



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA ANÁLISE DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Rafael Araujo Vidal

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.

Orientador: Sílvio Carlos Aníbal de Almeida

Rio de Janeiro
Março de 2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA ANÁLISE DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Rafael Araujo Vidal

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.

Aprovada por:

Sílvio de Almeida

Prof. Sílvio Carlos Aníbal de Almeida, D.Sc.

Fábio da Costa Figueiredo

Prof. Fábio da Costa Figueiredo, D.Sc.

Gabriel Lisbôa Veríssimo

Prof. Gabriel Lisbôa Veríssimo, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

MARÇO DE 2020

Vidal, Rafael Araujo

Desenvolvimento de Software para Análise de Sistemas
de Cogeração em Usinas Sucroalcooleiras/ Rafael Araujo
Vidal. – Rio de Janeiro: UFRJ/Escola Politécnica, 2020.

XIV, 96 p.: il.; 29, 7cm.

Orientador: Sílvio Carlos Aníbal de Almeida

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/
Curso de Engenharia Mecânica, 2020.

Referências Bibliográficas: p. 94 – 95.

1. Energia. 2. Cogeração. 3. Bagaço. 4.
Usinas Sucroalcooleiras. 5. Software. I. de Almeida,
Sílvio Carlos Aníbal. II. Universidade Federal do Rio
de Janeiro, UFRJ, Curso de Engenharia Mecânica. III.
Desenvolvimento de Software para Análise de Sistemas de
Cogeração em Usinas Sucroalcooleiras.

Agradecimentos

Aos meus pais, José e Valéria, pela educação e pelo exemplo que me foram passados.

À minha família, pelo apoio incondicional ao longo de todos os meus anos de estudo.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica e aos demais professores dos quais fui aluno, pela contribuição que deram à minha formação como engenheiro. Em especial, ao Prof. Sílvio Carlos, pela disponibilidade e por todas as orientações para o desenvolvimento deste projeto.

A todos os amigos que fiz ao longo do curso, pelo companheirismo e pelo apoio nas disciplinas que cursamos juntos.

À *Universidad Politécnica de Madrid*, pelo acolhimento durante um semestre e pela possibilidade de obtenção de novos aprendizados.

À TechnipFMC e aos colegas de trabalho, pela oportunidade de estágio e pelos ensinamentos ao longo deste último ano.

A todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para o desenvolvimento deste projeto e para a minha formação.

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

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA ANÁLISE DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Rafael Araujo Vidal

Março/2020

Orientador: Sílvio Carlos Aníbal de Almeida

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho tem como objetivo analisar termodinamicamente a aplicação de ciclos Rankine de cogeração em usinas sucroalcooleiras, visando ao fornecimento de calor para os processos industriais da produção de açúcar e etanol e à geração de energia elétrica a partir do bagaço de cana-de-açúcar. Para isso, desenvolveu-se um *software* em *Python* que permite a simulação das duas principais configurações de ciclo presentes nas usinas, com a determinação dos estados termodinâmicos em cada etapa e o cálculo de parâmetros globais da planta e de índices de desempenho. A ferramenta também possibilita a análise gráfica da sensibilidade dos resultados da planta com a variação dos parâmetros de entrada da simulação, permitindo ao usuário a visualização de curvas de comportamento de uma usina em função de seus parâmetros de projeto. O *software* foi validado com ciclos presentes na Usina de Dourados, no Mato Grosso do Sul, e em uma usina situada no Oeste Paulista, e posteriormente aplicado a uma usina típica brasileira, a fim de propor mudanças que melhorem seu desempenho. Por fim, fez-se uma análise econômica para determinar a viabilidade financeira das mudanças propostas e para estimar o retorno proporcionado por essas melhorias.

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

SOFTWARE DEVELOPMENT FOR THE ANALYSIS OF COGENERATION
SYSTEMS IN SUGARCANE MILLS

Rafael Araujo Vidal

March/2020

Advisor: Sílvio Carlos Aníbal de Almeida

Department: Mechanical Engineering

This work aims to thermodynamically analyze the application of Rankine co-generation cycles in sugarcane mills, aiming at the supply of heat to the industrial processes of sugar and ethanol production and the generation of electricity from sugarcane bagasse. For this purpose, a *Python* software was developed, in order to allow the simulation of the two main cycle configurations of the plants, with the determination of the thermodynamic states in each stage and the calculation of global parameters of the mills and performance indexes. The tool also allows a graphical analysis of the sensitivity of the plant results with the variation of the simulation input parameters, enabling the user to view the behavior curves of a plant according to its design parameters. The software was validated with cycles at the Dourados plant, in Mato Grosso do Sul, and at a plant in Western São Paulo, and later applied to a typical Brazilian plant, in order to propose changes which would improve its performance. Finally, an economic analysis was carried out to determine the financial feasibility of the proposed changes and to estimate the return provided by these improvements.

Sumário

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Abreviaturas	xiv
1 Introdução	1
1.1 Considerações Iniciais	1
1.1.1 Cenário Energético Global	1
1.1.2 Cenário Energético Brasileiro	2
1.1.3 Setor Sucroalcooleiro	5
1.2 Motivação e Objetivos	9
1.3 Organização do Trabalho	10
2 Fundamentos da Cogeração	12
2.1 Introdução à Cogeração	12
2.2 Cogeração nas Usinas Sucroalcooleiras	13
2.3 Ciclos de Cogeração	15
3 Modelagem	22
3.1 Ciclos	23
3.2 Hipóteses	26
3.3 Equações de Conservação	26
3.3.1 Conservação da Massa	27
3.3.2 Conservação da Energia	27
3.4 Componentes do Ciclo	28
3.4.1 Caldeira	28

3.4.2	Turbinas	30
3.4.3	Bombas	31
3.4.4	Condensador	33
3.4.5	Dessuperaquecedor	33
3.4.6	Desaerador	35
3.5	Cálculos	36
3.5.1	Taxa de Calor	37
3.5.2	Energia Elétrica	38
3.5.3	Bagaço	39
3.6	Índices de Desempenho	40
3.6.1	Fator de Utilização de Energia	40
3.6.2	Índice de Poupança de Energia	41
3.6.3	Energia a Economizar devido à Cogeração	41
3.6.4	Índice de Geração de Potência	42
3.6.5	Relação Potência-Calor	42
4	O Software Desenvolvido	44
4.1	Aba 1: Simulação	45
4.2	Aba 2: Resultados	47
4.3	Aba 3: Gráficos	48
4.4	Aba 4: Sobre	50
5	Validação	51
5.1	Ciclo com Turbinas de Contrapressão e Condensação	52
5.2	Ciclo com Turbina de Extração-Condensação	57
6	Resultados e Discussões	65
6.1	A Usina Típica Brasileira	66
6.2	Simulações	68
6.2.1	Caso 1: Situação Atual	68
6.2.2	Caso 2: Proposta de Substituição da Caldeira	72
6.2.3	Caso 3: Proposta de Substituição das Turbinas	74
6.2.4	Caso 4: Proposta de Redução da Demanda de Vapor do Processo	76
6.3	Análise dos Resultados	79

7 Análise Econômica	82
7.1 Definições	83
7.1.1 Valor Presente Líquido	83
7.1.2 Taxa Interna de Retorno	83
7.1.3 <i>Payback</i> Descontado	85
7.2 Análise da Usina Típica Brasileira	85
8 Conclusão	92
Referências Bibliográficas	94
A Código	96

Listas de Figuras

1.1	Geração de energia elétrica no mundo por fonte	2
1.2	Geração de energia elétrica no Brasil por fonte	3
1.3	Consumo anual <i>per capita</i> de energia elétrica no Brasil e no mundo .	4
1.4	Geração anual de energia elétrica por biocombustíveis e resíduos no Brasil	5
1.5	Área cultivada, em milhões de hectares, por produto agrícola no Brasil, em 2018	6
1.6	Produção, em milhões de toneladas, de cana-de-açúcar por país, em 2018	7
1.7	Produção, em milhões de toneladas, por cultivo no Brasil, em 2018 . .	8
2.1	Ciclo <i>topping</i>	16
2.2	Ciclo <i>bottoming</i>	16
2.3	Ciclo com turbinas de contrapressão	18
2.4	Ciclo com turbinas de contrapressão e condensação	19
2.5	Ciclo com turbina de extração-condensação	21
3.1	Ciclo com turbinas de contrapressão e condensação simulado pelo <i>software</i>	23
3.2	Ciclo com turbina de extração-condensação simulado pelo <i>software</i> . .	24
3.3	Representação esquemática da caldeira	29
3.4	Representação esquemática das turbinas	30
3.5	Representação esquemática das bombas	31
3.6	Representação esquemática do condensador	33
3.7	Representação esquemática do dessuperaquecedor	34
3.8	Representação esquemática do desaerador	35

4.1	Aba <i>Simulação</i> , após inicialização do <i>software</i>	45
4.2	Aba <i>Simulação</i> , com escolha da opção <i>Turbina de extração-condensação pelo usuário</i>	46
4.3	Aba <i>Resultados</i>	47
4.4	Aba <i>Gráficos</i>	48
4.5	Aba <i>Sobre</i>	50
5.1	Usina de Dourados	52
5.2	Ciclo da Usina de Dourados, com adaptações	53
5.3	Parâmetros de entrada para a simulação da Usina de Dourados	54
5.4	Resultados obtidos para a Usina de Dourados	55
5.5	Usina do Oeste Paulista	57
5.6	Ciclo da usina do Oeste Paulista, com adaptações	59
5.7	Parâmetros de entrada para a simulação da usina do Oeste Paulista	60
5.8	Resultados obtidos para a usina do Oeste Paulista	61
6.1	Ciclo da usina típica brasileira	67
6.2	Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 1	69
6.3	Resultados para a simulação do Caso 1	70
6.4	Análise da sensibilidade do excedente de potência com a variação da pressão da caldeira	71
6.5	Análise da sensibilidade do excedente de potência com a variação da temperatura de saída da caldeira	72
6.6	Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 2	73
6.7	Resultados para a simulação do Caso 2	74
6.8	Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 3	75
6.9	Resultados para a simulação do Caso 3	76
6.10	Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 4	78
6.11	Resultados para a simulação do Caso 4	79
6.12	Excedente comercializável de potência elétrica, em MW, para cada caso simulado	81
7.1	VPL, em milhões de reais, por ano para cada caso simulado	90

7.2 VPL, em milhões de reais, por ano para o Caso 4, sob diferentes valores de PLD	91
--	----

Lista de Tabelas

5.1	Resultados de referência da Usina de Dourados	56
5.2	Diferença entre os resultados do <i>software</i> e os de referência para a Usina de Dourados	56
5.3	Resultados de referência da usina do Oeste Paulista	62
5.4	Diferença entre os resultados do <i>software</i> e os de referência para a usina do Oeste Paulista	63
6.1	Parâmetros da usina típica brasileira	68
6.2	Índices de desempenho para cada caso simulado	79
7.1	Custos originais e corrigidos dos novos equipamentos, em milhares de reais	86
7.2	Equipamentos e investimentos iniciais para cada caso simulado	86
7.3	Ganhos de excedente de potência e energia anual decorrentes das mudanças propostas para cada caso simulado	87
7.4	Faturamento anual com exportação de eletricidade, em milhares de reais, para cada caso simulado	88
7.5	Variação do faturamento anual, em milhares de reais, decorrente das mudanças propostas para cada caso simulado	88
7.6	Resultados econômicos para cada caso simulado	89

Lista de Abreviaturas

CCEE	Câmara de Comercialização de Energia Elétrica, p. 87
EEC	Energia a Economizar devido à Cogeração, p. 41
FAO	<i>Food and Agriculture Organization</i> , p. 6
FC	Fluxo de Caixa, p. 83
FUE	Fator de Utilização de Energia, p. 40
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, p. 86
IEA	<i>International Energy Agency</i> , p. 1
IGP	Índice de Geração de Potência, p. 42
IPCA	Índice Nacional de Preços ao Consumidor Amplo, p. 86
IPE	Índice de Poupança de Energia, p. 41
PCI	Poder Calorífico Inferior, p. 25
PD	<i>Payback</i> Descontado, p. 85
PLD	Preço de Liquidação das Diferenças, p. 87
Proálcool	Programa Nacional do Álcool, p. 5
RPC	Relação Potência-Calor, p. 42
Selic	Sistema Especial de Liquidação e Custódia, p. 88
TIR	Taxa Interna de Retorno, p. 83
VPL	Valor Presente Líquido, p. 83

Capítulo 1

Introdução

1.1 Considerações Iniciais

1.1.1 Cenário Energético Global

Um dos principais desafios da atualidade é a mitigação das mudanças climáticas sem comprometer demasiadamente a atividade econômica. Esse processo exige uma transição energética do cenário atual, baseado principalmente na queima de combustíveis fósseis, para uma matriz alternativa, baseada em recursos renováveis e menos danosos ao meio ambiente.

A Figura 1.1 foi elaborada a partir dos dados da *International Energy Agency* (IEA) [1] e mostra a geração de energia elétrica no mundo separada por fonte, de 1990 a 2017. Nela, percebe-se que, em 2017, 38,3% da energia gerada foi proveniente do carvão mineral, 3,3% do petróleo e 22,9% do gás natural, sendo, portanto, 64,5% da energia oriunda de combustíveis fósseis.

A alta dependência por fontes fósseis provoca dois principais problemas. Primeiramente, esses combustíveis geram emissões de CO₂, que é um dos gases causadores do efeito estufa e um dos principais responsáveis pelas mudanças climáticas. Além disso, os combustíveis fósseis não são renováveis. Como sua oferta é finita, o consumo das reservas existentes gera uma tendência de aumento de seu custo. É preciso, portanto, desenvolver fontes alternativas para suprir a demanda global, antes que as reservas de carvão mineral, petróleo e gás natural se esgotem ou que o alto custo desses combustíveis torne seu uso proibitivo.

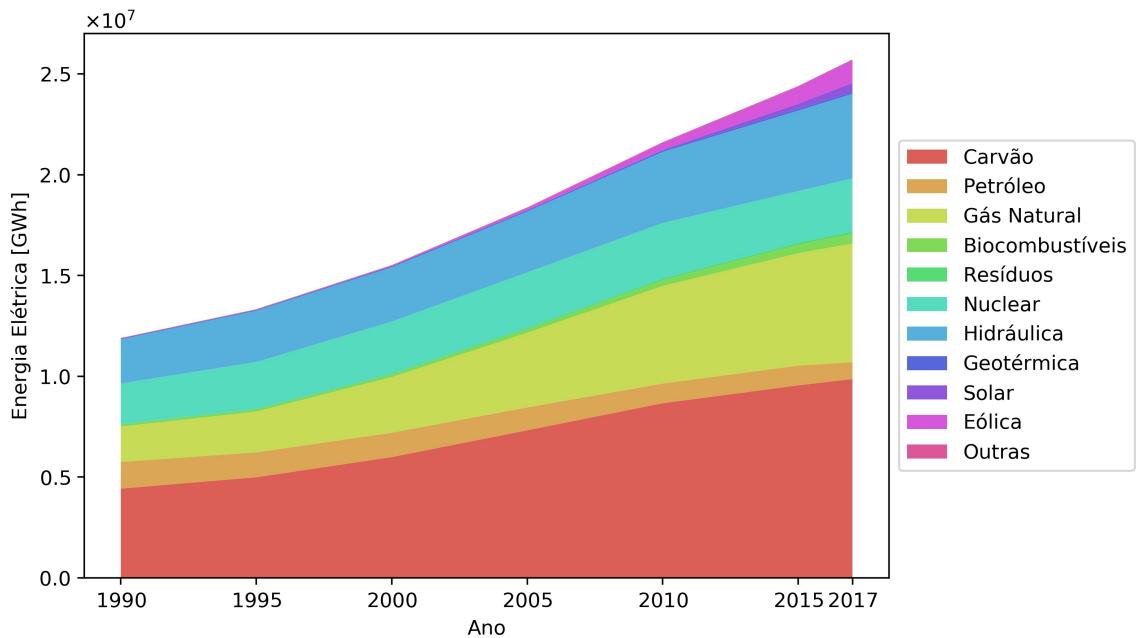


Figura 1.1: Geração de energia elétrica no mundo por fonte

Da Figura 1.1, nota-se ainda uma tendência de crescimento da demanda por energia. Em 1990, o consumo global de energia foi de $1,19 \times 10^7$ GWh. Em 2017, esse valor foi de $2,57 \times 10^7$ GWh, isto é, 2,16 vezes o consumo de 1990, representando uma taxa média anual de crescimento da demanda por energia de 2,9%.

Esse quadro explicita um problema no cenário energético global. Por um lado, há uma demanda crescente por energia. Por outro, observa-se que a maior parte dessa demanda é suprida por fontes não-renováveis, cujas reservas são finitas e cuja utilização é cada vez mais limitada por tratados internacionais referentes às mudanças climáticas.

É necessário, portanto, desenvolver sistemas de geração de energia baseados em fontes alternativas, que sejam capazes de suprir a crescente demanda e de substituir os combustíveis fósseis na escala em que estes são consumidos.

1.1.2 Cenário Energético Brasileiro

Para fins de comparação com a matriz global exposta em 1.1.1, o gráfico da Figura 1.2, também produzido a partir dos dados da IEA [1], mostra a geração de energia elétrica no Brasil separada por fonte, de 1990 a 2017.

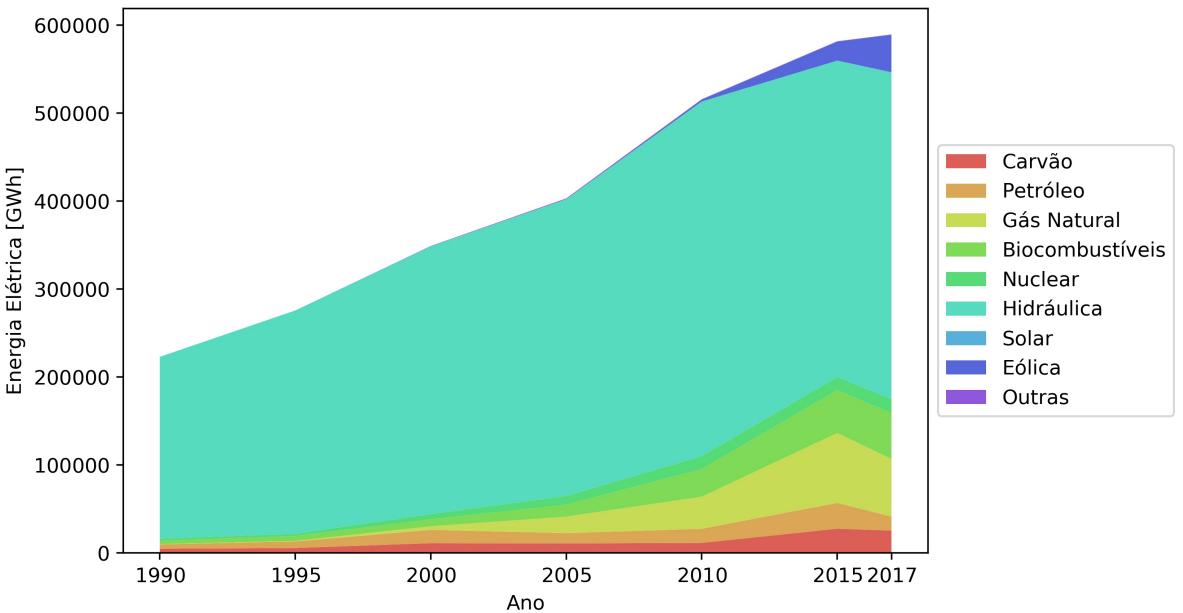


Figura 1.2: Geração de energia elétrica no Brasil por fonte

Apesar do melhor posicionamento da matriz energética brasileira em relação ao cenário internacional no que tange à parcela da energia proveniente de fontes renováveis, a Figura 1.2 também exibe a grande dependência do setor elétrico brasileiro em relação à energia hidráulica.

No ano de 2017, 62,9% da energia gerada no Brasil foi oriunda das usinas hidrelétricas. Essa grande dependência em relação a uma única fonte de energia reduz a confiabilidade do sistema elétrico brasileiro. Uma alteração no regime pluviométrico a nível nacional, que pode ser causada pelas próprias mudanças climáticas, pode comprometer grande parte da geração de energia no país.

Além disso, os dados da IEA [1] também mostram que o consumo *per capita* de energia elétrica, tanto no Brasil como no mundo, tem uma tendência crescente, evidenciando que o consumo cada vez maior de energia não é devido somente ao crescimento populacional, mas também a mudanças no padrão de vida das pessoas. O gráfico da Figura 1.3 mostra, de 1990 a 2017, a curva de consumo anual *per capita* de energia elétrica.

Os dados supracitados expõem a necessidade do desenvolvimento de novas fontes de energia no Brasil, visando à diversificação da matriz energética e ao suprimento da crescente demanda. Quando se considera ainda a questão global da necessidade

de redução das emissões de carbono devido às mudanças climáticas e aos tratados internacionais, percebe-se que é imperativo o desenvolvimento dos segmentos de energia renovável em escala compatível com o consumo nacional.

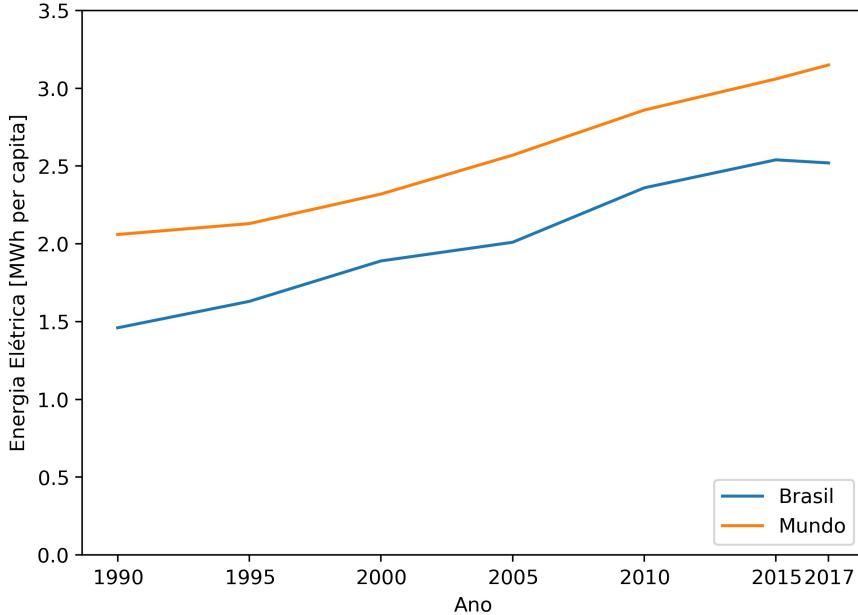


Figura 1.3: Consumo anual *per capita* de energia elétrica no Brasil e no mundo

Devido à grande extensão de terras agricultáveis no Brasil, a biomassa apresenta grande potencial para suprir essa demanda por energias renováveis, visto que a produção de resíduos é inerente à atividade agrícola. A geração de energia a partir da biomassa, portanto, além de utilizar resíduos cujo custo marginal de aquisição é nulo, visto que são subprodutos da agricultura, ainda inibe custos e problemas ambientais relacionados ao descarte de grandes volumes de rejeitos agrícolas.

Essa vantagem comparativa da biomassa em relação às demais fontes renováveis de energia para um país como o Brasil pode ser percebida a partir dos gráficos das Figuras 1.1 e 1.2. Enquanto a biomassa representou 2,3% da geração de energia elétrica no mundo em 2017, ela é responsável por 8,9% dessa geração no Brasil - o que equivale a 3,8 vezes o valor global.

A Figura 1.4, também produzida a partir dos dados da IEA [1], mostra que a geração de energia elétrica por biocombustíveis e resíduos no Brasil cresceu significativamente nos últimos anos. Em 1990, gerou-se 3.859 GWh a partir dessas fontes. Em 2017, essa geração foi de 52.255 GWh, representando um aumento de 1.254% e

uma taxa média anual de crescimento de 16,6%.

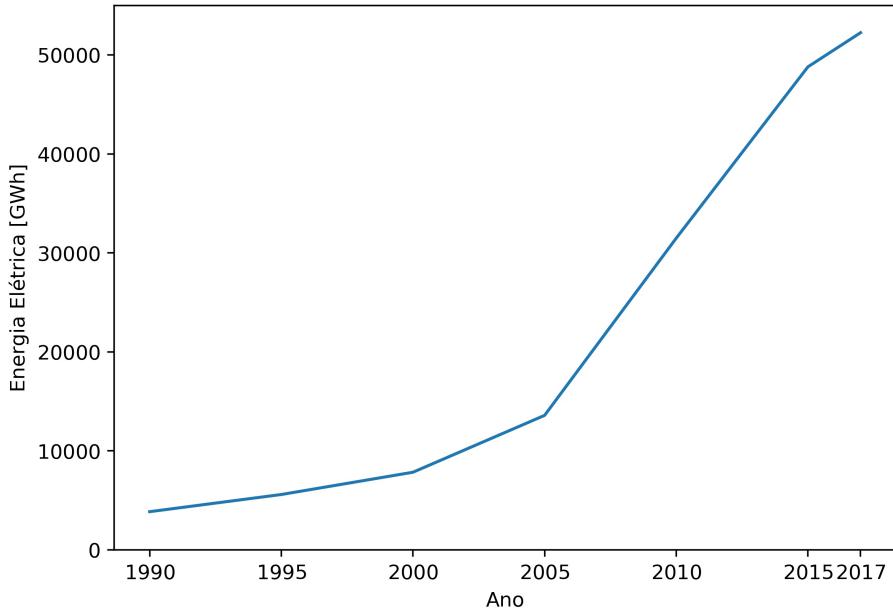


Figura 1.4: Geração anual de energia elétrica por biocombustíveis e resíduos no Brasil

Nota-se, portanto, que o movimento em direção a uma matriz energética mais renovável e diversificada já é uma realidade. É necessário, no entanto, acelerar esse movimento, a fim de substituir a matriz energética já consolidada em tempo hábil, por motivos tanto econômicos como ambientais.

1.1.3 Setor Sucroalcooleiro

Desde o período colonial, a cana-de-açúcar tem um papel relevante na produção agrícola brasileira. A relação colonial entre Brasil e Portugal, por muito tempo, foi baseada no cultivo da cana, e os engenhos de açúcar eram os protagonistas da atividade econômica no território brasileiro.

Em 1975, o Programa Nacional do Álcool (Proálcool) promoveu uma nova expansão do setor sucroalcooleiro. Desta vez, o cultivo da cana-de-açúcar não se destinou à produção de açúcar, mas à de etanol, como resposta do governo ao Segundo Choque do Petróleo, ocorrido em 1973. O Proálcool visava ao estímulo da cultura da cana-de-açúcar, principalmente para a produção de etanol para consumo

veicular, reduzindo a dependência do país por petróleo.

Esses fatos históricos levaram à atual conjuntura do setor agrícola brasileiro, na qual um dos principais cultivos é a cana-de-açúcar. A Figura 1.5, produzida a partir dos dados da *Food and Agriculture Organization* (FAO) [2] referentes ao ano de 2018, mostra que a cana-de-açúcar é a terceira cultura mais desenvolvida no Brasil em área de terra cultivada, sendo responsável por cerca de 10 milhões de hectares, o que representa 12,8% da área agrícola do país.

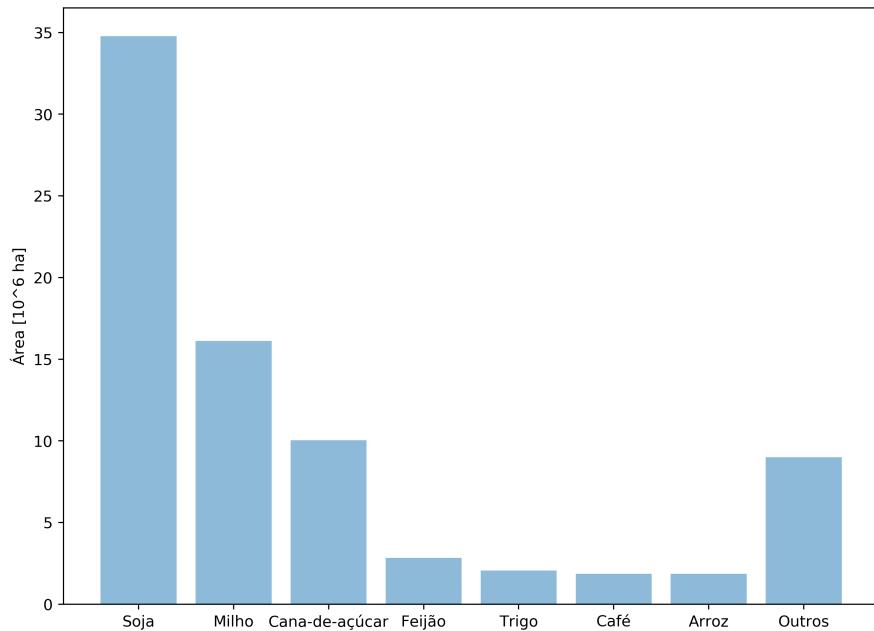


Figura 1.5: Área cultivada, em milhões de hectares, por produto agrícola no Brasil, em 2018

Esse dado coloca o Brasil como líder mundial no cultivo de cana-de-açúcar. A Figura 1.6, também elaborada a partir de dados da FAO [2] referentes ao ano de 2018, mostra a produção de cana-de-açúcar por país, em milhões de toneladas. Neste gráfico, vê-se que a produção anual brasileira representa 39,2% da produção global.

