quantifica a situação de termelétricas que funcionam com o sistema de cogeração no Brasil e suas perspectivas para o futuro. Pode-se notar que atualmente no Brasil, existem 73 termelétricas com o sistema de cogeração instalados.

Tabela 3 – Termelétricas com Cogeração [1]

Termelétricas com Cogeração			
Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (KW)	%
Outorga	6	22261	0,84
Construção	2	13158	0,5
Operação	73	2599747	98,66
Total	81	2635166	100

CAPÍTULO V - EXERGIA

V.1 - INTRODUÇÃO À EXERGIA

O conceito básico de exergia é o trabalho teórico máximo que um sistema pode obter, de um estado inicial para um estado final de equilíbrio com o meio ambiente. Pode-se dizer que o sistema tem um potencial exergético inicialmente maior do que ao final da sua interação com o ambiente, ou seja, o potencial inicial é amplamente utilizado ou destruído devido às irreversibilidades naturais do processo, capazes de destruir uma parcela de exergia. Diferentemente do conceito de energia, a exergia não só pode ser destruída por irreversibilidades, como também pode ser transferida de ou para um sistema, como na transferência de calor para o ambiente. [6]

V.2 - AVALIANDO A EXERGIA

A exergia de um sistema, E , em um estado específico é calculada a partir da seguinte expressão (1):

$$E = (En - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (1)$$

onde, En , V e S são respectivamente energia, volume e entropia do sistema e U_0 , V_0 , S_0 são os valores das mesmas propriedades, no estado de referência, assim como p_0 e T_0 são a pressão e a temperatura neste mesmo estado [6]. Para aplicações reais, este estado de referência pode ser representado pela atmosfera.

A análise exergética de um sistema térmico é uma medida para avaliar a magnitude da energia não aproveitada em relação à energia fornecida para a planta como um todo e em cada elemento que a constitui. Tendo em vista a magnitude e a causa destas irreversibilidades que proporcionam a destruição da exergia, pode-se melhorar a configuração dos sistemas energéticos e aumentar a eficiência dos já existentes.

V.3 - CÁLCULO DA DESTRUIÇÃO DE EXERGIA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

Baseado nos valores dos fluxos de exergia pode-se calcular a sua destruição em uma planta térmica. A destruição de exergia total em uma planta é a soma da destruição de exergia em cada componente da planta. A destruição de exergia em cada componente é calculada a partir da relação a seguir:

$$Destruição = \dot{E}_{comb} - \dot{E}_{prod} \quad (2)$$

onde, \dot{E}_{comb} é o fluxo de exergia referente aos combustíveis \dot{E}_{prod} é o fluxo de exergia referente aos produtos.

Para cada componente, o cálculo do fluxo de exergia de combustíveis e produtos difere. Neste trabalho, os fluxos serão calculados conforme as regras propostas por VIEIRA (2003) [7].

Para componentes não dissipativos, como por exemplo, turbinas e caldeiras, as regras são as mesmas propostas por LAZZARETTO e TSATSARONIS (1999) [8]. Sendo assim, o produto de um componente consiste de:

- Todos os fluxos de exergia na saída do componente não associados a fluxos de massa;
- Todos os incrementos de exergia entre entrada e saída dos fluxos de exergia do componente associados a fluxos de massa.

De forma semelhante, o combustível de um componente consiste de:

- Todos os fluxos de exergia na entrada do componente não associados a fluxos de massa;
- Todos os decrementos de exergia entre entrada e saída dos fluxos de exergia dos componentes associados a fluxos de massa.

Para componentes dissipativos, adotou-se a definição de que o produto do componente é composto de todos os fluxos de saída associados ou não a fluxos de massa e o combustível do componente é composto de todos os fluxos na entrada, associados ou não a fluxos de massa.

Sendo assim, baseado nestas definições, a eficiência exergética para cada um dos componentes pode ser calculada conforme as expressões a seguir.

Para equipamentos nos quais ocorrem processos químicos, como por exemplo, o combustor, sua η_E (eficiência exergetica) é calculada a partir da equação (3).

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} = \frac{\dot{E}_{saída}}{\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_{química}} \quad (3)$$

onde, neste caso, \dot{E}_{comb} deve incorporar a exergia química referente ao fluido combustível. Neste trabalho admitiu-se que esta exergia química é igual o Poder Calorífico Inferior (PCI).

Para turbinas a vapor, η_E pode ser obtida pela equação (4).

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} = \frac{\dot{W}_{prod}}{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{saída}} \quad (4)$$

onde \dot{W}_{prod} é a potência elétrica produzida pelo equipamento. No caso específico de turbinas a gás, como na expressão (5), deve-se somar à \dot{E}_{comb} , a exergia química do fluido combustível, que foi adotado como o seu PCI.

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} = \frac{\dot{W}_{prod}}{\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_{química} - \dot{E}_{saída}} \quad (5)$$

No caso de compressores e bombas, a eficiência exergetica é calculada conforme a equação (6), onde $\dot{W}_{fornecida}$ é a potência elétrica fornecida para o equipamento.

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} = \frac{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{saída}}{\dot{W}_{fornecida}} \quad (6)$$

Para separadores, misturadores e válvulas, calcula-se como na expressão (7) a seguir:

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} \quad (7)$$

onde \dot{E}_{prod} é o somatório dos fluxos de exergia na saída do componente e \dot{E}_{comb} é o somatório dos fluxos de exergia na entrada do mesmo.

Para trocadores de calor e condensadores, η_E pode ser obtida pela equação (8), em que \dot{E}_{prod} é a diferença do fluxo de exergia do fluido frio e \dot{E}_{comb} é a diferença do fluxo de exergia do fluido quente.

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} = \frac{(\dot{E}_{saida} - \dot{E}_{entrada})_{fria}}{(\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{saida})_{quente}} \quad (8)$$

No caso de equipamentos como desaeradores e tubulões:

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} \quad (9)$$

onde \dot{E}_{prod} é o somatório dos fluxos de exergia na saída do componente e \dot{E}_{comb} é o somatório dos fluxos de exergia na entrada do mesmo.

E para torre de resfriamento:

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} \quad (10)$$

onde \dot{E}_{prod} é a exergia do fluxo que sai somado com a exergia do fluxo que evapora na torre e \dot{E}_{comb} é a exergia do fluxo que entra na torre de resfriamento.

O valor da destruição da exergia é mensurado em unidades de potência, sendo assim, de fácil entendimento e quantificado de forma objetiva, a fim de determinar o quanto a planta térmica está perdendo de potencial elétrico.

CAPÍTULO VI - SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA ENERGÉTICO UTILIZANDO IPSE-PRO

VI.1 – O SIMULADOR

A simulação de um sistema consiste em observar e resolver um sistema sintético, formado por um conjunto de equações algébricas, lineares ou não, que imita o desempenho do sistema real. [9]

Nos dias atuais, a utilização de simuladores é de suma importância para a engenharia. Eles são ferramentas capazes de auxiliar nos cálculos termodinâmicos de forma confiável e prática, além de fornecer uma interface gráfica bem elaborada que permite melhor visualização da planta como um todo.

A simulação de sistemas é utilizada para avaliar condições de operação, efetuar modificações no processo e identificar possíveis melhorias na operação e no projeto. A partir de dados de entrada, o simulador é capaz de, baseado em equações da Termodinâmica, fornecer valores de saída, e ainda cálculos de entalpia e entropia.

Neste trabalho foi utilizado o simulador IPSE-pro, desenvolvido pela empresa austríaca Sim Technology [10]. O IPSE-pro é constituído de dois módulos principais: o Módulo de Desenvolvimento de Modelos - MDK (*Model Development Kit*) e o Ambiente de Simulação de Processos - PSE (*Process Simulation Environment*).

O Módulo MDK oferece capacidade para que sejam definidos novos modelos ou componentes que possam ser usados em complemento aos existentes no PSE. Com o PSE, o usuário monta seu ciclo baseado em componentes pré-definidos ou criados com MDK. O ciclo é montado selecionando os componentes, colocando-os numa folha de trabalho e interligando-os da maneira desejada. A cada componente está associada uma descrição matemática através de equações. Estas equações formam sistemas que permitem calcular os valores das variáveis desconhecidas.

O IPSE-pro está dividido em diversos módulos de utilização, além do MDK e PSE mencionados no parágrafo anterior, como mostra a Tabela 4. Os módulos do IPSE-pro são bastante úteis no que diz respeito à análise dos ciclos termodinâmicos. O PSOptimize, por exemplo, é utilizado quando se deseja otimizar um processo segundo um critério predefinido e variáveis de decisão predefinidas pelo usuário. As variáveis de decisão são variáveis do simulador.

Tabela 4 – Módulos de utilização do IPSE-pro [11]

MÓDULO IPSE-pro	UTILIDADE
PSE – <i>Process Simulation Environment</i>	Ambiente de simulação de processo
MDK – <i>Model Development Kit</i>	Conjunto para desenvolvimento de modelos
PSEasy – <i>Process Parameter Studies</i>	Estudo de parâmetros de processo
PSExcel	Módulo de integração com Excel
PSSolver – <i>Simulation Solver</i>	Simulador
PSValidate – <i>Process Data Validation Module</i>	Módulo de validação dos dados de processo
PSOptimize	Módulo de otimização
PSEconomy	Análise de investimentos e economia de sistemas de processo

Já com o módulo PSValidate, tem-se um método bem definido que permite a utilização de todos os dados e explorar as incertezas dos dados medidos para melhorar os resultados. Isso acontece, pois as medições estão sujeitas a erros, e em alguns casos os valores não satisfazem as equações do modelo. Sendo assim, esta ferramenta permite que se obtenha um quadro mais provável e consistente do estado de um processo, permite aumentar a precisão do modelo através da identificação de pontos incertos e também eliminar redundâncias no sistema.

O módulo PSExcel torna possível a integração do simulador IPSE-pro com planilhas MS-Excel. Ele permite a troca de dados de cálculos do Excel como entrada para projetos IPSE-pro PSE, ou vice-versa, como por exemplo, para a criação de diagramas e relatórios. As simulações IPSE-pro PSE podem ser controladas do MS-Excel, não havendo necessidade de telas adicionais a serem abertas. [11]

VI.2 – A BIBLIOTECA

O IPSE-pro é um software desenvolvido para modelar e analisar processos nas áreas de geração de energia e processos químicos. Para cada variável, o programa permite que os valores sejam declarados (opção “set”) ou fiquem como incógnitas do

sistema formado pelas equações de balanço termodinâmico de cada componente (opção “*estimate*”), sempre respeitando a determinação do sistema algébrico, ou seja, que o número de incógnitas seja igual ao número de equações.

A biblioteca original do programa trabalha com as seguintes variáveis nas correntes fluidas: temperatura (T), pressão (p), volume específico (v), entalpia específica (h), entropia específica (s), e vazão mássica (\dot{m}). A opção de prescrever uma variável, ou calculá-la, deve ser feita em função da determinação do sistema de equações gerado pelo problema. Esta biblioteca permite a representação da planta térmica identificando os componentes desejados e acrescentando-os na interface gráfica do simulador. A biblioteca original, denominada APP.lib (*Advanced Power Plant Library*), tem diversos componentes, como: condensador, turbinas, válvulas, trocadores de calor, bombas, compressores, turbinas a gás, como mostra a Figura 3. A Figura 4 ilustra alguns de seus principais componentes e suas respectivas denominações.

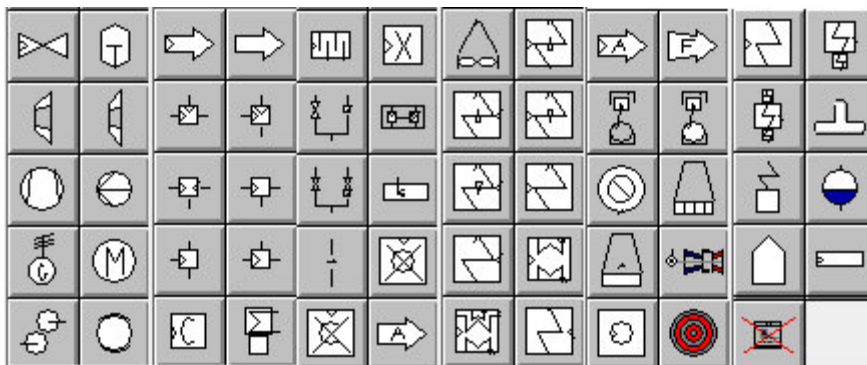


Figura 3 – Componentes da biblioteca APP.lib [10]

Além da biblioteca APP.lib, pode-se criar novas bibliotecas para adequação ao tipo de problema e equações que deseja-se simular. Para os fins deste trabalho, foi utilizada a biblioteca CGAM.lib [7], que foi desenvolvida com o intuito de além dos cálculos já realizados pela APP.lib, efetuar cálculos de exergia de cada componente da planta. Esta biblioteca foi desenvolvida a partir da biblioteca APP.lib utilizando o módulo MDK.

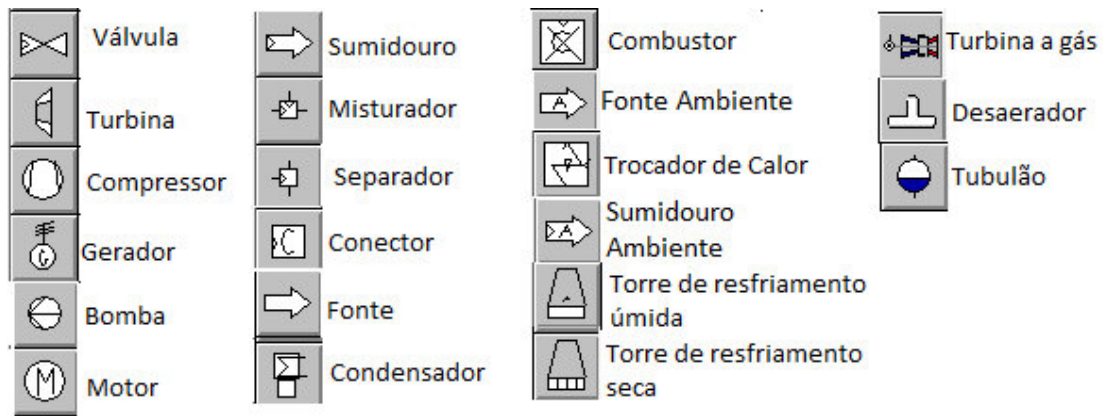


Figura 4 – Principais componentes da APP.lib [10]

A interface gráfica do IPSE-pro é de fácil compreensão, estando todas as ferramentas acessíveis para a simulação da planta térmica desejada. A Figura 5 mostra a interface gráfica do IPSE-pro com resultados da simulação de uma planta de cogeração. As propriedades termodinâmicas de cada fluxos são apresentadas em quadrantes, segundo a legenda representada na figura.

