

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Estudo de Viabilidade Técnica e Financeira de Usinas Termelétricas a Várias Pressões,  
Temperaturas e Potências**

Autor: Guilherme Lacerda Batista de Oliveira

Orientador: Fábio Santana Magnani

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica

Recife, 2011

P.E. - Brasil

Catálogo na fonte  
Bibliotecária Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

O48e Oliveira, Guilherme Lacerda Batista.  
Estudo de viabilidade técnica e financeira de Usinas Termelétricas a várias pressões, temperaturas e potências /  
Guilherme Lacerda Batista Oliveira. - Recife: O Autor, 2011.  
138f. il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Santana Magnani.

Dissertação(Mestrado) –Universidade Federal de Pernambuco.  
CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,  
2011.

Inclui Referências Bibliográficas e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Usinas Termelétricas. 3. Bagaço de Cana. 4. Viabilidade Técnica e Financeira. 5. Energia. 6. Exergia. 7. Análise Financeira. 8. Planta Térmica. I. Magnani, Fábio Santana ( Orientador ). II. Título.

621 CDD (22.ed)

UFPE/BCTG-176/2011

Titulo em Inglês: Technical and Financial Study of Thermoelctric Plants in Various Pressures, Temperatures and Power.

Palavras-chave em Inglês: Energy, Exergy, Financial Analysis, Thermal Plant.

Área de concentração: Ciências Térmicas

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Prof. Dr. Fabio Santana Magnani, Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra, Prof. PhD. Pedro Anselmo Filho

Data da defesa: 27/05/2011

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

"ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA DE USINAS  
TERMELÉTRICAS A VÁRIAS PRESSÕES, TEMPERATURAS E POTÊNCIAS"

GUILHERME LACERDA BATISTA DE OLIVEIRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

---

Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO  
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

---

Prof. Dr. PEDRO ANSELMO FILHO (POLI/UPE)

**Dedicatória:**

À Priscila Lane, pela paciência e apoio.

**Agradecimentos:**

À minha família, que sempre me apóia em todos os meus passos.

Ao Prof. Dr. Fábio Santana Magnani, pelo apoio, disposição e incentivo incondicionais.

**Frase**

Não há maior demonstração de insanidade do que fazer a mesma coisa, da mesma forma, dia após dia, e esperar resultados diferentes.

*Albert Einstein*

## RESUMO

As usinas termelétricas utilizadas para geração de energia elétrica a partir do bagaço de cana, no Brasil, em geral utilizam determinadas faixas de pressão e temperatura de acordo com a potência gerada, apresentando ciclos simples, sem aquecimentos intermediários. A idéia deste trabalho é apresentar 04 configurações de ciclo Rankine, com trocadores de calor para aquecimento intermediário. Para tanto podem ser instalados trocadores de calor de contato indireto para aquecimento de condensado e/ou água de alimentação do gerador de vapor. Além disso, é feita variação na pressão, temperatura e disponibilidade de combustível, desenvolvendo uma metodologia de avaliação técnica e financeira para este tipo de empreendimento. As faixas de pressão e temperatura neste trabalho variam desde 45 bar(a) e 400°C até 100 bar(a) e 520°C, em patamares escolhidos de acordo com as boas práticas da engenharia e limitações de emprego dos tipos de aço carbono e aço liga em tubulações de vapor superaquecido. Os materiais de tubulação utilizados são: ASTM A-106 Gr B, ASTM A-335 Gr P11 e ASTM A-335 Gr P22. Além da limitação técnica para a escolha da pressão e temperatura, existe a limitação do custo de implantação e posterior manutenção e operação da central termelétrica, pois quanto maior a eficiência da planta, mais nobres serão os equipamentos principais e os periféricos, tais como o tratamento de água de alimentação do gerador de vapor. Na modelagem financeira são utilizados custos de equipamentos, materiais e serviços retirados de uma empresa bastante conhecida e experiente em projetos de centrais termelétricas. Como resultados é possível perceber a importância da análise técnica inicial aliada a posterior análise financeira para otimização do projeto, desde a escolha da pressão e temperatura, até a configuração do cenário. É encontrado que o ciclo possui comportamento energético e exergético qualitativo semelhante ao TIR e o VPL apontam para o investimento em projetos com pressão e temperatura mais elevadas à medida que se aumenta a disponibilidade de combustível.

Palavras chave:

Bagaço de Cana, Viabilidade Técnica e Financeira, Energia, Exergia, Análise Financeira, Planta Térmica.