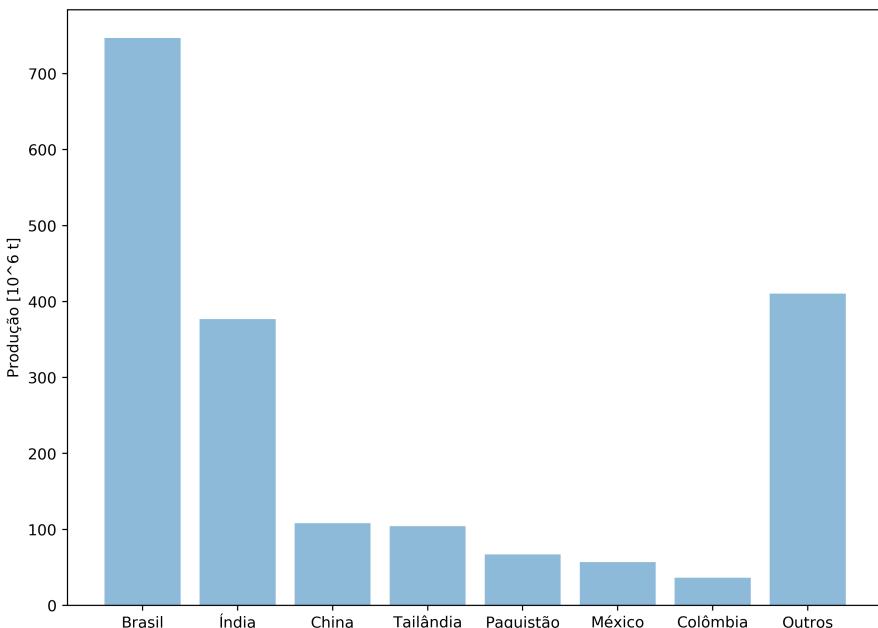


Figura 1.6: Produção, em milhões de toneladas, de cana-de-açúcar por país, em 2018

Essa grande importância da cana-de-açúcar no setor agrícola brasileiro representa um grande potencial para a implementação de sistemas renováveis de geração de energia. Na Figura 1.5, observou-se que o cultivo da cana tem um percentual significante das terras cultivadas no Brasil. Quando se analisa a produção anual de cada um dos produtos agrícolas, em massa, percebe-se que a relevância da cana-de-açúcar é ainda maior. A Figura 1.7, também produzida a partir dos dados da FAO [2] para o ano de 2018, mostra a produção anual, em milhões de toneladas, de cada cultivo. Sob essa perspectiva, a cana-de-açúcar representa 70,3% da massa de tudo que é cultivado no Brasil, ultrapassando 740 milhões de toneladas anuais.

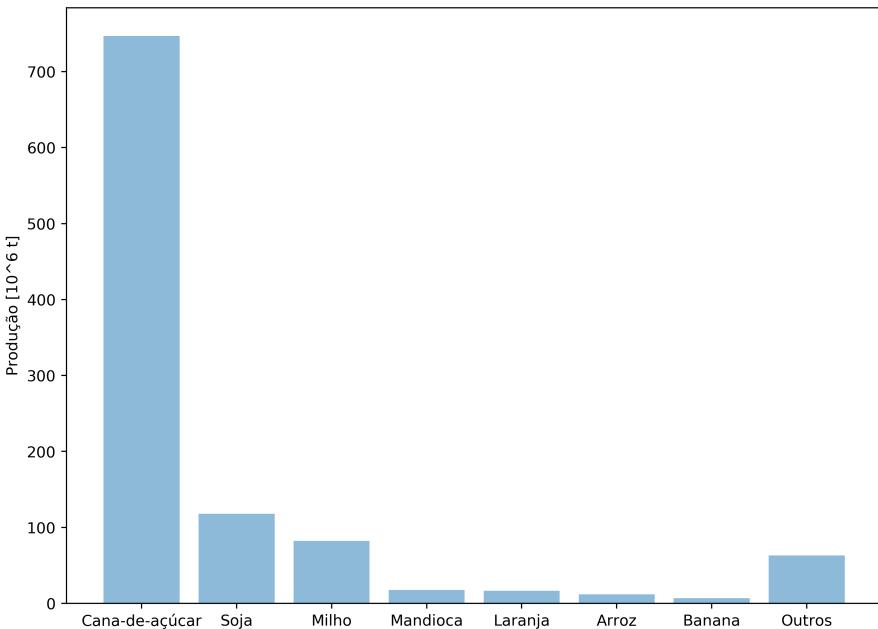


Figura 1.7: Produção, em milhões de toneladas, por cultivo no Brasil, em 2018

Desses dados, conclui-se que o setor sucroalcooleiro é bastante significativo no setor primário brasileiro e que pode contribuir de diversas formas para a redução das emissões de carbono. Primeiramente, porque um dos produtos finais mais importantes desta indústria é o etanol - um combustível substituto da gasolina.

Além disso, os resíduos resultantes do cultivo da cana-de-açúcar, que representam parcela considerável da produção anual de mais de 740 milhões de toneladas, podem ser utilizados para a geração simultânea de calor e energia elétrica, no processo conhecido como cogeração. Este aproveitamento de resíduos reduz a necessidade das usinas por consumo de energia elétrica proveniente de outras fontes, que, como visto nas Figuras 1.1 e 1.2, são, em grande parte, não renováveis.

Por fim, vale ressaltar que o saldo das emissões de gás carbônico resultantes do consumo de energia proveniente da biomassa da cana-de-açúcar é nulo. Isso porque todo o carbono presente na cana é oriundo da própria atmosfera, visto que o gás carbônico é reagente da fotossíntese - reação por meio da qual a cana-de-açúcar se desenvolve, acumulando biomassa. Portanto, ao contrário dos combustíveis fósseis, que são captados em reservatórios, são queimados e geram gás carbônico para a atmosfera, as emissões ocasionadas pela queima da biomassa da cana-de-açúcar já foram compensadas pela sua própria formação.

1.2 Motivação e Objetivos

Como mencionado em 1.1.1, a atual conjuntura climática global levou à necessidade de desenvolvimento de um sistema de geração de energia baseado em fontes alternativas.

Em 1.1.2, viu-se a necessidade de diversificação das fontes de energia utilizadas no Brasil. Além disso, as características físicas do Brasil proporcionam um grande potencial para o uso da biomassa. Conforme observado a partir das Figuras 1.1 e 1.2, o percentual de energia elétrica oriunda da biomassa e de resíduos no Brasil já equivale a 3,9 vezes esse valor no cenário global. Além disso, a Figura 1.4 mostra um grande crescimento da geração de energia elétrica a partir dessa fonte nos últimos anos.

A cana-de-açúcar, por sua vez, foi responsável por 70,3% da produção agrícola, em massa, no Brasil em 2018. Tal magnitude coloca o Brasil na liderança global da produção de cana-de-açúcar e representa um grande potencial de uso de biomassa para geração de energia.

A cogeração nas usinas sucroalcooleiras, portanto, se mostra como uma alternativa passível de aplicação em uma escala relevante e viável sob diversas perspectivas. Do ponto de vista econômico, a cogeração aproveita resíduos que seriam descartados para o suprimento das necessidades térmicas e elétricas da usina, reduzindo os valores gastos para aquisição de calor e eletricidade. Sob a perspectiva ambiental, gera-se energia limpa a partir da biomassa e reduz-se o consumo de energia da rede elétrica, possibilitando a diminuição da geração a partir de fontes fósseis.

Motivado por essa perspectiva de um maior protagonismo da cana-de-açúcar no cenário energético brasileiro, pela necessidade de desenvolver uma matriz energética global baseada em fontes renováveis e pelos benefícios da cogeração, este trabalho visa ao desenvolvimento de uma ferramenta que permita a análise de sistemas de cogeração nas usinas sucroalcooleiras, possibilitando a realização de cálculos para implementação de novos sistemas e a otimização dos sistemas já existentes.

Para isso, desenvolveu-se um *software* que permite a simulação das principais configurações de ciclo presentes nas usinas sucroalcooleiras. A partir de parâmetros de entrada, são determinados os estados termodinâmicos presentes em cada etapa dos ciclos, bem como o cálculo de resultados globais das usinas e de índices de

desempenho. O *software* também permite uma análise gráfica da sensibilidade dos resultados da planta com a variação de seus parâmetros de projeto.

Além do desenvolvimento da ferramenta, este trabalho visa à sua aplicação para a análise de uma usina típica brasileira, não apenas com seus parâmetros atuais mas também com alterações propostas. Busca-se, por fim, analisar economicamente as proposições de mudança, a fim de verificar sua viabilidade financeira e de estimar o retorno proveniente de sua implementação.

1.3 Organização do Trabalho

O Capítulo 1 deste trabalho se propõe a apresentar o cenário energético atual, nos níveis nacional e global, explicitando os motivos que levaram ao desenvolvimento deste projeto e explicando seus objetivos.

No Capítulo 2, apresenta-se uma revisão a respeito dos fundamentos da cogerção, tanto em seus aspectos gerais como nas especificidades do setor sucroalcooleiro. Com base nessa revisão, foram escolhidas as duas configurações de ciclo cuja simulação seria contemplada pelo *software* a ser desenvolvido.

No Capítulo 3, são abordados todos os aspectos da modelagem utilizada para o desenvolvimento do *software*. São expostos, primeiramente, os ciclos escolhidos e os parâmetros a serem inseridos para sua simulação. Em seguida, são apresentadas as hipóteses consideradas para o desenvolvimento dos cálculos, as equações de conservação utilizadas e a modelagem de cada componente do ciclo. Por fim, são explicitados os métodos de cálculo para os resultados globais da planta e apresentados os índices de desempenho comumente utilizados para a avaliação das usinas.

No Capítulo 4, apresenta-se o *software* desenvolvido, a interface com o usuário, as funcionalidades de cada aba e suas formas de utilização.

No Capítulo 5, a simulação das duas configurações de ciclo é validada com dois sistemas de cogeração reais: o da Usina de Dourados, no Mato Grosso do Sul, e o de uma usina sucroalcooleira situada no Oeste Paulista. Para a validação, os resultados de vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia e entropia de todos os estados termodinâmicos calculados com o *software* são comparados com seus valores reais.

No Capítulo 6, aplica-se o *software* para a simulação de uma usina típica brasileira, tanto para sua situação atual como para casos alternativos, com propostas de mudanças que melhorem o desempenho da usina. Após as simulações, analisou-se a evolução dos resultados termodinâmicos para cada caso alternativo proposto.

No Capítulo 7, as mudanças propostas são analisadas economicamente, a partir de conceitos expostos no próprio capítulo, para verificar a viabilidade de sua implementação e calcular o retorno financeiro proporcionado por elas.

No Capítulo 8, por fim, são apresentadas as conclusões deste trabalho.

Capítulo 2

Fundamentos da Cogeração

2.1 Introdução à Cogeração

Cogeração é o termo utilizado para designar o conjunto de processos de geração simultânea de calor e potência - mecânica ou elétrica - a partir de uma única fonte primária de combustível, por meio de um ciclo termodinâmico. Esses processos podem ocorrer de diversas maneiras, sendo os ciclos mais comumente utilizados o Rankine, com turbinas a vapor, o Brayton, com turbinas a gás, e ciclos combinados, com ambos os tipos de turbina.

Um grande benefício do uso da cogeração é o aproveitamento de resíduos para o suprimento das necessidades de uma usina. Os resíduos, que seriam descartados, possuem um custo marginal de aquisição nulo, além de que substituem a geração de potência e calor por meio de combustíveis fósseis. Além disso, a geração no próprio ponto de consumo reduz a dependência das usinas em relação à rede elétrica e a possibilidade de armazenamento de bagaço garante a geração de potência em períodos críticos (por exemplo, em grandes estiagens que comprometam o funcionamento das hidrelétricas), aumentando a confiabilidade das usinas. Portanto, a cogeração se mostra como uma alternativa viável para a geração de energia, tanto sob a perspectiva econômica como sob a perspectiva ambiental.

Sob o ponto de vista termodinâmico, a cogeração ainda se mostra mais eficiente que a geração independente de calor e potência. Isso porque, em um ciclo convencional de geração de potência, uma grande parcela da energia gerada a partir do combustível não é aproveitada, sendo fornecida ao condensador em forma de calor.

Em um ciclo de cogeração, parte desse calor é fornecido a um processo industrial, sendo considerado uma forma de aproveitamento da energia proveniente do combustível, e, portanto, aumentando a eficiência de primeira lei do sistema. Segundo WALTER [3], essa eficiência pode variar de 75% a 90% - valores inatingíveis para ciclos de geração exclusiva de potência. Para aplicações de geração exclusiva de calor, tais eficiências até podem ser atingidas, mas, nesse caso, o uso da cogeração reduz as irreversibilidades do sistema, proporcionando também uma maior viabilidade termodinâmica.

2.2 Cogeração nas Usinas Sucroalcooleiras

Devido às vantagens apresentadas em 2.1 e a uma série de atrativos deste segmento agrícola, a cogeração é amplamente utilizada nas usinas sucroalcooleiras. Isso porque a cana-de-açúcar, como visto na Figura 1.7, é uma cultura que leva a uma grande produção de biomassa. Alguns de seus subprodutos, como a palha e o bagaço, não apresentam valor comercial significativo e podem ter seu poder calorífico aproveitado para a geração de vapor em uma caldeira.

Além disso, o setor sucroalcooleiro apresenta demandas tanto por calor como por potência, justificando a utilização da cogeração. Após a colheita da cana-de-açúcar, a extração do caldo ocorre por meio de moendas ou de difusores. Nas moendas, aplica-se pressão à cana por meio de rolos, a fim de extrair seu caldo. Para facilitar essa liberação, adiciona-se água à cana, em um processo denominado embebição. Nos difusores, a cana, após passar por picadores e desfibradores, é lavada diversas vezes com água quente, perdendo seus açúcares por lixiviação. Em qualquer um desses processos utilizados para a extração do caldo, é requerida potência mecânica (ou elétrica, no caso de usinas eletrificadas) para o acionamento dos equipamentos.

Para o processamento do caldo extraído, tanto nas usinas destinadas à produção de açúcar como nas destinadas à produção de etanol, é necessário o fornecimento de energia térmica. A fim de aumentar a concentração do caldo, a primeira etapa de seu processamento é a evaporação da água adicionada durante a embebição, que exige calor. As etapas seguintes envolvem destilação, desidratação, cozimento, entre outros processos que demandam energia térmica. Portanto, devido à disponibilidade

de biomassa e à necessidade de potência e calor em seu próprio processo industrial, o setor sucroalcooleiro tem a cogeração como uma alternativa bastante viável para aproveitar seus resíduos e suprir suas demandas.

Segundo FIOMARI [4], entretanto, a expansão da cogeração no setor sucroalcooleiro e a preocupação com a maximização de sua eficiência ocorreram somente quando essas vantagens foram traduzidas em um melhor desempenho econômico. Nas primeiras aplicações, os parâmetros de trabalho usuais das caldeiras eram uma pressão de 22 bar e uma temperatura de saída do vapor de 290 °C. As turbinas para essa classe de pressão, geralmente, possuíam um único estágio e baixa eficiência. Tal configuração era suficiente para suprir a demanda térmica do processo industrial, o acionamento mecânico dos equipamentos e a demanda por energia elétrica da própria usina, e a otimização do sistema não era considerada por seus proprietários.

Posteriormente, com a possibilidade de exportação da energia elétrica para a rede, as usinas iniciaram um movimento em direção a uma maior eficiência de suas máquinas térmicas, visto que as configurações mais eficientes proporcionariam um maior excedente de energia. As usinas, sob esse cenário, passaram a lucrar não apenas com sua atividade-fim, mas também com a venda da energia elétrica excedente.

Neste contexto, certas adaptações nas usinas se tornaram cada vez mais frequentes. Os acionamentos mecânicos dos diversos equipamentos, como moendas, desfibradores e picadores, foram substituídos por motores elétricos, que possuem eficiência significativamente maior. Turbinas de simples estágio e baixa eficiência foram substituídas por turbinas com maior eficiência e múltiplos estágios. Os parâmetros das caldeiras foram otimizados, passando de 22 bar e 290 °C para uma configuração usual de 43 bar e 420 °C. FIOMARI [4] analisa o caso da Destilaria Pioneiros, com parâmetros ainda mais maximizados, de 66 bar e 530 °C - valores tão altos que exigiram o investimento em ligas de aço específicas, visto que não seriam suportados pelos materiais comumente utilizados nos componentes do ciclo.

O cenário atual da cogeração nas usinas sucroalcooleiras, portanto, é um caminho rumo à modernização. A possibilidade de comercialização do excedente de energia elétrica gerado nas usinas levou a uma busca pela otimização de seus parâmetros de funcionamento. Neste contexto, uma ferramenta de simulação dos ciclos das usinas e mensuração de seu desempenho tem grande utilidade. Os capítulos a seguir

mostram o desenvolvimento de um *software* que possibilita essas análises, bem como sua aplicação em uma usina típica brasileira, que ainda não passou por essa fase de otimização.

2.3 Ciclos de Cogeração

Os ciclos utilizados para a cogeração são ciclos cujo fluido de trabalho admite energia em uma caldeira, proveniente da queima de um combustível, e libera energia tanto na geração de potência em uma turbina como no fornecimento de calor a uma unidade de processo.

Por serem os componentes associados à finalidade de um sistema de cogeração, as turbinas e a unidade de processo são os principais elementos desses ciclos. As turbinas são os elementos relacionados com a geração de potência. Quando as turbinas funcionam como acionadores mecânicos de outros equipamentos da usina, a potência é gerada na forma mecânica. Quando estão acopladas a geradores elétricos, a potência é gerada na forma de eletricidade, podendo tanto suprir a demanda da própria usina como ser exportada para a rede elétrica. A unidade de processo, por sua vez, recebe energia do fluido de trabalho na forma de calor. Nas usinas sucroalcooleiras, por exemplo, este calor é utilizado em vários processos que exigem um reservatório térmico, conforme mencionado em 2.2.

Apesar de estarem sempre presentes, a ordem em que esses componentes estão posicionados é bastante relevante para o funcionamento dos ciclos. Por esse motivo, os ciclos são classificados conforme a sequência desses elementos.

A Figura 2.1 mostra uma representação simplificada de um ciclo *topping* - o tipo mais utilizado nas usinas sucroalcooleiras. Esse ciclo é caracterizado pela presença da turbina anterior à unidade de processo. Dessa forma, a turbina recebe o vapor pressurizado a alta temperatura, proporcionando um grande potencial de geração de potência na turbina, e o processo recebe o vapor a pressão e temperatura menores. No caso das usinas sucroalcooleiras, a demanda dos processos é por temperaturas não tão altas e por vapor na região próxima à de saturação, de modo a aproveitar a região bifásica para a troca de calor. Pela possibilidade de comercialização da energia elétrica excedente gerada, um maior potencial de geração de potência nas

turbinas também é atrativo, tornando o ciclo *topping* o mais utilizado neste setor.

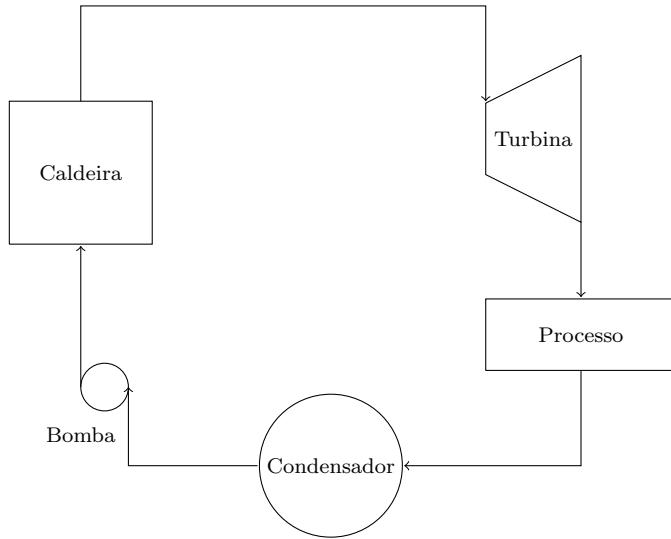


Figura 2.1: Ciclo *topping*

A Figura 2.2 mostra uma representação simplificada de um ciclo *bottoming*, caracterizado pela presença da unidade de processo anterior à turbina. Nesse caso, o processo recebe o vapor a alta temperatura, enquanto a turbina recebe o vapor a uma temperatura menor, reduzindo seu potencial de geração de potência. Este ciclo é mais utilizado em indústrias químicas nas quais os processos demandam maiores temperaturas e a geração de potência não é uma atividade-fim, mas apenas uma forma de aproveitamento da energia térmica residual presente no vapor após a passagem pela unidade de processo.

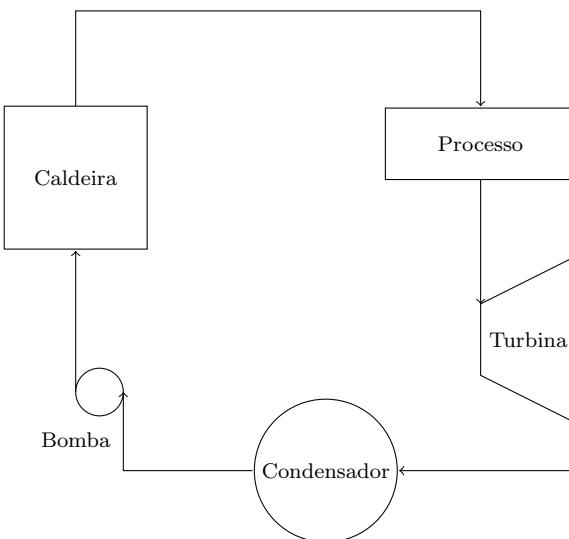


Figura 2.2: Ciclo *bottoming*

No setor sucroalcooleiro, os principais sistemas de cogeração utilizam ciclos Rankine, do tipo *topping*, com a geração de potência sendo feita por turbinas a vapor. Os ciclos também são caracterizados com base na configuração das turbinas a vapor. As principais configurações utilizadas são ciclos com turbinas de contrapressão, ciclos com turbina de extração-condensação e ciclos com turbinas de contrapressão e condensação.

Os ciclos com turbinas de contrapressão, como o mostrado na Figura 2.3, são os mais simples entre as três configurações supracitadas, visto que apresentam apenas dois níveis de pressão. Na figura, ambas as turbinas são turbinas de contrapressão. Após a expansão nas turbinas, a maior parte do fluido é direcionada ao processo, seguindo posteriormente ao desaerador. A parte restante é levada diretamente ao desaerador, com uma temperatura mais elevada, a fim de remover o oxigênio do fluxo que passou pela unidade de processo. O fluxo de saída do desaerador é bombeado para a caldeira, para a geração do vapor que expande nas turbinas.

A menor quantidade de equipamentos é uma vantagem desse ciclo, resultando em um menor custo de aquisição e de manutenção dos componentes. Entretanto, esse sistema impossibilita uma grande expansão do vapor nas turbinas, visto que a pressão de saída em ambas as turbinas deve ser a pressão exigida pela unidade de processo. A limitação da expansão inviabiliza uma grande geração de potência, reduzindo a eficiência do ciclo. Esse fato torna a aplicação do ciclo com turbinas de contrapressão menos vantajosa para as usinas sucroalcooleiras do que as duas demais configurações.

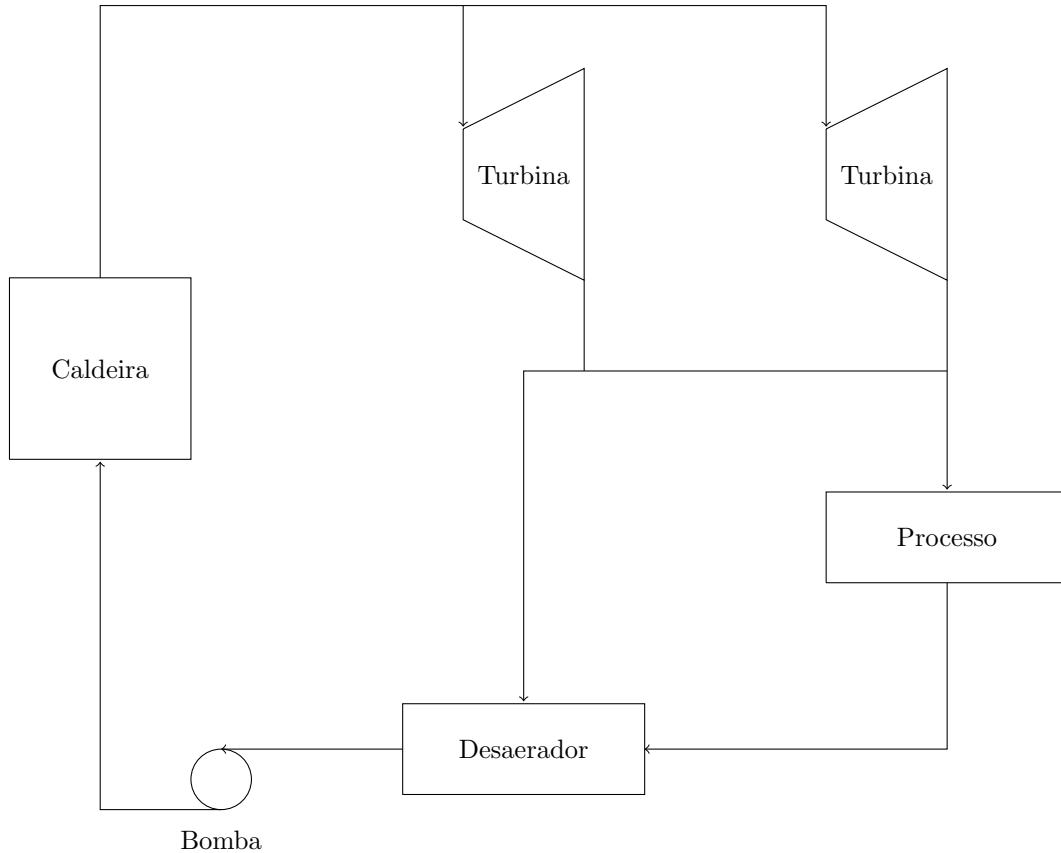


Figura 2.3: Ciclo com turbinas de contrapressão

Os ciclos com turbinas de contrapressão e condensação, como o mostrado na Figura 2.4, apresentam um grau de complexidade maior do que os ciclos apenas com turbinas de contrapressão. Na figura, a Turbina 1 representa uma turbina de contrapressão, cujo fluxo de saída tem a função de fornecer calor ao processo, a uma pressão específica. A Turbina 2 representa uma turbina de condensação, que expande o vapor até pressões bastante reduzidas, visto que sua função é exclusivamente gerar potência. O fluxo de saída da turbina de condensação é levado a um condensador e, em seguida, bombeado ao desaerador. O fluxo de saída da turbina de contrapressão é, em sua maior parte, direcionado à unidade de processo, para o fornecimento de calor. A menor parte deste fluxo é levada diretamente ao desaerador, com uma temperatura mais elevada, a fim de remover o oxigênio do fluxo que passou pela unidade de processo. O fluxo de saída do desaerador é bombeado para a caldeira, para a geração do vapor que expande nas turbinas.

Nesses ciclos, a possibilidade de obtenção de três níveis de pressão exige uma maior quantidade de componentes, aumentando os custos de aquisição e manu-

tenção dos componentes do sistema. Entretanto, a expansão do vapor até pressões muito baixas na turbina de condensação aumenta consideravelmente a potência gerada, elevando a eficiência do ciclo e viabilizando a exportação da energia elétrica excedente. Além disso, controlando a vazão de vapor que é levada a cada turbina, confere-se flexibilidade ao ciclo, permitindo variar a relação entre potência gerada e calor fornecido ao processo. Por sua eficiência e flexibilidade, o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação é bastante utilizado nas usinas sucroalcooleiras.

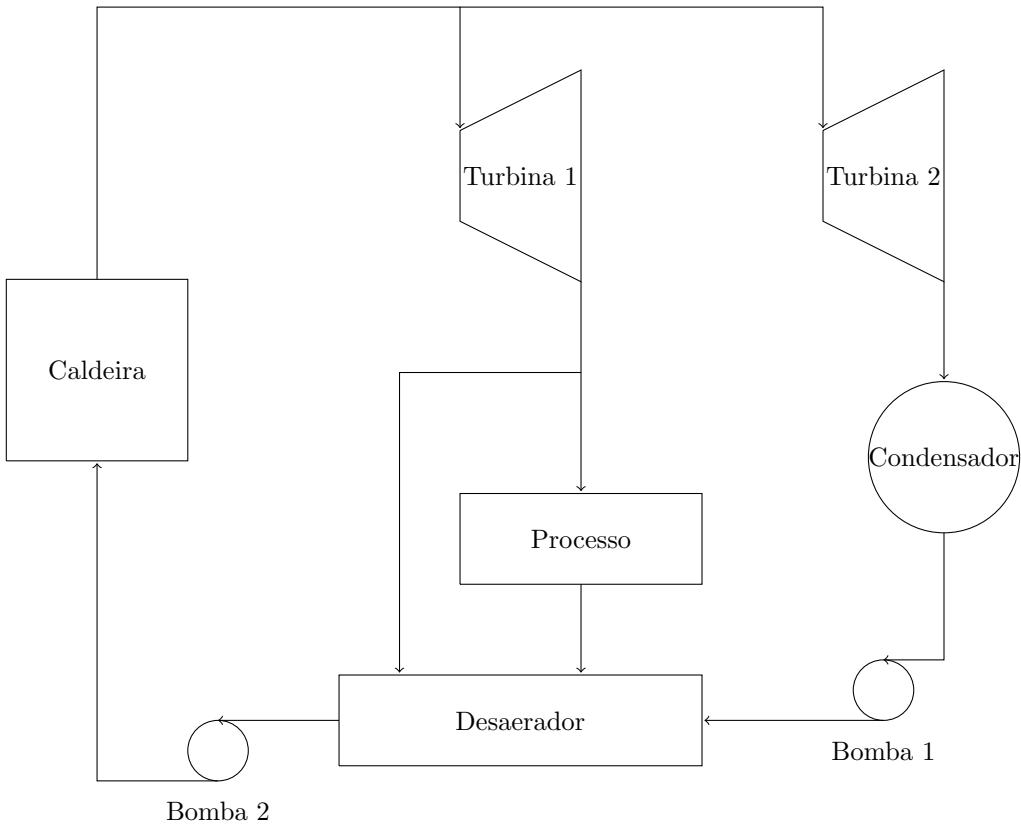


Figura 2.4: Ciclo com turbinas de contrapressão e condensação

Os ciclos com turbina de extração-condensação, como o mostrado na Figura 2.5, ainda apresentam vantagens em relação aos ciclos com turbinas de contrapressão e condensação. Nessa figura, apesar do desenho separado entre Turbina 1 e Turbina 2, o conjunto delas pode representar uma única turbina de duplo estágio, com uma extração intermediária. O fluxo que é extraído após o primeiro estágio da turbina tem a função de fornecer calor ao processo, a uma pressão específica. O vapor que passa pelos dois estágios da turbina expande até pressões bastante reduzidas, visto que sua função é exclusivamente gerar potência. O restante do ciclo opera de

maneira idêntica ao ciclo com turbinas de contrapressão e condensação.