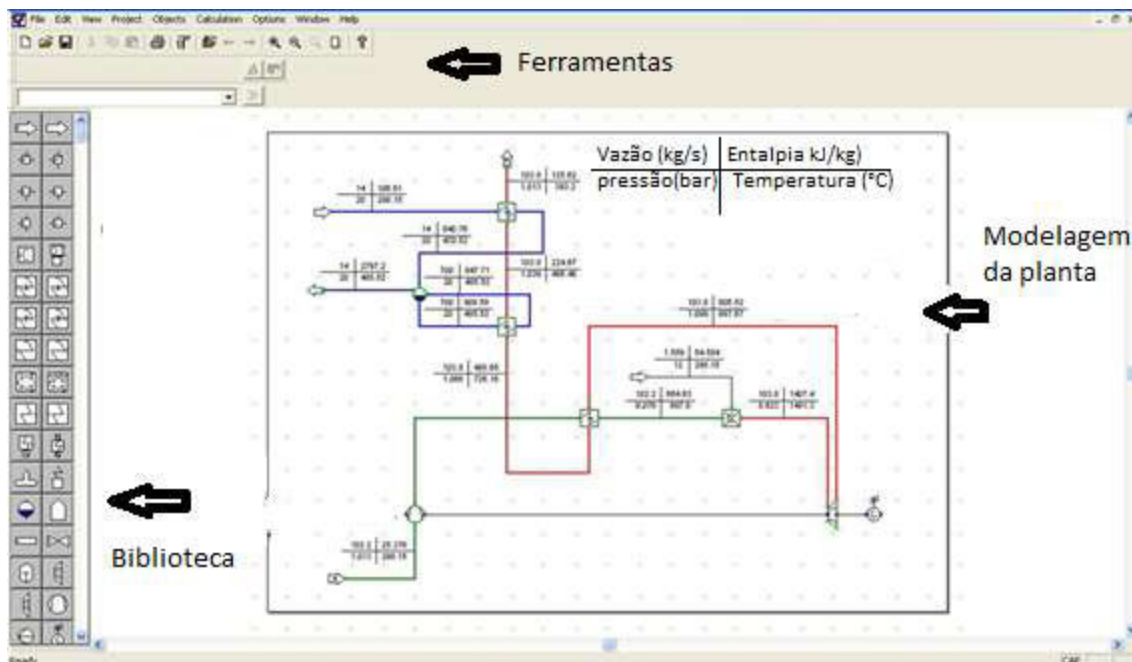


Figura 5 – Exemplo da interface gráfica do IPSE-pro simulando uma planta de cogeração [10]

CAPÍTULO VII – A PLANTA DE COGERAÇÃO TERMORIO

A planta estudada neste trabalho é uma termelétrica que corresponde a Planta do Bloco I da Usina Termelétrica Engenheiro Leonel de Moura Brizola, da empresa Termorio S.A., localizada em Duque de Caxias, RJ, como representado na Figura 6. Essa usina localizada em Duque de Caxias é a maior termelétrica a gás natural do país, com potência instalada de 1036 MW, suficientes para abastecer a demanda de 4.5 milhões de pessoas ou 75% da cidade do Rio de Janeiro.

A planta do Bloco I opera com ciclo combinado e é a única da usina que opera segundo um ciclo de cogeração produzindo eletricidade e vapor. Sua configuração compreende duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor. A potência instalada é da ordem de 380 MW e a capacidade de geração de vapor de processo varia entre o mínimo de 200 t/h (55.6 kg/s) e o máximo de 400 t/h (111.1 kg/s). O vapor de processo produzido é comercializado para a REDUC, Refinaria Duque de Caxias da Petrobras, vizinha à Termorio. A Figura 6 a seguir, é uma foto dos blocos da Termorio. [12]



Figura 6 – Usina Termelétrica Engenheiro Leonel de Moura Brizola [12]

A planta de projeto da Termorio é formada pelos seguintes componentes básicos: duas turbinas a gás com dois queimadores suplementares, ligadas a duas caldeiras de recuperação, uma turbina a vapor de extração, dois atemperadores, um condensador, uma torre de resfriamento, um trocador de calor, um desaerador, motobombas, válvulas de bloqueio e controle, misturadores e separadores.

Esta planta possui três circuitos de fluidos principais, dentre eles: a água e vapor que são abastecidos por dois tanques de água desmineralizada da usina, o combustível alimentado pela rede de gás natural e os gases de combustão.

Como no caso da Termorio, a maioria das plantas térmicas a gás natural em funcionamento adota a configuração de mais de uma turbina a gás, podendo atingir maior flexibilidade em sua operação. A Figura 7 ilustra o diagrama representativo da Termorio e seus componentes, a partir de um desenho esquemático.

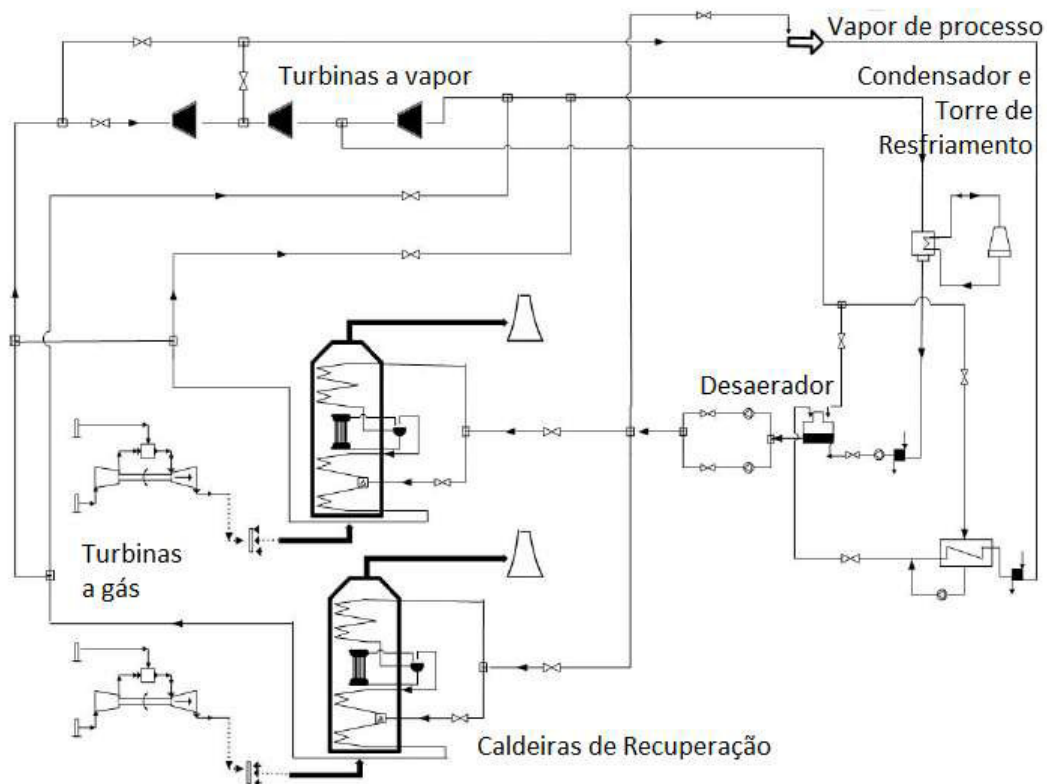


Figura 7 – Desenho esquemático da Termorio [12]

Em cada agrupamento da turbina a gás e caldeira de recuperação, o ar atmosférico é admitido e comprimido no componente compressor da turbina a gás. O ar, já comprimido, junto com o combustível (gás natural pressurizado), são admitidos na câmara de combustão, onde ocorre a queima. Os gases produzidos na combustão são posteriormente expandidos no expansor da turbina a gás produzindo potência mecânica. Após a expansão, os gases da exaustão da turbina passam por um queimador suplementar, onde há uma injeção extra de combustível, liberando energia adicional para que garanta a produção de vapor numa determinada vazão desejada. Os gases, então, entram na caldeira de recuperação de calor constituída por cinco trocadores de

calor. Esses trocadores de calor são, respectivamente, dois superaquecedores, um evaporador e dois economizadores. Após os gases passarem pelos economizadores, deixam a caldeira de recuperação e são liberados na atmosfera por meio de uma chaminé. Cada caldeira de recuperação também recebe água pressurizada na fase líquida que vem de duas bombas de alta pressão.

Em contracorrente com os gases de exaustão, a água líquida é pré-aquecida nos economizadores e transformada em vapor saturado no evaporador. Este vapor é então superaquecido no primeiro superaquecedor, condicionado no atemperador e novamente superaquecido no segundo superaquecedor, seguindo para um separador de fluxo. Após o separador existe uma válvula de desvio que se abre, direciona o vapor diretamente para o elemento condensador. Isso ocorre em casos em que há algum problema nas turbinas a vapor ou então no momento de partida da planta térmica. Se esta mesma válvula estiver fechada, o separador guia o vapor até o misturador, que recebe os fluxos de vapor das duas caldeiras de recuperação. Este fluxo total de vapor chega a um separador com duas saídas: uma com uma válvula de controle e outra com um novo separador. Na saída com a válvula de controle, o vapor é desviado das turbinas a vapor e encaminhado para o desaerador; e na saída com o separador o fluxo de vapor é destinado para expansão nas turbinas a vapor.

Após a expansão no primeiro estágio da turbina, o vapor encontra um separador, onde parte do fluxo é extraída para vapor de processo destinado à REDUC e outra parte segue para o segundo estágio da turbina.

O fluxo de vapor que expande no segundo estágio encontra outro separador na saída, que por sua vez, divide o fluxo por um ramo que segue para o terceiro estágio de expansão e por outro ramo que vai para o desaerador. O fluxo que foi expandido na turbina a vapor segue para o condensador.

No circuito de água de baixa pressão, o vapor entra no condensador, e é condensado com água de refrigeração proveniente de uma torre de resfriamento úmida. Esta torre opera com convecção forçada do ar, que escoar em contracorrente com a água.

O vapor superaquecido que foi desviado do primeiro e do terceiro estágios da turbina, encontra um separador, em que o fluxo se divide em duas partes sob o controle de duas válvulas. Uma parte do fluxo de vapor entra no desaerador para fornecer a energia térmica necessária para o processo de desaeração e a outra parte do fluxo segue para um misturador. No misturador, o vapor é usado para aquecer a água de reposição do vapor de processo.

A água de reposição aquecida, com vazão controlada por uma válvula, segue para o desaerador. Após a saída deste, a vazão total de água líquida desaerada é dividida em um separador para as duas bombas de alta pressão, ambas controladas por válvulas. Os fluxos de água das duas bombas se juntam novamente em um misturador e o fluxo total segue para um separador com três vertentes de saída, todos com válvulas de controle de vazão.

Um ramo conduz a água líquida para ser misturada com o vapor superaquecido da linha de vapor de processo para condicionamento. Após ser condicionado, o vapor é entregue à REDUC, nas condições por ela especificadas. Os outros ramos completam o circuito principal, conduzindo a água para as entradas das caldeiras de recuperação. Em cada caldeira uma pequena parcela da água líquida é dirigida para o atemperador, logo após passarem por um separador e uma válvula de controle. [12]

CAPÍTULO VIII - A MODELAGEM DA TERMORIO NO IPSE-PRO

Como mencionado anteriormente, para esta modelagem da planta do Bloco I da Termorio, foi utilizada a biblioteca CGAM.lib. O método de simulação utilizado neste trabalho foi modelar gradativamente o ciclo, acrescentando-se componente por componente, e eliminando-se as causas das mensagens de erros do simulador a cada nova inserção. Por fim, foram realizados ajustes em determinadas variáveis da simulação visando a redução das diferenças com relação às simulações para esta mesma planta em outros trabalhos. [12,13]

VIII.1 – VARIÁVEIS GLOBAIS

O IPSE-pro denomina de *Global Object* as variáveis relacionadas aos fluidos que farão parte da elaboração da simulação. Para o fluxo de ar, tem-se a variável global chamada *AmbientConditions*. Para essa variável, define-se temperatura, altitude, umidade, dentre outros fatores relacionados a porcentagem de massa de água, oxigênio e nitrogênio presentes, nas condições do ambiente.

Outra variável global a ser determinada é a *ReferenceAmbient*, em que se indica as condições de temperatura e pressão de referência do sistema. Existe também, a variável *Composition* utilizada para especificar a composição de cada fluido presente na simulação, em fração mássica.

Na Tabela 5 é mostrada a composição utilizada, em kg/kg, dos fluidos presentes na planta da Termorio.

Tabela 5 – Composição dos fluidos do sistema especificados na variável global em kg/kg (*Composition*)

Fluido/ Composição	Água	Vapor	Gases de Exaustão (Turbina a gás)	Ar	Combustível (Gás Natural)	Gases de Exaustão (Queima suplementar)
Água	1	1	0	0	0	0
Ar (Argônio)	0	0	0,013014	0,013234	0	0,01293
C_2H_6 (Etano)	0	0	0	0	0,1114	0

C_3H_8 (Propano)	0	0	0	0	0,03822	0
CH_4 (Metano)	0	0	0	0	0,8286	0
CO (Monóxido de carbono)	0	0	0	0	0	0
CO_2 (Dióxido de carbono)	0	0	0,046205	0	0,011	0,063717
H_2 (Hidrogênio)	0	0	0	0	0	0
H_2O	0	0	0,048471	0,012381	0	0,062158
H_2S (Sulfeto de hidrogênio)	0	0	0	0	0	0
N_2 (Nitrogênio)	0	0	0,73343	0,74584	0,01082	0,72872
O_2 (Oxigênio)	0	0	0,15888	0,22855	0	0,13248
SO_2 (Dióxido de Enxofre)	0	0	0	0	0	0

Para a composição do gás natural, utilizou-se, nesta simulação, a mesma composição química do gás natural utilizado como combustível pela Alstom, que é o fabricante da turbina a gás original da planta. A Tabela 6 abaixo quantifica estes valores da composição do gás natural em fração molar.

Tabela 6 – Composição do gás natural utilizado como combustível pela Alstom [12]

Componentes	Fração Molar
C_2H_6	0,0652
C_3H_8	0,0130
CH_4	0,9092
C_5H_{12}	0,0014
N_2	0,0680
CO_2	0,0044

Porém, no IPSE-pro, na aba *Composition*, não tem o componente C_5H_{12} que está presente na composição da Tabela 6. Sendo assim, o valor referente a esse elemento, por ser um valor baixo, foi somado ao valor correspondente do C_3H_8 através de uma média ponderada de suas massas moleculares e frações molares. O Poder Calorífico Inferior deste gás natural é de 48566 kJ/kg.

Na Tabela 7, consta os valores utilizados na simulação para as demais variáveis globais, como *ReferenceAmbient* e *AmbientConditions*.

Tabela 7 – Parâmetros utilizados em *ReferenceAmbient* e *AmbientConditions*

Parâmetros/ Variáveis globais	Pressão (bar)	Altitude (m)	Temperatura (°C)	Umidade (%)
<i>AmbientConditions</i>	-*	73	22	75
<i>ReferenceAmbient</i>	1,0045	-*	22	-*

* Não se aplica

VIII.2 - COMPONENTES DA PLANTA DA TERMORIO

Para a simulação desta planta no IPSE-pro, foram inseridos componentes um a um que estavam disponíveis na biblioteca CGAM.lib. Abaixo, segue uma lista dos componentes inseridos no IPSE-pro:

- Duas turbinas a gás;
- Duas fontes de ar;
- Quatro fontes de combustível;
- Dois combustores responsáveis pela queima suplementar;
- Dez trocadores de calor, representando quatro economizadores, dois evaporadores e quatro superaquecedores;
- Dois tubulões;
- Duas chaminés;
- Três turbinas a vapor;
- Seis bombas;
- Três geradores;
- Um desaerador;
- Um condensador;

- Uma torre de resfriamento;
- Uma fonte de água de reposição na saída da torre de resfriamento;
- Duas fontes de água de reposição do vapor destinado ao processo;
- Dezoito válvulas;
- Doze misturadores;
- Doze separadores.

A simulação da planta do Bloco I da Termorio, no IPSE-pro, possui 84 componentes. A fim de proporcionar um maior entendimento dos componentes que constituem a planta, faz-se, a seguir, um detalhamento dos principais.

VIII.2.1 - TURBINA A GÁS

Uma turbina a gás é um equipamento constituído por um compressor, uma câmara de combustão e a turbina propriamente dita (expansor). O compressor admite ar atmosférico pressurizando-o e empurrando-o para dentro da câmara de combustão. O combustível é injetado e queimado na câmara de combustão. Os gases quentes provenientes da combustão impulsionam uma turbina que movimenta o rotor do compressor através de um eixo e gera energia mecânica suficiente para movimentar e comprimir o ar, além de gerar energia elétrica.