## ABSTRACT

The power plants used for electricity generation from sugarcane bagasse, in Brazil, in general use certain ranges of pressure and temperature according to the power generated by presenting simple cycles without intermediate heating. The idea of this paper is to present four Rankine cycle configurations with heat exchangers for intermediate heating. Can be installed heat exchanger for indirect contact heating of condensate and/or water supply to the steam generator. Further variation is made in pressure, temperature and availability of fuel, developing a methodology for technical and financial evaluation for this type of venture. The ranges of pressure and temperature in this work vary from 45 bar (a) and 400 ° C to 100 bar (a) and 520 ° C, at levels chosen in accordance with good engineering practices and employment restrictions on the types of carbon steel and alloy in superheated steam pipes. The piping materials used are: ASTM A-106 Gr B, ASTM A-335 Gr P11 and ASTM A-335 Gr P22. In addition to the technical limitation to the choice of pressure and temperature, there is a limitation on the cost of deployment and subsequent maintenance and operation of the thermoelectric plant, because the higher the efficiency of the plant, the noblest are the main equipment and peripherals, such as treatment water supply to the steam generator. Are used in the modeling, financial costs of equipment, materials and services drawn from a well-known company and experienced in projects of thermal power plants. As results it is possible to realize the importance of initial technical analysis combined with further financial analysis for design optimization, since the choice of pressure and temperature to the setting of the scenario. It is found that the cycle has energetic and exergetic qualitative behavior similar and the NPV and IRR indicates that the investment in projects with higher pressure and temperature as long as the availability of fuel increases.

Keywords:

Sugarcane Bagasse, Technical and Financial Feasibility, Energy, Exergy, Financial Analysis, Thermal Plant.

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>5</b>
2.1 EXERGIA.....	5
2.1.1 <i>Definição do ambiente e estado morto</i> .....	6
2.1.1.1 Ambiente .....	6
2.1.1.2 Estado morto .....	6
2.1.2 <i>Exergia Química</i> .....	6
2.1.2.1 Exergia do combustível.....	7
2.1.3 <i>Exergia Física</i> .....	8
2.2 TEORIA DA ANÁLISE FINANCEIRA.....	8
2.2.1 <i>Fluxo de Caixa</i> .....	9
2.2.2 <i>VPL</i> .....	10
2.2.3 <i>TIR</i> .....	11
2.2.4 <i>Taxa Mínima de Atratividade (TMA)</i> .....	11
2.2.5 <i>Payback</i> .....	12
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>14</b>
<b>4. PROBLEMA FÍSICO .....</b>	<b>20</b>
4.1 METODOLOGIA .....	24
4.1.1 <i>Considerações Técnicas</i> .....	24
4.1.2 <i>Análise energética e exérgica</i> .....	28
4.1.2.1 <i>Equações do Balanço Térmico da Central Termelétrica</i> .....	30
4.1.2.1.1 Torre de Resfriamento.....	30
4.1.2.1.2 Turbina.....	31
4.1.2.1.3 Gerador de vapor.....	34
4.1.2.1.4 Desaerador .....	35
4.1.2.1.5 Dessuperaquecedores de vapor para selagem e ejetores, desaerador, trocadores de calor de alta e baixa pressão.....	36
4.1.2.1.6 Condensador.....	40
4.1.2.1.7 Trocador de calor de baixa pressão.....	41
4.1.2.1.8 Trocador de calor de alta pressão .....	42
4.1.2.1.9 Bomba de condensado .....	43
4.1.2.1.10 Bomba de alimentação do gerador de vapor .....	43
4.1.2.1.11 Ciclo.....	44
4.2 ASPECTOS FINANCEIROS .....	45
4.2.1 <i>Análise financeira</i> .....	48
4.2.1.1 Fluxo de caixa .....	48
4.2.1.2 Valor presente líquido .....	50
4.2.1.3 TIR.....	50
4.2.1.4 Payback.....	51
4.2.2 <i>Composição de custos de equipamentos, materiais e serviços</i> .....	51
4.2.2.1 Equipamentos.....	53
4.2.2.1.1 Gerador de vapor.....	53
4.2.2.1.2 Pátio de Biomassa.....	55