Nesse caso, as vantagens dos ciclos com turbinas de contrapressão e condensação são mantidas. Há a possibilidade de obtenção de três níveis de pressão, permitindo a expansão de parte do vapor até pressões muito baixas, o que aumenta consideravelmente a potência gerada e a eficiência do ciclo, viabilizando a exportação da energia elétrica excedente. Também é possível controlar a vazão do fluxo de vapor que é extraído após o primeiro estágio da turbina, permitindo variar a relação entre potência gerada e calor fornecido ao processo. Entretanto, há alguns novos benefícios, decorrentes do uso de uma turbina de duplo estágio. Essas turbinas costumam apresentar eficiências maiores do que as turbinas de simples estágio, o que aumenta ainda mais a potência gerada e a eficiência do ciclo. Além disso, o custo de uma turbina de duplo estágio costuma ser menor que o custo de duas turbinas de simples estágio, e seu uso propicia uma menor complexidade operativa ao sistema, reduzindo também os custos de manutenção. Portanto, no cenário atual, os ciclos com turbina de extração-condensação se mostram como os mais benéficos entre as três opções apresentadas.

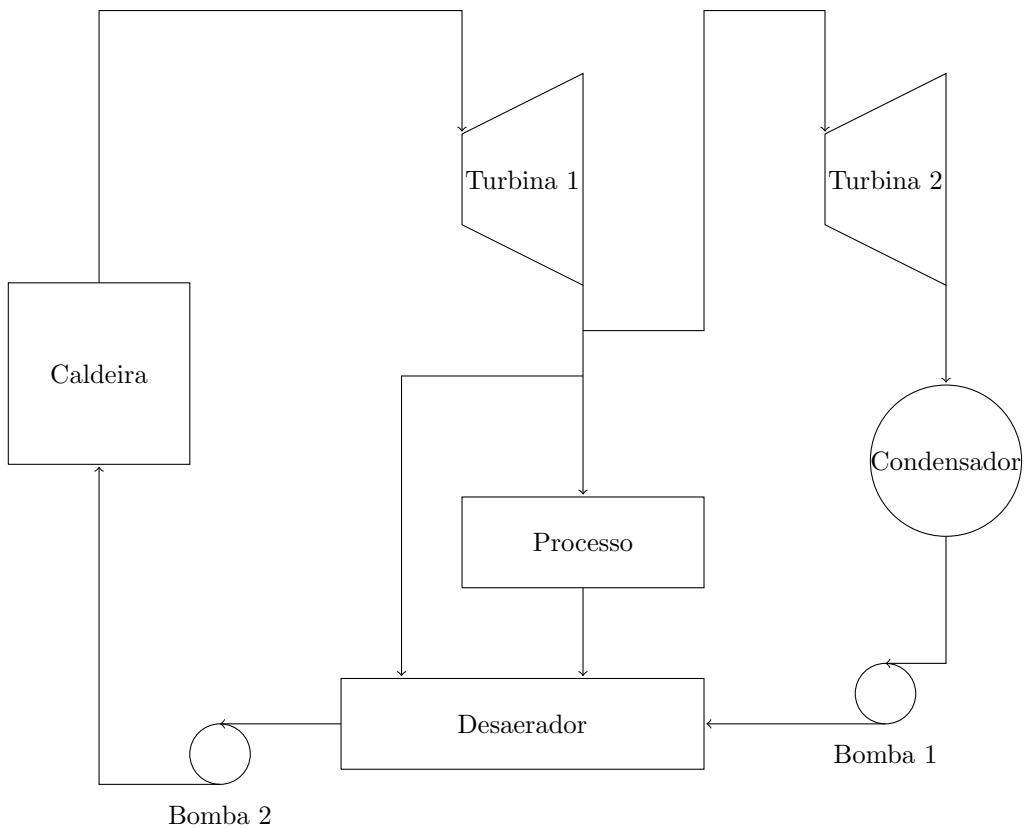


Figura 2.5: Ciclo com turbina de extração-condensação

Além dos ciclos apresentados de forma isolada, é possível utilizar modelos mistos, aumentando a complexidade operativa para alcançar eficiências ainda maiores. Existem, ainda, os ciclos combinados, que utilizam a energia restante dos gases de saída de turbinas a gás para alimentar as caldeiras para geração de vapor, combinando, dessa forma, os ciclos Brayton e Rankine. As opções são inúmeras, tornando necessária a limitação do escopo desta análise para possibilitar a validação da metodologia utilizada em cada caso. Dessa forma, o *software* desenvolvido busca analisar apenas os casos clássicos dos dois ciclos mais utilizados no setor sucroalcooleiro: o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação e o ciclo com turbina de extração-condensação.

Capítulo 3

Modelagem

Neste capítulo, serão abordados todos os aspectos da modelagem utilizada para o desenvolvimento do *software*.

Primeiramente, serão mostradas as configurações de ciclo contempladas pelo *software*, bem como os parâmetros de entrada utilizados para a simulação de cada uma delas. Em seguida, serão expostas as hipóteses consideradas e as equações de conservação nas quais foram baseadas a modelagem de cada componente do ciclo, permitindo o cálculo do estado termodinâmico de cada ponto.

Por fim, a partir dos estados termodinâmicos, serão expostos os métodos de cálculo dos resultados globais da planta e serão apresentados índices de desempenho comumente calculados para sistemas de cogeração do setor sucroalcooleiro.

3.1 Ciclos

Pelos motivos expostos em 2.3, foram escolhidas duas configurações de ciclo para serem simuladas pelo *software*: o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação, mostrado na Figura 3.1, e o ciclo com turbina de extração-condensação, mostrado na Figura 3.2.

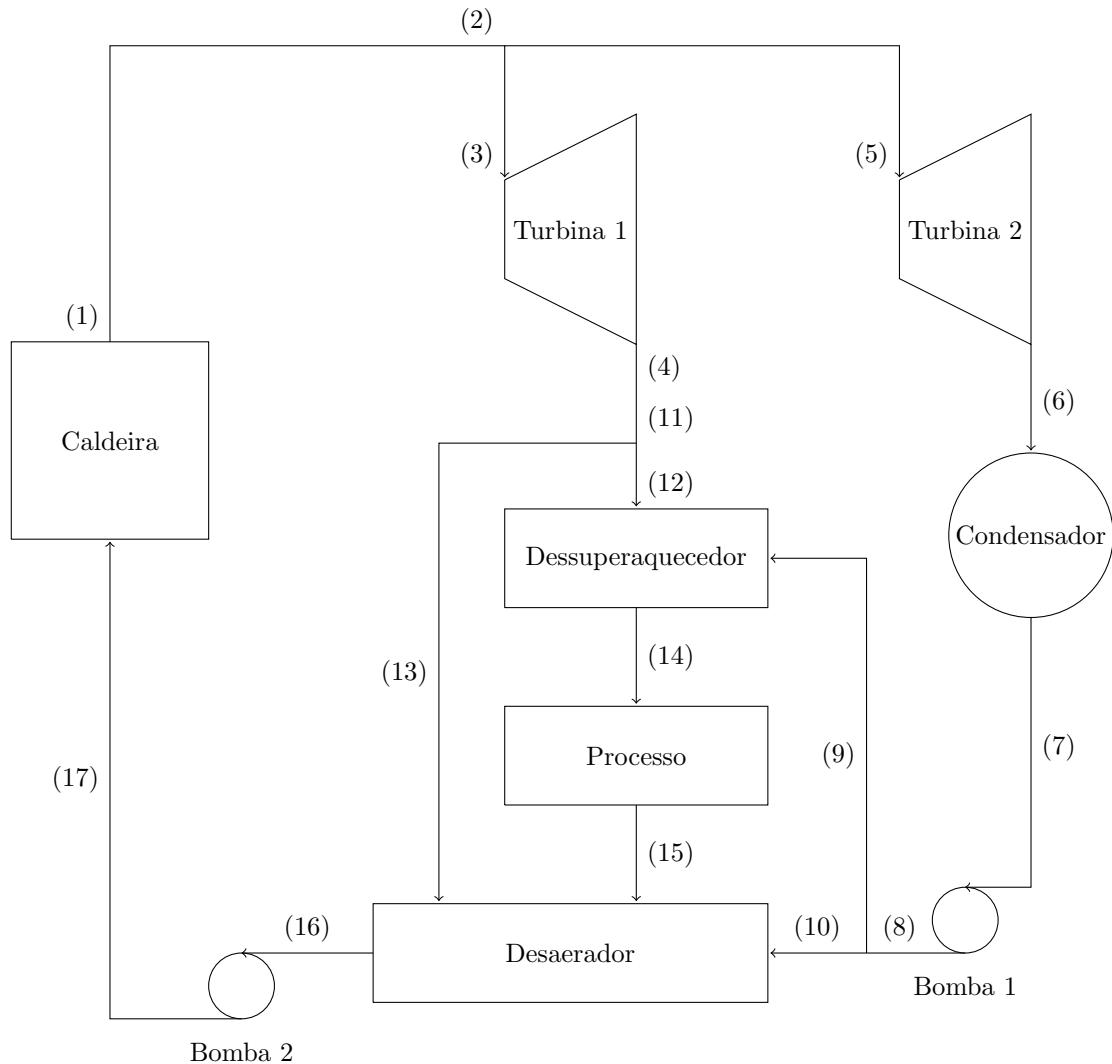


Figura 3.1: Ciclo com turbinas de contrapressão e condensação simulado pelo *software*

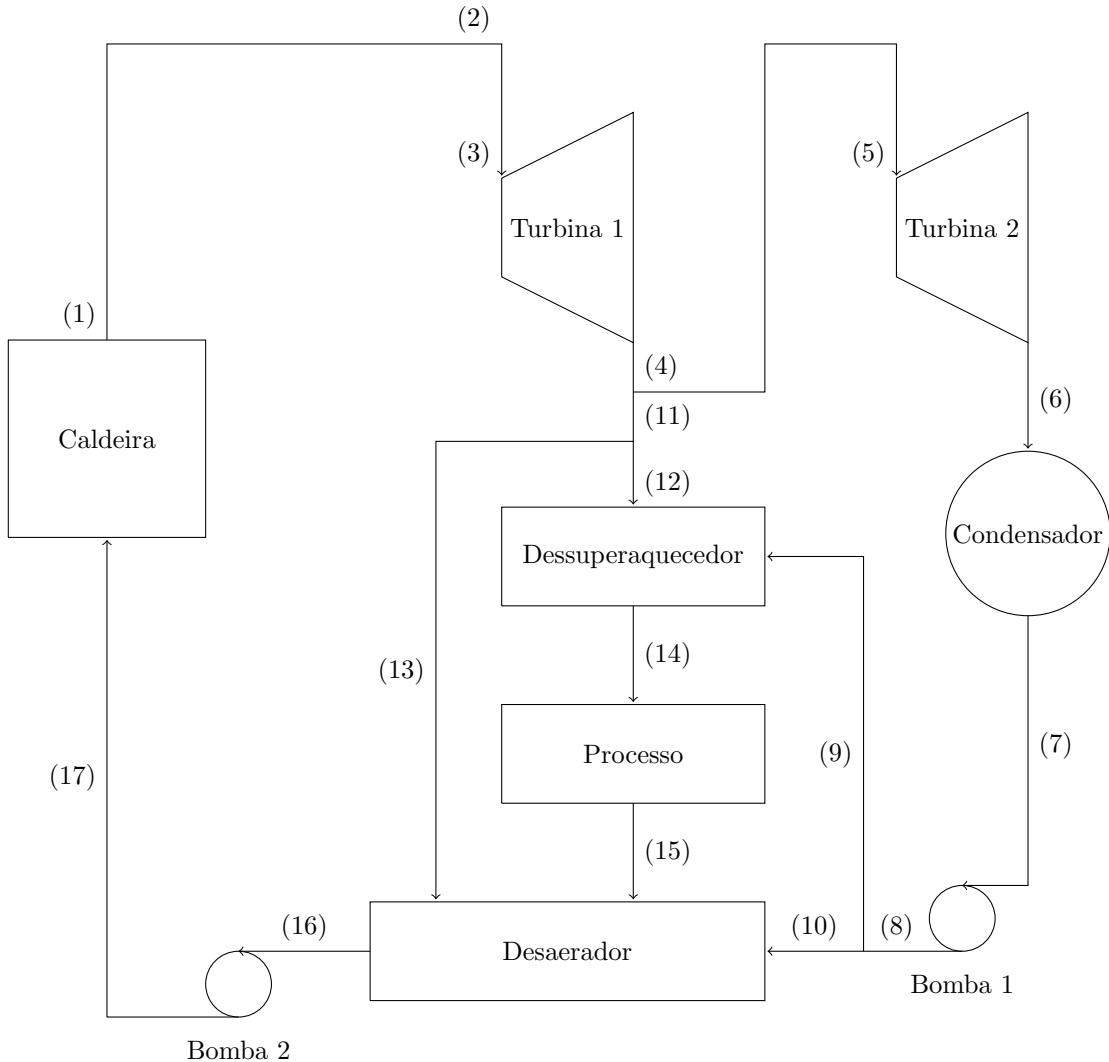


Figura 3.2: Ciclo com turbina de extração-condensação simulado pelo *software*

A diferença entre os ciclos presentes no *software* e os exibidos no Capítulo 2 é a adição de um dessuperaquecedor, a fim de permitir o arrefecimento do fluido de saída da Turbina 1 por meio da troca de calor com um fluxo mais frio, compatibilizando sua temperatura com a exigida pelo processo. Para essa troca de calor, desvia-se parte do líquido proveniente do condensador, após seu bombeamento para o desaerador.

Para ambas as configurações, foram selecionados parâmetros de entrada, que devem ser fornecidos pelo usuário para o cálculo de todos os estados termodinâmicos do ciclo, bem como dos resultados globais da planta e de seus índices de desempenho.

Os parâmetros de entrada são iguais para ambos os ciclos e estão listados a seguir:

- \dot{M} : Taxa de moagem, em toneladas de cana por hora;

- C_v : Consumo de vapor no processo, em kg de vapor por tonelada de cana;
- C_e : Consumo de energia no processo, em kWh por tonelada de cana;
- F_b : Fração de bagaço na cana, em porcentagem;
- PCI_{bag} : Poder calorífico inferior do bagaço, em MJ por kg de bagaço;
- T_1 : Temperatura de saída da caldeira (Ponto 1), em °C;
- ΔT_{1-2} : Redução de temperatura na linha entre Ponto 1 e Ponto 2, em °C;
- T_{15} : Temperatura de saída do processo (Ponto 15), em °C;
- p_1 : Pressão de saída da caldeira (Ponto 1), em bar;
- Δp_{1-2} : Perda de carga na linha entre Ponto 1 e Ponto 2, em bar;
- p_4 : Pressão de saída da Turbina 1 (Ponto 4), em bar;
- p_6 : Pressão de saída da Turbina 2 (Ponto 6), em bar;
- \dot{m}_1 : Vazão mássica na caldeira (Ponto 1), em toneladas por hora;
- f_{1-5} : Fração da vazão mássica do Ponto 1 que vai ao Ponto 5;
- f_{8-9} : Fração da vazão mássica do Ponto 8 que vai ao Ponto 9;
- η_c : Eficiência da caldeira, em porcentagem;
- η_{b1} : Eficiência da Bomba 1, em porcentagem;
- η_{b2} : Eficiência da Bomba 2, em porcentagem;
- η_{t1} : Eficiência da Turbina 1, em porcentagem;
- η_{t2} : Eficiência da Turbina 2, em porcentagem.

3.2 Hipóteses

No desenvolvimento do *software*, foram consideradas as seguintes hipóteses:

- O ciclo opera em regime permanente.
- Variações nas energias cinética e potencial do fluido são desprezíveis.
- Turbinas, bombas, condensador, desaerador e dessuperaquecedor são adiabáticos.
- Caldeira, condensador, desaerador e dessuperaquecedor apresentam paredes rígidas e, portanto, trabalho nulo.
- O título na saída do condensador é nulo.
- Perdas de carga e calor estão concentradas na tubulação após a saída da caldeira. Para as demais tubulações, essas perdas são consideradas desprezíveis.
- Os geradores elétricos acoplados às turbinas apresentam rendimento de 100%.

Essas hipóteses interferem diretamente na modelagem das equações e são automaticamente consideradas para qualquer simulação. As demais características do ciclo devem ser fornecidas por meio dos parâmetros de entrada.

3.3 Equações de Conservação

O ciclo Rankine estudado é composto por diversos componentes, que serão descritos e modelados a seguir. Apesar das diferentes modelagens, é comum entre todos os elementos do ciclo a existência de fluxos de entrada, com determinados estados termodinâmicos, e fluxos de saída, com outros estados termodinâmicos. A modelagem de cada componente do ciclo, bem como a determinação dos estados de saída a partir dos de entrada, é baseada em duas equações de conservação: a conservação da massa e a conservação da energia.

3.3.1 Conservação da Massa

Em sua forma geral, a conservação da massa para um volume de controle é dada pela Equação 3.1.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_{\partial V} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = 0, \quad (3.1)$$

onde:

V = volume de controle

∂V = fronteira de V

ρ = densidade do fluido de trabalho

\vec{v} = velocidade do fluxo

Sob a hipótese de regime permanente, temos que $\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = 0$.

Assim, separando os fluxos em entrada e saída, obtém-se a Equação 3.2.

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0, \quad (3.2)$$

onde:

\dot{m}_e = vazão mássica do fluxo que entra no volume de controle

\dot{m}_s = vazão mássica do fluxo que sai do volume de controle

3.3.2 Conservação da Energia

A conservação da energia, também denominada Primeira Lei da Termodinâmica, tem sua forma geral para um volume de controle dada pela Equação 3.3.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_V \rho e dV + \int_{\partial V} \rho e (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA, \quad (3.3)$$

onde:

E = energia total em V

\dot{Q} = taxa de calor recebido por V

\dot{W} = potência realizada por V

e = energia específica do fluido de trabalho

A energia específica, por sua vez, pode ser dividida em três componentes: a entalpia, a energia cinética e a energia potencial gravitacional, conforme a Equação 3.4.

$$e = h + \frac{V^2}{2} + gz, \quad (3.4)$$

Sob a hipótese de regime permanente, temos que $\frac{d}{dt} \int_V \rho e dV = 0$.

Assim, aplicando a fórmula da energia específica na equação da conservação de energia e separando os fluxos em entrada e saída, obtém-se a Equação 3.5.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} = \sum m_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right), \quad (3.5)$$

onde:

E = energia total no volume de controle

\dot{Q} = taxa de calor recebido pelo volume de controle

\dot{W} = potência realizada pelo volume de controle

g = aceleração da gravidade

m_e = vazão mássica do fluxo de entrada

h_e = entalpia específica do fluido de trabalho no fluxo de entrada

V_e = velocidade do fluxo de entrada

z_e = cota do fluxo de entrada em relação a uma altura de referência

m_s = vazão mássica do fluxo de saída

h_s = entalpia específica do fluido de trabalho no fluxo de saída

V_s = velocidade do fluxo de saída

z_s = cota do fluxo de saída em relação a uma altura de referência

3.4 Componentes do Ciclo

3.4.1 Caldeira

A caldeira é o componente do ciclo que tem a função de produzir vapor a uma pressão superior à atmosférica, utilizando o calor proveniente da queima de um combustível.

A Figura 3.3 mostra uma representação esquemática da caldeira, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

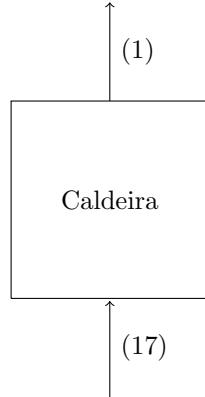


Figura 3.3: Representação esquemática da caldeira

A conservação da massa fornece a conclusão trivial de que a vazão de entrada é igual à vazão de saída, visto que a caldeira opera com apenas dois fluxos.

Sob as hipóteses de regime permanente, de paredes rígidas e de que as variações de energia cinética e potencial do fluido são desprezíveis, a conservação de energia na caldeira é dada pela Equação 3.6.

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{17}) \quad (3.6)$$

A taxa de calor \dot{Q} , por sua vez, pode ser modelada como a diferença entre o calor proveniente do combustível e o calor perdido para o ambiente, conforme a Equação 3.7.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{PCI}_{\text{comb}} - \dot{Q}_{\text{amb}} \quad (3.7)$$

A eficiência da caldeira, η_c , é definida como a razão entre o calor fornecido ao fluido e o calor liberado pelo combustível, conforme a Equação 3.8.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{17})}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{PCI}_{\text{comb}}} \quad (3.8)$$

Vale ressaltar que, para os fins deste trabalho, o único combustível considerado para a geração de vapor na caldeira é o bagaço da cana-de-açúcar.

3.4.2 Turbinas

As turbinas são os equipamentos responsáveis pela geração de potência de eixo a partir da pressão de um fluido de trabalho. Em sua entrada, tem-se fluido a alta pressão, que expande e aumenta sua velocidade, rotacionando as pás da turbina e saindo a uma baixa pressão.

A Figura 3.4 mostra uma representação esquemática das turbinas, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

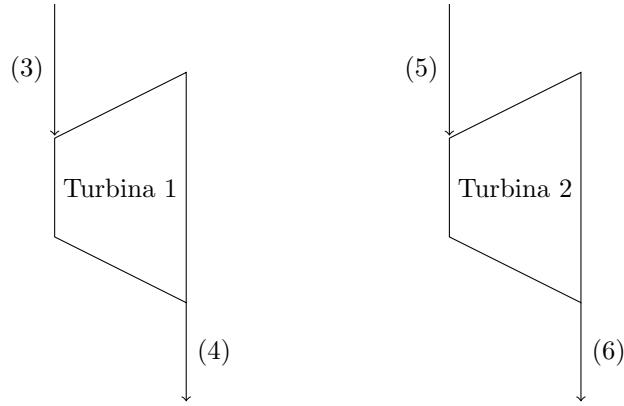


Figura 3.4: Representação esquemática das turbinas

A conservação da massa fornece a conclusão trivial de que a vazão de entrada é igual à vazão de saída, visto que a turbina opera com apenas dois fluxos.

Sob as hipóteses de regime permanente, de que a turbina é adiabática e de que as variações de energia cinética e potencial do fluido são desprezíveis, a potência gerada pela Turbina 1 é definida conforme a Equação 3.9.

$$W_{t1} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.9)$$

A eficiência da Turbina 1, η_{t1} , é definida como a razão entre a potência efetivamente gerada pela Turbina 1 e a potência que seria gerada no processo isentrópico, isto é, que manteria a entropia constante. A eficiência η_{t1} , portanto, sob as hipóteses supracitadas, é definida conforme a Equação 3.10.

$$\eta_{t1} = \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{W}_{t1s}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4)}{\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_{4s})} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.10)$$

A modelagem usual de uma turbina pressupõe o conhecimento de sua eficiência, do estado termodinâmico do fluxo de entrada e da pressão do fluxo de saída.

Para determinar o estado termodinâmico do fluxo de saída da Turbina 1, calculase primeiro esse estado sob a hipótese de processo isentrópico. Conhecidas a pressão do fluxo de saída e a entropia do fluxo de entrada - que, para um processo isentrópico, é igual à do fluxo de saída -, pode-se determinar a entalpia do fluxo de saída h_{4s} .

Aplicando η_{t1} , h_3 e h_{4s} na Equação 3.10, obtém-se a entalpia do fluxo de saída h_4 para o processo real. Na posse de p_4 e h_4 , determina-se o restante do estado termodinâmico de saída.

Para a Turbina 2, o procedimento aplicado é o mesmo, sendo alterados apenas os índices dos pontos.

3.4.3 Bombas

As bombas são os equipamentos responsáveis pelo impulsionamento do fluido ao longo do ciclo.

A Figura 3.5 mostra uma representação esquemática das bombas, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

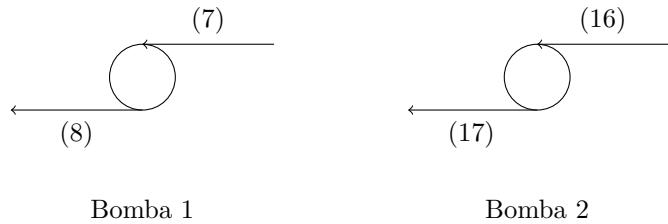


Figura 3.5: Representação esquemática das bombas

A conservação da massa fornece a conclusão trivial de que a vazão de entrada é igual à vazão de saída, visto que a bomba opera com apenas dois fluxos.

Sob as hipóteses de regime permanente, de que a bomba é adiabática e de que as variações de energia cinética e potencial do fluido são desprezíveis, a potência gerada pela Bomba 1 é definida conforme a Equação 3.11.

$$W_{b1} = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.11)$$

A partir da Equação de Gibbs, $T ds = dh - v dP$, válida para qualquer processo reversível, pode-se encontrar o trabalho reversível de uma bomba. Considerando o processo isentrópico, chega-se à Equação 3.12.

$$dh = v dp \quad (3.12)$$

Como a bomba opera apenas com líquidos, que são aproximadamente incompressíveis, pode-se considerar o volume específico v constante, tornando a integração da equação trivial. Tal aproximação é uma aproximação física bastante razoável e verifica-se posteriormente que a potência envolvida na operação da bomba é ordens de grandeza inferior à dos outros componentes do ciclo. Portanto, o erro adicionado pela aproximação é insignificante para os resultados finais obtidos na simulação.

Para a Bomba 1, portanto, a integração da Equação 3.12 fornece a Equação 3.13, que possibilita a obtenção do estado de saída para um processo isentrópico.

$$h_{8s} = h_7 + v_7 \cdot (p_8 - p_7) \quad (3.13)$$

A eficiência da Bomba 1, η_{b1} , é definida como a razão entre a potência que seria consumida no processo isentrópico, que manteria a entropia constante, e a potência efetivamente consumida pela Bomba 1. A eficiência η_{b1} , portanto, sob as hipóteses supracitadas, é definida conforme a Equação 3.14.

$$\eta_{b1} = \frac{\dot{W}_{b1s}}{\dot{W}_{b1}} = \frac{\dot{m}_7 \cdot (h_{8s} - h_7)}{\dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7)} = \frac{h_{8s} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (3.14)$$

A modelagem usual de uma bomba pressupõe o conhecimento de sua eficiência, do estado termodinâmico do fluxo de entrada e da pressão do fluxo de saída.

Para determinar o estado termodinâmico do fluxo de saída da Bomba 1, calcula-se primeiro este estado sob a hipótese de processo isentrópico. Conhecidas as pressões de entrada e de saída, a entalpia do fluxo de entrada e o volume específico do líquido, pode-se determinar a entalpia do fluxo de saída h_{8s} a partir da Equação 3.13.

Aplicando η_{b1} , h_7 e h_{8s} na Equação 3.14, obtém-se a entalpia do fluxo de saída h_8 para o processo real. Na posse de p_8 e h_8 , determina-se o restante do estado termodinâmico de saída.

Para a Bomba 2, o procedimento aplicado é o mesmo, sendo alterados apenas os índices dos pontos.

3.4.4 Condensador

O condensador é um trocador de calor responsável pelo processo de condensação, isto é, um trocador que possui vapor como fluxo de entrada e líquido como fluxo de saída.

A Figura 3.6 mostra uma representação esquemática do condensador, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

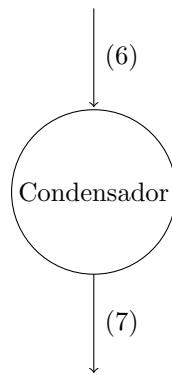


Figura 3.6: Representação esquemática do condensador

Para os fins deste trabalho, consideraram-se as hipóteses de que a perda de carga no condensador é desprezível e de que o título do estado de saída é nulo, ou seja, o fluido neste estado é líquido saturado.

A análise do condensador, desta forma, é bastante simples. Se conhecida a pressão do fluxo de entrada, sabe-se a pressão e o título do fluxo de saída, podendo ser obtidas todas as demais propriedades.

3.4.5 Dessuperaquecedor

O dessuperaquecedor é um trocador de calor com mistura, que tem o objetivo de reduzir a temperatura do fluxo de saída de uma turbina, a fim de adequá-lo às especificações do processo industrial que recebe calor do ciclo. Esse arrefecimento é feito por meio da mistura de um fluxo principal, com temperatura mais elevada que a requerida pelo processo, com um fluxo de temperatura mais baixa, extraído de outra parte do ciclo com esta finalidade.

A Figura 3.7 mostra uma representação esquemática do dessuperaquecedor, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

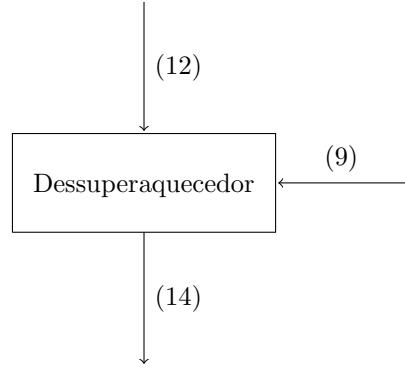


Figura 3.7: Representação esquemática do dessuperaquecedor

No ciclo com turbinas de contrapressão e condensação, o fluxo principal é oriundo da turbina de contrapressão; no ciclo com turbina de extração-condensação, esse fluxo é proveniente da saída do primeiro estágio da turbina. Em ambos os casos, o fluxo de temperatura mais baixa é extraído da saída da bomba posterior ao condensador, e o fluxo de saída do dessuperaquecedor é direcionado ao processo, com a temperatura adequada a essa aplicação industrial.