As duas turbinas a gás presentes nesta simulação da Termorio, modelo GT 11 N2 da Alstom, foram inseridas como um modelo genérico de turbina à gás do IPSE-pro (Figura 8). Estas turbinas queimam gás natural e produzem uma potência de 102,8 MW, cada uma. A combustão suplementar, que está imediatamente após a turbina a gás, é responsável por garantir a temperatura de 795 °C para os gases que seguem para a caldeira de recuperação. [12]

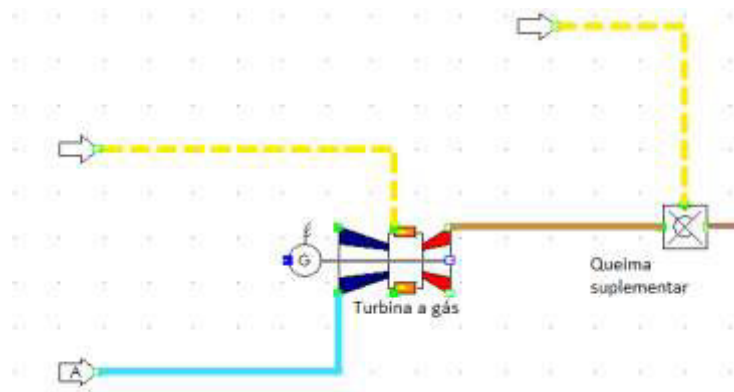


Figura 8 – Turbina a gás e queimador suplementar implementados no IPSE-pro

VIII.2.2 - CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Caldeiras de recuperação são trocadores de calor e são denominadas de HRSG, que significa em inglês, *Heat Recovery Steam Generator*. A HRSG é um recuperador de calor dos gases de exaustão das turbinas a gás para gerar vapor superaquecido de alta pressão para a turbina a vapor. As duas caldeiras do Bloco I da Termorio são fabricadas pela CMI. [12]

As caldeiras de recuperação, como já mencionado anteriormente, são representadas por dois economizadores, um evaporador e dois superaquecedores, cada uma. Estes componentes que formam a caldeira de recuperação são inseridos na simulação na forma de trocadores de calor do tipo contracorrente. Faz-se necessário, também, a implementação de um tubulão (inserido no IPSE-pro como o componente *Drum*), para garantir a presença apenas de vapor saturado na saída do evaporador. Para recirculação de água, usa-se uma bomba. A Figura 9, a seguir, representa esta caldeira de recuperação com os trocadores de calor contracorrentes, tubulão e a bomba.

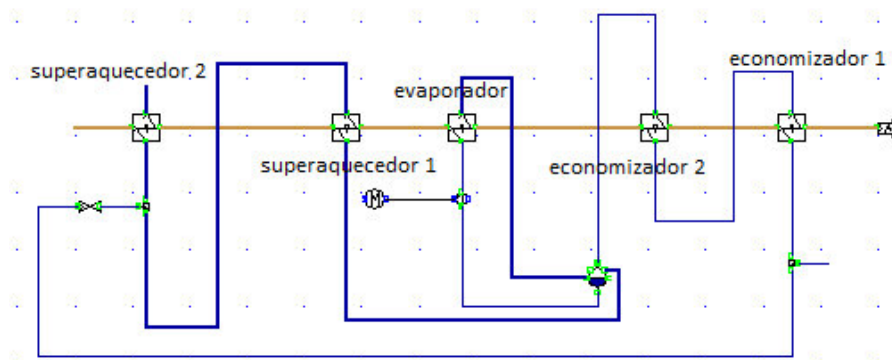


Figura 9 – Caldeira de recuperação modelada com o IPSE-pro

VIII.2.3 - TURBINA A VAPOR

Os três estágios da turbina a vapor são representados por três elementos turbina a vapor, mostradas na Figura 10, do tipo DK2 2N30 da Alstom, em que cada estágio representa um nível de pressão atingido. Esta turbina a vapor é capaz de produzir 173,2 MW de potência, nas condições de projeto, onde $T_{entrada} = 568 \text{ °C}$ e $p_{entrada} = 124 \text{ bar}$. Um fluxo de vapor que deixa a turbina no seu primeiro estágio segue para ser comercializado para REDUC, onde devem ser garantidas as seguintes condições:

- Pressão = 45 bar;
- Temperatura = 404 °C;
- Vazão = 200,034 t/h (55,56 kg/s);

e os outros dois fluxos alimentam o sistema do condensador, torre de resfriamento e desaerador. [12]

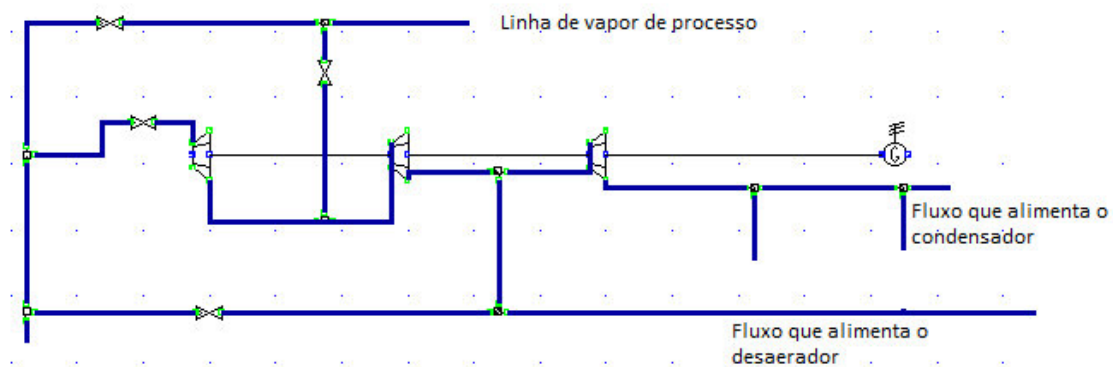


Figura 10 – Turbina a vapor inserida no IPSE-pro

VIII.2.4 - CONDENSADOR E TORRE DE RESFRIAMENTO

A linha de vapor que sai do último estágio da turbina a vapor vai para o condensador a uma pressão de 0,078 bar e temperatura de 41 °C. O vapor é resfriado com água proveniente de uma torre de resfriamento do tipo úmida e opera com convecção forçada que recebe uma vazão de 6244 kg/h de água à temperatura de 25,9 °C. Esta água de refrigeração tem o objetivo de condensar o vapor, retirando calor do mesmo. A temperatura da água na saída da torre é de aproximadamente 35,9 °C. A fim

de compensar a água que eventualmente evapora, é adicionada uma água de *make-up* (ou água de reposição).

A água, proveniente do condensador, alimenta o desaerador, que recebe mais dois fluxos. Um que provém da água de reposição do ciclo e outro que vem das caldeiras de recuperação com uma parte do vapor extraído do segundo estágio da turbina a vapor. O fluxo que sai do desaerador segue para as bombas de alta pressão. A Figura 11 ilustra perfeitamente esta parte do sistema no ambiente do IPSE-pro. [12]

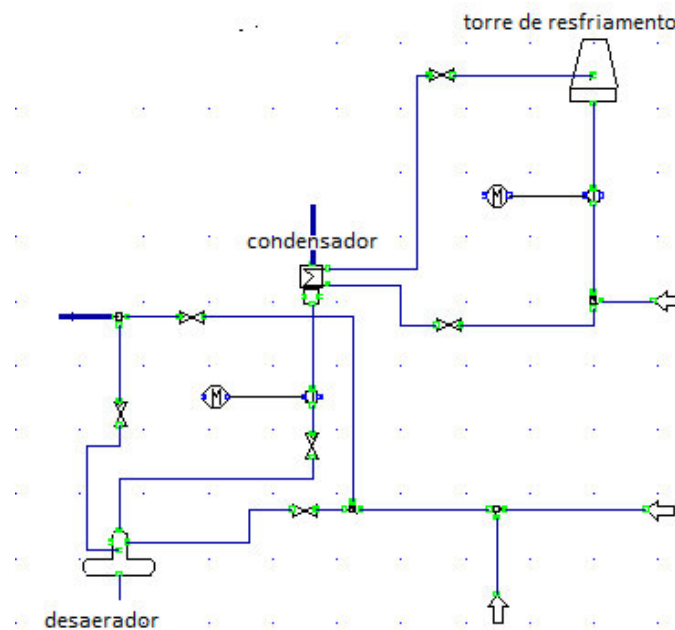


Figura 11 – Condensador, Torre de Resfriamento e Desaerador inseridos no IPSE-pro

VIII.3 - CONSIDERAÇÕES ADMITIDAS PARA A SIMULAÇÃO

Algumas considerações foram feitas para a simulação da planta estudada e suas condições operacionais:

- A turbina a gás da Termorio, do tipo GT11 N2 da Alstom, foi representada na simulação através de uma turbina a gás genérica e seus principais dados de projeto representados na seção VIII.2.1. Porém, como o programa não dispõe em sua biblioteca do modelo exato desta turbina e para atingir os valores operacionais da planta real, foram estipulados os parâmetros, mostrados no Apêndice C, a fim de que seu desempenho seja o mais similar possível da GT11 N2.
- A caldeira de recuperação da planta em simulações anteriores era composta de dois economizadores, um evaporador e dois

superaquecedores. Nesta simulação foi acrescentado um tubulão a esta lista, para que as condições esperadas da caldeira fossem atingidas satisfatoriamente.

- A biblioteca do IPSE-pro não possui atemperadores. Estes foram substituídos, sem perda de resultado, por misturadores convencionais.
- Para as turbinas a vapor, representado os três estágios de pressão, foi adotado o valor de 84% para as suas eficiências isentrópicas.
- O IPSE-pro não tem um componente para representar o aparato onde se dá o destino do vapor de processo e a reposição do fluido para compensação deste vapor desviado do ciclo. Então, foi utilizado um componente denominado *Sink* (sumidouro, em inglês) para caracterizar o vapor destinado para o processo e outro, denominado *Source* (fonte, em inglês), para a água de reposição do ciclo.
- O componente referente à entrada de água de *make-up* na simulação foi representado por um misturador convencional que admite água de uma fonte.
- O trocador de calor que aquece a água de reposição, que funciona similarmente a um atemperador, foi representado como os outros atemperadores deste ciclo, uma fonte e um misturador.
- Para a água de reposição da torre de resfriamento do tipo úmida, foi adotado o mesmo padrão relatado acima nestas condições, uma fonte e um misturador.
- No sistema real, após a saída das bombas de alta pressão, o fluxo é dividido em três. Como o IPSE-pro não possui em sua biblioteca um separador com três saídas, foram utilizados dois separadores que, em série, dividem o fluxo total nos três ramos prescritos no projeto.

CAPÍTULO IX – A SIMULAÇÃO E RESULTADOS

A simulação da planta térmica estudada foi realizada utilizando a biblioteca CGAM.lib e de acordo com as condições admitidas pelo simulador no item VIII.3. A sua interface gráfica está representada na Figura 12, mostrando todos os componentes que juntos formam a planta do Bloco I da Termorio.

Nesta figura, é apresentada uma tabela com os fluidos que passam por cada etapa da simulação, representadas por cores. São eles: ar, água, gás natural, vapor e gases da combustão.

A simulação térmica da planta de cogeração no IPSE-pro com seus resultados rodando, sem erros, encontra-se no Apêndice D.

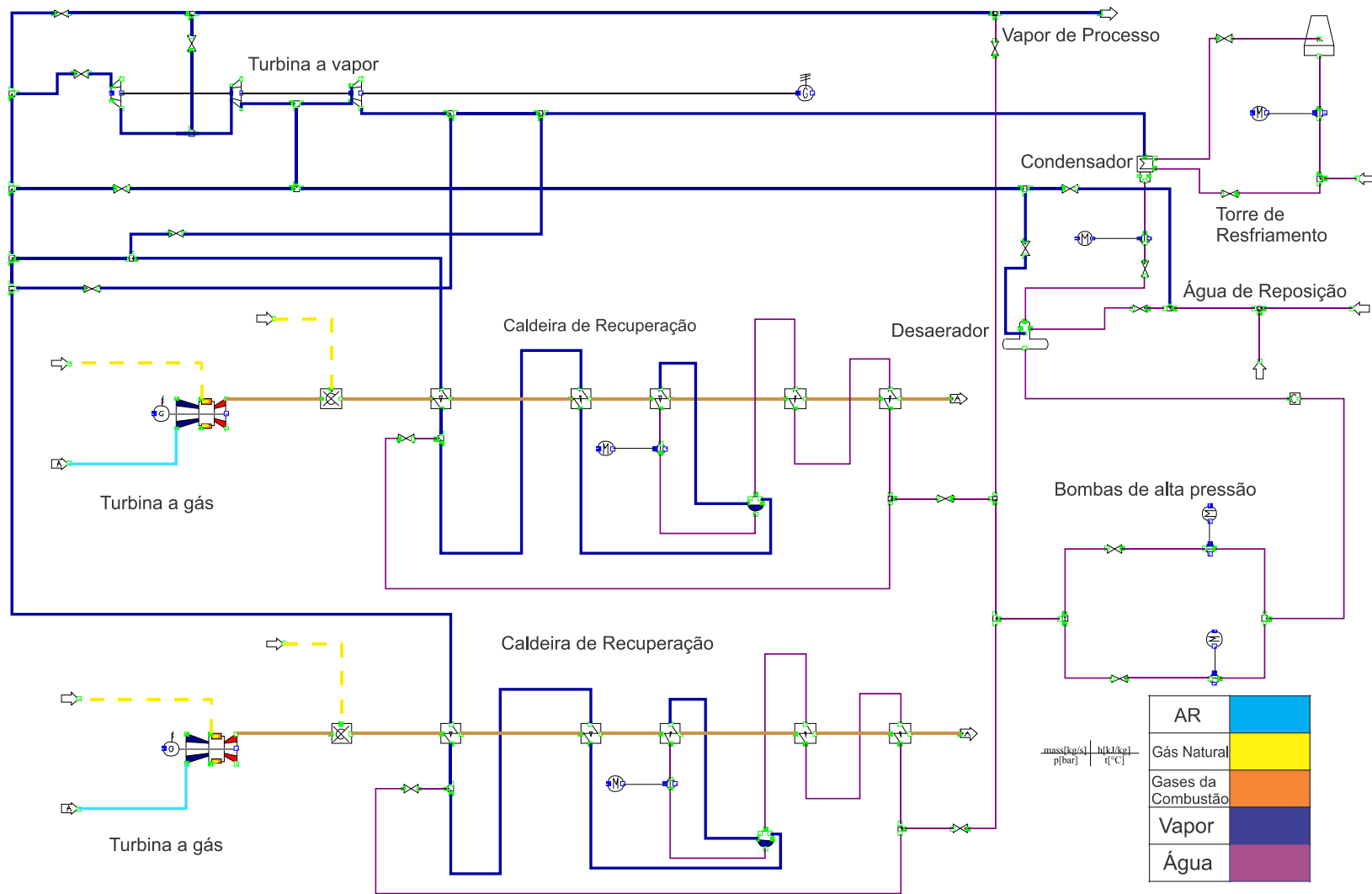


Figura 12 – Simulação da planta de cogeração utilizando o IPSE-pro

IX.1 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

A Tabela 8 abaixo apresenta os valores obtidos da simulação da planta no IPSE-pro. Esta tabela abrange os resultados de pressão, temperatura, vazão mássica e exergia dos fluxos presentes na planta simulada. Os números de fluxos que aparecem na primeira coluna desta tabela são os nomes gerados pelo próprio simulador para cada fluxo da planta. A localização destes fluxos na simulação da planta encontra-se Apêndice D.