4.2.2.1.3	Turbina a vapor do tipo condensação .....	56
4.2.2.1.4	Gerador elétrico e transformador elétrico.....	58
4.2.2.1.5	Torre de Resfriamento.....	59
4.2.2.1.6	Bombas (Torres de resfriamento, Água Bruta e Água clarificada).....	60
4.2.2.1.7	Tratamento de água .....	61
4.2.2.1.8	Trocadores de calor (aquecedores de baixa pressão).....	64
4.2.2.1.9	Trocadores de calor (aquecedores de alta pressão) .....	64
4.2.2.1.10	Ponte Rolante .....	65
4.2.2.1.11	Sistema de Ventilação Adiabática .....	66
4.2.2.1.12	Compressores .....	67
4.2.2.1.13	Tanques (Água Bruta e Água Tratada).....	68
4.2.2.2	Determinação e comparativo entre fatores “a” para equipamentos.....	68
4.2.2.3	Materiais.....	74
4.2.2.3.1	Tubulação .....	74
4.2.2.3.2	Válvulas automáticas.....	77
4.2.2.3.3	Dessuperaquecedores .....	78
4.2.2.3.4	Válvulas manuais .....	81
4.2.2.4	Serviços.....	81
4.2.2.4.1	Obras civis.....	81
4.2.2.4.2	Montagem mecânica, elétrica e automação.....	82
4.2.2.4.3	Projeto, gerenciamento e coordenação de obra .....	83
4.2.2.4.4	Custos fixos e variáveis.....	83
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>85</b>
5.1	ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA .....	85
5.2	ANALISE FINANCEIRA .....	95
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>104</b>
<b>7.</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>106</b>
<b>8.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>107</b>
<b>9.</b>	<b>ANEXOS .....</b>	<b>112</b>
9.1	DIÂMETROS DAS TUBULAÇÕES .....	112
9.2	PARÂMETROS TÉCNICOS DOS CENÁRIOS .....	117
9.3	ESPECIFICAÇÃO DA QUALIDADE DA ÁGUA E DO VAPOR PARA GERAÇÃO TERMELÉTRICA .....	118
9.4	CÁLCULO DO FATOR “A” PARA OS EQUIPAMENTOS.....	120
9.5	IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS.....	131

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2-1. REPRESENTAÇÃO DE FLUXO DE CAIXA NA FORMA DE GRÁFICO .....	10
FIGURA 2-2. REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO VPL.....	11
FIGURA 3-1. EVOLUÇÃO DA PRESSÃO DE VAPOR NOS GERADORES DE VAPOR AO LONGO DOS ANOS.....	17
FIGURA 4-1. TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA NUM CICLO RANKINE .....	20
FIGURA 4-2. CENÁRIO 1, CICLO RANKINE SIMPLES.....	21
FIGURA 4-3. CENÁRIO 2, CICLO RANKINE COM AQUECEDOR DE BAIXA PRESSÃO .....	22
FIGURA 4-4. CENÁRIO 3, CICLO RANKINE COM AQUECEDOR DE ALTA PRESSÃO .....	23
FIGURA 4-5. CENÁRIO 4, CICLO RANKINE COM AQUECEDOR DE BAIXA E ALTA PRESSÃO .....	24
FIGURA 4-6. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NA TORRE DE RESFRIAMENTO .....	30
FIGURA 4-7. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NA TURBINA .....	32
FIGURA 4-8. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO GERADOR DE VAPOR .....	34
FIGURA 4-9. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO DESAERADOR .....	36
FIGURA 4-10. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO DESSUPERAQUECEDOR DA SELAGEM E EJETORES.....	37
FIGURA 4-11. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO DESSUPERAQUECEDOR DO DESAERADOR.....	37
FIGURA 4-12. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO DESSUPERAQUECEDOR DO AQUECEDOR DE ALTA PRESSÃO .....	38