A modelagem do dessuperaquecedor é a modelagem padrão de um trocador de calor com mistura. Utilizando as hipóteses de regime permanente, de que o trocador é adiabático com paredes rígidas e de que as variações de energia cinética e potencial e a perda de carga são desprezíveis, as equações expostas em 3.3 são bastante simplificadas.

A partir da conservação da massa, obtemos a Equação 3.15.

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{12} \quad (3.15)$$

A partir da conservação da energia, obtemos a Equação 3.16.

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad (3.16)$$

Com as Equações 3.15 e 3.16, a vazão mássica e o estado termodinâmico da saída do dessuperaquecedor podem ser obtidos, se conhecidos completamente as vazões e os estados de entrada. A vazão mássica \dot{m}_{14} é diretamente obtida da Equação 3.15

e permite a obtenção da entalpia h_{14} a partir da Equação 3.16. Como a perda de carga é considerada desprezível, sabe-se, portanto, a entalpia e a pressão do estado de saída, possibilitando a obtenção das demais propriedades.

3.4.6 Desaerador

O desaerador é o componente que tem o objetivo de retirar o oxigênio dissolvido na água, antes de seu bombeamento para alimentação da caldeira. Este processo é feito por meio da mistura de um fluxo principal, contendo o oxigênio dissolvido, com um fluxo de temperatura mais elevada, extraído de outra parte do ciclo com esta finalidade. O aumento da temperatura provoca a remoção do oxigênio, visto que reduz sua solubilidade em água.

A Figura 3.8 mostra uma representação esquemática do desaerador, com fluxos numerados da mesma forma que os dos ciclos presentes no *software*.

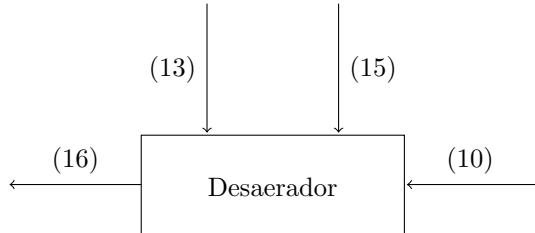


Figura 3.8: Representação esquemática do desaerador

Nos ciclos simulados, o desaerador recebe fluxos provenientes da turbina de condensação e da unidade de processo, além do fluxo de temperatura mais alta. No ciclo com turbinas de contrapressão e condensação, esse fluxo é extraído da saída da turbina de contrapressão; no ciclo com turbina de extração-condensação, esse fluxo é extraído da saída do primeiro estágio da turbina. Em ambos os casos, o fluxo de saída do desaerador, resultante da mistura dos fluxos de entrada, é bombeado para a caldeira.

Assim como feito para o dessuperaquecedor, a modelagem do desaerador é a modelagem padrão de um trocador de calor com mistura. Utilizando as hipóteses de regime permanente, de que o desaerador é adiabático com paredes rígidas e de que as variações de energia cinética e potencial e a perda de carga são desprezíveis, as equações expostas em 3.3 são bastante simplificadas.

A partir da conservação da massa, obtemos a Equação 3.17.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15} \quad (3.17)$$

A partir da conservação da energia, obtemos a Equação 3.18.

$$\dot{m}_{16} \cdot h_{16} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad (3.18)$$

A análise, portanto, é similar à do dessuperaquecedor. Com as Equações 3.17 e 3.18, a vazão mássica e o estado termodinâmico da saída do desaerador são obtidos, se conhecidos completamente as vazões e os estados de entrada. A vazão mássica \dot{m}_{16} é diretamente obtida da Equação 3.17 e permite a obtenção da entalpia h_{16} a partir da Equação 3.18. Como a perda de carga é considerada desprezível, sabe-se, portanto, a entalpia e a pressão do estado de saída, possibilitando a obtenção das demais propriedades.

3.5 Cálculos

A partir dos parâmetros de entrada definidos em 3.1, das hipóteses expostas em 3.2 e da modelagem dos componentes realizada em 3.4, é possível determinar diretamente a vazão mássica e duas propriedades termodinâmicas de cada ponto, em ambas as configurações de ciclo a serem simuladas.

Conhecidas duas propriedades de um ponto (à exceção de pressão e temperatura na região de saturação), sabe-se que o estado termodinâmico está completamente definido. Para determinar as demais propriedades de interesse de cada ponto, utilizou-se a biblioteca CoolProp [5]. Dessa forma, obteve-se vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia, entropia e volume específico em todos os pontos analisados.

Na posse dos pontos do ciclo e das demais informações fornecidas como parâmetros de entrada, é possível calcular parâmetros relevantes da planta, referentes ao calor, à energia elétrica e ao bagaço da cana-de-açúcar.

3.5.1 Taxa de Calor

Fornecido à caldeira A taxa de calor fornecido à caldeira, \dot{Q}_c , em MW, é dada pela razão entre o calor fornecido ao vapor e a eficiência da caldeira, dividida por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.19.

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{17})}{3600 \cdot \eta_c} \quad (3.19)$$

Perdido para o ambiente A taxa de calor perdido para o ambiente, \dot{Q}_{amb} , em MW, é dada pela soma entre o calor perdido na caldeira e o calor perdido na linha entre o Ponto 1 e o Ponto 2, conforme a Equação 3.20.

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_c \cdot (1 - \eta_c) + \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}{3600} \quad (3.20)$$

Fornecido ao processo A taxa de calor fornecido ao processo, \dot{Q}_p , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica no processo e a diferença entre as entalpias anterior e posterior ao processo, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.21.

$$\dot{Q}_p = \frac{\dot{m}_{14} \cdot (h_{14} - h_{15})}{3600} \quad (3.21)$$

Removido no condensador A taxa de calor removido no condensador, \dot{Q}_{cond} , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica no condensador e a diferença entre as entalpias anterior e posterior ao condensador, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.22.

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_7)}{3600} \quad (3.22)$$

3.5.2 Energia Elétrica

Geração da Turbina 1 A potência gerada na Turbina 1, \dot{W}_{t1} , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica na turbina e a diferença entre as entalpias anterior e posterior à turbina, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.23.

$$\dot{W}_{t1} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4)}{3600} \quad (3.23)$$

Geração da Turbina 2 A potência gerada na Turbina 2, \dot{W}_{t2} , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica na turbina e a diferença entre as entalpias anterior e posterior à turbina, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.24.

$$\dot{W}_{t2} = \frac{\dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6)}{3600} \quad (3.24)$$

Consumo da Bomba 1 A potência consumida na Bomba 1, \dot{W}_{b1} , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica na bomba e a diferença entre as entalpias posterior e anterior à bomba, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.25.

$$\dot{W}_{b1} = \frac{\dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7)}{3600} \quad (3.25)$$

Consumo da Bomba 2 A potência consumida na Bomba 2, \dot{W}_{b2} , em MW, é dada pelo produto entre a vazão mássica na bomba e a diferença entre as entalpias posterior e anterior à bomba, dividido por 3600 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.26.

$$\dot{W}_{b2} = \frac{\dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16})}{3600} \quad (3.26)$$

Geração líquida do ciclo A geração líquida de potência do ciclo, \dot{W}_L , em MW, é dada pela diferença entre a potência gerada nas turbinas e a potência consumida nas bombas, conforme a Equação 3.27.

$$\dot{W}_L = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} \quad (3.27)$$

Consumo do processo A potência consumida no processo, \dot{W}_P , em MW, é dada pelo produto entre a taxa de moagem e o consumo de energia por tonelada de cana no processo, dividido por 1000 para ajuste das unidades, conforme a Equação 3.28.

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{M} \cdot C_e}{1000} \quad (3.28)$$

Excedente comercializável de potência O excedente comercializável de potência, \dot{W}_e , em MW, é dado pela diferença entre a geração líquida do ciclo e o consumo de potência no processo, conforme a Equação 3.29.

$$\dot{W}_e = \dot{W}_L - \dot{W}_P \quad (3.29)$$

3.5.3 Bagaço

Bagaço Produzido A taxa de produção de bagaço \dot{B}_P , em toneladas por hora, é dada pelo produto entre a taxa de moagem e a fração de bagaço na cana-de-açúcar, conforme a Equação 3.30.

$$\dot{B}_P = \dot{M} \cdot F_b \quad (3.30)$$

Bagaço Consumido A taxa de consumo de bagaço \dot{B}_C , em toneladas por hora, é dada pelo razão entre o calor fornecido à caldeira e o poder calorífico inferior do

bagaço, multiplicado por 3,6 para a correção das unidades, conforme a Equação 3.31.

$$\dot{B}_c = \frac{3,6 \cdot \dot{Q}_c}{PCI_{bag}} \quad (3.31)$$

Bagaço Excedente A taxa de bagaço excedente \dot{B}_e , em toneladas por hora, é dada pela diferença entre a taxa de bagaço produzido e a taxa de bagaço consumido, conforme a Equação 3.32.

$$\dot{B}_e = \dot{B}_p - \dot{B}_c \quad (3.32)$$

3.6 Índices de Desempenho

Os índices de desempenho são métricas globais utilizadas para a avaliação da eficiência da planta sob diversas perspectivas. Basicamente, eles são a comparação entre diferentes aspectos de uma usina, como a potência gerada, o calor fornecido ao processo, a potência fornecida à caldeira por meio do combustível, entre outros.

Cada índice possui suas especificidades, e a compreensão a respeito de cada um deles é fundamental para a análise de uma usina. Esta seção tem o objetivo de apresentar os índices mais utilizados na literatura específica do setor sucroalcooleiro. Os cálculos desses índices foram implementados no *software*, e serão aplicados na análise de uma usina típica brasileira, no Capítulo 6.

3.6.1 Fator de Utilização de Energia

O Fator de Utilização de Energia (FUE) é a razão entre a energia aproveitada, seja no fornecimento de calor ao processo seja na geração de potência, e a energia fornecida ao ciclo por meio do poder calorífico inferior da biomassa, conforme a Equação 3.33.

$$FUE = \frac{\dot{W}_L + \dot{Q}_p}{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag}} \quad (3.33)$$

Vale ressaltar que, nesta métrica, não há diferenciação de qualidade entre a potência elétrica e a potência térmica. A partir da Segunda Lei da Termodinâmica, sabe-se que a energia elétrica pode ser integralmente transformada em energia térmica, mas a energia térmica, por sua vez, não pode ser convertida integralmente em energia elétrica. No cálculo do FUE, entretanto, tanto a potência elétrica como a potência térmica são consideradas formas aproveitadas de potência. É necessária, portanto, a análise de outras métricas para avaliar o ciclo baseando-se nessa diferença de qualidade entre cada tipo de energia.

3.6.2 Índice de Poupança de Energia

O Índice de Poupança de Energia (IPE) é um índice comparativo entre um sistema de cogeração e plantas que produzem separadamente energia elétrica e energia térmica, definido conforme a Equação 3.34.

$$IPE = \frac{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag}}{\frac{\dot{W}_L}{\eta_{t_ref}} + \frac{\dot{Q}_p}{\eta_{c_ref}}} \quad (3.34)$$

Quanto menor o IPE, melhor o sistema de cogeração frente às plantas isoladas e, quanto maior o IPE, maior a vantagem das plantas isoladas em relação ao sistema de cogeração estudado.

Para essa análise, é necessária a definição de eficiências de referência. Para a comparação com sistemas de produção de energia elétrica, define-se a eficiência térmica de referência de uma turbina, η_{t_ref} ; para sistemas de produção de energia térmica, define-se a eficiência térmica de referência de uma caldeira, η_{c_ref} .

Na literatura, verifica-se o uso dos valores de 40% para a eficiência térmica de referência de uma turbina e de 77% para a eficiência térmica de referência de uma caldeira, como feito por Fiomari [4] e Rocha [6]. Esses valores, portanto, também foram adotados para os cálculos presentes neste trabalho.

3.6.3 Energia a Economizar devido à Cogeração

A Energia a Economizar devido à Cogeração (EEC) é um índice de economia de energia de um sistema de cogeração frente a plantas isoladas de geração de ener-

gia elétrica e energia térmica que pode ser definido trivialmente a partir do IPE, conforme a Equação 3.35.

$$EEC = 1 - IPE \quad (3.35)$$

Quanto menor o IPE, melhor o desempenho do sistema de cogeração frente às plantas isoladas de geração de energia elétrica e energia térmica e, portanto, maior a EEC. Quanto maior o IPE, pior o desempenho do sistema de cogeração e, portanto, menor a EEC.

3.6.4 Índice de Geração de Potência

O Índice de Geração de Potência (IGP) é um índice que mede a eficiência da geração de potência na planta. O IGP é dado pela razão entre a potência elétrica gerada no ciclo e a potência fornecida à caldeira por meio do poder calorífico inferior da biomassa, descontando da energia proveniente do combustível a parcela que foi utilizada estritamente para fins de aquecimento, conforme a Equação 3.36.

$$IGP = \frac{\dot{W}_L}{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag} - \frac{\dot{Q}_p}{\eta_c}} \quad (3.36)$$

Esta métrica permite analisar o desempenho da planta com base exclusivamente na geração de potência elétrica, ao contrário do FUE, que considerava tanto a potência elétrica como a potência térmica como formas de aproveitamento de energia, sem distinção de qualidade. Portanto, uma análise conjunta desses dois índices é de suma importância para a verificação do desempenho de uma usina, visto que fornecem informações complementares.

3.6.5 Relação Potência-Calor

A Relação Potência-Calor (RPC) é a razão entre a potência elétrica gerada no ciclo e a taxa de calor fornecida ao processo, conforme a Equação 3.37.

$$RPC = \frac{\dot{W}_L}{\dot{Q}_p} \quad (3.37)$$

Ao contrário dos índices anteriores, o RPC não é uma comparação da potência gerada na planta com a potência fornecida via poder calorífico inferior do combustível para a caldeira. O RPC compara apenas as duas principais formas de saída de energia do ciclo, sem considerar a eficiência da entrada de energia no ciclo por meio da queima do combustível.

Apesar dessa limitação, o RPC é uma importante caracterização de uma usina, por permitir uma trivial distinção entre usinas que geram bastante energia elétrica - com RPC alto - e usinas que abastecem processos com bastante demanda de calor - com RPC baixo.

Capítulo 4

O Software Desenvolvido

Com o intuito de permitir as análises dos sistemas de cogeração nas usinas sucroalcooleiras, desenvolveu-se um *software* em *Python*, utilizando todos os aspectos da modelagem descritos no Capítulo 3.

Para o desenvolvimento do *software*, foram utilizadas as seguintes bibliotecas:

- *Tkinter*, para a interface com o usuário;
- *CoolProp* [5], para o cálculo de propriedades termodinâmicas;
- *Numpy* [7], para a realização dos cálculos;
- *Pandas* [8], para a manipulação dos dados;
- *Matplotlib* [9], para a geração dos gráficos.

O *software* é composto por quatro abas - *Simulação*, *Resultados*, *Gráficos* e *Sobre* - que serão descritas nas seções a seguir. Uma melhor compreensão sobre o uso da ferramenta será possibilitada nos Capítulos 5 e 6, com sua aplicação para os casos de validação e para uma usina típica brasileira.

4.1 Aba 1: Simulação

A aba *Simulação* possui a principal função do *software*, que é a simulação de uma usina com base nos parâmetros de entrada inseridos pelo usuário.

A Figura 4.1 mostra a aba *Simulação* após a inicialização do *software*.

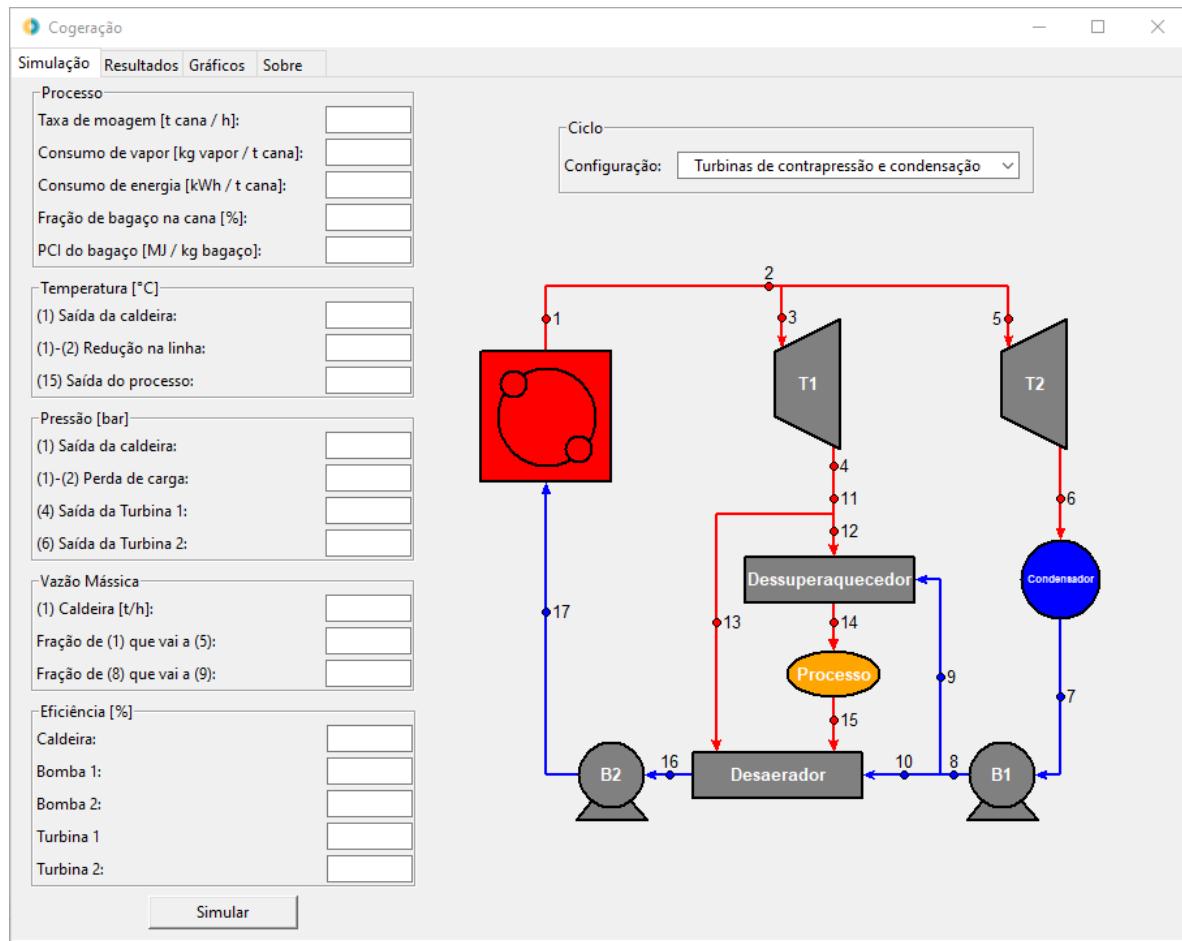


Figura 4.1: Aba *Simulação*, após inicialização do *software*

Nesta aba, há uma caixa de combinação que permite a escolha do modelo de ciclo, entre as duas configurações que podem ser simuladas: o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação e o ciclo com turbina de extração-condensação. O desenho do ciclo varia automaticamente, conforme a escolha de uma das opções da caixa. A Figura 4.1 mostra o *software* em sua tela inicial, com a opção *Turbinas de contrapressão e condensação* automaticamente selecionada. A Figura 4.2 mostra o *software* com a escolha da opção *Turbina de extração-condensação* pelo usuário.

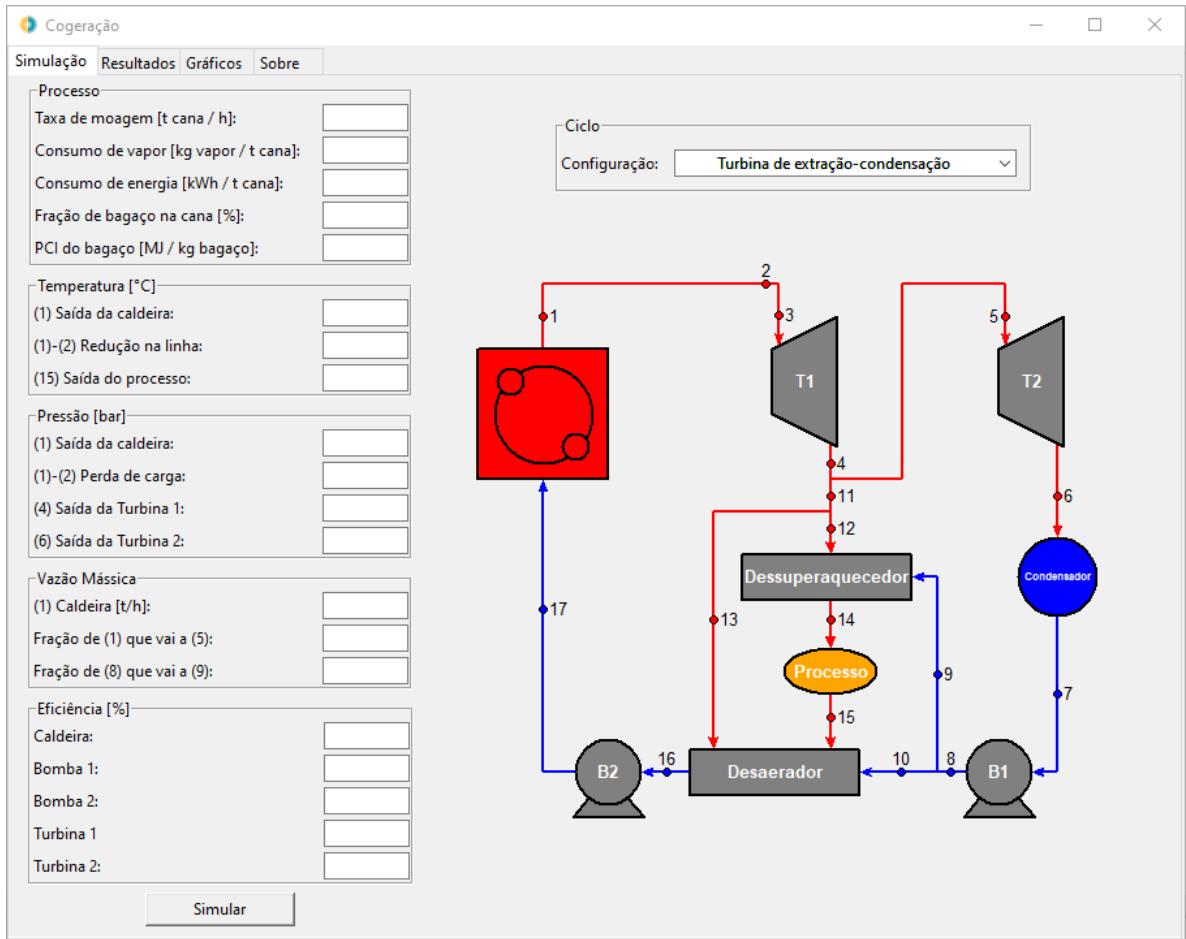


Figura 4.2: Aba *Simulação*, com escolha da opção *Turbina de extração-condensação* pelo usuário

Após a escolha do ciclo, o usuário deve preencher os parâmetros de entrada solicitados no lado esquerdo da interface. O botão *Simular* deve ser acionado após a seleção da configuração do ciclo e o preenchimento dos valores de entrada. Acomplada ao botão, está a função que calcula os estados termodinâmicos do ciclo, as características globais da planta e os índices de desempenho, seguindo a modelagem explicitada no Capítulo 3. Os resultados dos cálculos são fornecidos na aba *Resultados*.

4.2 Aba 2: Resultados

A aba *Resultados* é uma aba estática, sem botões ou dados a serem preenchidos. Ela é, basicamente, a parte da interface do *software* onde são expostos os resultados dos cálculos da aba *Simulação*.

A Figura 4.3 mostra a aba *Resultados* logo após a inicialização do *software*, com todas as células de resultados vazias.

Figura 4.3: Aba *Resultados*

Após a escolha do ciclo, o preenchimento dos dados e o acionamento do botão *Simular* na aba *Simulação*, as células são automaticamente preenchidas com os valores calculados.

4.3 Aba 3: Gráficos

A aba *Gráficos* tem como objetivo possibilitar ao usuário a análise da sensibilidade dos resultados da usina com a variação dos parâmetros de entrada fornecidos ao *software*.

A aba contém uma caixa de combinação para a escolha da variável para o eixo horizontal, uma caixa de combinação para a escolha da variável para o eixo vertical, duas células para a determinação dos limites inferior e superior da variável do eixo horizontal, um espaço para o gráfico e o botão *Gerar gráfico*.

Após a inicialização do *software*, a aba tem as caixas de combinação e os espaços para preenchimento dos limites do eixo horizontal vazios, assim como o espaço destinado ao gráfico, conforme a Figura 4.4.

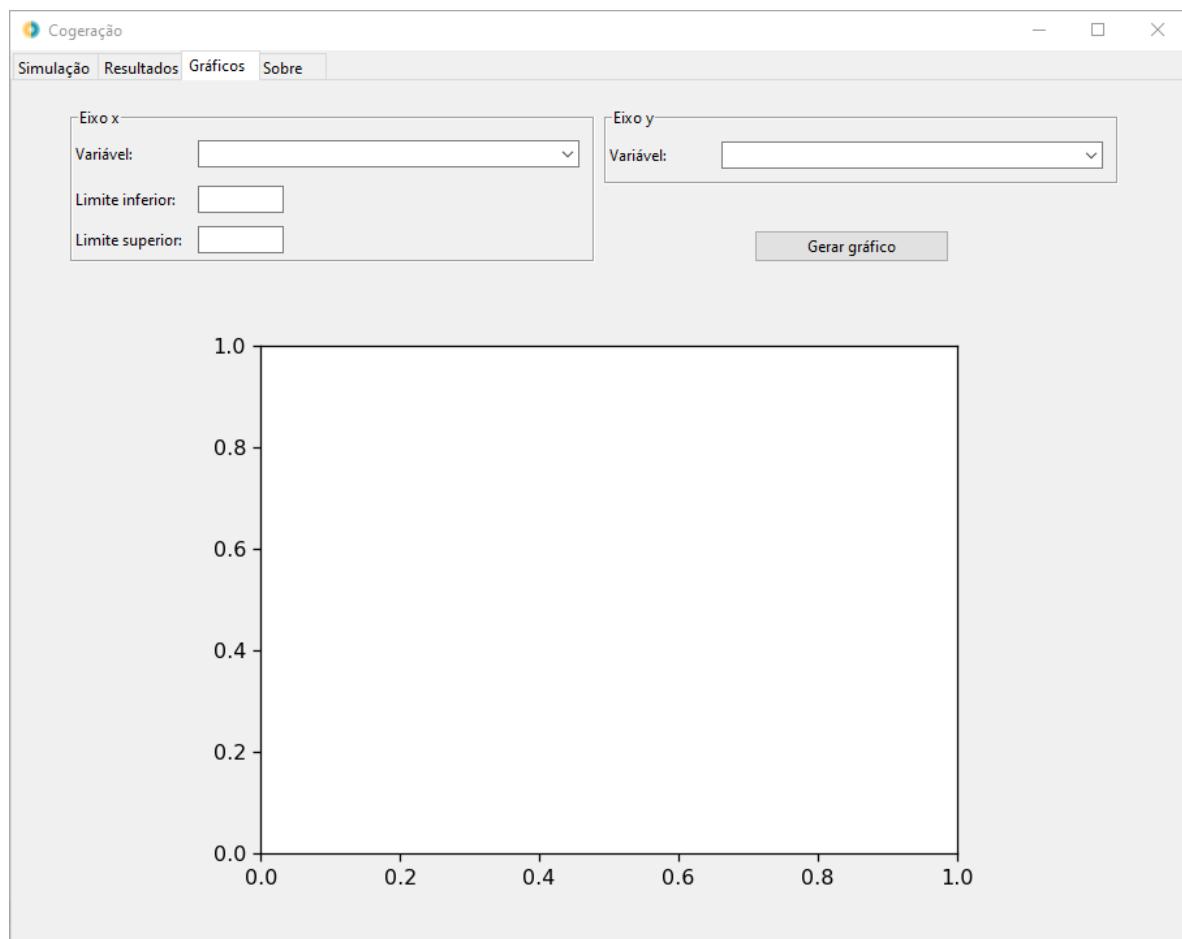


Figura 4.4: Aba *Gráficos*

Para a utilização dessa aba, o usuário deve primeiramente simular uma confi-

guração de usina na aba *Simulação*, acionando o botão *Simular*. Após a simulação, o usuário deve migrar para a aba *Gráficos*. Os parâmetros de entrada utilizados na simulação ficam armazenados e são utilizados para a geração do gráfico.

O usuário deve selecionar a variável do eixo horizontal em uma caixa de combinação, que contém todos os parâmetros fornecidos na aba *Simulação*. A variável do eixo vertical deve ser escolhida em outra caixa de combinação, que contém as grandezas presentes na aba *Resultados*, com exceção das propriedades dos estados termodinâmicos.

A geração do gráfico é feita a partir da mesma função utilizada na aba *Simulação*. A diferença entre esses diferentes usos da função é que, na aba *Simulação*, são inseridos todos os parâmetros de entrada, e é simulado um caso estático, enquanto na aba *Gráficos*, a função é executada diversas vezes, alterando a variável do eixo horizontal e mantendo todas as demais entradas constantes. Tem-se assim, uma lista de valores de entrada para a variável do eixo horizontal e uma lista de respostas para uma determinada grandeza selecionada para o eixo vertical. Os pares ordenados com os respectivos valores de cada lista tornam-se pontos no gráfico, e a conexão entre esses pontos leva à visualização da curva, permitindo ao usuário a análise da sensibilidade das características globais da planta com a variação dos parâmetros de entrada.