Tabela 8 – Resultados obtidos na simulação da Termorio com o IPSE-pro

Fluxo IPSE	Pressão	Temperatura	Vazão Mássica	Exergia kJ/kg
5a	122,83	414,31	92,85	1289,71
4a	1,01	696,00	384,00	370,82
37	125,00	83,00	2,50	35,48
36a	122,83	393,43	95,35	1249,21
2a	1,01	795,00	384,00	457,19
13a	123,74	321,13	92,85	451,01
10a	123,54	331,72	92,85	1087,60
70	122,21	564,44	95,35	1543,87
35	122,84	414,36	92,85	1289,79
7a	123,44	326,82	92,85	1067,92
8a	1,01	612,83	384,00	302,38
14a	124,36	305,92	92,85	404,85
16a	123,44	326,82	92,85	470,43
9a	1,01	360,00	384,00	123,62
15a	1,00	115,00	384,00	12,93
38	125,12	83,00	95,35	35,49
11a	123,61	326,83	92,85	470,46
12a	1,01	340,00	384,00	111,70
4	1,01	696,00	384,00	370,82
39	124,99	83,00	2,50	35,47
36	122,83	393,47	95,35	1249,28
2	1,01	795,00	384,00	457,19
13	123,75	321,13	92,85	451,01
10	123,55	331,73	92,85	1087,61
6	122,21	564,49	95,35	1543,95
7	123,45	326,83	92,85	1067,92
8	1,01	612,80	384,00	302,35
14	124,38	305,92	92,85	404,85
16	123,45	326,83	92,85	470,45

Tabela 8 – Resultados obtidos na simulação da Termorio com o IPSE-pro (Cont.)

9	1,01	360,00	384,00	123,62
17a	124,99	83,00	92,85	35,47
11	124,17	326,88	92,85	470,59
12	1,01	340,00	384,00	111,70
15	1,00	115,00	384,00	12,93
80	0,08	41,06	124,02	129,94
64	1,01	35,90	6243,72	1,33
63	1,02	25,90	6243,72	0,11
49	0,08	41,06	124,02	2,37
60	1,24	34,51	56,50	1,10
83	5,90	41,12	124,02	2,98
52	0,47	311,10	11,12	561,72
31	2,13	312,95	11,12	767,05
50	0,47	41,23	124,02	2,47
53	0,47	79,81	191,64	20,95
61	0,47	79,79	95,60	20,95
58	0,47	79,79	95,55	20,95
57	181,56	81,93	95,60	40,28
55	179,75	81,96	95,60	40,14
66	181,56	81,93	95,55	40,28
42	178,75	81,98	191,15	40,05
22	122,06	564,40	0,00	1543,74
40	176,96	82,01	95,35	39,90
5	125,13	83,00	95,35	35,50
17	125,00	83,00	92,85	35,48
44	175,19	82,05	95,35	39,75
02b	1,00	22,00	374,94	0,00
1a	1,09	540,00	381,47	249,87
18	122,08	564,41	190,70	1543,77
3a	27,00	25,00	2,53	459,23
01b	27,00	25,00	6,53	459,23
02a	1,00	22,00	374,94	0,00
1	1,09	540,00	381,47	249,87
19	122,07	564,41	5,56	1543,76
3	27,00	25,00	2,53	459,23
01a	27,00	25,00	6,53	459,23
30	2,14	512,73	5,56	1003,74
20	122,07	564,41	185,14	1543,76
27	2,14	122,38	5,56	609,10
23	45,20	416,21	185,14	1252,54
25	45,20	416,20	55,56	1252,53
34	175,19	82,05	0,45	39,75

Tabela 8 – Resultados obtidos na simulação da Termorio com o IPSE-pro (Cont.)

24	45,20	416,20	129,58	1252,53
26	2,14	122,38	129,58	609,11
45	45,00	406,27	56,01	1238,78
28	2,14	122,38	124,02	609,10
21	122,06	564,40	185,14	1543,74
47	2,13	312,95	11,12	766,92
51	0,47	34,52	56,50	1,03
46	2,13	312,95	0,00	766,92
48	1,92	312,71	0,00	752,63
32	122,06	564,40	0,00	1543,74
33	45,00	416,07	55,56	1251,97
41	45,00	416,07	55,56	1251,97
59	1,24	32,00	0,00	0,72
54	1,24	34,51	56,50	1,10
43	176,96	82,01	95,80	39,90
85	125,00	83,00	2,50	35,48
84	124,99	83,00	2,50	35,47
56	179,75	81,96	95,55	40,14
62	0,47	79,81	191,15	20,95
82	0,47	34,52	56,50	1,03
78	0,08	511,69	0,00	556,24
77	0,08	511,75	0,00	556,32
79	0,08	41,06	124,02	129,94
29	0,08	41,06	124,02	129,94
81	122,06	564,40	185,14	1543,74
65	50,19	84,41	0,45	29,13
76	122,09	564,39	0,00	1543,74
68	122,09	564,44	0,00	1543,82
71	1,00	35,90	6243,72	1,33
67	1,00	25,90	6118,84	0,10
74	3,50	25,92	6118,84	0,36
72	4,00	22,00	124,87	0,30
73	1,13	25,90	6243,72	0,12
69	122,09	564,44	95,35	1543,82
75	122,09	564,39	95,35	1543,74

Esta mesma planta do Bloco I da Termorio, já foi simulada em outros dois simuladores computacionais: Thermoflex [12], da linha de produtos Thermoflow Incorporation, e o Cycle-Tempo [13], da Delft University of Technology. Apesar de estes simuladores terem o mesmo propósito, eles apresentam pequenas diferenças no

que diz respeito à simulação, diferenças estas, relacionadas na maioria das vezes, à biblioteca de simulação. Com o intuito de efetuar uma comparação entre os resultados dos três simuladores, foi elaborada a Tabela 9. Nesta tabela, constam valores de pressão, temperatura e vazão mássica. Estão presentes também, os desvios dos resultados obtidos no IPSE-pro em comparação com os resultados obtidos no Thermoflex (simulador cujos resultados foram considerados satisfatórios pela empresa proprietária da planta) [12]. A segunda coluna da Tabela 9 é referente ao fluido presente em cada fluxo da planta. São eles: água, ar, vapor, gases da combustão (GC) e gás natural (GN). A simulação realizada com o Thermoflex foi tomada como referência nas análises a seguir.

Tabela 9 – Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores

Fluxo IPSE	Fluido	Pressão (bar)			Desvio pressão %	Temperatura (°C)			Desvio temperatura %	Vazão mássica (kg/s)			Desvio vazão mássica %
		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro	
5a	Vapor	122,00	122,00	122,83	0,68	417,00	417,00	414,31	-0,65	93,70	92,80	92,85	0,05
4a	GC	1,03	1,03	1,01	-1,94	696,00	696,00	696,00	0,00	388,86	389,00	384,00	-1,29
37	Água	122,00	125,00	125,00	0,00	81,29	83,70	83,00	-0,84	2,49	2,43	2,50	2,88
36a	Vapor	122,00	122,00	122,83	0,68	396,00	396,00	393,43	-0,65	96,19	95,30	95,35	0,05
2a	GC	1,03	1,03	1,01	-1,94	795,00	795,00	795,00	0,00	388,86	389,00	384,00	-1,29
13a	Água	123,00	-	123,74	-	326,00	-	321,13	-	93,70	-	92,85	-
10a	Vapor	123,00	-	123,54	-	327,00	-	331,72	-	96,24	-	92,85	-
70	Vapor	121,00	121,00	122,21	1,00	568,00	568,00	564,44	-0,63	96,19	95,30	95,35	0,05
35	Vapor	122,00	122,00	122,84	0,69	417,00	417,00	414,36	-0,63	93,70	92,80	92,85	0,05
7a	Vapor	123,00	123,00	123,44	0,36	326,57	327,00	326,82	-0,06	93,70	92,80	92,85	0,05
8a	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	611,00	611,00	612,83	0,30	388,86	389,00	384,00	-1,29
14a	Água	124,00	124,00	124,36	0,29	300,00	300,00	305,92	1,97	93,70	92,80	92,85	0,05
16a	Água	123,00	-	123,44	-	326,57	-	326,82	-	96,24	-	92,85	-
9a	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	367,00	367,00	360,00	-1,91	388,86	389,00	384,00	-1,29
15a	GC	1,01	1,01	1,00	-0,99	117,00	117,00	115,00	-1,71	388,86	389,00	384,00	-1,29
38	Água	125,00	125,00	125,12	0,10	81,23	83,70	83,00	-0,84	96,19	95,30	95,35	0,05
11a	Água	123,00	123,00	123,61	0,50	326,57	326,00	326,83	0,25	96,24	92,80	92,85	0,05
12a	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	333,00	333,00	340,00	2,10	388,86	389,00	384,00	-1,29
4	GC	1,03	1,03	1,01	-1,94	696,00	696,00	696,00	0,00	388,86	389,00	384,00	-1,29
39	Água	122,00	125,00	124,99	-0,01	81,29	83,70	83,00	-0,84	2,49	2,43	2,50	2,88
36	Vapor	122,00	122,00	122,83	0,68	396,00	396,00	393,47	-0,64	96,19	95,30	95,35	0,05

Tabela 9 – Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores (Cont.)

Fluxo IPSE	Fluido	Pressão (bar)			Desvio pressão %	Temperatura (°C)			Desvio temperatura %	Vazão mássica (kg/s)			Desvio vazão mássica %
		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro		Cycle-Tempo	Thermoflex	IPSE-pro	
2	G C	1,03	1,03	1,01	-1,94	795,00	795,00	795,00	0,00	388,86	389,00	384,00	-1,29
10	Água	123,00	-	123,55	-	327,00	-	331,726	-	96,24	-	92,85	-
6	Vapor	121,00	121,00	122,21	1,00	568,00	568,00	564,488	-0,62	96,19	95,30	95,35	0,05
7	Vapor	123,00	123,00	123,45	0,37	326,57	327,00	326,825	-0,05	93,70	92,80	92,85	0,05
8	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	611,00	611,00	612,804	0,30	388,86	389,00	384,00	-1,29
14	Água	124,00	124,00	124,38	0,31	300,00	300,00	305,919	1,97	93,70	92,80	92,85	0,05
16	Água	123,00	-	123,45	-	326,57	-	326,825	-	96,24	-	92,85	-
9	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	367,00	367,00	360	-1,91	388,86	389,00	384,00	-1,29
17a	Água	125,00	125,00	124,99	-0,01	81,23	83,70	83	-0,84	93,70	92,80	92,85	0,05
11	Água	123,00	123,00	124,17	0,95	326,57	326,00	326,881	0,27	96,24	92,80	92,85	0,05
12	GC	1,02	1,02	1,01	-0,98	333,00	333,00	340	2,10	388,86	389,00	384,00	-1,29
15	GC	1,01	1,01	1,00	-0,99	117,00	117,00	115	-1,71	388,86	389,00	384,00	-1,29
80	Vapor	0,08	0,08	0,08	0,00	41,03	41,00	41,0551	0,13	126,57	124,00	124,02	0,02
64	Água	1,01	1,01	1,01	0,00	35,90	35,90	35,9	0,00	6393,78	6183,00	6243,72	0,98
63	Água	1,01	1,01	1,02	0,99	25,90	25,90	25,9	0,00	6393,78	6183,00	6243,72	0,98
49	Água	0,08	0,08	0,08	0,00	41,03	41,00	41,0551	0,13	126,57	124,00	124,02	0,02
60	Água	1,24	1,24	1,24	0,00	35,00	35,00	34,5068	-1,41	55,56	55,60	56,50	1,62
83	Água	6,00	6,00	5,90	-1,67	41,05	41,10	41,1206	0,05	126,57	124,00	124,02	0,02
52	Vapor	0,47	0,47	0,47	0,00	316,61	306,00	311,1	1,67	11,12	11,10	11,12	0,18
31	Vapor	2,14	2,14	2,13	-0,47	318,46	308,00	312,95	1,61	11,12	11,10	11,12	0,18
50	Água	0,47	0,47	0,47	0,00	41,17	41,20	41,234	0,08	126,57	124,00	124,02	0,02
53	Água	0,47	0,47	0,47	0,00	79,78	79,90	79,812	-0,11	193,26	191,00	191,64	0,34
61	Água	0,47	0,47	0,47	0,00	79,78	79,90	79,7873	-0,14	96,63	95,60	95,60	0,00
58	Água	0,47	0,47	0,47	0,00	79,78	79,90	79,7873	-0,14	96,63	95,60	95,55	-0,05

Tabela 9 – Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores (Cont.)

Fluxo IPSE	Fluido	Pressão (bar)			Desvio pressão %	Temperatura (°C)			Desvio temperatura %	Vazão mássica (kg/s)			Desvio vazão mássica %
		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro	
57	Água	156,00	179,58	181,56	1,10	80,64	83,10	81,9268	-1,41	96,63	95,60	95,60	0,00
55	Água	156,00	179,58	179,75	0,09	80,64	83,1	81,96	-1,37	96,63	95,60	95,60	0,00
66	Água	156,00	179,58	181,56	1,10	80,64	83,1	81,93	-1,41	96,63	95,60	95,55	-0,05
42	Água	156,00	179,58	178,75	-0,46	80,64	83,1	81,98	-1,35	193,26	191,00	191,15	0,08
22	Vapor	121,00	121,00	122,06	0,88	568,00	568	564,40	-0,63	0,00	0,00	0,00	0,00
40	Água	156,00	179,58	176,96	-1,46	80,64	83,1	82,01	-1,31	96,19	95,30	95,35	0,05
5	Água	125,00	125,00	125,13	0,10	81,23	83,7	83,00	-0,84	96,19	95,30	95,35	0,05
17	Água	125,00	125,00	125,00	0,00	81,23	83,7	83,00	-0,84	93,70	92,80	92,85	0,05
44	Água	156,00	179,58	175,19	-2,44	80,64	83,1	82,05	-1,26	96,19	95,30	95,35	0,05
02b	Ar	1,01	1,01	1,00	-0,99	22,00	22	22,00	0,00	379,65	379,00	374,94	-1,07
18	Vapor	121,00	121,00	122,08	0,89	568,00	568	564,41	-0,63	192,38	191,00	190,70	-0,16
3a	GN	27,00	27,00	27,00	0,00	25,00	25	25,00	0,00	2,54	2,56	2,53	-1,17
02a	Ar	1,01	1,01	1,00	-0,99	22,00	22	22,00	0,00	379,65	379,00	374,94	-1,07
19	Vapor	121,00	121,00	122,07	0,88	568,00	568	564,41	-0,63	5,56	5,56	5,56	0,00
3	GN	27,00	27,00	27,00	0,00	25,00	25	25,00	0,00	2,54	2,56	2,53	-1,17
30	Vapor	2,14	2,14	2,14	0,00	518,39	518	512,73	-1,02	5,56	5,56	5,56	0,00
20	Vapor	121,00	121,00	122,07	0,88	568,00	568	564,41	-0,63	186,82	185,00	185,14	0,08
27	Vapor	2,14	2,14	2,14	0,00	122,36	122,00	122,38	0,31	5,56	5,56	5,56	0,00
23	Vapor	45,20	45,20	45,20	0,00	423,11	416,00	416,21	0,05	186,82	185,00	185,14	0,08
25	Vapor	45,20	45,20	45,20	0,00	423,11	416,00	416,20	0,05	54,69	55,00	55,56	1,02
34	Água	156,00	179,58	175,19	-2,44	80,64	83,10	82,05	-1,26	0,87	0,45	0,45	0,00
24	Vapor	45,20	45,20	45,20	0,00	423,11	416,00	416,20	0,05	132,13	130,00	129,58	-0,32

Tabela 9 – Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores (Cont.)