FIGURA 4-13. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO DESSUPERAQUECEDOR DO AQUECEDOR DE BAIXA PRESSÃO.....	39
FIGURA 4-14. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO CONDENSADOR .....	40
FIGURA 4-15. BALANÇO ENERGETICO EXERGÉTICO NO AQUECEDOR DE BAIXA PRESSÃO.....	41
FIGURA 4-16. BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO NO AQUECEDOR DE ALTA PRESSÃO .....	42
FIGURA 4-17. BOMBA DE CONDENSADO.....	43
FIGURA 4-18. BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DO GERADOR DE VAPOR.....	44
FIGURA 4-19. GERADOR DE VAPOR EM VISTA TRIDIMENSIONAL .....	54
FIGURA 4-20. DESAERADOR DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO .....	55
FIGURA 4-21. TURBINA A VAPOR DO TIPO CONDENSAÇÃO.....	58
FIGURA 4-22. TORRE DE RESFRIAMENTO .....	60
FIGURA 4-23. SISTEMA DE TRATAMENTO DE ÁGUA .....	62
FIGURA 4-24. VÁLVULA AUTOMÁTICA.....	78
FIGURA 4-25. DESSUPERAQUECEDOR DE VAPOR TIPO VENTURI.....	79
FIGURA 4-26. DESSUPERAQUECEDOR DE VAPOR TIPO BOCAL.....	79
FIGURA 4-27. DESSUPERAQUECEDOR DE VAPOR TIPO BOCAL RADIAL.....	80
FIGURA 4-28. VÁLVULA CONDICIONADORA DE VAPOR.....	81
FIGURA 5-1. PRODUÇÃO ESPECÍFICA DO GERADOR DE VAPOR.....	85
FIGURA 5-2. EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA E EXERGÉTICA DA TURBINA .....	86
FIGURA 5-3. CONSUMO ESPECÍFICO DA TURBINA .....	87
FIGURA 5-4. RENDIMENTO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DO CICLO.....	88
FIGURA 5-5. ÁREA DE TROCA TÉRMICA DO TROCADOR DE ALTA PRESSÃO .....	88
FIGURA 5-6. ÁREA DE TROCA TÉRMICA DO AQUECEDOR DE BAIXA PRESSÃO .....	89
FIGURA 5-7. VAZÃO DE CONDENSADO DA TURBINA.....	89
FIGURA 5-8. VAZÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO DO GERADOR DE VAPOR .....	90
FIGURA 5-9. VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO PARA O CONDENSADOR .....	90
FIGURA 5-10. POTÊNCIA GERADA.....	91
FIGURA 5-11. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO GERADOR DE VAPOR .....	92
FIGURA 5-12. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO DESAERADOR .....	92
FIGURA 5-13. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DA TORRE DE RESFRIAMENTO .....	93
FIGURA 5-14. IRREVERSIBILIDADE NO GERADOR DE VAPOR .....	94
FIGURA 5-15. FLUXO DE CAIXA PARA O CENÁRIO 1, DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 60 T/H .....	95
FIGURA 5-16. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 10 T/H.....	95
FIGURA 5-17. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 20 T/H.....	96
FIGURA 5-18. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 30 T/H.....	97
FIGURA 5-19. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 40 T/H.....	97
FIGURA 5-20. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 50 T/H.....	98
FIGURA 5-21. TIR E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 60 T/H.....	98
FIGURA 5-22. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 10 T/H.....	100
FIGURA 5-23. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 20 T/H.....	100
FIGURA 5-24. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 30 T/H.....	101