4.4 Aba 4: Sobre

A aba *Sobre*, mostrada na Figura 4.5, tem finalidade meramente informativa. Seu objetivo é informar o usuário do *software* sobre sua autoria e seu propósito.

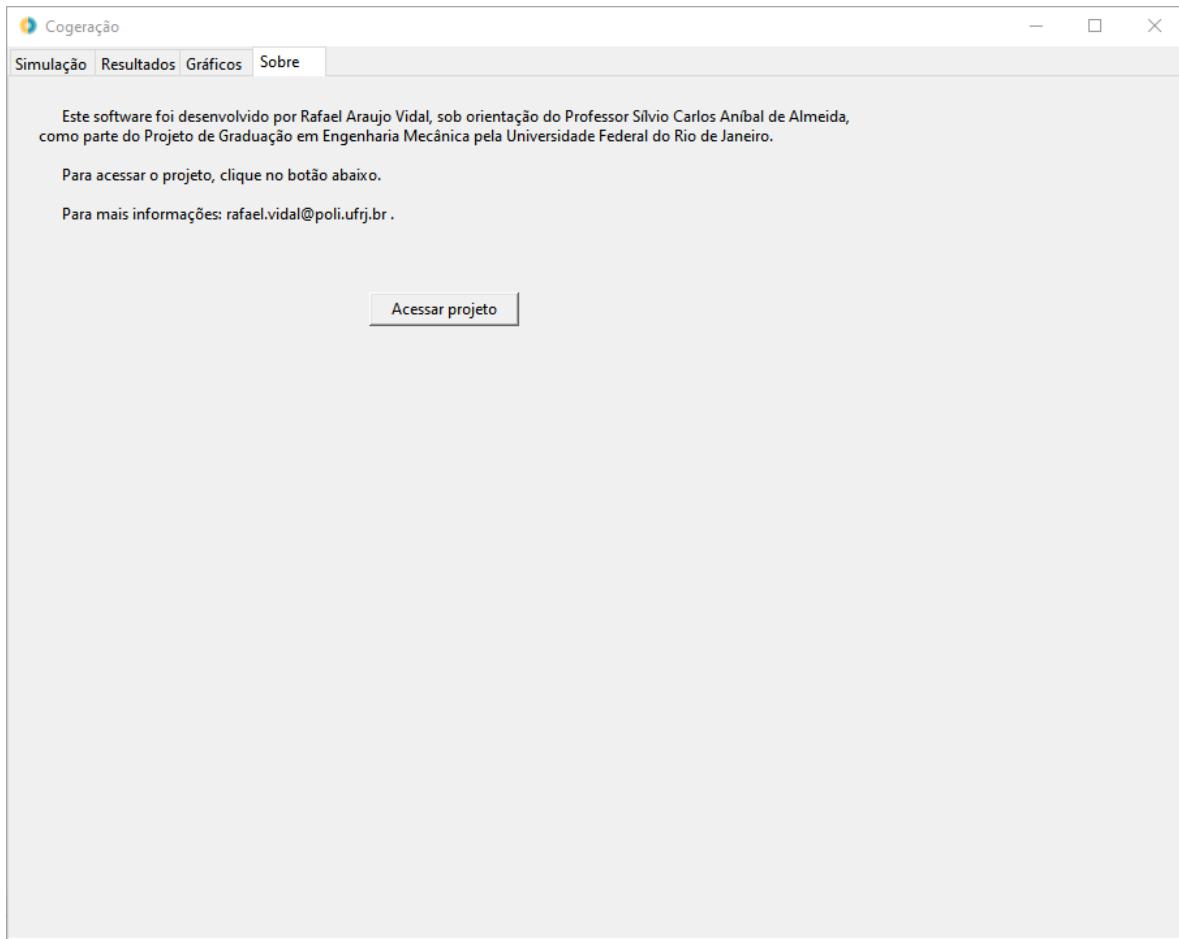


Figura 4.5: Aba *Sobre*

Também se fornece ao usuário um meio de contato, para o esclarecimento de possíveis dúvidas, e se possibilita o acesso a este documento, por meio do botão *Acessar Projeto*.

Capítulo 5

Validação

Para validar os cálculos do *software*, foram utilizados como referência os resultados de usinas reais, obtidos de trabalhos acadêmicos.

Para o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação, simulou-se a usina de Dourados, no Mato Grosso do Sul, e compararam-se os estados termodinâmicos obtidos pelo *software* com os calculados por ROCHA [6].

Para o ciclo com turbina de extração-condensação, foram utilizados como referência os cálculos de PASSOLONGO [10] para uma usina sucroalcooleira do Oeste Paulista.

5.1 Ciclo com Turbinas de Contrapressão e Condensação

A Figura 5.1, retirada do estudo de ROCHA [6], mostra uma de suas propostas de modificação na Usina de Dourados. A região azul representa o processo que recebe calor, a região amarela representa as turbinas acopladas a geradores elétricos, e a região cinza representa a caldeira.

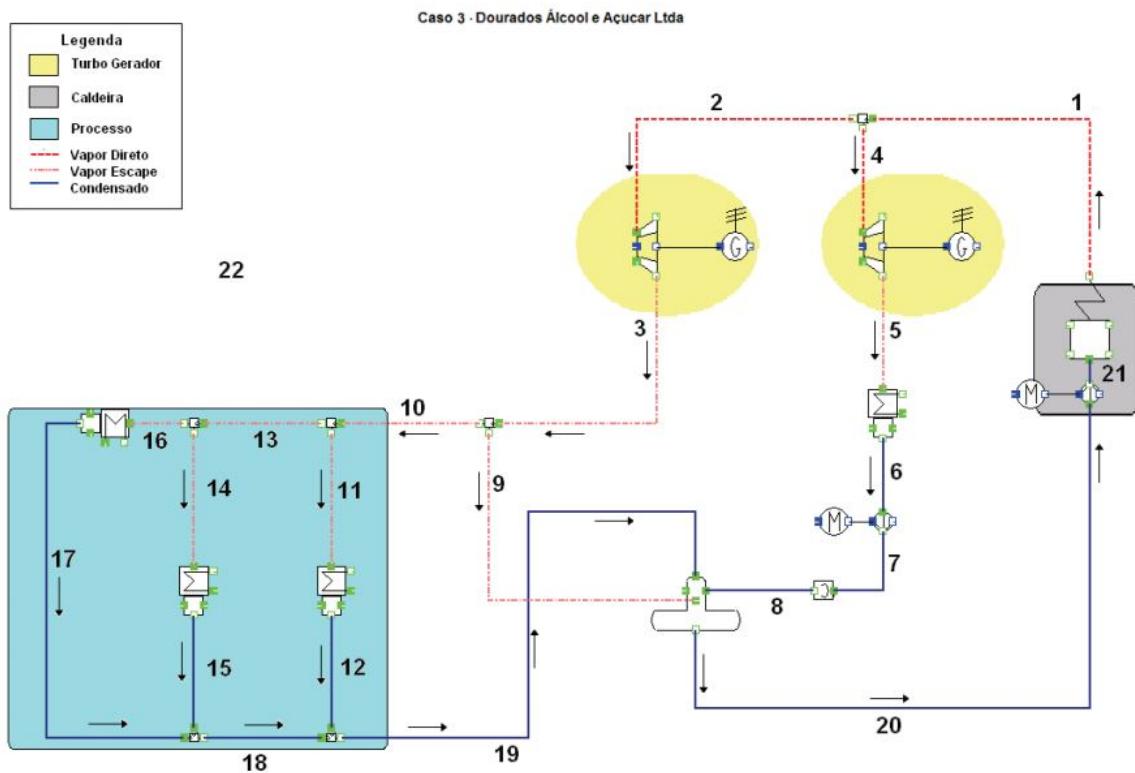


Figura 5.1: Usina de Dourados

Essa planta possui uma caldeira que produz 220 t/h de vapor a 43 bar e 400 °C. Desse vapor, 181 t/h são destinadas a uma turbina de contrapressão, que leva o vapor até a pressão de 2,5 bar. Desse fluxo, é feita uma extração de 175 t/h de vapor para o processo industrial. O restante do vapor oriundo da caldeira segue para uma turbina de condensação, expande até a pressão de 0,08 bar e segue para o condensador. As 6 t/h de vapor restantes da saída da turbina de contrapressão, juntamente com os fluxos de saída do processo e do condensador, seguem para o desaerador e são bombeadas de volta à caldeira.

O processo consome 416,66 kg de vapor por tonelada de cana moída, a uma

temperatura de 127,41 °C - a mesma da saída da turbina de contrapressão. Dessa forma, não há necessidade do uso de um dessuperaquecedor.

A ausência do dessuperaquecedor é a principal diferença entre a Usina de Dourados, da Figura 5.1, e o ciclo simulado pelo *software*, da Figura 3.1. Tal diferença, entretanto, pode ser facilmente considerada na simulação, visto que um dos parâmetros de entrada é a fração da vazão mássica do Ponto 8 que é desviada para o dessuperaquecedor. Inserindo esse parâmetro como zero, tem-se uma vazão mássica nula no Ponto 9, e, dessa forma, o suposto dessuperaquecedor não altera o estado do Ponto 12. O ciclo fica, portanto, com funcionamento igual ao da Usina de Dourados, permitindo a comparação dos resultados para a validação dos cálculos do *software*.

A fim de facilitar a comparação, agrupou-se a região do processo, alterou-se a numeração dos pontos, tornando-a igual à numeração do *software*, e eliminaram-se os pontos redundantes. A Figura 5.2 mostra o ciclo da Usina de Dourados com as adaptações efetuadas.

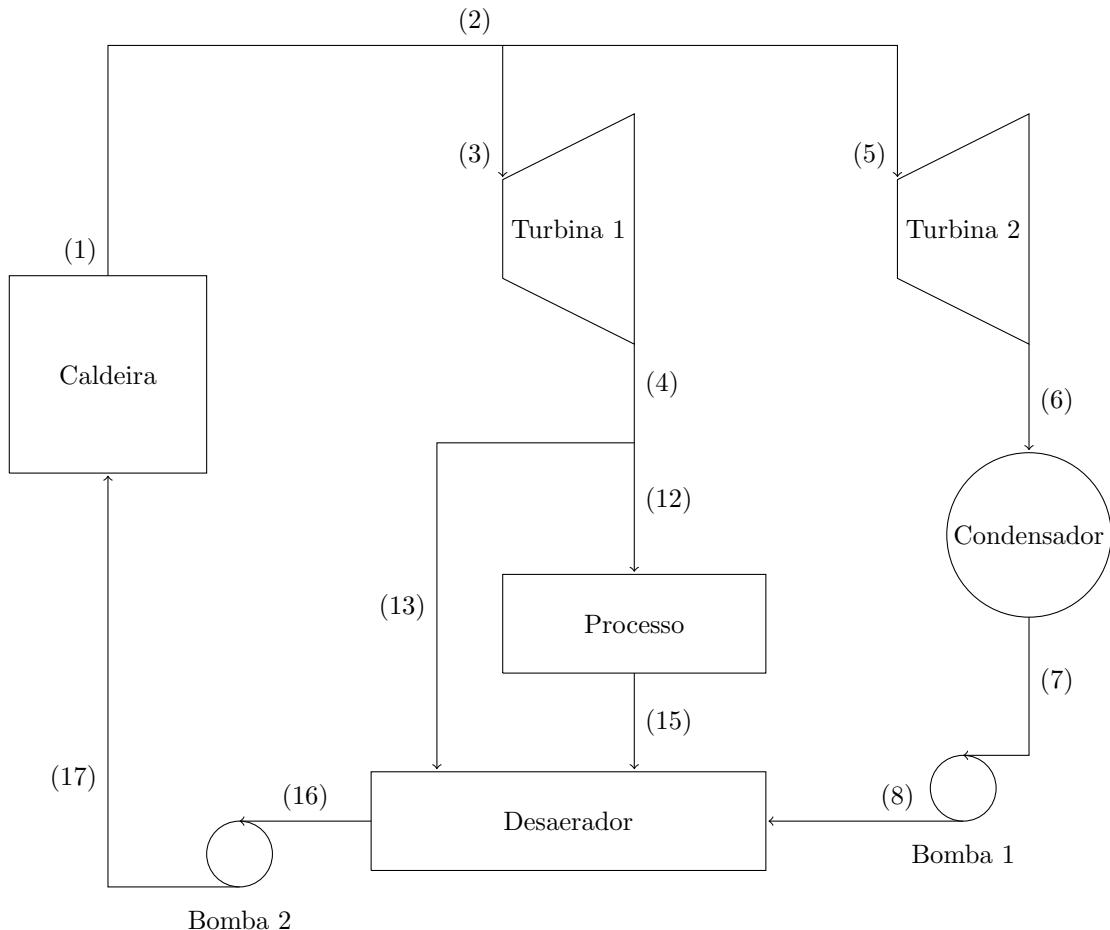


Figura 5.2: Ciclo da Usina de Dourados, com adaptações

A Figura 5.3 mostra a interface do *software*, na aba *Simulação*, com a configuração de ciclo com turbinas de contrapressão e condensação selecionada e os parâmetros de entrada preenchidos. Os valores utilizados foram os mesmos utilizados por ROCHA [6].

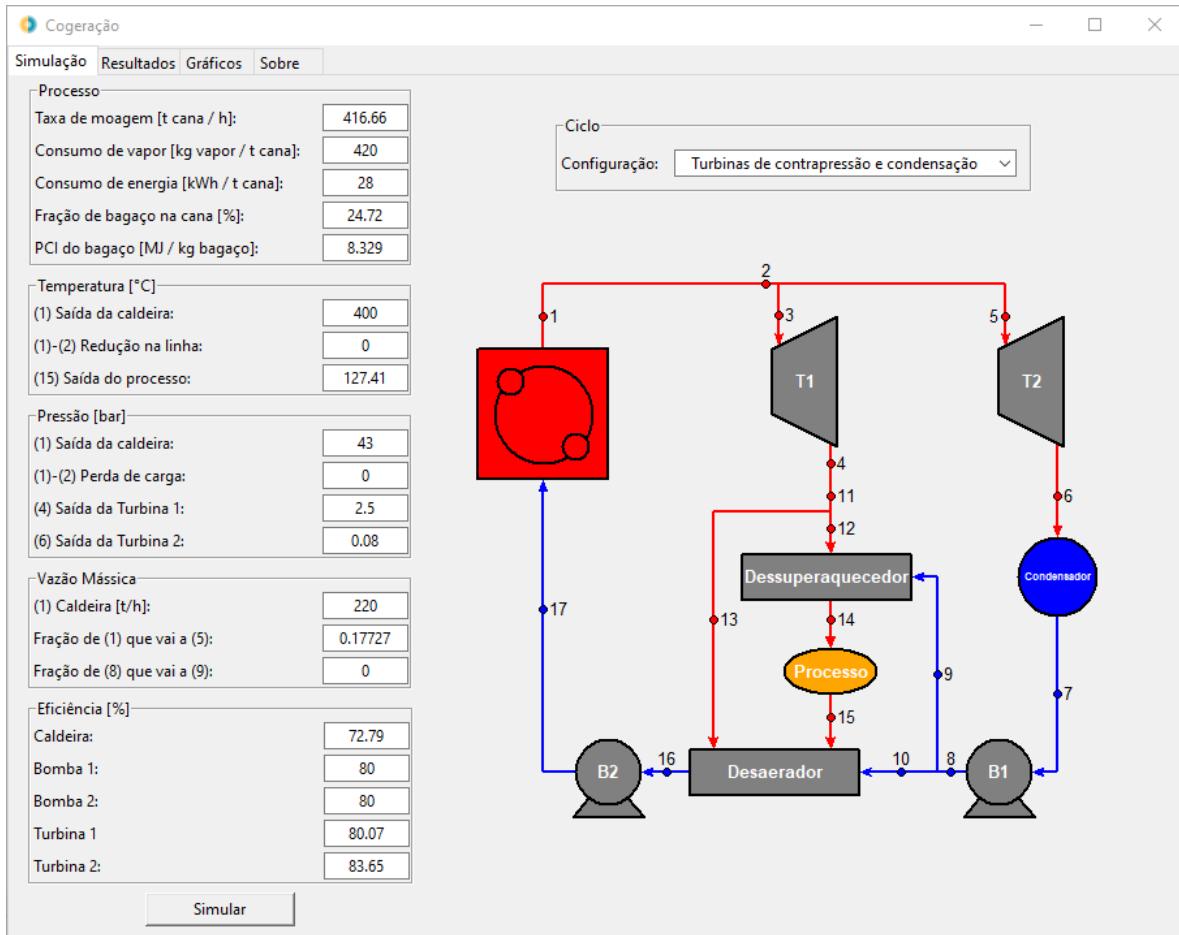


Figura 5.3: Parâmetros de entrada para a simulação da Usina de Dourados

A Figura 5.4 mostra os resultados obtidos com a simulação do ciclo, na interface do *software*, para os parâmetros de entrada fornecidos.

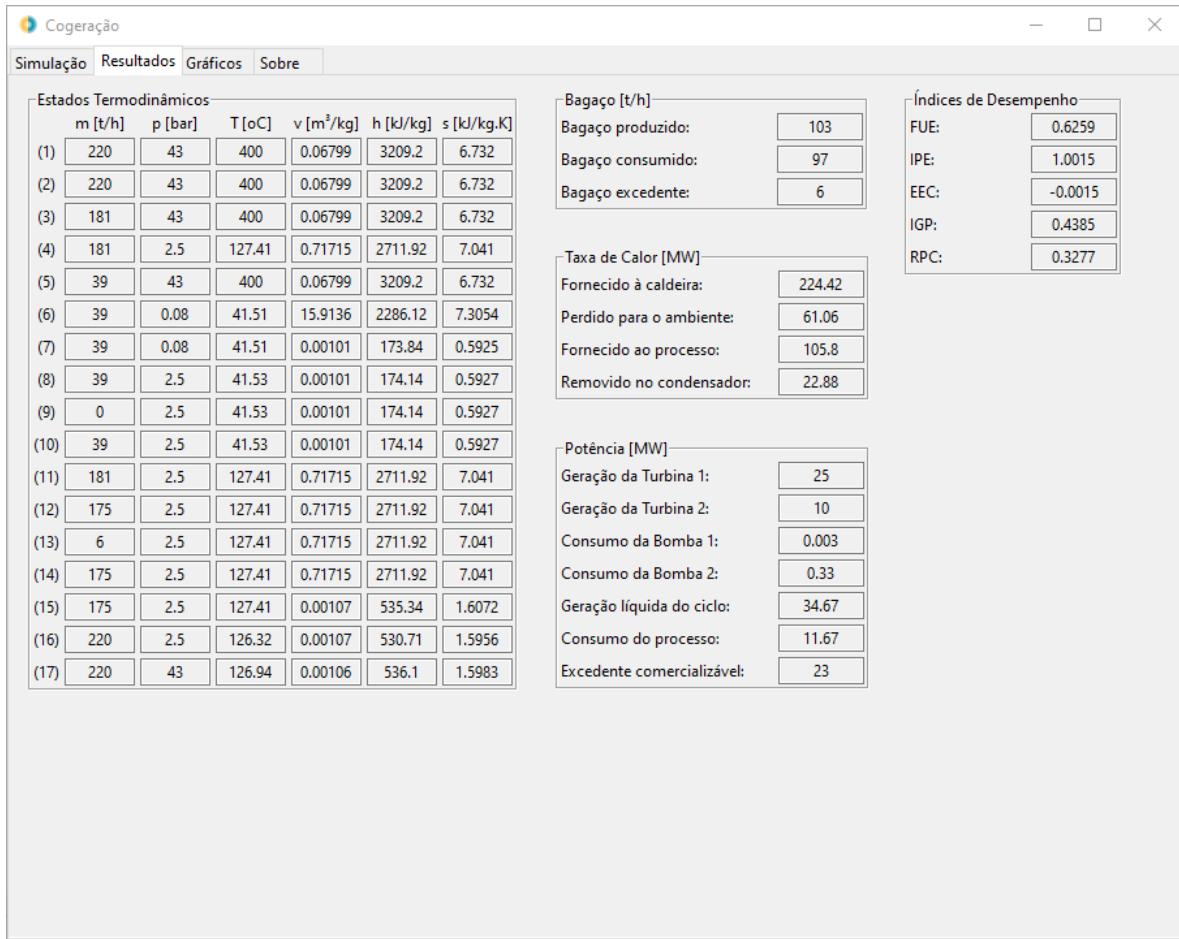


Figura 5.4: Resultados obtidos para a Usina de Dourados

Neste momento, o objetivo da simulação não é a análise física do fenômeno, mas a comparação entre os resultados obtidos por meio do *software* com os resultados de referência. A Tabela 5.1 foi elaborada a partir dos resultados de ROCHA [6] e adaptada da mesma forma que o ciclo da Figura 5.2, a fim de facilitar a comparação das respostas.

A fim de avaliar a compatibilidade entre os resultados simulados pelo *software* e os resultados de referência, gerou-se também a Tabela 5.2, cujas células são a diferença entre esses valores para cada uma das propriedades termodinâmicas.

Tabela 5.1: Resultados de referência da Usina de Dourados

Ponto	\dot{m} [t/h]	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
1	220	43	400	3209	6,7
2	220	43	400	3209	6,7
3	181	43	400	3209	6,7
4	181	2,5	127	2712	7,0
5	39	43	400	3209	6,7
6	39	0,08	42	2286	7,3
7	39	0,08	42	174	0,6
8	39	2,5	42	174	0,6
12	175	2,5	127	2712	7,0
13	6	2,5	127	2712	7,0
15	175	2,5	127	535	1,6
16	220	2,5	127	535	1,6
17	220	43	128	542	1,6

Tabela 5.2: Diferença entre os resultados do *software* e os de referência para a Usina de Dourados

Ponto	\dot{m} [t/h]	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
1	0	0	0	0,2	0,032
2	0	0	0	0,2	0,032
3	0	0	0	0,2	0,032
4	0	0	0,41	-0,08	0,041
5	0	0	0	0,2	0,032
6	0	0	-0,49	0,12	0,0054
7	0	0	-0,49	-0,16	-0,0075
8	0	0	-0,47	0,14	-0,0073
12	0	0	0,41	-0,08	0,041
13	0	0	0,41	-0,08	0,041
15	0	0	0,41	0,34	0,0072
16	0	0	-0,68	-4,29	-0,0044
17	0	0	-1,06	-5,9	-0,0017

Da Tabela 5.2, percebe-se que os valores calculados com o *software* são muito próximos aos valores de referência. Para a maioria dos pontos, a maior parte dos resultados é igual em ambos os cálculos. A diferença não nula se deve apenas ao arredondamento dos resultados de ROCHA [6]. Verifica-se, entretanto, que a ordem de grandeza da diferença é inferior à resolução dos resultados de referência e, consequentemente, os valores podem ser considerados iguais.

As diferenças encontradas foram apenas nos Pontos 16 e 17. No Ponto 16, tem-se uma diferença de entalpia de -4,29 kJ/kg e, no ponto 17, de -5,9 kJ/kg. Essas discrepâncias se devem, provavelmente, a uma diferença na modelagem do desaerador, gerando resultados levemente distintos para os pontos posteriores a ele. Essas diferenças, no entanto, não são suficientes para gerar variações significativas nos resultados globais da usina. Dessa forma, a metodologia de cálculo para o ciclo com turbinas de contrapressão e condensação pode ser considerada como validada.

5.2 Ciclo com Turbina de Extração-Condensação

A Figura 5.5, retirada do estudo de PASSOLONGO [10], mostra uma planta convencional de uma usina sucroalcooleira do Oeste Paulista.

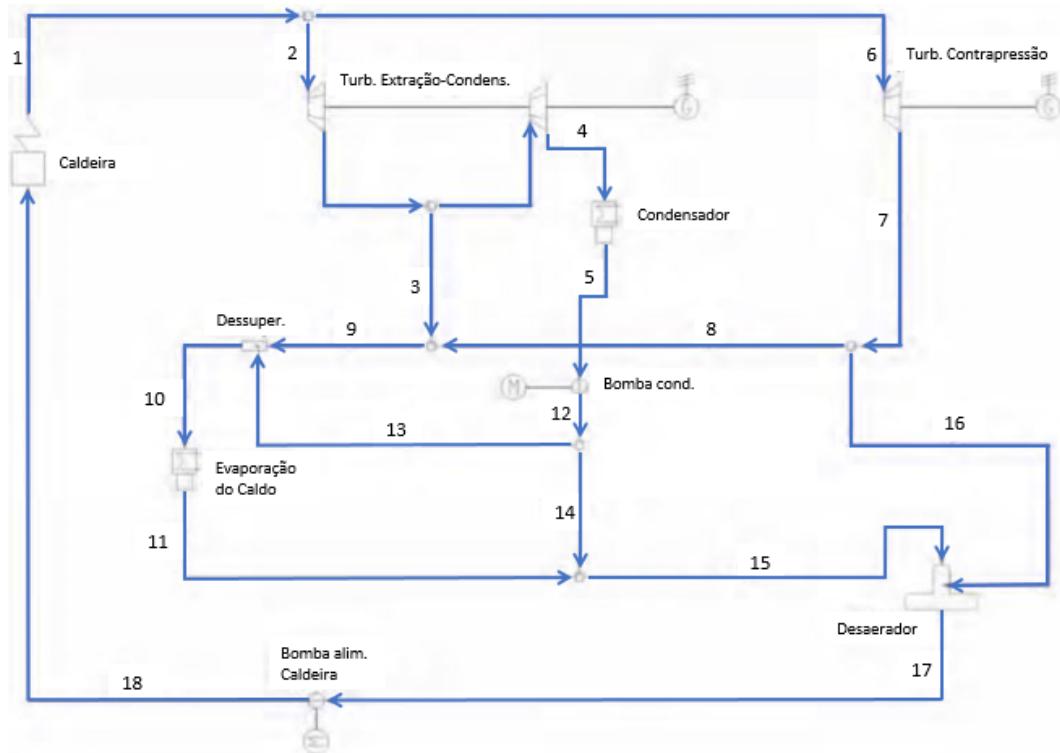


Figura 5.5: Usina do Oeste Paulista

Essa planta possui uma caldeira que produz 160 t/h de vapor a 68,6 bar e 530 °C. Desse vapor, 125 t/h são destinadas a uma turbina de extração-condensação, expandindo até a pressão de 2,45 bar. Desse fluxo, é feita uma extração de 97 t/h de vapor para o processo de evaporação do caldo, enquanto as 28 t/h restantes seguem para uma nova expansão, até a pressão de 0,07 bar, seguindo para o condensador. O restante do vapor oriundo da caldeira segue para uma turbina de contrapressão, expande até a pressão de 2,45 bar e é destinado em parte ao processo de evaporação do caldo. A parte restante, juntamente com os fluxos de saída do processo industrial e do condensador, segue para o desaerador e é bombeada de volta à caldeira.

O processo de evaporação do caldo consome 454,53 kg de vapor por tonelada de cana moída, a uma temperatura de 135 °C. Como a temperatura do vapor na saída das turbinas é superior a esse valor, utiliza-se um dessuperaquecedor, que reduz a temperatura do fluxo de entrada no processo industrial por meio da troca de calor com um fluxo líquido proveniente da saída do condensador.

A principal diferença entre a usina do Oeste Paulista, da Figura 5.5, e o ciclo simulado pelo *software*, da Figura 3.2, é a presença de uma turbina de contrapressão. Tal diferença, entretanto, não é um empecilho para a simulação, pois os estados termodinâmicos da extração da turbina de extração-condensação e do fluxo de saída da turbina de contrapressão são idênticos, e esses fluxos são unidos posteriormente, para serem direcionados ao dessuperaquecedor e ao desaerador. É possível, portanto, considerar esses dois fluxos como um fluxo único, somando as vazões mássicas e mantendo as propriedades termodinâmicas, bem como as duas turbinas como uma única. Apesar da evidente distinção física entre as configurações, não há diferença matemática entre as duas situações: na configuração original, um fluxo de vapor é separado em dois, cada fluxo segue para uma turbina e expande até estados termodinâmicos idênticos, sendo unidos posteriormente; na configuração adaptada, o fluxo de vapor expande em uma única turbina até o estado termodinâmico final. Devido à equivalência matemática entre os processos, é possível realizar essa adaptação para validar os cálculos realizados pelo *software*.

Assim como feito com a Usina de Dourados, a fim de facilitar a comparação, alterou-se a numeração dos pontos, tornando-a igual à numeração do *software*, e eliminaram-se os pontos redundantes. Além disso, eliminou-se o Ponto 1, pois a

modelagem realizada por PASSOLONGO [10] considera a perda de carga no interior da caldeira, e não ao longo da tubulação posterior a ela. A Figura 5.6 mostra o ciclo da usina do Oeste Paulista com as adaptações efetuadas.