Fluxo IPSE	Fluido	Pressão (bar)			Desvio pressão %	Temperatura (°C)			Desvio temperatura %	Vazão mássica (kg/s)			Desvio vazão mássica %
		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro	
21	Vapor	121,00	120,00	122,06	1,72	568,00	568,00	564,40	-0,63	186,82	185,00	185,14	0,08
28	Vapor	2,14	2,14	2,14	0,00	122,36	122,00	122,38	0,31	126,57	124,00	124,02	0,02
26	Vapor	2,14	2,14	2,14	0,00	122,36	122,00	122,38	0,31	132,13	130,00	129,58	-0,32
47	Vapor	2,14	2,14	2,13	-0,47	318,46	308,00	312,95	1,61	11,12	11,10	11,12	0,18
51	Água	0,06	0,47	0,47	0,00	34,91	35,00	34,52	-1,37	55,56	55,60	56,50	1,62
46	Vapor	2,14	2,14	2,13	-0,47	318,46	308,00	312,95	1,61	0,00	0,00	0,00	0,00
32	Vapor	45,00	120,00	122,06	1,72	537,61	564,78	564,40	-0,07	0,00	0,00	0,00	0,00
33	Vapor	45,00	45,00	45,00	0,00	422,98	416,00	416,07	0,02	54,70	55,00	55,56	1,02
41	Vapor	45,00	45,00	45,00	0,00	422,98	416,00	416,07	0,02	54,70	55,00	55,56	1,02
59	Água	1,24	-	1,24	-	35,00	-	32,00	-	0,00	-	0,00	-
54	Água	1,24	-	1,24	-	35,00	-	34,51	-	55,56	-	56,50	-
43	Água	-	-	176,96	-	-	-	82,01	-	-	-	95,80	-
85	Água	-	124,87	125,00	0,10	-	84,61	83,00	-1,90	-	2,43	2,50	2,84
84	Água	-	124,87	124,99	0,10	-	84,61	83,00	-1,90	-	2,43	2,50	2,84
56	Água	-	179,58	179,75	0,09	-	83,57	81,96	-1,93	-	95,50	95,55	0,05
62	Água	-	-	0,47	-	-	-	79,81	-	-	-	191,15	-
82	Água	-	0,47	0,47	0,00	-	35,04	34,52	-1,48	-	55,56	56,50	1,69
78	Vapor	-	0,08	0,08	0,00	-	514,02	511,69	-0,45	-	0,00	0,00	-
77	Vapor	-	0,08	0,08	0,00	-	514,02	511,75	-0,44	-	0,00	0,00	-
79	Vapor	-	0,08	0,08	0,00	-	41,03	41,06	0,07	-	124,30	124,02	-0,23
81	Vapor	-	120,00	122,06	1,72	-	564,78	564,40	-0,07	-	185,00	185,14	0,08
76	Vapor	-	120,60	122,09	1,24	-	565,00	564,39	-0,11	-	0,00	0,00	0,00

Tabela 9 – Resultados obtidos nas simulações da Termorio com os três simuladores (Cont.)

Fluxo IPSE	Fluido	Pressão (bar)			Desvio pressão %	Temperatura (°C)			Desvio temperatura %	Vazão mássica (kg/s)			Desvio vazão mássica %
		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro		Cycle- Tempo	Thermoflex	IPSE- pro	
68	Vapor	-	120,60	122,09	1,24	-	565,00	564,44	-0,10	-	0,00	0,00	0,00
71	Água	-	-	1,00	-	-	-	35,90	-	-	-	6243,72	-
67	Água	-	-	1,00	-	-	-	25,90	-	-	-	6118,84	-
74	Água	-	-	3,50	-	-	-	25,92	-	-	-	6118,84	-
72	Água	-	-	4,00	-	-	-	22,00	-	-	-	124,87	-
73	Água	-	-	1,13	-	-	-	25,90	-	-	-	6243,72	-
13	Água	123,00	-	123,75	-	326,00	-	321,13	-	93,70	-	92,85	-
69	Vapor	-	120,60	122,09	1,24	-	565,00	564,44	-0,10	-	95,28	95,35	0,07
75	Vapor	-	120,60	122,09	1,24	-	565,00	564,39	-0,11	-	95,28	95,35	0,07
29	Vapor	-	0,08	0,08	0,00	-	41,03	41,06	0,07	-	124,30	124,02	-0,23
45	Vapor	45,00	45,20	45,00	-0,44	404,00	404,00	406,27	0,56	55,56	55,56	56,01	0,81
1a	GC	1,03	1,03	1,09	5,83	540,00	540	540,00	0,00	386,33	386,00	381,47	-1,17
1	GC	1,03	1,03	1,09	5,83	540,00	540	540,00	0,00	386,33	386,00	381,47	-1,17
01b	GN	27,00	27,00	27,00	0,00	25,00	25	25,00	0,00	6,67	6,81	6,53	-4,11
01a	GN	27,00	27,00	27,00	0,00	25,00	25	25,00	0,00	6,67	6,81	6,53	-4,11
65	Água	-	178,68	50,19	-71,91	-	83,59	84,41	0,98	-	0,45	0,45	0,00
48	Vapor	0,06	0,06	1,92	3100,00	316,15	306,00	312,71	2,19	0,00	0,00	0,00	0,00

Comparando-se as simulações IPSE-pro e Thermoflex pode-se notar que alguns campos da Tabela 9 não estão preenchidos. Isso se deve ao fato de que alguns fluxos que estão na simulação com IPSE-pro não constam na simulação com Thermoflex. Houve necessidade da inserção de alguns componentes compatíveis com os modelos termodinâmicos dos diferentes simuladores, como mencionado no item VIII.3 deste trabalho. Ao comparar com o Cycle-Tempo, alguns fluxos que foram inseridos com o IPSE-pro não estão na simulação com o Cycle-Tempo. Na simulação com Cycle-Tempo não foram incluídos os fluxos relativos à torre de resfriamento.

Para melhor visualização dos resultados da simulação que serão comentados a seguir, estes se encontram separados ao final da Tabela 9.

Os resultados encontrados para esta simulação com o IPSE-pro podem ser considerados satisfatórios, pois, em sua maioria, apresentam desvio em relação a simulação de referência inferiores a 3%, considerado aceitável para uma simulação. Vale ressaltar que os resultados obtidos para o vapor de processo entregue à REDUC, diferem em menos do que 1% dos valores de projeto já mencionados neste trabalho. Nesta simulação estes resultados estão representados pelo fluxo de número 45 da Tabela 9.

Porém, para os valores de pressão para os fluxos 1a e 1, o desvio foi de 5,83% e para os valores de vazão mássica dos fluxos 01b e 01a, o desvio foi de 4,11%. Estes são os fluxos na saída e entrada das turbinas a gás e como dito anteriormente, as turbinas a gás inseridas na simulação foram os modelos de turbinas a gás da biblioteca do IPSE-pro. Sendo assim, eram esperadas algumas divergências em relação a esses valores quando comparados com a simulação com o Thermoflex, onde as turbinas a gás foram simuladas com os dados específicos do modelo da turbina da Alstom. No entanto, esta divergência não altera os demais resultados da simulação.

Para o fluxo 65, o desvio relativo à pressão resultou em um valor de 72%. Este valor encontrado na simulação com o IPSE-pro ficou bem divergente do encontrado com o Thermoflex. Na verdade, representa uma ideia mais realista do que acontece nas condições de operação da planta. Para os outros simuladores, o controle da pressão é efetuado pelo misturador, o que não acontece na planta real. Sendo assim, para esta simulação, foi adotado que o controle de pressão fosse direcionado para a válvula, o que explica a diferença de pressão tão grande em relação ao Thermoflex. Entretanto, esta modificação não influencia nos demais resultados da simulação.

Finalmente, para o fluxo de número 48, foi obtido um resultado de pressão bem diferente ao da simulação de referência. O valor obtido foi 1,92 bar e o de referência é 0,06 bar. Tal fato ocorre, pois o simulador IPSE-pro faz uma restrição com relação às pressões que entram e saem do misturador. As pressões que entram, não podem ser menores do que as que saem, logo, o valor ideal de 0,06 bar não é aceito, visto que a pressão após passar pelo misturador é 0,47 bar. Vale ressaltar que esta restrição do IPSE-pro, referente à pressão na saída do misturador, é mais física do que nos outros simuladores em que esta restrição não aparece. Porém, essa modificação na pressão não interfere significativamente nos outros resultados obtidos.

IX.2 - RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

O modelo da planta simulado com o IPSE-pro na biblioteca CGAM.lib fornece o valor da exergia, assim como pressão, temperatura, entalpia e vazão mássica de cada fluxo. Sendo assim, realizou-se o cálculo da destruição da exergia em cada componente da planta, conforme a equação (2). Na Tabela 10 são apresentados os fluxos de exergia de combustíveis e produtos e a eficiência exergética dos principais componentes da planta. Os cálculos efetuados para destruição de exergia encontram-se detalhados no Apêndice B.

Tabela 10 – Resultados de \dot{E}_{comb} , \dot{E}_{prod} e η_E dos principais componentes

Componente	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{prod} (kW)	Eficiência Exergética(%)
Turbina a gás	320277,91	198130,42	0,62
Turbina a gás	320277,91	198130,42	0,62
Combustor	123738,55	80241,32	0,65
Combustor	123738,55	80241,32	0,65
Trocador de calor	33167,74	28096,78	0,85
Trocador de calor	33167,74	28095,83	0,85
Trocador de calor	26290,74	20600,63	0,78
Trocador de calor	26281,52	20593,20	0,78
Trocador de calor	68632,17	57290,12	0,83
Trocador de calor	68641,38	57301,17	0,83
Trocador de calor	4576,09	4285,58	0,94
Trocador de calor	4576,09	4285,68	0,94
Trocador de calor	37930,53	34296,02	0,90
Trocador de calor	37930,53	34296,81	0,90
Turbina a vapor	53912,77	49788,50	0,92
Turbina a vapor	83373,97	72997,50	0,88
Turbina a vapor	59425,18	50407,00	0,85

Tabela 10 - Resultados de \dot{E}_{comb} , \dot{E}_{prod} e η_E dos principais componentes (Cont.)

Condensador	15821,30	7607,79	0,48
Desaerador	4015,38	2594,93	0,61
Torre	652,44	7631,22	0,08

Na Tabela 11 são apresentados os principais resultados para os diferentes grupos de componentes e seus percentuais de destruição. A terceira coluna desta tabela quantifica, em MW, o quanto de exergia foi destruído pelas irreversibilidades do sistema.

Tabela 11 – Percentuais de destruição de exergia de cada componente e MW de potência não gerada

Componente	%	MW
Turbinas a Gás	55,00	244,3
Combustores	19,60	87,0
HRSGs	11,72	52,1
Turbinas a Vapor	5,29	23,5
Condensador	1,85	8,2
Desaerador	0,58	2,6
Bombas	0,45	2,0
Misturadores	0,80	3,6
Separadores	0,02	0,1
Torre	1,72	7,6
Gerador	1,54	6,9
Tubulão	0,01	0,0
Válvulas	1,42	6,3

Graficamente, na Figura 13, estes resultados diagnosticam quais componentes efetivamente deixam de produzir mais energia elétrica.

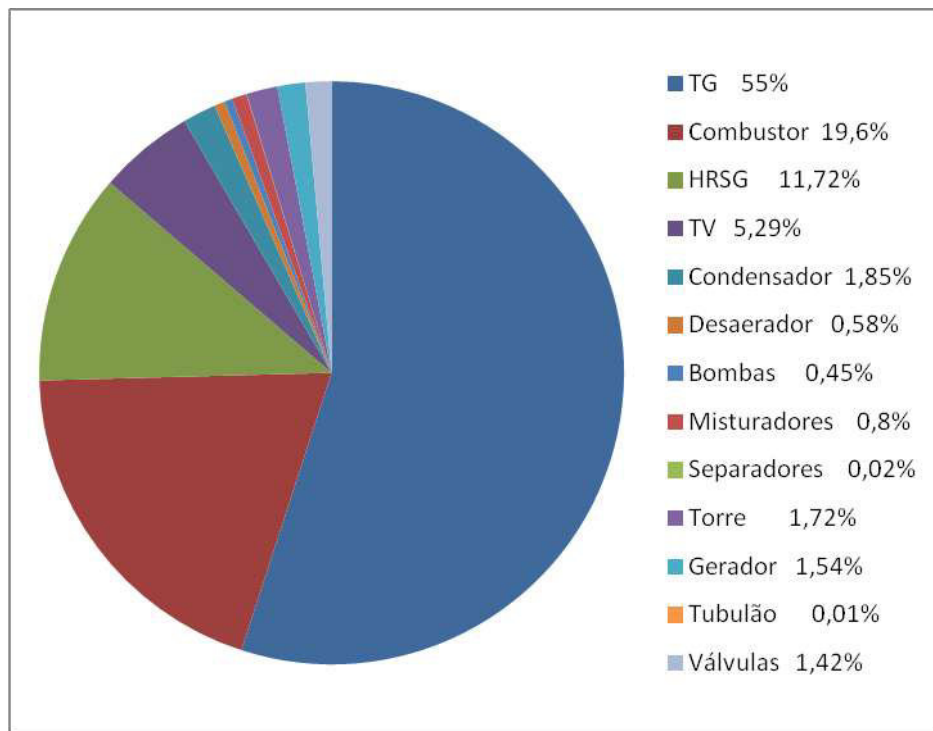


Figura 13 – Distribuição de destruição de exergia no sistema

É notório que a maior destruição de exergia está localizada nas turbinas a gás, seguidas pelos combustores da queima suplementar. Sendo assim, as distribuições de fluxos exergéticos mostram que os componentes onde há reações químicas envolvidas, como a combustão, há maior destruição de exergia. Como a vazão mássica de combustível nas turbinas a gás é maior do que a nos combustores da queima suplementar é de se esperar uma maior destruição nas turbinas. Nestes equipamentos onde há a combustão, há muito desequilíbrio e esses processos são reações irreversíveis, explicando o fato de localizar a maior parte da destruição.

Porém, pode-se notar que no condensador e na torre de resfriamento a destruição é pequena. Tal fato ocorre, pois as diferenças de temperaturas entre o fluido quente e o fluido frio são pequenas, uma vez que quanto maior a diferença de temperatura entre os fluidos, maior será a destruição da exergia. Uma troca de calor só seria reversível se esta ocorresse com uma diferença de temperatura infinitesimal, o que na prática é impossível.

Além disso, as temperaturas envolvidas no sistema de resfriamento já se encontram próximas à temperatura ambiente. Com isso, os fluxos nestes componentes são fluxos de baixo teor exergético. É sempre melhor que a destruição de exergia,

quando inevitável, ocorra em processos de baixa temperatura ao invés de em processos de elevada temperatura.

Através da distribuição de exergia, nota-se que dos 896 MW de potência relativos à entrada de exergia no sistema global, apenas 451 MW são convertidos em exergia no produto. Sendo assim, a destruição foi de 445 MW, distribuídos pelas irreversibilidades dos componentes. A Figura 14 abaixo mostra um comparativo com a distribuição dos fluxos energéticos, em MW.