FIGURA 5-25. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 40 T/H.....	101
FIGURA 5-26. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 50 T/H.....	102
FIGURA 5-27. INVESTIMENTO INICIAL E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 60 T/H.....	102
FIGURA 5-28. RENDIMENTO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DO CICLO E VPL PARA DISPONIBILIDADE DE BAGAÇO DE 60 T/H.....	103

## LISTA DE TABELAS

TABELA 2-1. COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO COMBUSTÍVEL .....	8
TABELA 2-2. EXEMPLO PARA DETERMINAÇÃO DO PAYBACK DESCONTADO .....	12
TABELA 3-1. TEMPERATURA MÁXIMA SUPOSTA EM FUNÇÃO DO MATERIAL DA TUBULAÇÃO .....	14
TABELA 4-1. FAIXAS DE PRESSÃO, TEMPERATURA E DISPONIBILIDADES DE BAGAÇO ESTUDADAS .....	25
TABELA 4-2. CONSIDERAÇÕES TÉCNICAS PARA O GERADOR DE VAPOR .....	25
TABELA 4-3. CONSIDERAÇÕES TÉCNICAS PARA O DESAERADOR .....	25
TABELA 4-4. CONSIDERAÇÕES TÉCNICAS PARA A TURBINA .....	26
TABELA 4-5. CONSIDERAÇÕES TÉCNICAS PARA A TUBULAÇÃO .....	27
TABELA 4-6. TAXA DE DESTRUIÇÃO DE EXERGIA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA .....	29
TABELA 4-7. EVOLUÇÃO TRIMESTRAL DA TJLP .....	45
TABELA 4-8. CONSIDERAÇÕES FINANCEIRAS .....	47
TABELA 4-9. CUSTOS FIXOS PARA INVESTIMENTO INICIAL DE ALGUNS EQUIPAMENTOS E SISTEMAS ELÉTRICOS .....	47
TABELA 4-10. CUSTOS DE GERADORES DE VAPOR .....	53
TABELA 4-11. CUSTO DE PÁTIO DE BIOMASSA .....	56
TABELA 4-12. CUSTO DE TURBINAS A VAPOR .....	56
TABELA 4-13. CUSTO DE GERADOR ELÉTRICO .....	59
TABELA 4-14. CUSTO DE TRANSFORMADOR ELÉTRICO .....	59
TABELA 4-15. CUSTO DE TORRE DE RESFRIAMENTO .....	60
TABELA 4-16. CUSTO DE BOMBAS .....	61
TABELA 4-17. CUSTO DE SISTEMA DE CLARIFICAÇÃO .....	62
TABELA 4-18. CUSTO DE SISTEMA DE DESMINERALIZAÇÃO .....	62
TABELA 4-19. CUSTO DE TROCADOR DE CALOR DE BAIXA PRESSÃO .....	64
TABELA 4-20. CUSTO DE TROCADOR DE CALOR DE ALTA PRESSÃO .....	65
TABELA 4-21. CUSTOS DE PONTE ROLANTE .....	66
TABELA 4-22. CUSTOS DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO ADIABÁTICA .....	66
TABELA 4-23. CLASSE DE QUALIDADE DO AR COMPRIMIDO .....	67
TABELA 4-24. CUSTO DE COMPRESSORES .....	67
TABELA 4-25. CUSTO DE TANQUES .....	68
TABELA 4-26. FATOR DE CORREÇÃO "A" PARA DIVERSOS EQUIPAMENTOS. ....	69
TABELA 4-27. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 45 BAR(A) E 400°C .....	71
TABELA 4-28. RESUMO COMPARATIVO ENTRE OS FATORES "A" .....	72
TABELA 4-29. VELOCIDADE RECOMENDADA PARA TUBULAÇÕES. ....	74
TABELA 4-30. CUSTO DE TUBO ASTM A53 GR B .....	75
TABELA 4-31. CUSTO DE TUBO ASTM A106 GR B .....	75
TABELA 4-32. CUSTO DE TUBO ASTM A335 GR P11 .....	76
TABELA 4-33. CUSTO DE TUBO ASTM A335 GR P22 .....	77
TABELA 4-34. CUSTO DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS .....	78
TABELA 4-35. CUSTO DE VÁLVULA TIPO BORBOLETA PARA ÁGUA .....	81
TABELA 4-36. CUSTO DE OBRAS CIVIS .....	82
TABELA 4-37. CUSTO DE MONTAGEM MECÂNICA, ELÉTRICA E DE AUTOMAÇÃO .....	82
TABELA 4-38. CUSTO DE PROJETO, GERENCIAMENTO E COORDENAÇÃO DE OBRA .....	83
TABELA 4-39. CUSTO FIXO ANUAL ESTIMADO DA CENTRAL TERMELÉTRICA .....	83
TABELA 4-40. CUSTO VARIÁVEL ANUAL ESTIMADO DA CENTRAL TERMELÉTRICA .....	84
TABELA 5-1. EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO AQUECEDOR DE ALTA PRESSÃO .....	94
TABELA 5-2. PAYBACK EM FUNÇÃO DOS CENÁRIOS, DISPONIBILIDADES DE BAGAÇO, PRESSÃO E TEMPERATURA .....	99
TABELA 9-1. DIÂMETRO DE TUBULAÇÃO PARA O CENÁRIO 1 .....	112
TABELA 9-2. DIÂMETRO DE TUBULAÇÃO PARA O CENÁRIO 2 .....	113
TABELA 9-3. DIÂMETRO DE TUBULAÇÃO PARA O CENÁRIO 3 .....	114
TABELA 9-4. DIÂMETRO DE TUBULAÇÃO PARA O CENÁRIO 4 .....	116
TABELA 9-5. CONDIÇÕES DE PRESSÃO, TEMPERATURA E TÍTULO PARA OS DIVERSOS CENÁRIOS .....	117
TABELA 9-6. QUALIDADE DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO DO GERADOR DE VAPOR EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO .....	119
TABELA 9-7. QUALIDADE DO VAPOR EXIGIDA PELOS FABRICANTES DE TURBINA .....	119
TABELA 9-8. QUALIDADE DO CONDENSADO DA TURBINA .....	120
TABELA 9-9. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 45 BAR(A) E 450°C .....	120
TABELA 9-10. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 65 BAR(A) E 490°C .....	120