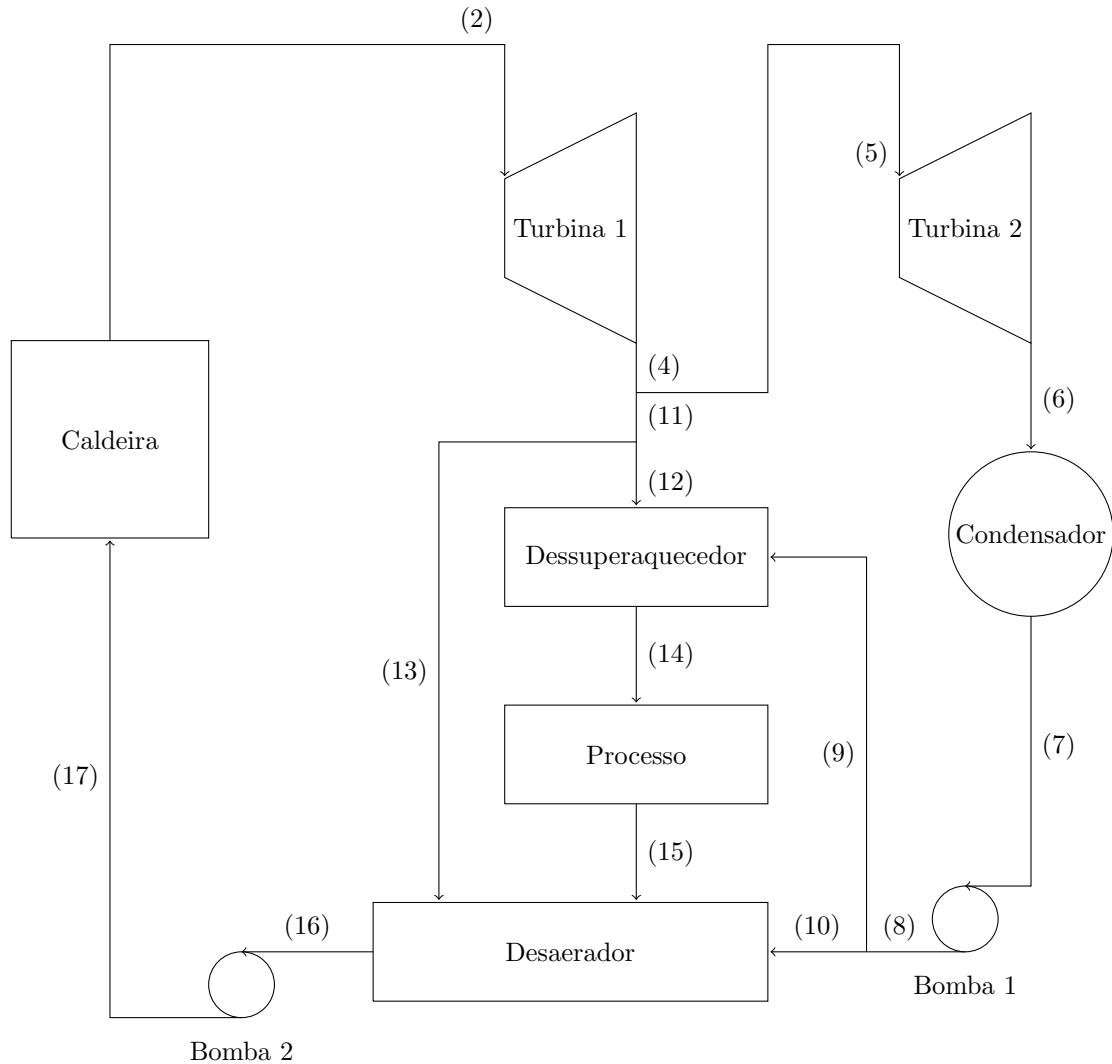


Figura 5.6: Ciclo da usina do Oeste Paulista, com adaptações

A Figura 5.7 mostra a interface do *software*, com a configuração de ciclo com turbina de extração-condensação selecionada e os parâmetros de entrada preenchidos. Os valores utilizados foram os mesmos utilizados por PASSOLONGO [10].

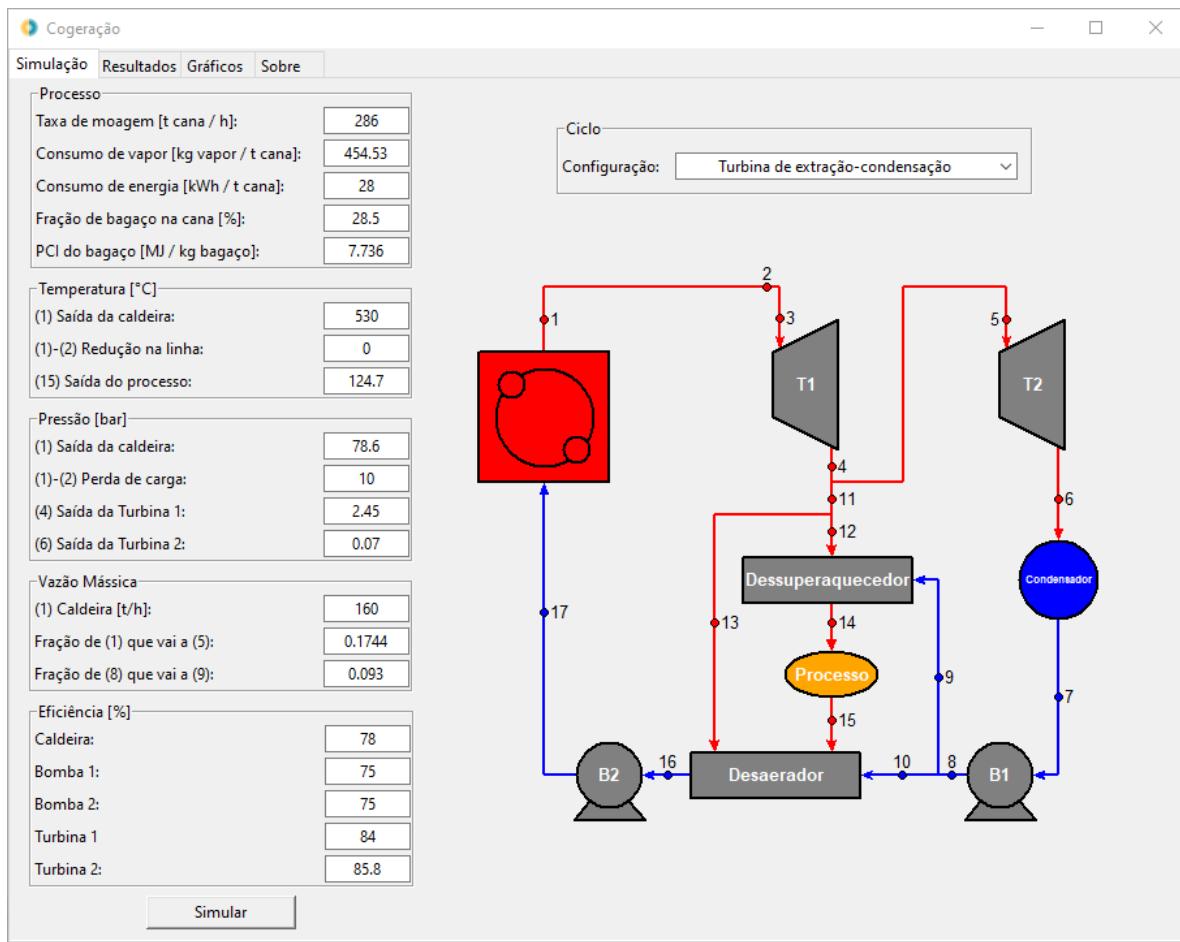


Figura 5.7: Parâmetros de entrada para a simulação da usina do Oeste Paulista

A Figura 5.8 mostra os resultados obtidos com a simulação do ciclo, na interface do *software*, para os parâmetros de entrada fornecidos.

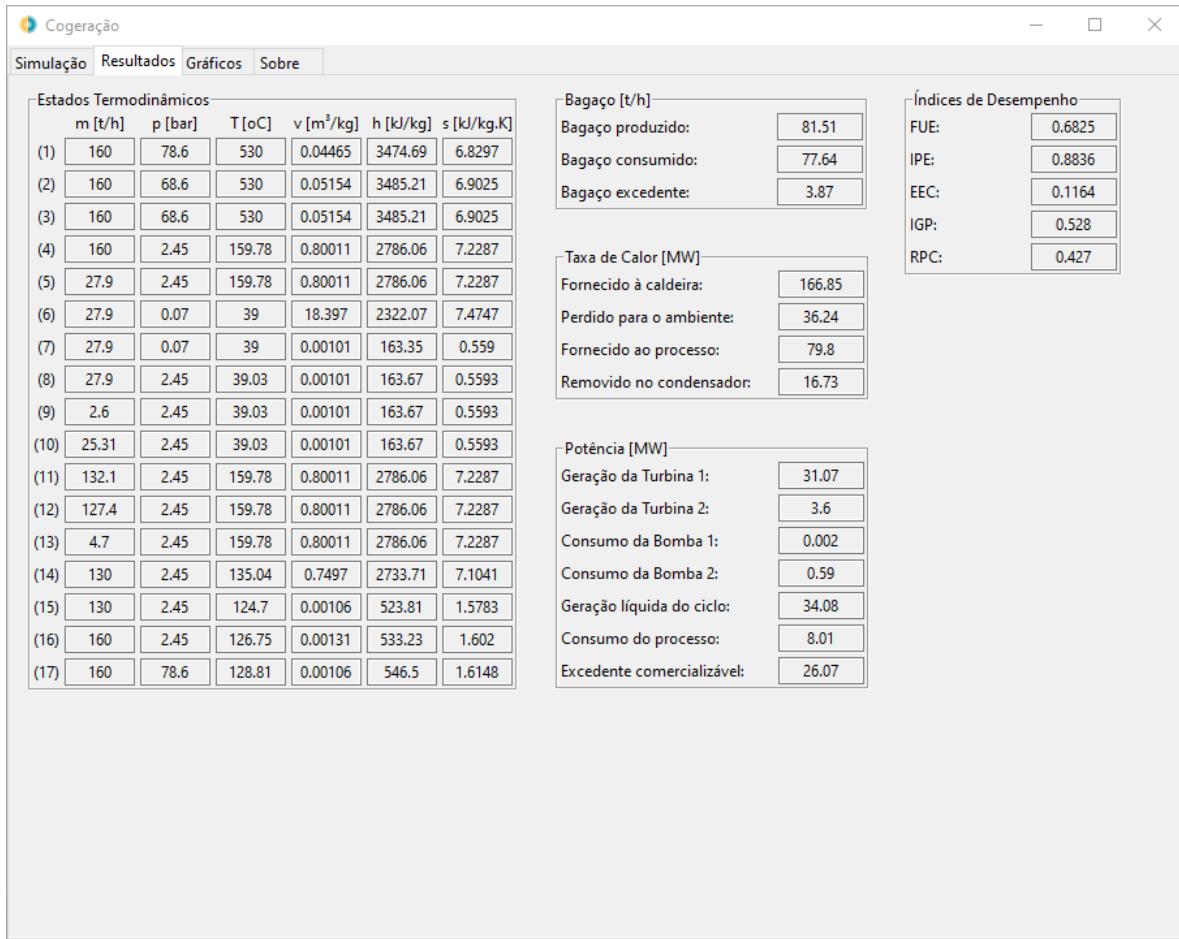


Figura 5.8: Resultados obtidos para a usina do Oeste Paulista

Novamente, o objetivo da simulação não é a análise física do fenômeno, mas a comparação entre os resultados obtidos por meio do *software* com os resultados de referência. A Tabela 5.3 foi elaborada a partir dos resultados de PASSOLONGO [10] e adaptada da mesma forma que o ciclo da Figura 5.6, a fim de facilitar a comparação das respostas.

A fim de avaliar a compatibilidade entre os resultados simulados pelo *software* e os resultados de referência, gerou-se também a Tabela 5.4, cujas células são a diferença entre esses valores para cada uma das propriedades termodinâmicas.

Tabela 5.3: Resultados de referência da usina do Oeste Paulista

Ponto	\dot{m} [t/h]	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
2	160	68,6	530	3485,09	6,902
4	160	2,45	159,7	2786	7,228
5	27,9	2,45	159,7	2786	7,228
6	27,9	0,07	39	2320,92	7,471
7	27,9	0,07	38	159,19	0,546
8	27,9	2,45	38	159,49	0,546
9	2,6	2,45	38	159,49	0,546
10	25,3	2,45	38	159,49	0,546
11	132,1	2,45	159,7	2786	7,228
12	127,4	2,45	159,7	2786	7,228
13	4,7	2,45	159,7	2786	7,228
14	130	2,45	135	2733,61	7,104
15	130	2,45	124,7	524	1,579
16	160	2,45	126,8	532,52	1,6
17	160	78,6	128,1	543,37	1,607

Tabela 5.4: Diferença entre os resultados do *software* e os de referência para a usina do Oeste Paulista

Ponto	\dot{m} [t/h]	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
2	0	0	0	0,12	0,0005
4	0	0	0,08	0,06	0,0007
5	0	0	0,08	0,06	0,0007
6	0	0	0	1,15	0,0037
7	0	0	1	4,16	0,013
8	0	0	1,03	4,18	0,0133
9	0	0	1,03	4,18	0,0133
10	0,01	0	1,03	4,18	0,0133
11	0	0	0,08	0,06	0,0007
12	0	0	0,08	0,06	0,0007
13	0	0	0,08	0,06	0,0007
14	0	0	0,04	0,1	0,0001
15	0	0	0	-0,19	-0,0007
16	0	0	-0,05	0,71	0,002
17	0	0	0,71	3,13	0,0078

Da Tabela 5.4, percebe-se que os valores calculados com o *software* são muito próximos aos valores de referência. Outra vez, para a maioria dos pontos, a maior parte dos resultados é igual em ambos os cálculos. Assim como na validação com a Usina de Dourados, a diferença não nula se deve apenas ao arredondamento dos resultados feita por PASSOLONGO [10]. Verifica-se, entretanto, que, para a maior parte dos dados, a ordem de grandeza da diferença é inferior à resolução dos resultados de referência e, consequentemente, os valores podem ser considerados iguais.

As diferenças mais significativas encontradas foram nos pontos posteriores ao condensador. Isso ocorre porque, na modelagem realizada pelo *software*, considerou-se a hipótese de que a saída do condensador seria de líquido saturado, enquanto, na usina do Oeste Paulista, verifica-se um subresfriamento de 1 °C. Essa distinção na modelagem provoca diferenças de temperatura de aproximadamente 1 °C nos pontos após a saída do condensador, levando a diferenças de entalpia de até 4,18 kJ/kg.

Essas diferenças, no entanto, se originam do fato de que o ciclo usado para validação não segue exatamente todas as hipóteses da modelagem, e não de falhas nos cálculos. Além disso, como o subresfriamento é de apenas 1 °C, as diferenças encontradas nos estados termodinâmicos não são suficientes para gerar grandes variações nos resultados globais da usina. Dessa forma, a metodologia de cálculo para o ciclo com turbina de extração-condensação pode ser considerada como validada.

Capítulo 6

Resultados e Discussões

Neste capítulo, será apresentada uma usina típica brasileira, que será simulada com o auxílio do *software* desenvolvido. Com base nas análises feitas para a situação atual, serão simulados três casos alternativos, contendo propostas de melhorias para a usina.

As análises deste capítulo serão feitas sob uma perspectiva estritamente termodinâmica. No Capítulo 7, entretanto, as propostas efetuadas serão analisadas sob uma perspectiva econômica, a fim de discutir não apenas as melhorias nos resultados da planta mas também a viabilidade financeira da aplicação das mudanças.

6.1 A Usina Típica Brasileira

Baseado em dados obtidos em visitas a cinco usinas de produção de etanol a partir da cana-de-açúcar e em informações da literatura, CARVALHO [11] definiu as características de uma usina típica brasileira. Dessa forma, foram identificadas as características de um processo típico de produção de etanol, considerando uma usina de capacidade média de moagem de 500 toneladas de cana por hora.

Na usina típica, as caldeiras operam exclusivamente a partir da queima do bagaço de cana, com eficiência térmica de aproximadamente 85%, gerando vapor a uma pressão de 22 bar e uma temperatura de 320 °C. Utiliza-se o ciclo Rankine com apenas dois níveis de pressão, garantindo o suprimento da demanda térmica do processo e a autossuficiência elétrica da planta, com pequenos excedentes de energia para comercialização. As turbinas são utilizadas no acionamento de moendas, no preparo da cana e no acionamento do gerador elétrico. A demanda de vapor do processo é suprida pelo vapor extraído da saída das turbinas, a uma pressão de 2,5 bar, e é considerada elevada devido à baixa eficiência de algumas de suas etapas.

A Figura 6.1 mostra o ciclo da usina típica, com numeração adaptada ao *software*. A configuração do ciclo é basicamente a mesma da opção *Turbinas de contrapressão e condensação*, exceto pela ausência do dessuperaquecedor, que pode ser superada com o mesmo artifício utilizado no caso de validação. Os números ocultados da figura representam estados redundantes ou inexistentes, e não devem ser considerados nos resultados da simulação.

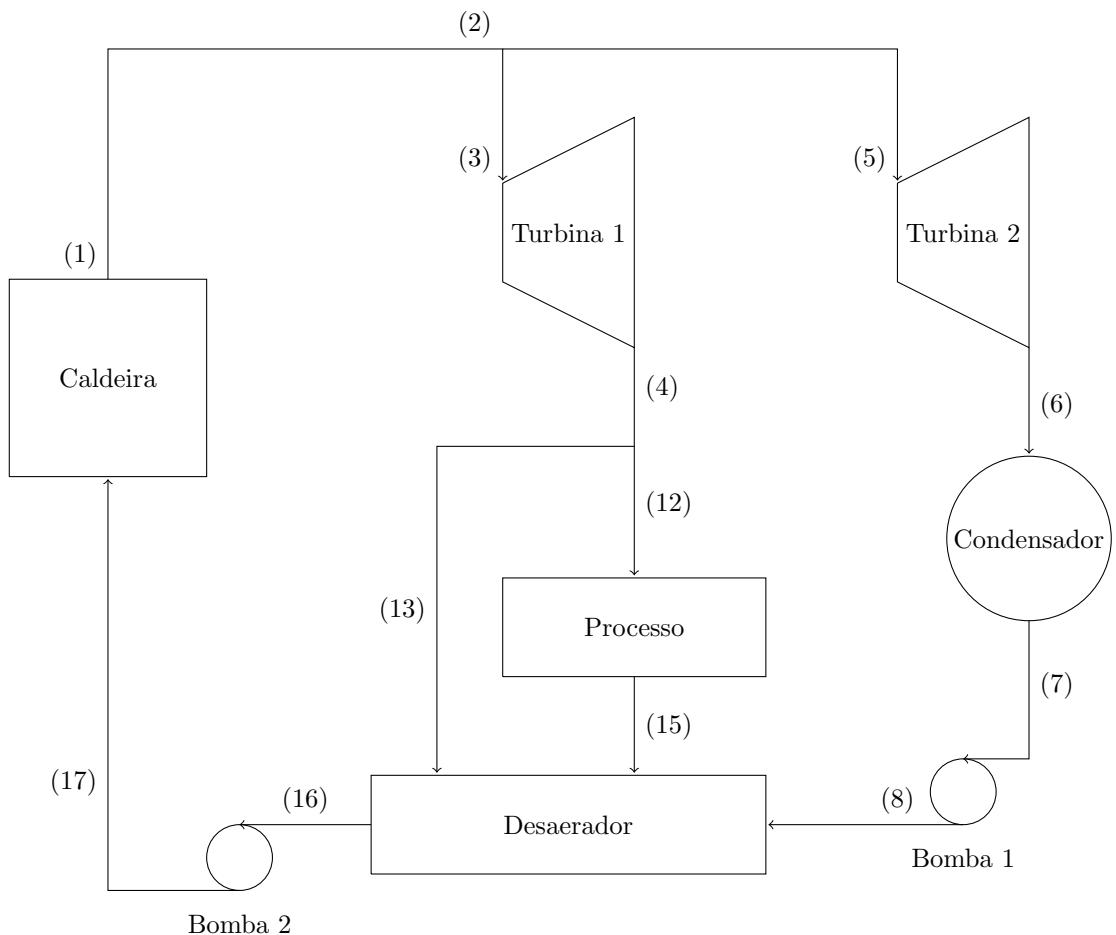


Figura 6.1: Ciclo da usina típica brasileira

Os parâmetros mencionados anteriormente, bem como as demais considerações da simulação de CARVALHO [11], foram resumidos na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Parâmetros da usina típica brasileira

Parâmetro	Valor
Taxa de moagem	500 t/h
Consumo de vapor no processo	335 kg/t cana
Consumo de energia no processo	27,6 kWh/t cana
Fração de bagaço na cana	25%
Poder calorífico inferior do bagaço	6,99 MJ/kg
Temperatura de saída da caldeira	320 °C
Temperatura de saída do processo	90 °C
Pressão de saída da caldeira	22 bar
Pressão de saída da Turbina 1	2,5 bar
Pressão de saída da Turbina 2	2,5 bar
Vazão mássica na caldeira	240,6 t/h
Eficiência da caldeira	85%
Eficiência do sistema de bombeamento	75%
Eficiência da turbina de contrapressão	80%
Eficiência do turbogenerator	70%

Por fim, considerou-se a localização da usina típica na região Sudeste ou Centro-Oeste - fato que será relevante para a definição do preço de exportação do excedente de eletricidade utilizado na análise econômica do Capítulo 7.

6.2 Simulações

6.2.1 Caso 1: Situação Atual

Os parâmetros definidos por CARVALHO [11] preenchem quase completamente a lista de parâmetros exigida pelo *software*. Restam por serem definidas a fração mássica que segue para a turbina de condensação assim como a redução de temperatura e a perda de carga na linha posterior à caldeira.

A fração mássica que segue para a turbina de condensação foi definida arbitrariamente como 27%, de forma a manter a saída do desaerador próxima ao estado

de líquido saturado. A perda de carga e a redução de temperatura foram definidas como nulas.

A Figura 6.2 mostra a aba *Simulação*, com a aplicação dos valores da Tabela 6.1 como parâmetros de entrada do *software*.

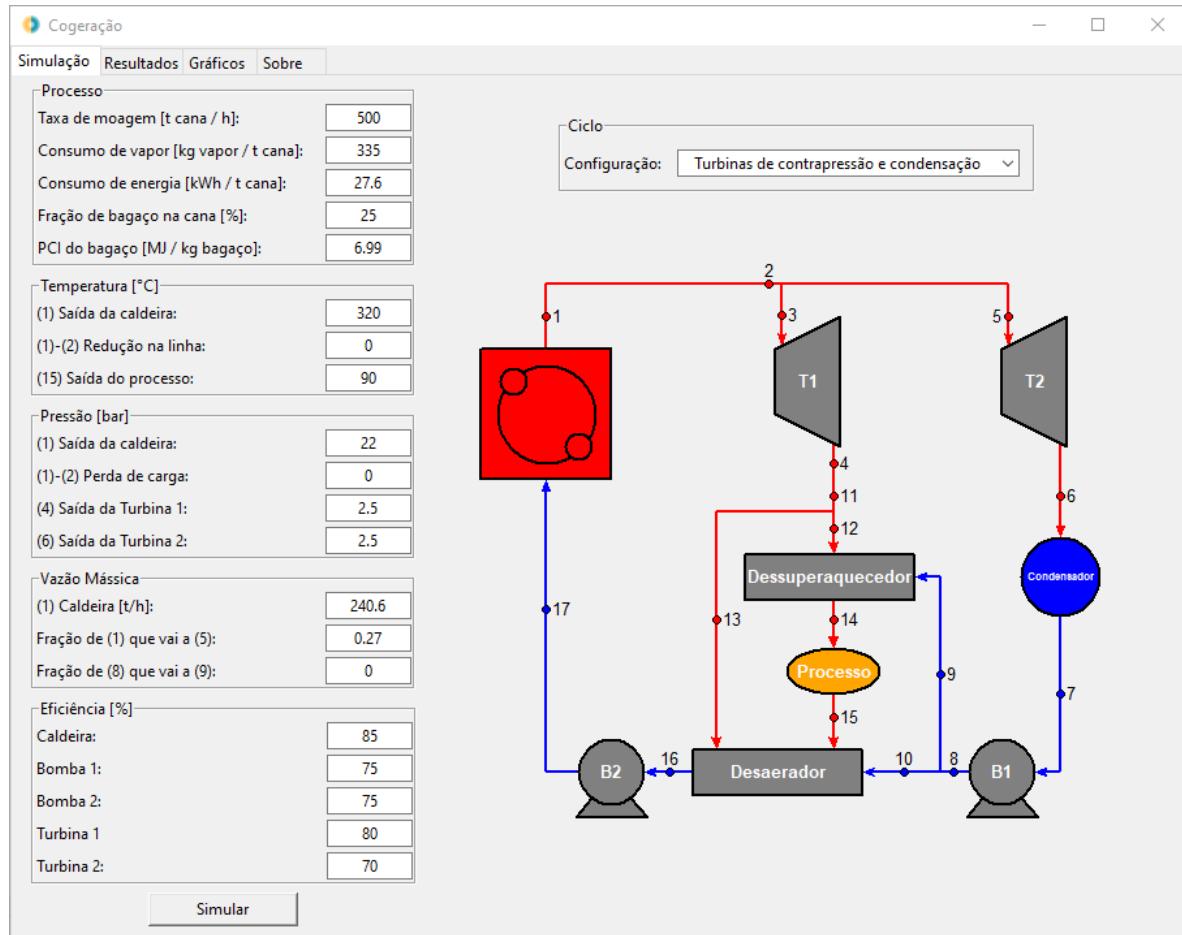


Figura 6.2: Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 1

Essa simulação gerou os resultados presentes na Figura 6.3, que serão analisados posteriormente em comparação com os demais casos simulados.

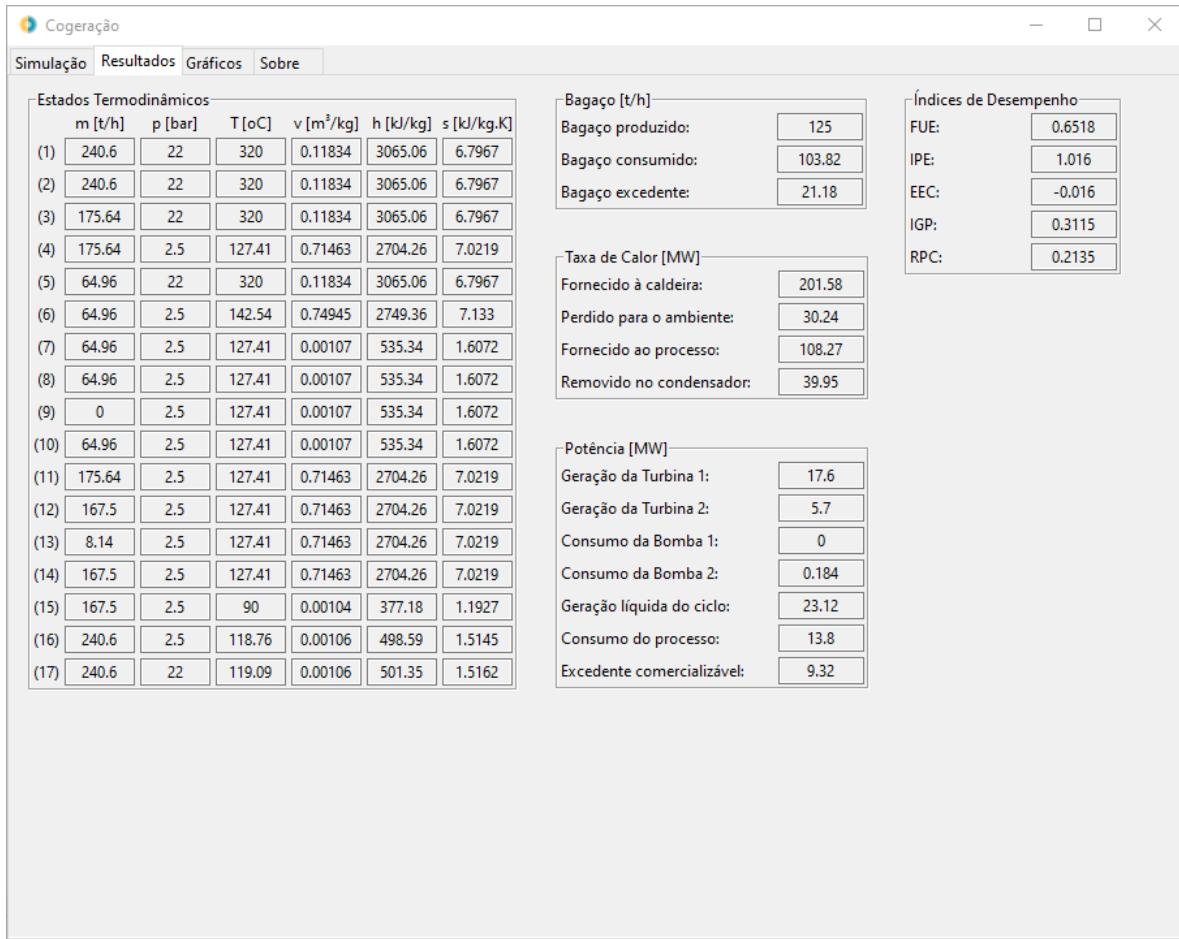


Figura 6.3: Resultados para a simulação do Caso 1

A fim de analisar a sensibilidade de alguns parâmetros no excedente comercializável de energia elétrica, utilizou-se a aba *Gráficos*.

Variando a pressão da caldeira entre 20 bar e 70 bar, obtemos uma curva crescente para o excedente comercializável de potência elétrica, variando entre aproximadamente 9 MW e 16 MW, conforme a Figura 6.4. O comportamento crescente, conforme o esperado devido ao maior potencial de expansão do vapor na turbina, torna a elevação de pressão interessante para melhorar o desempenho do sistema.