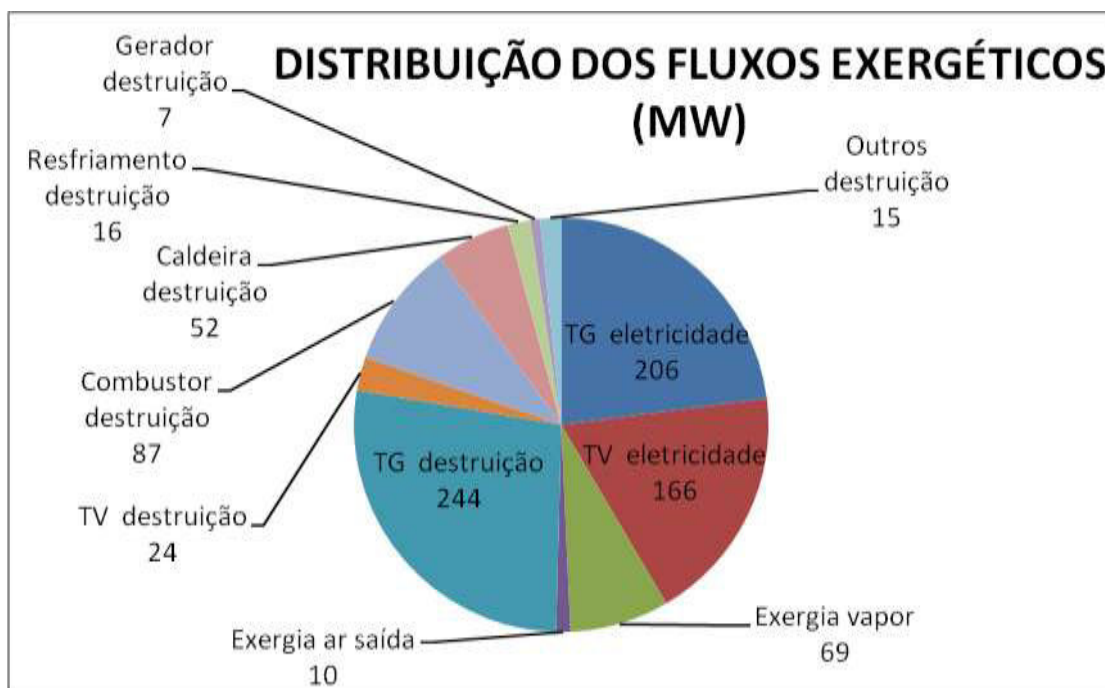


Figura 14 – Distribuição dos fluxos exergéticos (MW)

No gráfico acima estão representadas, no sistema como um todo, as exergias do produto do sistema e suas destruições. Como produtos do sistema, podemos citar: as potências geradas pelas turbinas a gás e turbinas a vapor, exergia do vapor de processo e a exergia dos gases na saída das chaminés, como são visualizadas no gráfico. O restante das repartições é destinado às destruições do sistema global.

No que diz respeito ao balanço de energia, os 925 MW de entrada de energia no sistema, estão distribuídos pelos componentes da planta e representados pela Figura 15. É possível verificar que, a maior perda de energia está no condensador e na torre de resfriamento, porém, apesar de correto, não se pode levar em conta como indicativo de maior perda de potencial de geração elétrica, visto que o condensador recebe um fluido com baixa qualidade energética. Sendo assim, a análise de exergia do sistema é

realmente importante para determinar os pontos de perda de eficiência do ciclo, diferindo da abordagem energética.

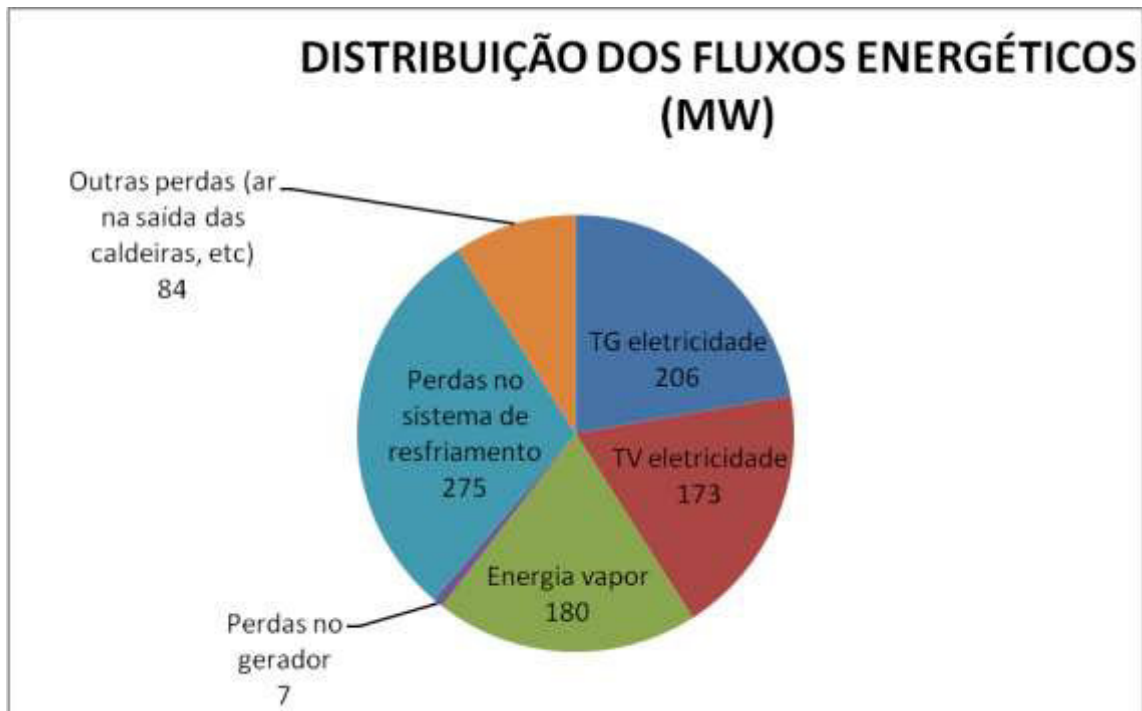


Figura 15 – Distribuição dos fluxos energéticos (MW)

CAPÍTULO X - CONCLUSÕES

Pode-se destacar que os objetivos propostos neste projeto foram atingidos com êxito. A simulação da planta real de cogeração, o Bloco I da Termorio e sua análise exergética, foram realizados com sucesso.

Concluiu-se que a simulação realizada no IPSE-pro foi bastante satisfatória, pois os resultados apresentados foram compatíveis com os resultados obtidos na planta original da Termorio, simulada no Thermoflex. Apesar de algumas diferenças em alguns fluxos, estas foram justificadas devido à divergência em relação aos recursos que cada programa dispõe. O simulador Thermoflex possui uma biblioteca mais ampla com recursos compatíveis aos da planta simulada (no caso, a de turbina a gás). Já o IPSE-pro, é um simulador com a biblioteca um pouco mais restrita, sendo necessário realizar algumas considerações para tornar a simulação satisfatória.

Porém, estas observações não desqualificam o simulador, pelo contrário, o IPSE-pro é uma ferramenta muito útil e didaticamente eficiente para a simulação de ciclos termodinâmicos, visto que os resultados deste trabalho foram bem coerentes com os dados de operação da planta e, como vantagem, disponibiliza o cálculo das exergias.

Foi possível concluir também, que os cálculos de exergia foram compatíveis com o esperado, já que as turbinas a gás e os combustores da queima suplementar são os elementos da planta com mais irreversibilidades embutidas na sua operação, devido à presença de reações químicas inerentes ao processo. Estes dois componentes são os que geram maior desequilíbrio no sistema.

A análise energética é baseada na primeira lei da termodinâmica, e tem como objetivo informar sobre a perda de calor e melhorar a recuperação do mesmo. Porém, esse método tem uma limitação relativa à falta de informação disponível sobre a degradação da energia em um processo.

Portanto, o método de exergia é uma ferramenta termodinâmica que cada vez mais é implementada e utilizada em estudos analíticos de sistemas energéticos e industriais, sejam para instalações novas ou das já existentes. Mediante esta análise, foi possível identificar as causas, localização e magnitude das irreversibilidades e perdas exergéticas de cada componente do sistema, o que serve de base para a otimização do sistema. Para promover melhorias no sistema, diminuindo a destruição de exergia, é necessária uma análise exergoeconômica, o que seria bastante interessante para outros trabalhos no futuro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <www.aneel.gov.br>. Acesso em: 25 de outubro de 2013.
- [2] CONSELHO MUNDIAL DE ENERGIA, Comitê Brasileiro. *Dicionário de Terminologia Energética*, 3ª ed. Rio de Janeiro: CBCME, 2001, pp. 324
- [3] BARJA, G. J. A., *A Cogeração e sua inserção ao sistema elétrico*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília - DF, 2006.
- [4] COGEN - Associação da Indústria de Cogeração de Energia. Disponível em: <www.cogen.com.br>. Acesso em: 26 de outubro de 2013.
- [5] BALESTIERI, J.A.P. *Cogeração: Geração combinada de eletricidade e calor*, 1ª edição, Editora da UFSC Florianópolis – SC, 2002.
- [6] MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4ª edição, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, 2000.
- [7] VIEIRA, L.S.R., *Modelo Exergoeconômico Iterativo para Melhoria de Sistemas Térmicos Complexos Integrado a um Simulador de Processos Profissional*, COPPE/UFRJ, D.Sc., Engenharia Mecânica, 2003.
- [8] LAZZARETTO, A., TSATSARONIS, G., “On the Calculation of Efficiencies and Costs in Thermal Systems”, In: *Aceves S. M, et al., editors. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division*, v. 39, pp. 421-430, New York, 1999.
- [9] STOECKER, W. F., *Design of Thermal Systems*, 3ª edição, New York: McGraw-Hill, 1989.
- [10] SIMTECH. Programa IPSEpro, Version 4.0, 2003.
- [11] SIMTECHNOLOGY. Disponível em: <<http://www.simtechnology.com>>. Acesso em: 21 de setembro de 2013.

[12] CEPTEL – Centro de Pesquisa e Energia Elétrica, *Implementação de metodologia de otimização exergoeconômica aplicada a usinas termelétricas – Relatório Técnico Final*, Rio de Janeiro – RJ, 2008.

[13] RODRIGUES, R.G. *Simulação de uma Planta de Cogeração Complexa Utilizando o Programa Cycle-Tempo*, Monografia (Graduação) – Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

[14] ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 4^a edição, New York, The McGraw-Hill Companies, 2002.

[15] VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E., BORGNAKKE, C., *Fundamentos da Termodinâmica*, 6^a edição, São Paulo, Edgard Blücher Ltda., 2003.

APÊNCIDES

APÊNDICE A - CICLOS TERMODINÂMICOS

CICLO RANKINE

De acordo com ÇENGEL (2007) [14], existem diversos sistemas conhecidos e em uso atualmente para conversão de calor em trabalho, através de um ciclo termodinâmico. Dentre eles, o mais comum é o ciclo a vapor ou ciclo Rankine.

Para este ciclo, considera-se um ciclo baseado em quatro processos que ocorram em regime permanente. Admite-se que o estado 1 seja líquido saturado e que o estado 3 seja vapor saturado ou superaquecido.

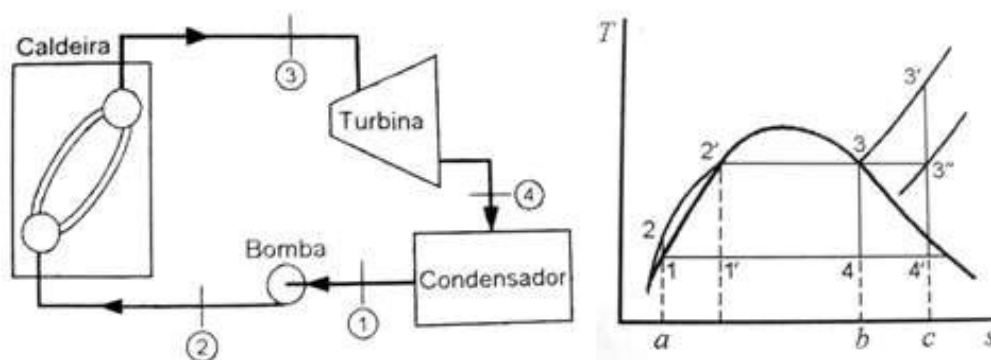


Figura 16 – (a) Unidade motora a vapor simples que opera segundo o ciclo Rankine; (b) Diagrama de operação Temperatura – Entropia [15]

Considera-se um ciclo onde o agrupamento de quatro conjuntos separados ocorre em regime permanente (Figura 16(a)), onde são identificados como:

- 1 – 2: O bombeamento é modelado como um processo de compressão reversível e adiabático;
- 2 – 3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3 – 4: A expansão na turbina é modelada como um processo de expansão reversível e adiabático;
- 4 – 1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

A Figura 16(b) mostra os processos no diagrama $T-s$ que são idealizados por processos reais.

No ciclo ideal, o gerador de vapor, onde a água é aquecida pela combustão dos gases à alta temperatura (2 a 3), é identificado como um processo reversível a pressão constante. O mesmo ocorre com o condensador, onde calor é transferido do fluido para as vizinhanças (4 a 1). Visto que o condensador opera a pressões inferiores à atmosférica, o processo de condensação ocorre a temperaturas próximas à ambiente. Por fim, o líquido deixa o condensador no estado 1 e novamente entra na bomba, completando e reiniciando o ciclo.

O ciclo de Rankine permite o superaquecimento do vapor, como se observa no ciclo 1-2-3-4-1 da Figura 16 (b). Com isto se evita a presença de condensado na turbina, o que seria prejudicial para funcionamento da mesma.

O rendimento do Ciclo Rankine pode ser calculado a partir da expressão (11) a seguir: [15]

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{líquido}}}{q_h} = \frac{\text{área } 1-2-2'-3-4-1}{\text{área } a-2-2'-3-b-a} \quad (11)$$

onde, $w_{\text{líquido}}$ é o trabalho líquido realizado pelo ciclo, e q_h é o calor fornecido ao ciclo. De acordo com VAN WYLEN *et al.* (2003)[15], na análise do ciclo Rankine é útil considerar que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo Rankine. Ou seja, a temperatura média do fluido deve ser a mais elevada possível durante a adição de calor e a menor possível durante a rejeição de calor. As principais formas de atingir estes objetivos são: superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas, diminuição da pressão do condensador e aumento da pressão do gerador de vapor.

Exceto as alternativas triviais para obtenção de um melhor rendimento, há também as configurações especiais que podem ser acrescentadas ao ciclo Rankine para uma melhor eficiência térmica. São eles: ciclo com reaquecimento, e o ciclo regenerativo.

No ciclo com reaquecimento, mostrado na Figura 17, o vapor primeiramente, é expandido até uma pressão intermediária na turbina e segue para a caldeira, onde é reaquecido. Da caldeira, o vapor segue novamente para ser expandido na turbina até a

pressão de saída. Neste caso, ocorre o aumento do rendimento do ciclo, porém um aumento pequeno, pois a temperatura média na qual o calor é fornecido não se altera significativamente.

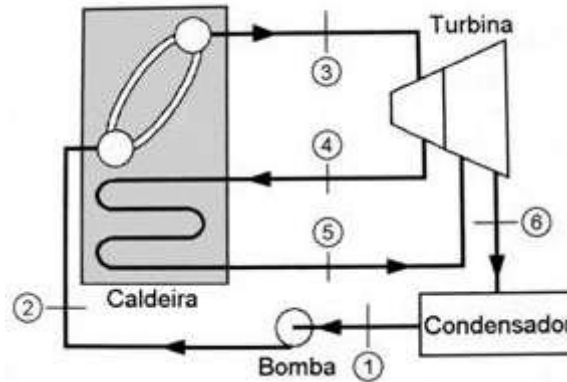


Figura 17 – Ciclo Rankine com reaquecimento [15]

No ciclo regenerativo, uma parte do vapor, após ser expandido parcialmente na turbina, é extraído e usado para pré-aquecer a água de alimentação (em um misturador), como mostra a Figura 18 abaixo, onde a vazão mássica total que passa no ciclo é dividida e uma parcela de vazão mássica é extraída da turbina para seguir para o misturador. Esta extração de vapor garante que a água líquida que sai do misturador esteja no estado saturado. Desta forma, como a temperatura média na qual o calor é fornecido ao fluido de trabalho aumenta, o rendimento do ciclo aumenta também.