TABELA 9-11. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 65 BAR(A) E 520°C .....	121
TABELA 9-12. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 80 BAR(A) E 520°C .....	121
TABELA 9-13. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR DE VAPOR DE 100 BAR(A) E 520°C .....	121
TABELA 9-14. FATOR "A" DA ABC PARA PÁTIO DE BIOMASSA.....	122
TABELA 9-15. FATOR "A" DA ABC PARA GERADOR ELÉTRICO .....	122
TABELA 9-16. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 45 BAR(A) E 400°C .....	122
TABELA 9-17. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 45 BAR(A) E 450°C .....	123
TABELA 9-18. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 65 BAR(A) E 490°C .....	123
TABELA 9-19. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 65 BAR(A) E 520°C .....	124
TABELA 9-20. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 80 BAR(A) E 520°C .....	124
TABELA 9-21. FATOR "A" DA ABC PARA TURBINA DE 100 BAR(A) E 520°C .....	124
TABELA 9-22. FATOR "A" DA ABC PARA TRANSFORMADOR ELÉTRICO.....	125
TABELA 9-23. FATOR "A" DA ABC PARA TORRE DE RESFRIAMENTO .....	125
TABELA 9-24. FATOR "A" DA ABC PARA BOMBAS.....	126
TABELA 9-25. FATOR "A" DA ABC PARA SISTEMA DE CLARIFICAÇÃO.....	126
TABELA 9-26. FATOR "A" DA ABC PARA SISTEMA DE DESMINERALIZAÇÃO.....	126
TABELA 9-27. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADOR DE CALOR DE BAIXA PRESSÃO .....	127
TABELA 9-28. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADOR DE ALTA PRESSÃO DE 45 BAR(A) E 400°C .....	127
TABELA 9-29. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADORES DE ALTA PRESSÃO DE 45 BAR(A) E 450°C .....	127
TABELA 9-30. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADORES DE ALTA PRESSÃO DE 65 BAR(A) E 490°C .....	128
TABELA 9-31. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADORES DE ALTA PRESSÃO DE 65 BAR(A) E 520°C .....	128
TABELA 9-32. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADORES DE ALTA PRESSÃO DE 80 BAR(A) E 520°C .....	128
TABELA 9-33. FATOR "A" DA ABC PARA TROCADORES DE ALTA PRESSÃO DE 100 BAR(A) E 520°C .....	129
TABELA 9-34. FATOR "A" DA ABC PARA PONTE ROLANTE .....	129
TABELA 9-35. FATOR "A" DA ABC PARA SISTEMA ADIABÁTICO .....	130
TABELA 9-36. FATOR "A" DA ABC PARA COMPRESSOR DE AR .....	130
TABELA 9-37. FATOR "A" DA ABC PARA TANQUES .....	130
TABELA 9-38. IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO DA CENTRAL PARA O CENÁRIO 1 .....	131
TABELA 9-39. IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO DA CENTRAL PARA O CENÁRIO 2 .....	132
TABELA 9-40. IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO DA CENTRAL PARA O CENÁRIO 3 .....	133
TABELA 9-41. IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO DA CENTRAL PARA O CENÁRIO 4 .....	134
TABELA 9-42. PERCENTUAL DE IRREVERSIBILIDADE POR EQUIPAMENTO DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO PARA O CENÁRIO 1 .....	135
TABELA 9-43. PERCENTUAL DE IRREVERSIBILIDADE POR EQUIPAMENTO DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO PARA O CENÁRIO 2 .....	136
TABELA 9-44. PERCENTUAL DE IRREVERSIBILIDADE POR EQUIPAMENTO DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO PARA O CENÁRIO 3 .....	137
TABELA 9-45. PERCENTUAL DE IRREVERSIBILIDADE POR EQUIPAMENTO DE ACORDO COM A PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO PARA O CENÁRIO 4 .....	138

## LETRAS GREGAS

$\Psi$  - Disponibilidade

$\Phi$  – Índice para o cálculo da exergia do combustível, segundo Kotas (1995)

$\eta$  – Rendimento ou eficiência

$\omega$  - Umidade do combustível (bagaço de cana)

## SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

A	Área de troca térmica dos trocadores de calor	m <sup>2</sup>
ABC	Empresa fictícia fornecedora de informações de custo de equipamentos, materiais e serviços	-
ASME	American Society Of Mechanical Engineers	-
BACEN	Banco Central do Brasil	-
BNDES	Banco Nacional do Desenvolvimento	-
carga	Capacidade de refrigeração	Mcal/h
CE	Consumo específico	Kg/s/kW
CTC	Centro de Tecnologia Canavieira	-
D	Despesas	
$\Delta T_{LM}$	Média logarítmica das temperaturas de entrada e saída	°C
EES	Engineering Equation Solver	-
EPC	Engineering, Procurement and Construction	
ETA	Estação de tratamento de água	
Ex	Exergia	kW
F	Fluxo de caixa	UF\$
H	Entalpia	kJ/kg
I	Irreversibilidade	kW
I	Taxa de juros	
ICMS	Imposto sobre circulação de mercadorias e serviços	
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
P	Pressão	bar(a)
Payback	Tempo de retorno do investimento	Anos
PE	Produção específica do gerador de vapor	kg <sub>v</sub> /kg <sub>c</sub>
Q	Quantidade de calor	kW

R	Receita	
s	Entropia	kJ/kg.K
T	Temperatura	°C
Taxa	Taxa	
TIR	Taxa interna de retorno	%
TJLP	Taxa de juros de longo prazo	%
U	Coefficiente global de troca térmica	W/m <sup>2</sup> .K
V.C.	Volume de controle	-
VPL	Valor presente líquido	UF\$
$\dot{W}$	Trabalho ou Potência	kW
X	Título	

### **SUBSCRITOS**

aquec - aquecedor

bomba1– bomba de condensado

bomba2 – bomba de alimentação do gerador de vapor

c – caixa

c - combustível

cald – gerador de vapor

ciclo - ciclo

cond - condensador

conds - condensado

des – desaerador

desaer – desaerador

dest - destruída

dessuper - dessuperaquecedor

emprestimo - empréstimo

en - energia

energ - energético

Ex - exergia

exerg - exergético

exp – exportada

ger - gerador

iso - isoentrópico

sel – selagem e ejetores

torre – torre de resfriamento

troc – trocador de alta pressão

troc2 – trocador de baixa pressão

turb – turbina

vap – vapor

v - vapor

## 1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, um dos assuntos de maior interesse é o que envolve a produção, transmissão e consumo elétrico.

O bagaço de cana apresenta-se como uma alternativa bastante viável pois a cana de açúcar no Brasil possui grande potencial de geração elétrica. Segundo o UNICA (2010), a cana de açúcar já é a 2º maior fonte da matriz energética brasileira, contando com a produção de eletricidade e etanol. O Brasil é o maior produtor de cana do mundo, responsável por 35% de toda a produção, sendo 90% da produção brasileira concentrada na região centro-sul. O estado de São Paulo é o maior produtor de cana de açúcar do Brasil.

No início de 2010, a cana de açúcar respondia por 2.000 MW, ou 3% da eletricidade utilizada no Brasil. Se todo o potencial da cana for utilizado, o total gerado pode superar 13.000 MW até 2021, o suficiente para suprir a demanda elétrica inteira de países como a Suécia ou Argentina, segundo o UNICA (2010).

Além da produção de energia elétrica, etanol e açúcar, a cana de açúcar ainda apresenta subprodutos, sendo um deles a vinhaça, um líquido com alto teor de potássio e outros nutrientes. As usinas brasileiras utilizam o processo de ferti-irrigação, que consiste na aplicação de vinhaça, que pode ser aplicado à própria plantação de cana de açúcar, que reduz o uso de fertilizantes químicos à base de petróleo, contribuindo para a diminuição de emissão de gases que contribuem para o efeito estufa.

A previsão de colheita no Brasil para a safra 2010-2011 é de 595 milhões de toneladas de cana de açúcar. Sabe-se que 1 ton de cana produz cerca de 250 kg de bagaço, logo a produção de bagaço de cana pode chegar aos 148 milhões de toneladas.

Ainda em relação ao potencial de geração elétrica da cana de açúcar, segundo o CTC (2010), o PCI do bagaço de cana em base seca é em média 7300 kJ/kg, com 50% de umidade. É muito comum as usinas de cana de açúcar utilizarem este valor para o cálculo de viabilidade de centrais termelétricas, porém o que ainda não é comum no Brasil é o aproveitamento de outros componentes da cana de açúcar, as pontas e palhas. As pontas e palhas representam 12% da cana e tem em média um PCI de 12.790,8 kJ/kg, ou seja, muito superior ao bagaço de cana. O site Smart Energy (2010) divulgou que estudos realizados pela Areva Koblitz, empresa brasileira que desenvolve projetos de centrais termelétricas no Brasil, além de países da América Central e África, apontam que utilizando 50% das pontas e palhas da cana de

açúcar de uma determinada usina, podem elevar a potência da central termelétrica de 50MW para 53 MW, ou seja, cerca de 6%.