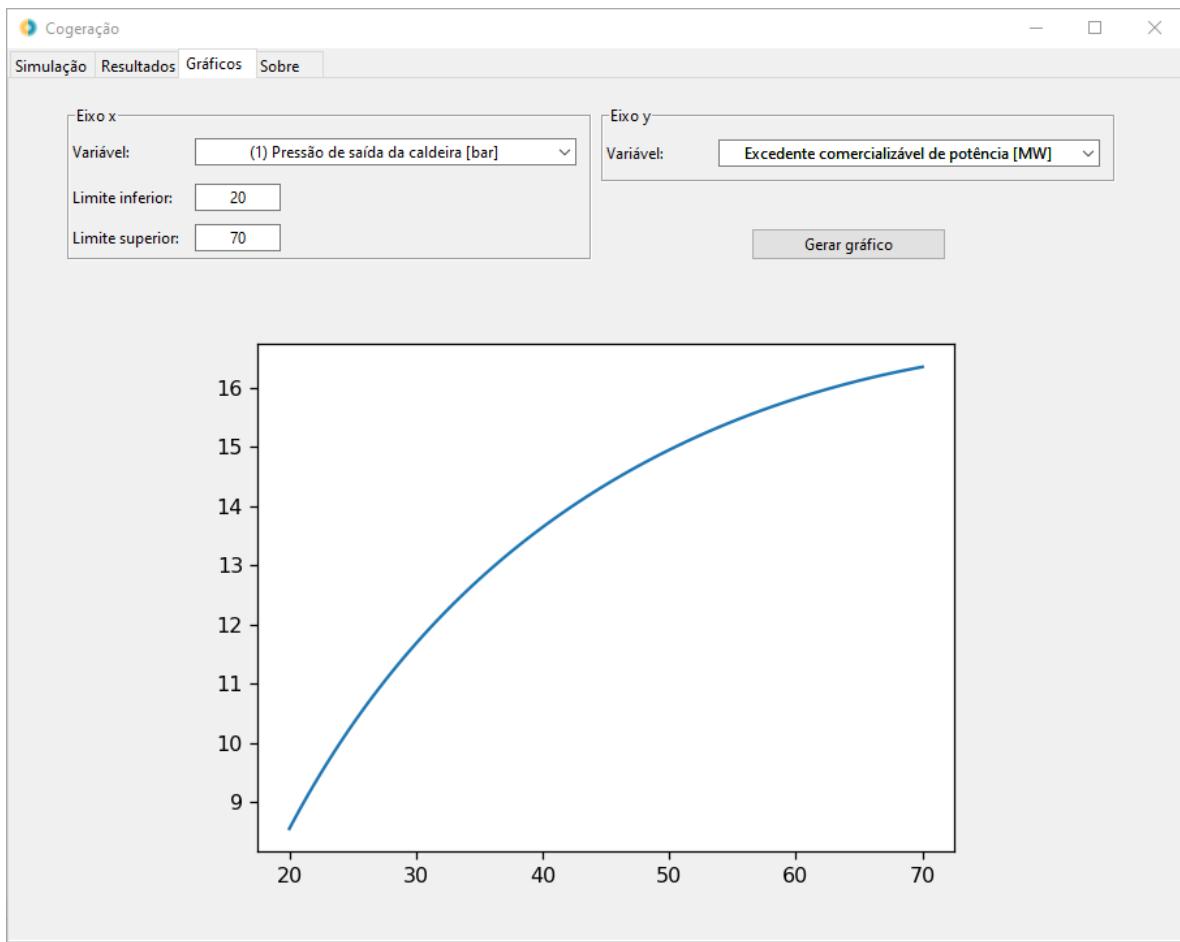


Figura 6.4: Análise da sensibilidade do excedente de potência com a variação da pressão da caldeira

Variando a temperatura de saída da caldeira entre 300 °C e 550 °C, também obtemos uma curva crescente para o excedente comercializável de potência elétrica, variando aproximadamente entre 9 MW e 20 MW, conforme a Figura 6.5. O comportamento crescente, mais uma vez devido ao maior potencial de expansão do vapor na turbina, também torna o incremento de temperatura interessante para melhorar o desempenho do sistema.

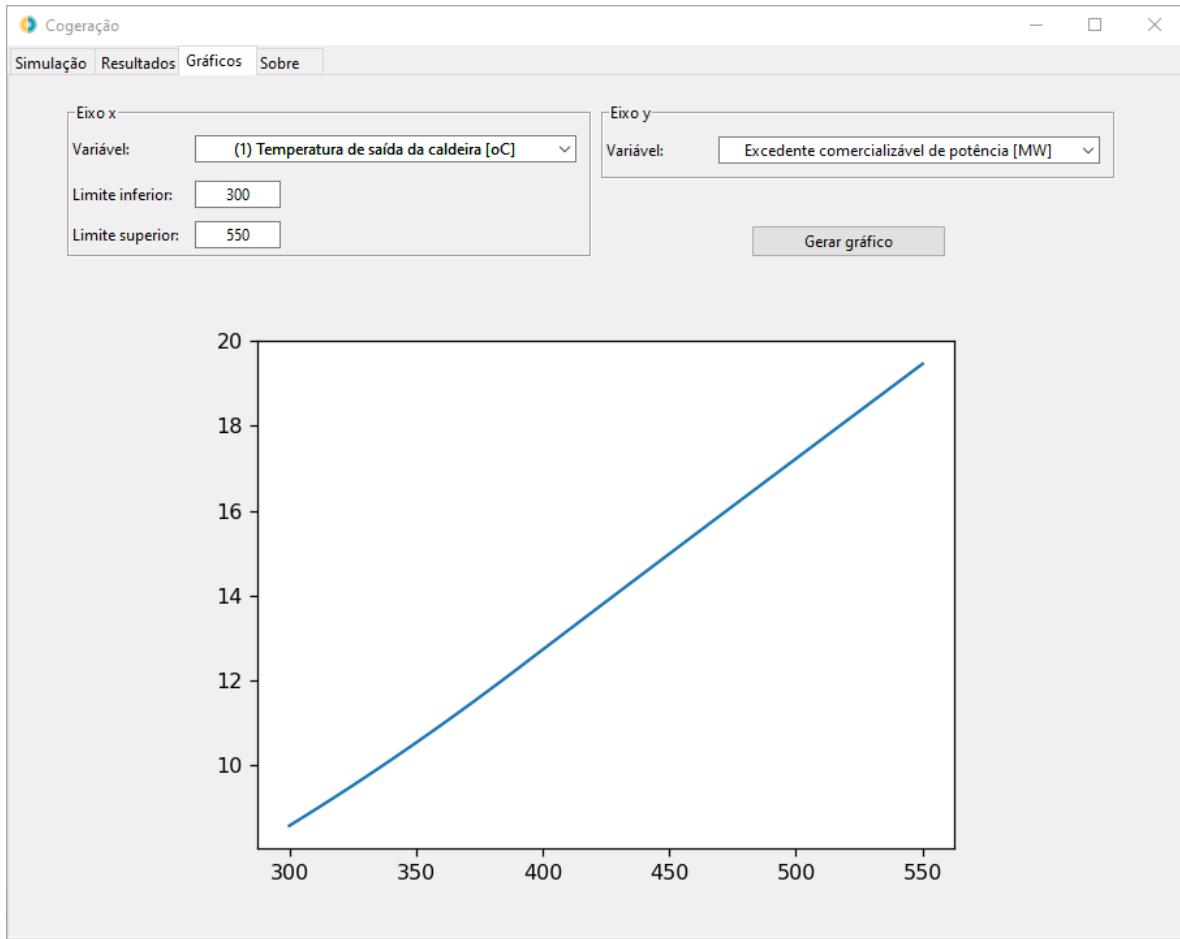


Figura 6.5: Análise da sensibilidade do excedente de potência com a variação da temperatura de saída da caldeira

6.2.2 Caso 2: Proposta de Substituição da Caldeira

Conforme visto nas Figuras 6.4 e 6.5, tanto o aumento da pressão como o aumento da temperatura de saída da caldeira propiciam o crescimento do excedente comercializável de potência do ciclo.

A primeira proposta de melhoria do sistema, portanto, consiste na substituição da caldeira, que atualmente gera vapor a 22 bar e 320 °C, por uma caldeira que gere vapor a 66 bar e 530 °C - valores utilizados por FIOMARI [4] para a simulação da Destilaria Pioneiros, conforme mencionado no Capítulo 2.

Vale ressaltar que, para atingir a pressão de 66 bar, também é necessária a substituição da Bomba 2 - fato que será relevante para a análise econômica presente no Capítulo 7.

A Figura 6.6 mostra a aba *Simulação* do *software*, com a aplicação dos valores

de temperatura e pressão mencionados e a manutenção dos demais parâmetros de entrada do Caso 1.

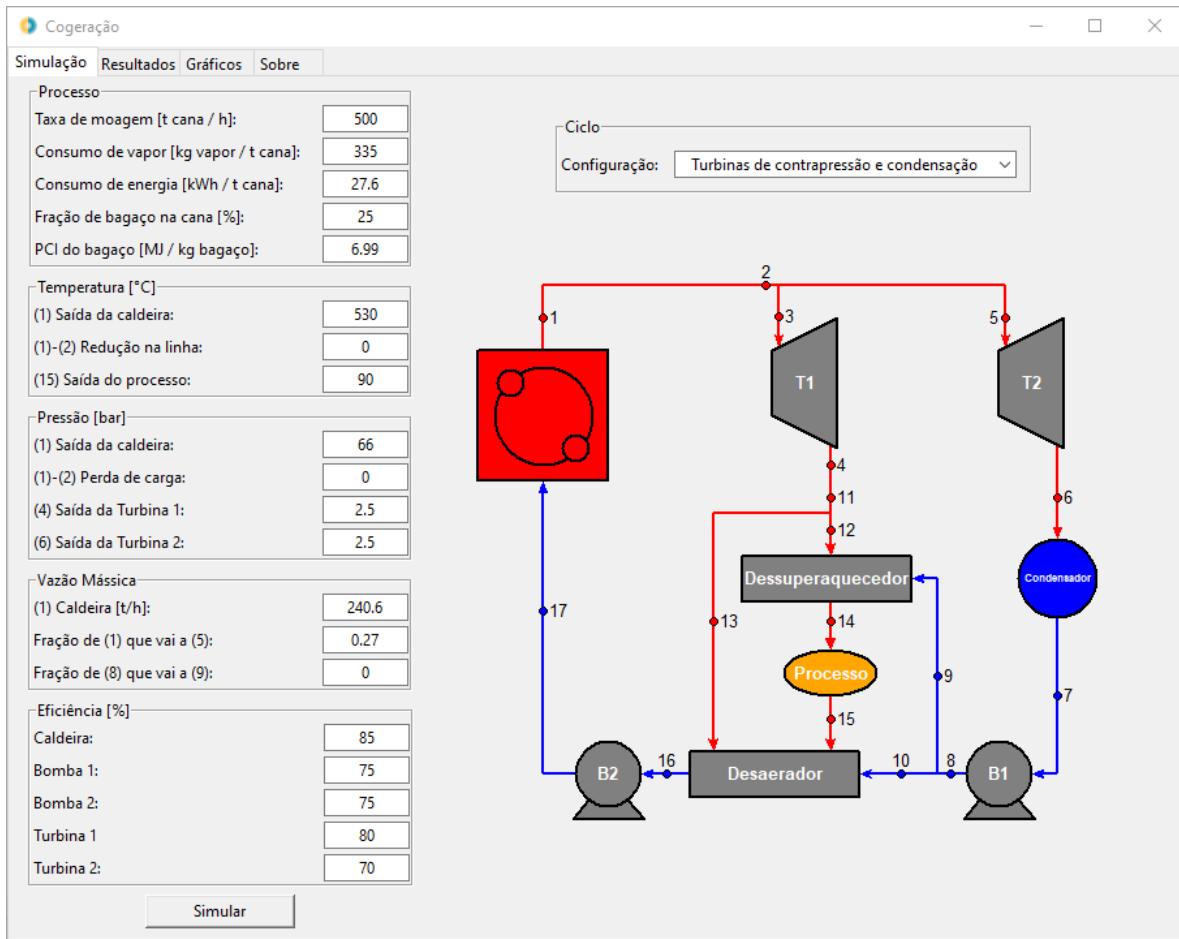


Figura 6.6: Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 2

Essa simulação gerou os resultados presentes na Figura 6.7, que serão analisados posteriormente em comparação com os demais casos simulados.

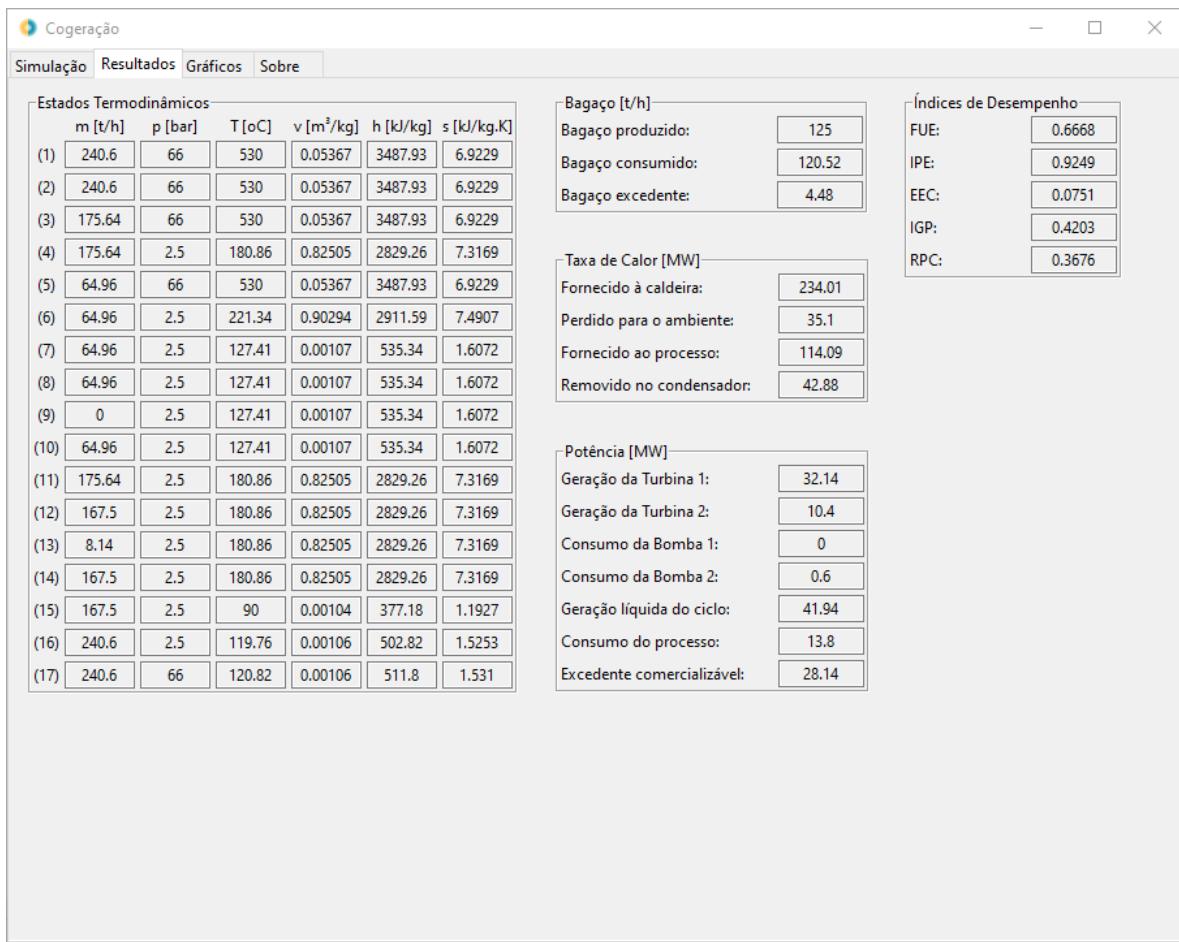


Figura 6.7: Resultados para a simulação do Caso 2

6.2.3 Caso 3: Proposta de Substituição das Turbinas

Dos parâmetros utilizados para a simulação do ciclo, percebe-se que um grande limitante para a geração de potência é a pressão de saída das turbinas. No caso da turbina de contrapressão, tal parâmetro é imposto pelo processo, não podendo ser alterado. Entretanto, para a turbina de condensação, a pressão de 2,5 bar limita o potencial de expansão do vapor, diminuindo a potência gerada pelo ciclo, e pode ser reduzida.

Além disso, conforme a modelagem da turbina realizada em 3.4.2, sabe-se que a potência gerada por uma turbina é proporcional a sua eficiência. Os valores de 70% para a turbina de condensação e 80% para a de contrapressão poderiam ser mais elevados, aumentando a geração de potência do ciclo.

Baseada nesses dois fatores, a segunda proposta de melhoria do sistema consiste na substituição das turbinas de contrapressão e condensação de simples estágio por

uma turbina de extração-condensação de duplo estágio - geralmente associada a maiores eficiências. Vale ressaltar que tais mudanças serão implementadas em adição às mudanças propostas no Caso 2.

Nas simulações realizadas por PASSOLONGO [10], a turbina de extração-condensação tem eficiência de 85,8%, e a pressão de saída do segundo estágio é de 0,07 bar. Esses valores serão utilizados na presente proposta, sendo inseridos como parâmetros de entrada no *software*.

A Figura 6.8 mostra a aba *Simulação* do *software*, com a alteração da configuração do ciclo para *Turbina de extração-condensação*, a aplicação dos parâmetros anteriormente citados e a manutenção dos demais parâmetros de entrada do Caso 2.

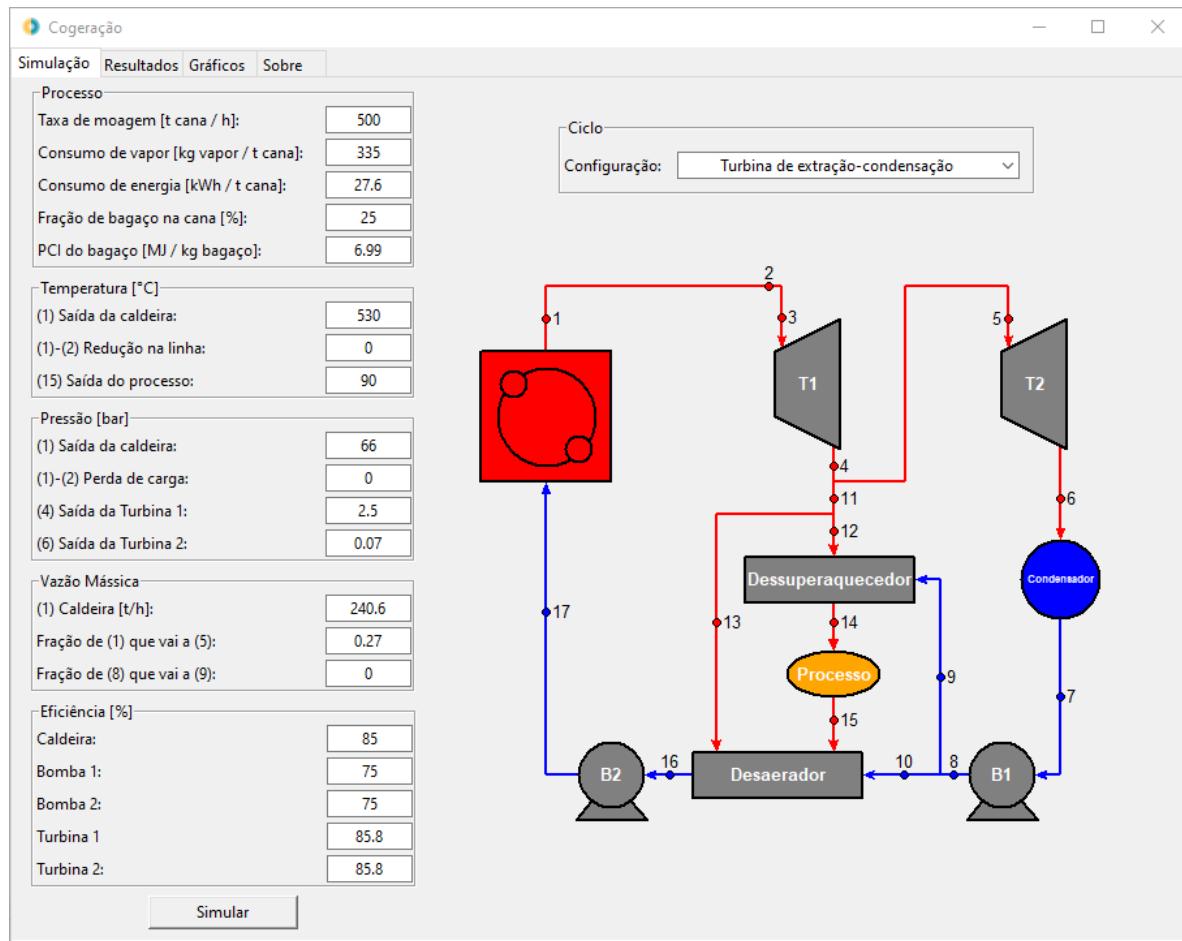


Figura 6.8: Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 3

Essa simulação gerou os resultados presentes na Figura 6.9, que serão analisados posteriormente em comparação com os demais casos simulados.

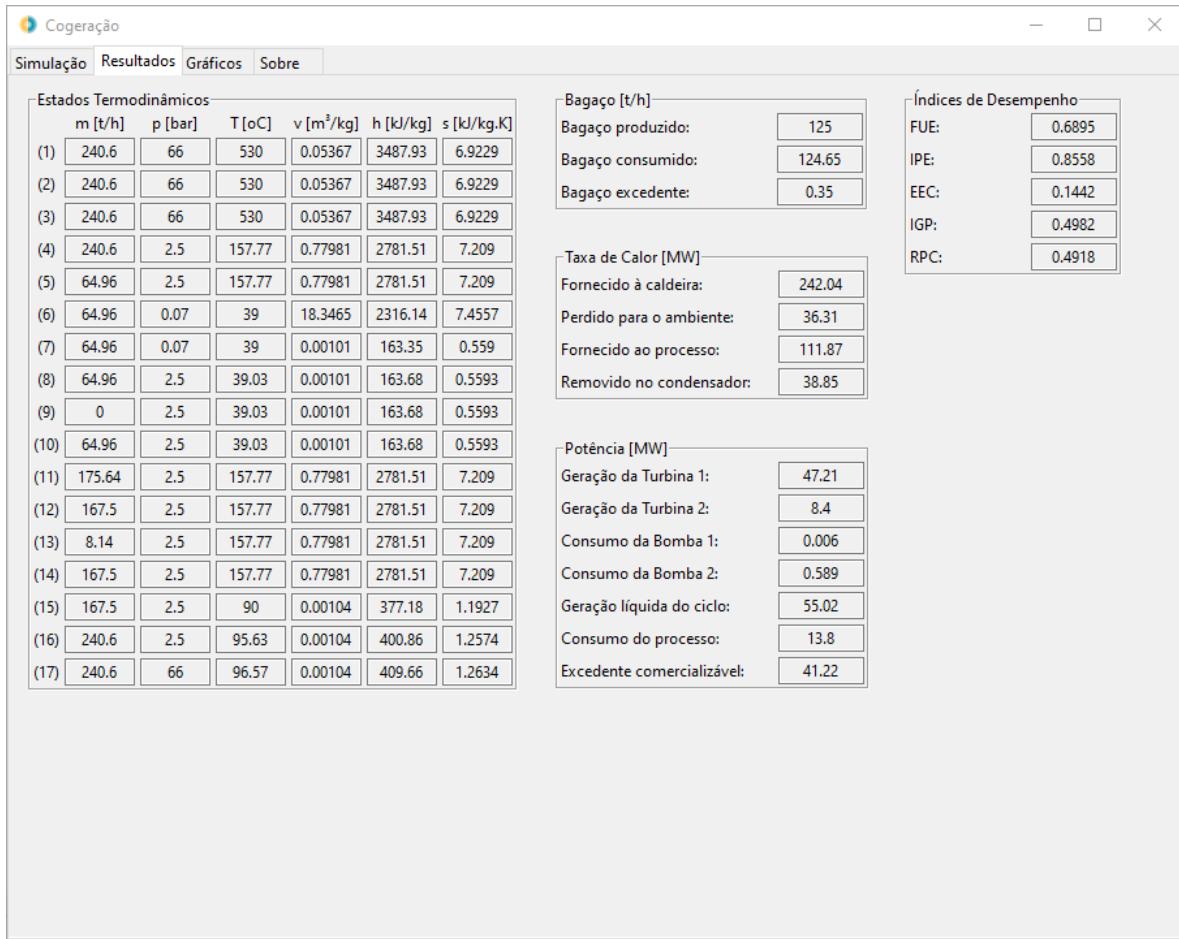


Figura 6.9: Resultados para a simulação do Caso 3

6.2.4 Caso 4: Proposta de Redução da Demanda de Vapor do Processo

Para o ciclo com três níveis de pressão, conforme a proposta efetuada no Caso 3, a redução da demanda de vapor do processo - reduzindo, consequentemente, a vazão na unidade de processo - é uma forma interessante para o aumento da geração de potência. Isso porque a pressão de saída do primeiro estágio da turbina é imposta pelo processo, sendo, para esse caso, igual a 2,5 bar. A redução de sua vazão, portanto, permite que uma vazão maior seja direcionada ao segundo estágio da turbina, expandindo até uma pressão de 0,07 bar e gerando uma maior quantidade de potência.

A fim de avaliar quantitativamente a possibilidade de redução da demanda de vapor do processo, utilizou-se a análise de ENSINAS *et al.* [12] a respeito da in-

tegração térmica das etapas do processo industrial em uma usina sucroalcooleira. Com base nesse expediente, conseguiu-se reduzir a demanda do processo de 540 para 278 kg de vapor por tonelada de cana. Seu caso base era uma usina típica brasileira, na qual todas as etapas do processo utilizavam vapor proveniente do ciclo, tal qual a planta em análise neste trabalho. Seu estudo sugeriu que determinadas etapas do processo recebessem calor de subprodutos de outras etapas, reduzindo a quantidade de vapor extraída diretamente do ciclo.

Devido à similaridade entre o caso simulado por ENSINAS *et al.* [12] e a usina típica brasileira simulada neste trabalho, a terceira proposta de melhoria do sistema consiste na redução da vazão do processo, que atualmente é de 335 kg de vapor por tonelada de cana, para os mesmos 278 kg de vapor por tonelada de cana obtidos com a integração térmica. Vale ressaltar que tal alteração foi realizada em adição às mudanças propostas no Caso 3.

Além da alteração da vazão do processo, alterou-se também a fração mássica que segue para a turbina de condensação para o valor de 33%, com o intuito de manter a saída do desaerador próxima ao estado de líquido saturado.

A Figura 6.10 mostra a aba *Simulação* do software, com a alteração dos parâmetros anteriormente citados e a manutenção dos demais parâmetros de entrada do Caso 3.

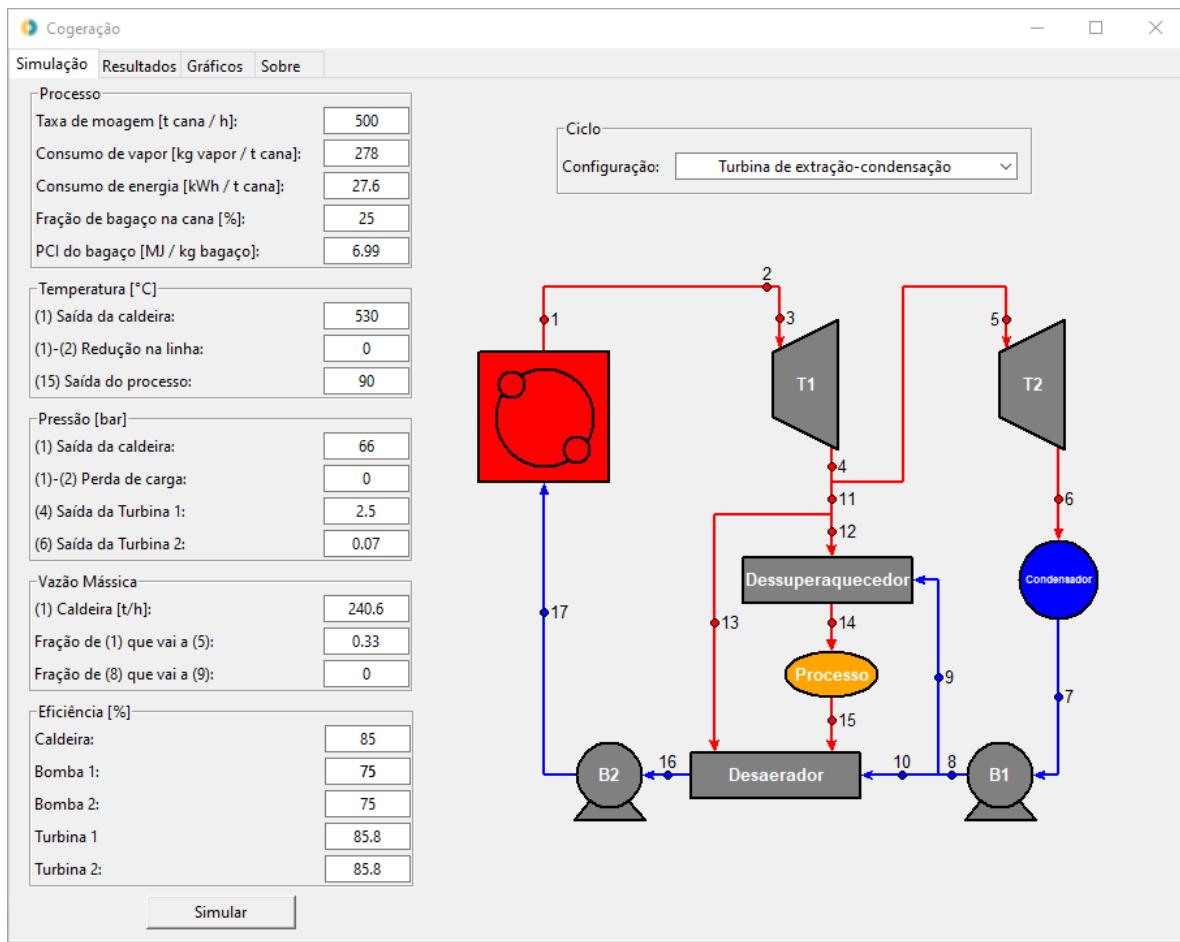


Figura 6.10: Parâmetros de entrada para a simulação do Caso 4

Essa simulação gerou os resultados presentes na Figura 6.11, que serão analisados posteriormente em comparação com os demais casos simulados.