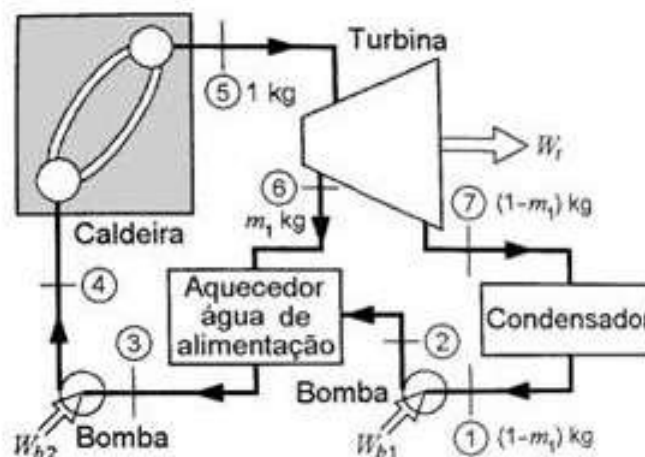


Figura 18 – Ciclo Rankine regenerativo com aquecedor de mistura [15]

CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton é o ciclo termodinâmico ideal de uma turbina a gás. É utilizado nesta turbina a gás um compressor, um processo de combustão interna e uma turbina simples. O ciclo se constitui em quatro etapas. Primeiro, o ar em condição ambiente passa pelo compressor, onde a compressão é isentrópica. Logo, com alta temperatura e entalpia, o ar é direcionado à câmara de combustão, onde se mistura com o combustível possibilitando queima e aquecimento à pressão constante. Ao sair da câmara, os gases, com alta pressão e temperatura, se expandem isentropicamente passando pela turbina, gerando potência mecânica, na medida em que o fluido exerce trabalho sobre as palhetas da mesma. Este ciclo pode ser aberto, como mostra a Figura 19(a) ou fechado, Figura 19(b), que utiliza dois processos de transferência de calor.

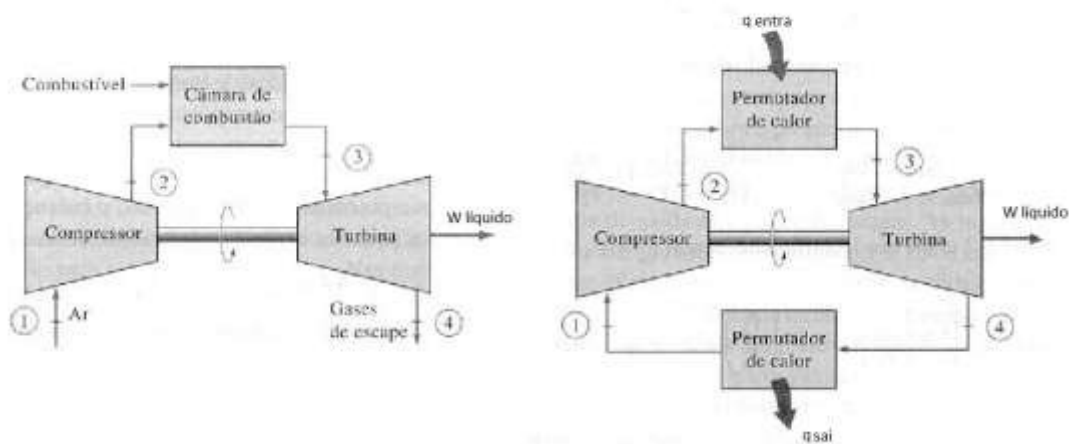


Figura 19 – (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Ciclo Brayton fechado – Adaptado de [14]

O rendimento térmico do ciclo Brayton é calculado da seguinte forma:

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{entra}} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (12)$$

onde q_{sai} e q_{entra} são os calores que são rejeitados e adicionados, respectivamente, à pressão constante no ciclo e T_n , são as temperaturas nas n etapas do ciclo, numeradas na Figura 19.

Num ciclo ideal não há as irreversibilidades que estão presentes em um ciclo real. Perdas de carga na passagem do fluido pela câmara de combustão ou pelo trocador de calor, num ciclo fechado, geram irreversibilidades no compressor e na turbina. [15]

O rendimento de um ciclo de turbina a gás pode ser melhorado, assim como o do ciclo Rankine mencionado anteriormente. Uma destas maneiras de melhorar o rendimento é utilizar um regenerador, exemplificado na Figura 20. O regenerador é um trocador de calor contracorrente, em que calor é transferido dos gases de descarga da turbina para os gases de alta pressão que deixam o compressor. Sendo assim, a temperatura do gás de alta pressão que deixa o regenerador pode ser igual a temperatura de descarga da turbina. Com isso, a transferência de calor necessária para a combustão seria menor, o que resultaria num maior rendimento térmico.

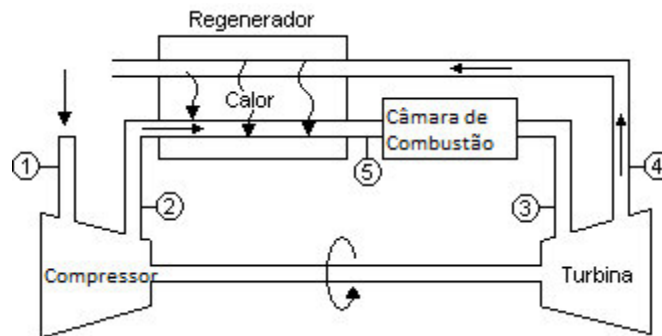


Figura 20 – Ciclo Brayton com Regenerador – Adaptado de [14]

Existem outras maneiras de melhorar o rendimento térmico de um ciclo Brayton, como por exemplo, utilizando compressão em vários estágios com resfriamento intermediário, expansão em vários estágios com reaquecimento e regenerador. Todas estas modificações tendem a se aproximar ao máximo de um ciclo ideal, onde os processos são reversíveis e isotérmicos, ou seja, o mínimo de perdas possíveis. A Figura 21 representa uma dessas modelagens relatadas acima:

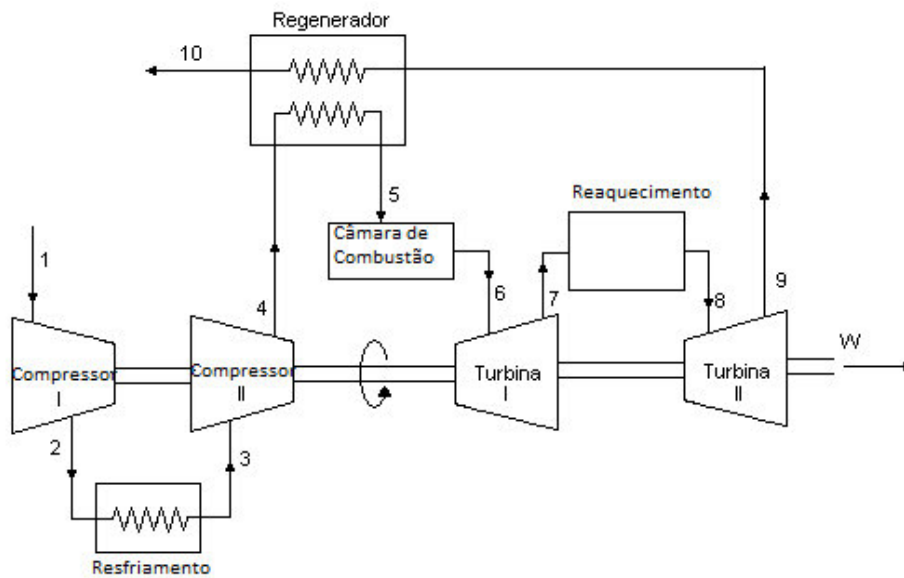


Figura 21 – Ciclo Brayton com reaquecimento, resfriamento, expansão e compressão em dois estágios – Adaptado de [14]

CICLO COMBINADO

O ciclo combinado é determinado pela junção de dois ciclos: o ciclo de Rankine e o ciclo Brayton. Segundo VAN WYLEN *et al.* (2003) [15], existem várias situações onde é desejável combinar dois ciclos, por exemplo, em ciclos em que a diferença entre as temperaturas máxima e mínima é grande ou quando se deseja recuperar calor num processo, sendo que o objetivo desta operação é aumentar a eficiência térmica do mesmo.

Um tipo bem utilizado hoje em dia de ciclo combinado é baseado no calor que se perde, na exaustão da turbina a gás do ciclo Brayton, como fonte térmica de um ciclo de potência a vapor. Neste exemplo, o resfriamento dos gases de exaustão da turbina a gás (Ciclo Brayton) é a fonte de energia para os processos de transferência de calor com mudança de fase e de superaquecimento do vapor gerado (Ciclo Rankine).

APÊNDICE B – CÁLCULOS DAS DESTRUIÇÕES DE EXERGIA

Para o cálculo da destruição da exergia, foi realizada a subtração da exergia dos produtos pela exergia dos combustíveis de cada componente. Com essa subtração, obtém-se o que é perdido através das irreversibilidades do sistema. Na Tabela 12 estão representadas as exergias de entrada e saída de cada componente da simulação, assim como suas vazões mássicas.

Na Tabela 13 estão calculados os fluxos de exergia referentes ao combustível e produto dos componentes da simulação, a destruição de exergia e eficiência exergética, conforme descrito pelas equações no capítulo V. A partir destes valores, pode-se calcular a porcentagem da destruição total em que cada elemento atua, identificando assim, qual componente é o responsável pela maior destruição exergética do sistema.

Tabela 12 – Cálculos das exergias e vazões mássicas na entrada e saída dos componentes da simulação

Nome componente	Exergia (kJ/kg)					Pot. (kW)	Vazão (kg/s)					kJ/kg
	Entra 1	Entra 2	Entra 3	Sai 1	Sai 2	Pot	Entra 1	Entra 2	Entra 3	Sai 1	Sai 2	Exerg. Quím
TG01	459,23	0,00		249,87		102811,00	6,53	374,94		381,47		48566,00
TG01a	459,23	0,00		249,87		102811,00	6,53	374,94		381,47		48566,00
combustor_c001	459,23	249,87		457,19			2,53	381,47		384,00		48527,90
combustor_c001a	459,23	249,87		457,19			2,53	381,47		384,00		48527,90
htex_counter001	457,19	1249,28		370,82	1543,95		384,00	95,35		384,00	95,35	
htex_counter001a	457,19	1249,21		370,82	1543,87		384,00	95,35		384,00	95,35	
htex_counter002	370,82	1067,92		302,35	1289,79		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter002a	370,82	1067,92		302,38	1289,71		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter003	302,35	470,59		123,62	1087,61		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter003a	302,38	470,46		123,62	1087,60		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter004	123,62	404,85		111,70	451,01		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter004a	123,62	404,85		111,70	451,01		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter005	111,70	35,48		12,93	404,85		384,00	92,85		384,00	92,85	
htex_counter005a	111,70	35,47		12,93	404,85		384,00	92,85		384,00	92,85	
drum001	1087,61	451,01		470,45	1067,92		92,85	92,85		92,85	92,85	
drum001a	1087,60	451,01		470,43	1067,92		92,85	92,85		92,85	92,85	
pump001	470,45			470,59		16,98	92,85			92,85		
pump001a	470,43			470,46		3,42	92,85			92,85		
mixer004	35,48	1289,79		1249,28			2,50	92,85		95,35		
mixer005	35,47	1289,71		1249,21			2,50	92,85		95,35		
splitter005	35,50			35,48	35,48		95,35			2,50	92,85	
splitter006	35,49			35,47	35,47		95,35			2,50	92,85	
splitter007	40,05			39,90	39,90		191,15			95,80	95,35	
splitter008	39,90			39,75	39,75		95,80			95,35	0,45	
mixer008	40,14	40,14		40,05			95,60	95,55		191,15		

Tabela 12 – Cálculos das exergias e vazões mássicas na entrada e saída dos componentes da simulação (Cont.)

pump004	20,95			40,28		2464,05	95,60			95,60		
pump003	20,95			40,28		2462,76	95,55			95,55		
splitter010	20,95			20,95	20,95		191,15			95,60	95,55	
splitter011	1543,95			1543,82	1543,82		95,35			95,35	0,00	
mixer001	1543,82	1543,74		1543,77			95,35	95,35		190,70		
splitter012	1543,87			1543,74	1543,74		95,35			95,35	0,00	
splitter001	1543,77			1543,76	1543,76		190,70			185,14	5,56	
mixer002	1003,74	609,10		767,05			5,56	5,56		11,12		
splitter002	1543,76			1543,74	1543,74		185,14			0,00	185,14	
splitter003	1252,54			1252,53	1252,53		185,14			55,56	129,58	
splitter004	609,11			609,10	609,10		129,58			124,02	5,56	
mixer011	129,94	556,32		129,94			124,02	0,00		124,02		
mixer012	129,94	556,24		129,94			124,02	0,00		124,02		
mixer003	1543,74	1251,97		1251,97			0,00	55,56		55,56		
turbine001	1543,74			1252,54		49788,50	185,14			185,14		
turbine002	1252,53			609,11		72997,50	129,58			129,58		
turbine003	609,10			129,94		50407,00	124,02			124,02		
mixer006	1251,97	29,13		1238,78			55,56	0,45		56,01		
splitter009	767,05			766,92	766,92		11,12			11,12	0,00	
condenser001	129,94	0,11		2,37	1,33		124,02	6243,72		124,02	6243,72	
pump002	2,37			2,98		108,61	124,02			124,02		
mixer009	1,10	0,72		1,10			56,50	0,00		56,50		
mixer007	752,63	1,10		1,03			0,00	56,50		56,50		
deaerator001	561,72	2,47	1,03	20,95			11,12	124,02	56,50	191,64		
cooling tower001	1,33			0,10			6243,72			6118,84		
generator001												

Tabela 12 – Cálculos das exergias e vazões mássicas na entrada e saída dos componentes da simulação (Cont.)

pump005	0,10			0,36		2289,03	6118,84			6118,84		
mixer010	0,36	0,30		0,12			6118,84	124,87		6243,72		
valve001	1543,76			1003,74			5,56			5,56		
valve002	1543,74			1543,74			0,00			0,00		
valve003	1252,53			1251,97			55,56			55,56		
valve004	39,90			35,50			95,35			95,35		
valve005	39,75			35,49			95,35			95,35		
valve006	766,92			752,63			0,00			0,00		
valve007	766,92			561,72			11,12			11,12		
valve008	40,28			40,14			95,60			95,60		
valve009	39,75			29,13			0,45			0,45		
valve010	40,28			40,14			95,55			95,55		
valve011	1,33			1,33			6243,72			6243,72		
valve012	0,12			0,11			6243,72			6243,72		
valve013	1543,82			556,32			0,00			0,00		
valve014	1543,74			556,24			0,00			0,00		
valve015	1543,74			1543,74			185,14			185,14		
valve016	1,03			1,03			56,50			56,50		
valve017	2,98			2,47			124,02			124,02		
valve018	35,47			35,47			2,50			2,50		
valve019	35,48			35,48			2,50			2,50		

Tabela 13 - Cálculos de destruição de exergia e eficiência exergética

Nome componente	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{prod} (kW)	Destruição (kW)	Eficiência Exergética %
TG01	320277,91	198130,42	122147,49	0,62
TG01a	320277,91	198130,42	122147,49	0,62
combustor_c001	123738,55	80241,32	43497,23	0,65
combustor_c001a	123738,55	80241,32	43497,23	0,65
htex_counter001	33167,74	28096,78	5070,96	0,85
htex_counter001a	33167,74	28095,83	5071,91	0,85
htex_counter002	26290,74	20600,63	5690,11	0,78
htex_counter002a	26281,52	20593,20	5688,32	0,78
htex_counter003	68632,17	57290,12	11342,05	0,83
htex_counter003a	68641,38	57301,17	11340,21	0,83
htex_counter004	4576,09	4285,58	290,51	0,94
htex_counter004a	4576,09	4285,68	290,41	0,94
htex_counter005	37930,53	34296,02	3634,51	0,90
htex_counter005a	37930,53	34296,81	3633,72	0,90
drum001	142860,68	142838,03	22,66	1,00
drum001a	142859,75	142836,08	23,68	1,00
pump001	16,98	12,81	4,17	0,75
pump001a	3,42	2,79	0,64	0,81
mixer004	119845,71	119118,85	726,86	0,99
mixer005	119838,25	119112,17	726,08	0,99
splitter005	3385,10	3383,19	1,91	1,00
splitter006	3384,11	3382,28	1,83	1,00
splitter007	7655,02	7626,81	28,21	1,00
splitter008	3822,38	3808,24	14,14	1,00
mixer008	7671,94	7655,02	16,92	1,00
pump004	2464,05	1848,01	616,04	0,75
pump003	2462,76	1847,04	615,72	0,75
splitter010	4005,11	4005,11	0,00	1,00
splitter011	147215,63	147203,24	12,40	1,00
mixer001	294398,85	294396,94	1,91	1,00
splitter012	147208,00	147195,61	12,40	1,00
splitter001	294396,94	294395,03	1,91	1,00
mixer002	8967,40	8529,61	437,79	0,95
splitter002	285811,73	285808,02	3,70	1,00
splitter003	231895,26	231893,40	1,85	1,00
splitter004	78928,86	78927,31	1,55	1,00
mixer011	16115,53	16115,53	0,00	1,00
mixer012	16115,53	16115,53	0,00	1,00

Tabela 13 - Cálculos de destruição de exergia e eficiência exergetica (Cont.)

mixer003	69559,45	69559,45	0,00	1,00
turbine001	53912,77	49788,50	4124,27	0,92
turbine002	83373,97	72997,50	10376,47	0,88
turbine003	59425,18	50407,00	9018,18	0,85
mixer006	69572,56	69384,07	188,49	1,00
splitter009	8529,61	8528,09	1,51	1,00
condenser001	15821,30	7607,79	8213,52	0,48
pump002	108,61	75,05	33,56	0,69
mixer009	62,24	62,24	0,00	1,00
mixer007	62,24	58,03	4,21	0,93
deaerator001	6610,31	4015,38	2594,93	0,61
cooling tower001	8283,67	652,44	7631,22	0,08
generator001	173193,00	166334,00	6859,00	0,96
pump005	2289,03	1554,45	734,58	0,68
mixer010	2231,39	768,16	1463,22	0,34
valve001	8583,31	5580,79	3002,51	0,65
valve002	0,00	0,00	0,00	1,00
valve003	69590,57	69559,45	31,11	1,00
valve004	3804,43	3385,10	419,33	0,89
valve005	3790,35	3384,11	406,24	0,89
valve006	0,00	0,00	0,00	1,00
valve007	8528,09	6246,32	2281,78	0,73
valve008	3851,08	3836,97	14,11	1,00
valve009	17,89	13,11	4,78	0,73
valve010	3849,07	3834,97	14,10	1,00
valve011	8302,27	8283,67	18,61	1,00
valve012	768,16	694,49	73,68	0,90
valve013	0,00	0,00	0,00	1,00
valve014	0,00	0,00	0,00	1,00
valve015	285808,02	285808,02	0,00	1,00
valve016	58,03	58,03	0,00	1,00
valve017	369,28	305,96	63,32	0,83
valve018	88,68	88,68	0,00	1,00
valve019	88,70	88,70	0,00	1,00

APÊNDICE C – DADOS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO

Na Figura 22 estão apresentados todos os dados de entrada da simulação com o IPSE-pro.

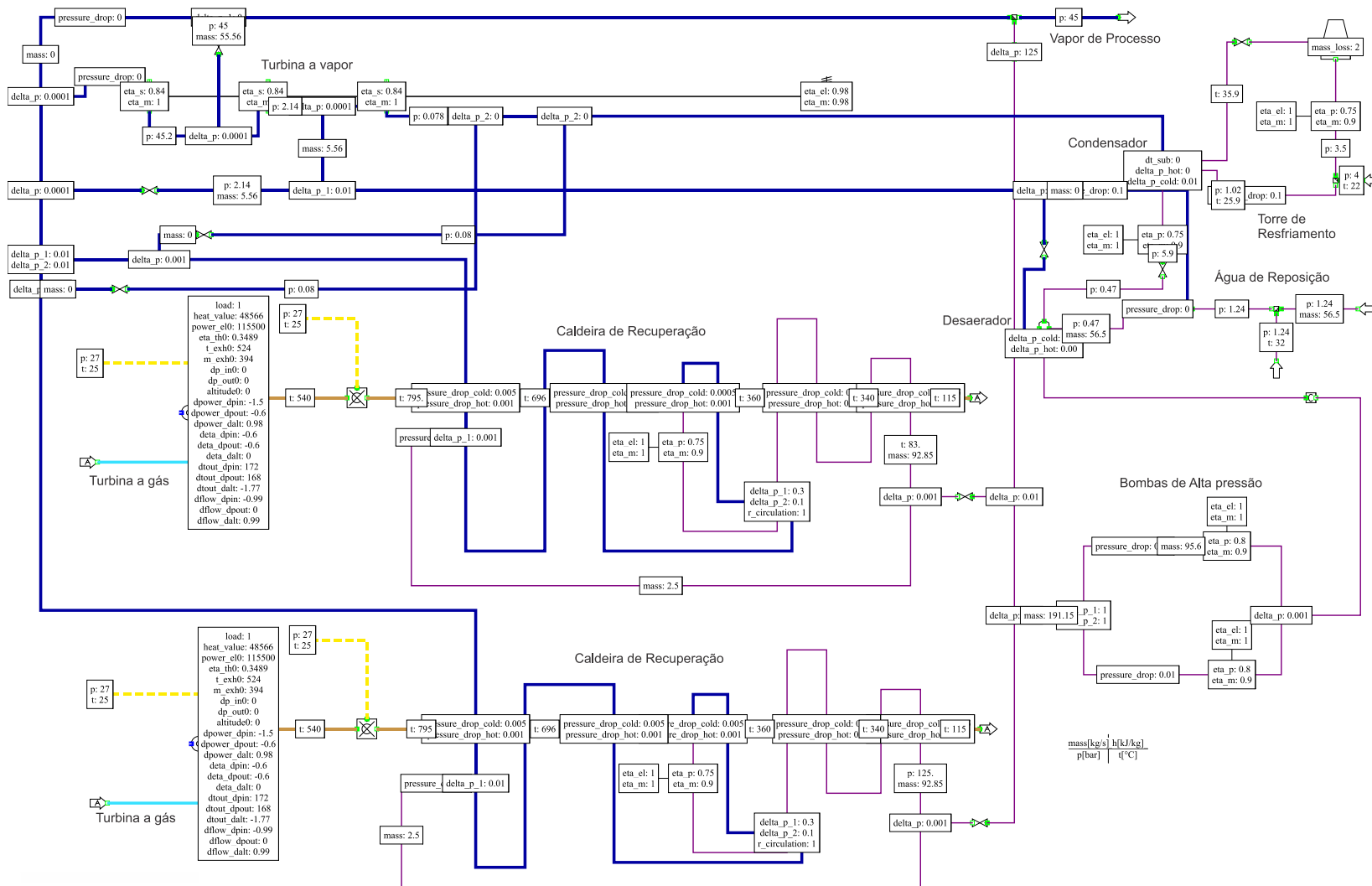


Figura 22 – Dados de entrada para a simulação com o IPSE-pro

APÊNDICE D – RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO NO IPSE-PRO

A Figura 23 ilustra todos os resultados obtidos na simulação com o IPSE-pro.

A Figura 24 identifica os componentes com seus respectivos nomes que foram utilizados no IPSE-pro. Os fluxos foram nomeados e seus resultados mostrados anteriormente através da Tabela 9, presente neste trabalho.

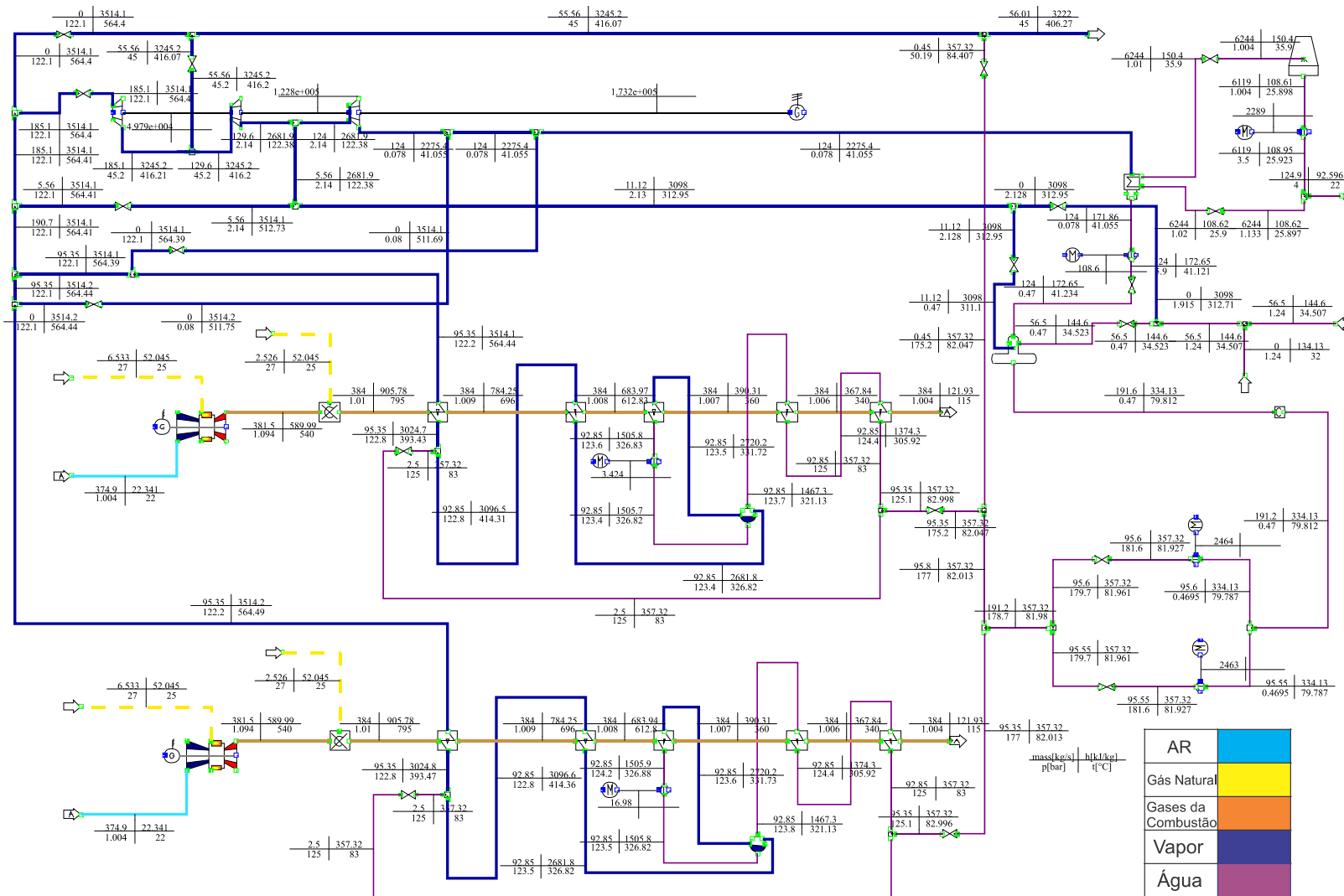


Figura 23 – Resultados da simulação da planta no IPSE-pro

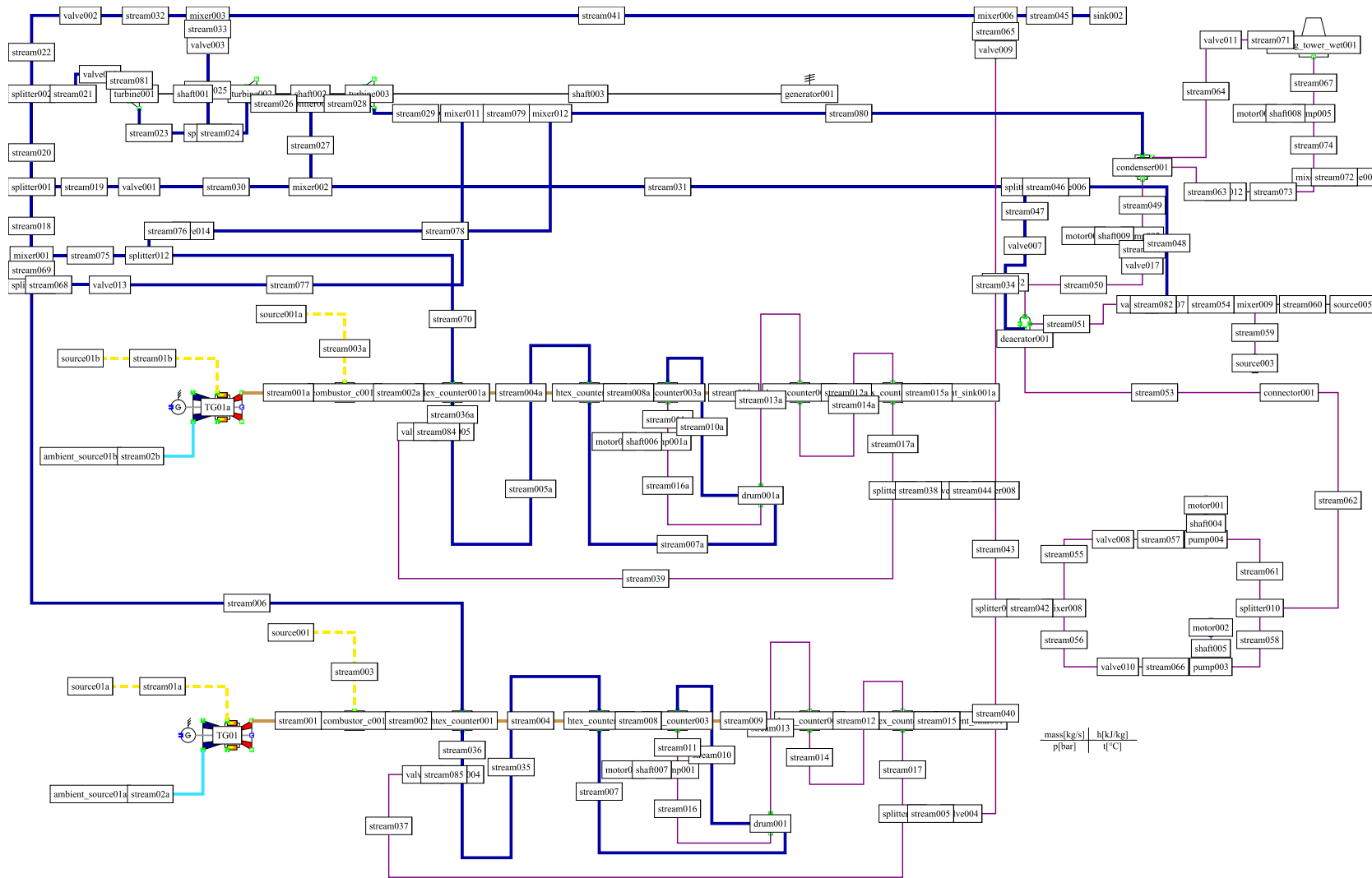


Figura 24 – Simulação no IPSE-pro com os nomes dos fluxos e componentes