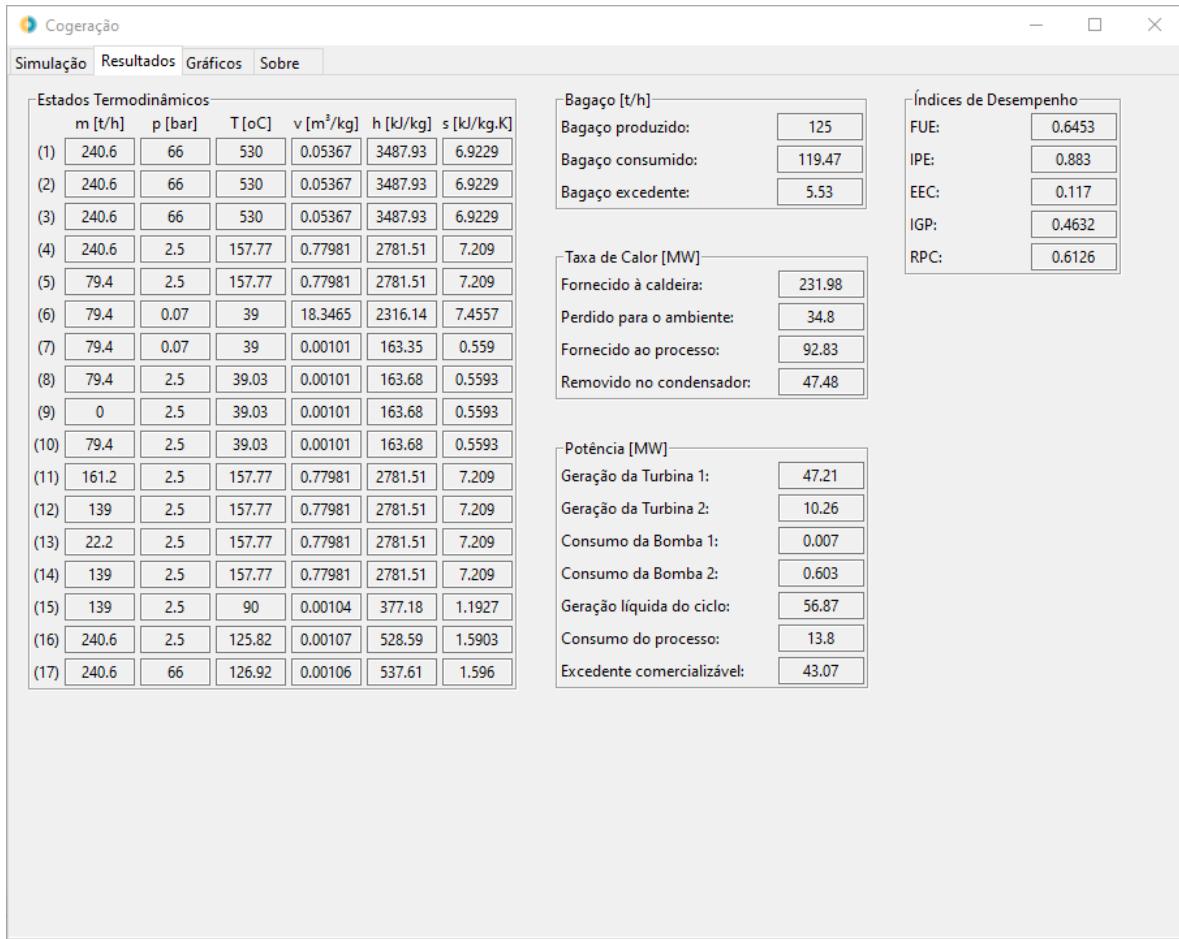


Figura 6.11: Resultados para a simulação do Caso 4

6.3 Análise dos Resultados

A partir das abas *Resultados* expostas acima para cada simulação, gerou-se a Tabela 6.2, contendo os índices de desempenho de todos os casos simulados.

Tabela 6.2: Índices de desempenho para cada caso simulado

Caso	FUE	IPE	EEC	IGP	RPC
1	0,6518	1,016	-0,016	0,3115	0,2135
2	0,6668	0,9249	0,0751	0,4203	0,3676
3	0,6895	0,8558	0,1442	0,4982	0,4918
4	0,6453	0,883	0,117	0,4632	0,6126

Do Caso 1 ao Caso 3, percebe-se um claro movimento de melhoria dos índices.

O aumento do FUE mostra que uma maior parte da potência fornecida à caldeira é aproveitada, seja na forma de calor seja na forma de energia elétrica. O aumento do EEC (e, consequentemente, a redução do IPE) leva à conclusão de que, com as mudanças, o sistema de cogeração se mostra cada vez mais vantajoso frente a sistemas independentes de geração de calor e potência. O crescimento do IGP exibe uma maior eficiência da geração de potência, e o incremento do RPC mostra uma maior participação da potência elétrica nos produtos da cogeração.

Para o Caso 4, no entanto, a melhoria no comportamento da usina não pode ser percebida claramente por meio dos índices. Isso ocorre porque a redução da vazão do processo por meio da integração térmica leva a uma redução da geração de calor, sem afetar negativamente, entretanto, a produção de açúcar e etanol. Pelo fato de o Caso 4 apresentar um aumento da geração de potência elétrica simultaneamente a uma redução da geração de calor - fato que se reflete no aumento do RPC -, os índices de desempenho não mostram uma tendência clara de melhoria, apesar da evolução do comportamento da usina.

Tal evolução, no entanto, pode ser percebida por meio dos resultados para o excedente comercializável de potência elétrica. Nos quatro casos simulados, sabe-se que a demanda de calor do processo foi suprida e, portanto, a principal atividade da usina (produção de açúcar ou de etanol) foi mantida constante. Assim, a melhoria do comportamento pode ser percebida diretamente pela análise do excedente comercializável de eletricidade. Os valores dessa grandeza, para os quatro casos, foram reunidos no gráfico da Figura 6.12.

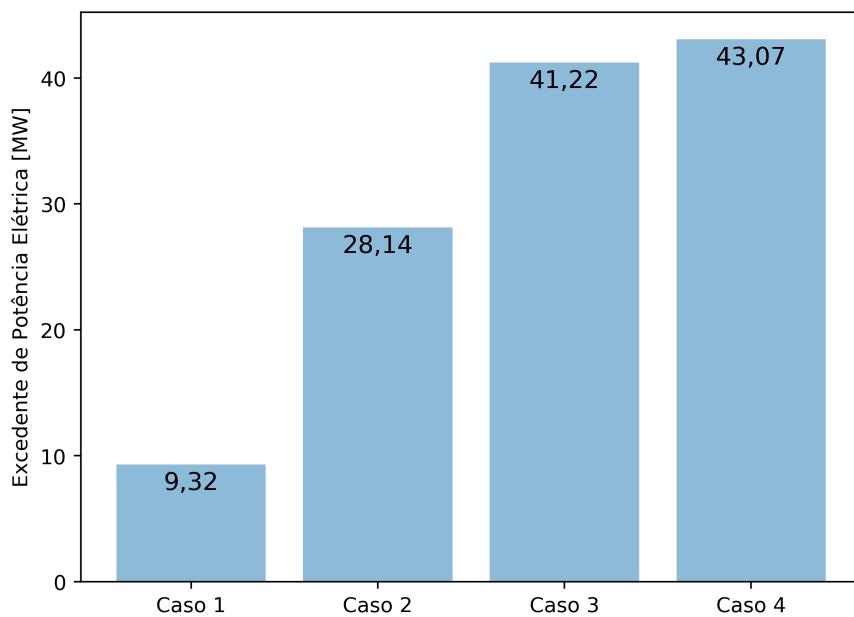


Figura 6.12: Excedente comercializável de potência elétrica, em MW, para cada caso simulado

Da Figura 6.12, percebe-se explicitamente o comportamento crescente do excedente comercializável de potência elétrica. Verifica-se, dessa forma, que todas as propostas de alteração realizadas colaboraram para um melhor desempenho da usina.

No Caso 4, que representa todas as propostas combinadas, obteve-se um significativo crescimento de 362% do excedente de potência em relação ao Caso 1, que representa a atual situação da usina típica. Essa evolução do desempenho termodinâmico leva a uma melhoria do desempenho econômico, que será analisada no Capítulo 7, a fim de verificar a viabilidade financeira do investimento na aplicação das propostas sugeridas.

Capítulo 7

Análise Econômica

Neste capítulo, serão inicialmente apresentadas algumas definições relevantes para a análise da viabilidade financeira das propostas de melhoria na usina típica brasileira.

A seguir, os conceitos abordados serão aplicados a cada um dos casos simulados no Capítulo 6, a fim de verificar se a evolução do desempenho termodinâmico da usina se traduz em uma melhoria do retorno financeiro proporcionado.

7.1 Definições

7.1.1 Valor Presente Líquido

O Valor Presente Líquido (VPL) é uma técnica de orçamento de capital que considera o valor do dinheiro no tempo, por meio do uso da taxa de custo de capital da empresa que pretende realizar um investimento.

O VPL é definido como a diferença entre o valor presente dos fluxos de caixa relacionados a um projeto e seu investimento inicial, conforme a Equação 7.1.

$$VPL = \sum_{t=1}^N \frac{FC_t}{(1+r)^t} - FC_0, \quad (7.1)$$

onde:

N = vida útil do sistema

r = taxa de custo de capital da empresa

FC_t = fluxo de caixa no t -ésimo período

FC_0 = investimento inicial do projeto

A partir do cálculo do VPL, pode-se trivialmente decidir sobre a aceitação ou rejeição de um projeto. Um VPL positivo significa que o retorno proporcionado pelo projeto é superior a seu investimento inicial, já considerado o custo de oportunidade, e, portanto, o projeto deve ser aceito. Um VPL negativo, por sua vez, significa que o retorno proporcionado pelo projeto não compensa o custo de oportunidade e, consequentemente, este deve ser rejeitado.

GITMAN [13] sugere que, em termos puramente teóricos, o VPL é a melhor abordagem para o orçamento de capital. Isso porque o VPL pressupõe uma taxa de custo de capital da empresa constante e previamente definida, sob a qual todo o fluxo de caixa gerado pelo investimento é reinvestido. Essa taxa é estipulada arbitrariamente, e a determinação de uma taxa realista para a elaboração da análise propicia uma decisão conservadora a respeito da aceitação ou da rejeição do projeto.

7.1.2 Taxa Interna de Retorno

A Taxa Interna de Retorno (TIR), assim como o VPL, é uma técnica de orçamento de capital que considera o valor do dinheiro no tempo.

Entretanto, ao contrário do VPL, a TIR não possui uma formulação explícita. Ela é definida como a taxa de custo de capital de uma empresa que torna nulo o VPL de uma oportunidade de investimento. A TIR, portanto, é a solução da Equação 7.2.

$$\sum_{t=1}^N \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} - FC_0 = 0, \quad (7.2)$$

onde:

N = vida útil do sistema

FC_t = fluxo de caixa no t -ésimo período

FC_0 = investimento inicial do projeto

A partir do cálculo da TIR, também se pode trivialmente decidir sobre a aceitação ou rejeição de um projeto, baseando-se na taxa de custo de capital da empresa que pretende realizar o investimento. Uma TIR superior à taxa de custo de capital significa que o retorno proporcionado pelo projeto é superior ao custo de oportunidade, e, portanto, o projeto deve ser aceito. Uma TIR inferior à taxa de custo de capital, por sua vez, significa que o retorno proporcionado pelo projeto não compensa o custo de oportunidade e, dessa forma, este deve ser rejeitado.

GITMAN [13] sugere que, em termos puramente teóricos, a TIR é uma abordagem inferior ao VPL. Isso porque, enquanto o VPL pressupõe uma taxa de custo de capital da empresa arbitrariamente definida, a TIR pressupõe um reinvestimento do fluxo de caixa a uma taxa especificada pela própria TIR, que frequentemente é elevada. Esse valor nem sempre será uma estimativa razoável das reais taxas de custo de capital a que a empresa tem acesso, o que descaracteriza os resultados obtidos a partir dessa análise.

Além disso, para fluxos de caixas não convencionais, a resolução da Equação 7.2 pode fornecer múltiplos resultados para a TIR, sendo necessária uma posterior interpretação dos resultados. A análise por meio do VPL, por sua vez, não apresenta esse tipo de problema, visto que este é definido explicitamente.

Apesar da inferioridade teórica, GITMAN [13] argumenta que a TIR é a abordagem mais utilizada. Isso ocorre pois, na prática, os analistas financeiros possuem uma maior intuição sobre taxas de retorno do que sobre retornos em termos monetários.

7.1.3 Payback Descontado

O *Payback* Descontado (PD) é definido como o tempo necessário para uma empresa recuperar o investimento inicial em um projeto. Assim como a TIR, ele é calculado a partir da definição do VPL, sendo o número de períodos que torna o VPL nulo para uma dada taxa de retorno de capital. Portanto, o PD é a solução da Equação 7.3.

$$\sum_{t=1}^{PD} \frac{FC_t}{(1+r)^t} - FC_0 = 0, \quad (7.3)$$

onde:

r = taxa de custo de capital da empresa

FC_t = fluxo de caixa no t -ésimo período

FC_0 = investimento inicial do projeto

Por definição, o somatório presente na fórmula possui um número natural de termos. Nos casos em que o PD é fracionário, calculam-se os períodos que proporcionam o maior VPL negativo e o menor VPL positivo. O PD é calculado posteriormente a partir de uma interpolação linear entre os valores obtidos, a fim de encontrar o período fracionário que gera o VPL nulo.

Ao contrário do VPL e da TIR, a abordagem por meio do PD não possui um critério objetivo para a decisão sobre a aceitação ou rejeição do projeto. A empresa que pretende realizar o investimento define arbitrariamente um valor máximo aceitável para o período de *payback*. Um PD inferior ao limite estipulado significa que o projeto deve ser aceito, enquanto um PD superior significa que o projeto deve ser rejeitado.

7.2 Análise da Usina Típica Brasileira

Na ausência de valores comerciais atualizados para os novos equipamentos propostos, foram utilizados os valores das análises de PASSOLONGO [10], realizadas em fevereiro de 2011. Para adaptar os custos dos equipamentos aos valores atuais, utilizou-se a inflação acumulada do período de fevereiro de 2011 a janeiro de

2020, dada pelo Índice Nacional de Preços ao Consumidor Amplo (IPCA) do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), que, segundo o Banco Central do Brasil [14], foi de 65,45%.

A Tabela 7.1 mostra os custos originais e corrigidos, em milhares de reais, para todos os novos equipamentos propostos nas simulações do Capítulo 6.

Tabela 7.1: Custos originais e corrigidos dos novos equipamentos, em milhares de reais

Índice	Equipamento	Custo original (R\$ 1.000)	Custo corrigido (R\$ 1.000)
I	Caldeira	28.000	46.326
II	Bomba da caldeira	1.800	2.978
III	Turbina de extração-condensação	17.000	28.126

A Tabela 7.2 mostra os novos equipamentos utilizados nos casos de simulação, bem como os investimentos iniciais necessários, em milhares de reais, para cada um deles.

Tabela 7.2: Equipamentos e investimentos iniciais para cada caso simulado

Caso	Equipamentos	Investimento (R\$ 1.000)
1	-	0
2	I e II	49.304
3	I, II e III	77.430
4	I, II e III	77.430

O Caso 1, por ser a própria situação atual da usina, não requer novos equipamentos e tem um custo nulo. No Caso 4, devido à ausência de estimativa de custos na análise de ENSINAS *et al.* [12] a respeito da integração térmica da usina, eles serão supostos como desprezíveis frente aos custos dos novos equipamentos. Para os Casos 2, 3 e 4, devido à ausência de informações precisas sobre os demais equipamentos presentes no ciclo, será suposto que estes são compatíveis com os que serão adquiridos, não havendo necessidade de investimentos além dos expostos.

Para a realização da análise econômica, é preciso também analisar qual foi o crescimento do excedente comercializável de eletricidade em decorrência das mudanças propostas, ou seja, deve-se comparar o excedente de cada caso com o do Caso 1, que representa a situação atual da usina. Para a obtenção do excedente anual de energia, considerou-se o funcionamento da usina de 24 horas por dia durante 180 dias no ano - o período de maio a novembro, referente à safra da cana-de-açúcar no Centro-Sul do Brasil.

A Tabela 7.3 expõe a variação do excedente comercializável de potência elétrica e do excedente anual de energia elétrica, em relação ao Caso 1, para cada caso simulado. Os valores da tabela são, portanto, os ganhos líquidos decorrentes das mudanças sugeridas.

Tabela 7.3: Ganhos de excedente de potência e energia anual decorrentes das mudanças propostas para cada caso simulado

Caso	Potência (MW)	Energia (MWh/ano)
1	0	0
2	18,82	81.302,4
3	31,90	137.808
4	33,75	145.800

Para a conversão da energia excedente para valores financeiros, considerou-se o valor do Preço de Liquidação das Diferenças (PLD) definido pela Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE) [15] para as regiões Sudeste e Centro-Oeste do Brasil. O PLD é definido semanalmente pela CCEE com base em modelos computacionais, e para os cálculos realizados, utilizou-se para todo o período considerado o valor do PLD referente à semana de 08/02/2020 a 14/02/2020 para patamares médios de carga, de R\$ 151,10 por MWh de energia.

Sob esse valor de PLD, a usina típica brasileira atual, com excedente de potência de 9,32 MWh e excedente anual de energia de 40.262,4 MWh, recebe pouco mais de 6 milhões de reais anualmente com a exportação de eletricidade. A Tabela 7.4 mostra o faturamento anual, em milhares de reais, de cada caso simulado da usina típica brasileira com a exportação de energia elétrica.

Tabela 7.4: Faturamento anual com exportação de eletricidade, em milhares de reais, para cada caso simulado

Caso	Faturamento anual (R\$ 1.000)
1	6.084
2	18.368
3	26.906
4	28.114

Com base nesse valor de PLD, a Tabela 7.5 expõe a variação do fluxo de caixa anual, em milhares de reais, em relação ao Caso 1, para cada caso simulado. Os valores da tabela, portanto, são os ganhos financeiros líquidos decorrentes da aplicação das mudanças propostas.

Tabela 7.5: Variação do faturamento anual, em milhares de reais, decorrente das mudanças propostas para cada caso simulado

Caso	Variação do faturamento anual (R\$ 1.000)
1	0
2	12.284
3	20.822
4	22.030

Utilizando os dados das Tabelas 7.2 e 7.5, é possível calcular o VPL, a TIR e o PD para cada um dos casos simulados, com base nos equacionamentos definidos em 7.1. A análise será realizada para um período de dez anos. A taxa de desconto considerada será a taxa Selic atual, definida pelo Banco Central do Brasil [16], de 4,25% ao ano.

A Tabela 7.6 mostra os resultados obtidos para cada caso simulado.

Tabela 7.6: Resultados econômicos para cada caso simulado

Caso	VPL (R\$ 1.000)	TIR	PD (anos)
1	0	-	-
2	49.108	21,3%	4,5
3	89.379	23,7%	4,1
4	99.053	25,5%	3,9

Nota-se que, assim como o ocorrido na análise puramente termodinâmica, o Caso 4, que combina todas as mudanças propostas, se mostra o mais vantajoso, compensando o investimento em menos de quatro anos e atingindo um VPL de quase 100 milhões de reais após dez anos. Para todos os casos, no entanto, o VPL obtido foi bastante alto - da ordem de dezenas de milhões de reais -, a TIR ficou superior aos 20% - valor muito superior à taxa Selic -, e o investimento seria compensado em menos da metade dos dez anos considerados para a análise.

Tais conclusões podem ser visualizadas na Figura 7.1. Do gráfico, nota-se que, apesar dos maiores investimentos iniciais, indicados pelas ordenadas inferiores no instante inicial, o maior faturamento dos Casos 3 e 4 propicia um rápido crescimento da curva, levando a maiores valores de VPL ao fim dos dez anos. No Caso 4, com a integração térmica do processo para redução da vazão de vapor extraída do ciclo, esse crescimento é ainda mais acentuado. O PD também pode ser percebido claramente no gráfico, por meio da abscissa do ponto em que cada curva intercepta o eixo horizontal. Assim como na Tabela 7.6, percebe-se que o menor PD é o do Caso 4, com um valor inferior a quatro anos.

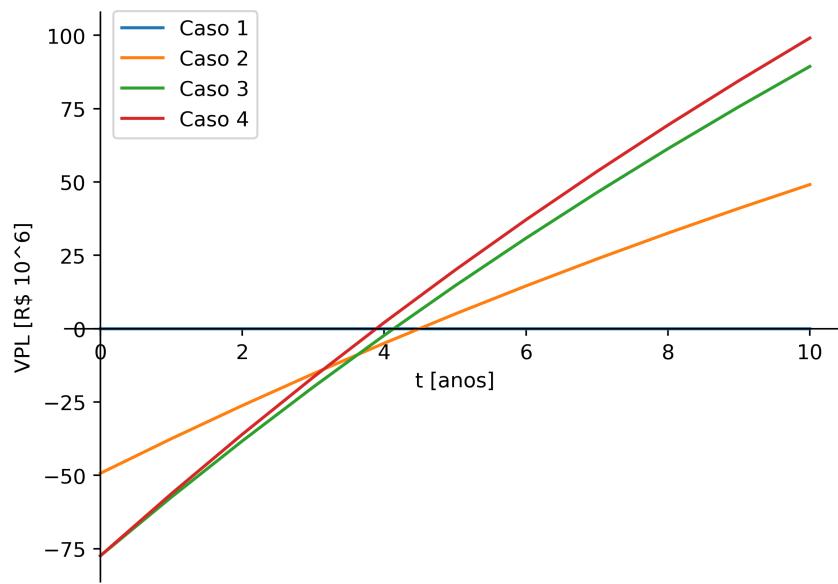


Figura 7.1: VPL, em milhões de reais, por ano para cada caso simulado

Por fim, considerando apenas o Caso 4, que possui os melhores resultados obtidos, pode-se analisar também a sensibilidade do VPL com a variação do PLD, que possui um comportamento bastante volátil. A Figura 7.2 mostra o VPL obtido para o Caso 4, para valores de PLD entre R\$ 50,00 e R\$ 250,00.

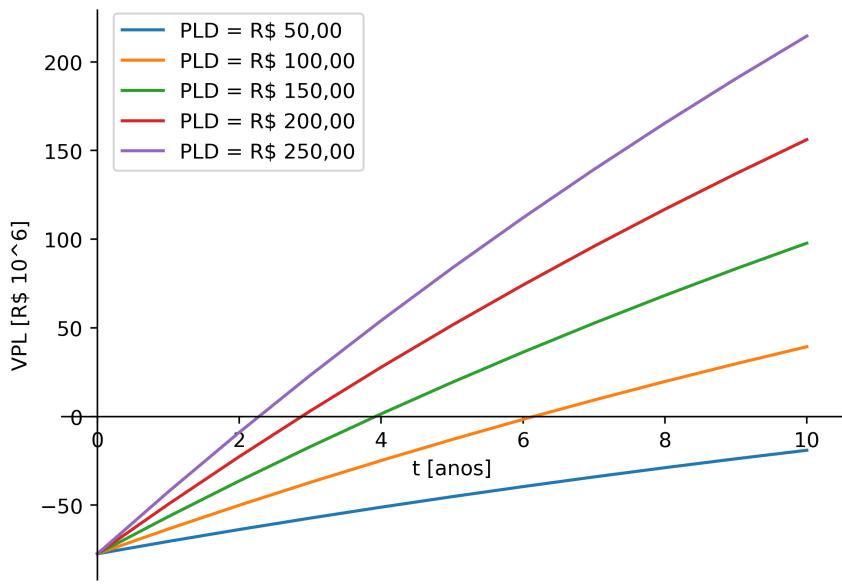


Figura 7.2: VPL, em milhões de reais, por ano para o Caso 4, sob diferentes valores de PLD

A partir do gráfico, verifica-se que, apenas para o PLD de R\$ 50,00, o investimento inicial não é compensado no período de dez anos, visto que a curva não intercepta o eixo horizontal nesse intervalo. Para os demais valores considerados, o investimento é amortizado bem antes do fim do prazo de análise e, portanto, mesmo sob uma larga faixa de variação do PLD, as melhorias propostas na usina são interessantes economicamente.

Por fim, vale ressaltar que a presente análise não considerou possíveis incentivos fiscais ou taxas de juros subsidiadas - benefícios que são constantemente concedidos ao setor agrícola e à geração de energia limpa - nem a depreciação dos equipamentos, que também aumentaria o retorno financeiro dos cenários analisados. Portanto, pode-se considerar que as vantagens da aplicação das mudanças propostas seriam ainda maiores do que as calculadas para cada caso.

Capítulo 8

Conclusão

Este trabalho tinha como objetivo inicial o desenvolvimento de um *software* para a análise de sistemas de cogeração em usinas sucroalcooleiras. Os resultados obtidos para os casos de validação, iguais ou extremamente próximos dos resultados de referência, levam à conclusão de que a metodologia elaborada e sua aplicação computacional foram bem sucedidas.

Em seguida, aplicou-se o *software* desenvolvido em uma usina típica brasileira, simulando tanto sua configuração atual como casos alternativos que incluíam propostas de melhoria. Os resultados obtidos, tanto no plano termodinâmico como no econômico, comprovaram a tese de que ainda há espaço para evolução no setor, melhorando tanto os índices de desempenho das usinas como o seu retorno financeiro com a exportação da potência elétrica excedente gerada.

As mudanças propostas incluíram a substituição da caldeira do ciclo, a aquisição de uma turbina de extração-condensação e a redução da extração de vapor do ciclo para o processo industrial por meio de uma integração térmica de suas etapas. Para o caso com todas as mudanças implementadas - o melhor cenário simulado -, o investimento inicial necessário foi de R\$ 77.429.837. Apesar do alto valor, o investimento foi compensado em 3,9 anos, considerando o funcionamento da usina durante 180 dias por ano, a taxa de desconto de 4,25% ao ano e o preço da energia de R\$ 151,10 por MWh. Sob esses parâmetros, ao final de dez anos, o aumento do excedente comercializável de potência de 9,32 MW para 43,07 MW se traduziu em um VPL de R\$ 99.053.048 para as mudanças propostas.

Dessa forma, pode-se dizer que os objetivos do trabalho foram atingidos, visto

que o *software* cumpre com sucesso as funções para as quais foi desenvolvido, permitindo a fácil análise de usinas reais - por meio de resultados globais, índices de desempenho e gráficos de sensibilidade com a variação de parâmetros - e de casos alternativos com proposição de melhorias, sendo, assim, uma ferramenta de engenharia de grande utilidade.

Para trabalhos futuros, sugere-se a incorporação ao *software* de um banco de dados de equipamentos, como caldeiras, bombas e turbinas, com seus parâmetros de funcionamento e custos de aquisição. Tal disponibilidade possibilitaria a inclusão da análise econômica de cada projeto na própria ferramenta, assim como uma maior facilidade de elaboração de propostas alternativas. Além disso, sugere-se a implementação de métodos de otimização no *software*, de modo que se possa fornecer ao usuário não apenas os resultados obtidos para determinados parâmetros de entrada, mas também os parâmetros mais adequados para maximizar os resultados termodinâmicos e financeiros de uma usina.

Referências Bibliográficas

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, “Data and Statistics”, disponível em <http://www.iea.org/data-and-statistics>. Acesso em: 06 jan. 2020.
- [2] FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION, “FAOSTAT”, disponível em <http://www.fao.org/faostat>. Acesso em: 09 fev. 2020.
- [3] WALTER, A. C. S., “Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro”, Tese de D.Sc., Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, SP, Brasil, 1994.
- [4] FIOMARI, M. C., “Análise Energética e Exergética de uma Usina Sucroalcooleira do Oeste Paulista com Sistema de Cogeração de Energia em Expansão”, Dissertação de M.Sc., Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (UNESP), Ilha Solteira, SP, Brasil, 2004.
- [5] BELL, I. H., WRONSKI, J., QUOILIN, S., et al., “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp”, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 53, n. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [6] ROCHA, G., “Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica de uma Usina Sucroalcooleira com Processo de Extração por Difusão”, Dissertação de M.Sc., Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (UNESP), Ilha Solteira, SP, Brasil, 2010.
- [7] OLIPHANT, T., “NumPy: A guide to NumPy”, USA: Trelgol Publishing, 2006.
- [8] MCKINNEY, W., “Data Structures for Statistical Computing in Python”. In: *Proceedings of the 9th Python in Science Conference*, pp. 51 – 56, 2010.

- [9] HUNTER, J. D., “Matplotlib: A 2D graphics environment”, *Computing in Science & Engineering*, v. 9, n. 3, pp. 90–95, 2007.
- [10] PASSOLONGO, R., “Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira”, Dissertação de M.Sc., Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (UNESP), Ilha Solteira, SP, Brasil, 2011.
- [11] CARVALHO, D. J., “Geração de Bioeletricidade em Usina Sucroalcooleira Utilizando Bagaço, Palha de Cana e Sorgo Biomassa”, Tese de D.Sc., Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, SP, Brasil, 2015.
- [12] ENSINAS, A. V., NEBRA, S. A., LOZANO, M. A., et al., “Analysis of process steam demand reduction and electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane”, *Energy Conversion and Management*, v. 48, pp. 2978–2987, 2007.
- [13] GITMAN, L. J., *Princípios de Administração Financeira*. Pearson Education, Inc., 2010.
- [14] BANCO CENTRAL DO BRASIL, “Calculadora do Cidadão”, disponível em <https://www3.bcb.gov.br/CALCIDADA0/publico/exibirFormCorrecaoValores.do?method=exibirFormCorrecaoValores>. Acesso em: 16 fev. 2020.
- [15] CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, “Preços Semanais”, disponível em https://www.ccee.org.br/preco_adm/precos/semanal/. Acesso em: 16 fev. 2020.
- [16] BANCO CENTRAL DO BRASIL, “Estatísticas”, disponível em <https://www.bcb.gov.br/estatisticas>. Acesso em: 21 fev. 2020.

Apêndice A

Código

Devido a sua grande extensão, o código do *software* não será transcrito neste documento.

O código está disponível para acesso e *download* em <https://github.com/rafael-vidal/cogeracao>.