CHOHFI (2004) afirma que utilizando uma metodologia de avaliação do ciclo de vida da cana de açúcar, é possível dizer que 145,3 toneladas de CO<sub>2</sub>/hectare/ciclo são sequestradas no cultivo da cana e 111,5 toneladas de CO<sub>2</sub>/hectare/ciclo são emitidas na cogeração de eletricidade, resultando num saldo favorável de sequestro de CO<sub>2</sub> de 33,8 toneladas de CO<sub>2</sub>/hectare/ciclo. No cálculo de emissão de CO<sub>2</sub> está incluída a emissão por transporte da cana do campo até a usina, feita por caminhões movidos a óleo diesel. Vale salientar que para efeito de emissão de CO<sub>2</sub>, o trabalho considerou apenas a energia excedente, ou seja, a energia exportada para a rede elétrica. Com isso, o balanço de CO<sub>2</sub> tornou-se positivo, com o seqüestro superior à emissão.

Até o ano 2000, as usinas possuíam geradores de vapor com pressão de operação de 30 bar(a) e temperatura de 300°C e hoje em dia os geradores de vapor chegam a 100 bar(a) e 530°C, conseqüência da evolução tecnológica dos equipamentos envolvidos na geração termelétrica. Muitas são as tecnologias envolvidas para esta evolução e com isso os custos desses equipamentos devem ser minuciosamente calculados.

O **objetivo** do presente trabalho é determinar a melhor faixa de pressão e temperatura do gerador de vapor e da turbina de acordo com a disponibilidade de bagaço, além do melhor cenário dentre os propostos aqui. A disponibilidade de bagaço pode ser entendida como a quantidade de combustível para o gerador de vapor, medido em t/h. A vazão de combustível que entra no gerador de vapor está ligada à capacidade de moagem de cana da usina de açúcar.

As **metas** são fazer uma análise energética, exergética e financeira, criando cenários em que são variados parâmetros como: pressão e temperatura do vapor superaquecido e disponibilidade de combustível, além de estudar a inserção de trocadores de calor intermediários de baixa e alta pressão para aquecimento de condensado e água de alimentação do gerador de vapor respectivamente. Em seguida os cenários são analisados do ponto de vista financeiro, estudando a viabilidade da implantação do projeto e fornecendo opções para o investidor com relação a investimento inicial e retorno financeiro.

No Brasil as usinas de açúcar e álcool interessadas na implantação de centrais termelétricas em suas usinas estão muito voltadas a projetos ditados, ou seja, cuja pressão e temperatura de operação é pré-estabelecida até mesmo por outras usinas. A contribuição deste trabalho está em apresentar ferramentas de análise financeira que podem ser decisivas para a

escolha da pressão e temperatura de operação visando à maximização nos lucros do investidor.

Todos os custos apresentados foram retirados de uma empresa atuante no mercado de geração de energia. Como não foi permitida a divulgação nem do nome nem mesmo dos valores reais dos equipamentos, materiais e serviços, foi criada uma empresa fictícia, a ABC e todos os custos foram multiplicados por um fator que não será divulgado, para manter sigilo sobre o banco de informações. É então, criada a moeda UF\$.

São apresentados os custos para equipamentos, materiais e serviços para a implantação de uma central termelétrica cuja potência pode variar de 5,0 MW a 35 MW. A composição de custos é basicamente a mesma proposta por Woodruff (2004), conforme mostrado na seção 4.2.2 com algumas adaptações e decomposições mais específicas devido a informações da empresa ABC. Por exemplo, a decomposição de custo de projeto e engenharia, que pode ser dividida em projetos de várias disciplinas tais como mecânica, elétrica e instrumentação.

Tal decomposição de custo de serviço é possível pelo fato de que a empresa ABC desenvolve projetos em regime EPC, do inglês, Engineering, Procurement and Construction, ou seja, Engenharia, Aquisição e Montagem. Uma empresa de EPC, para ser competitiva no mercado em que atua deve saber mensurar todos os custos destas referidas fases de um empreendimento, e por isso, neste trabalho, é utilizado este tipo de composição até mesmo para facilitar a construção das tabelas de custo do programa desenvolvido e para minimizar os erros que seriam cometidos ao tentar agregar custos em separados aos sistemas.

A seguir um breve resumo dos assuntos que são abordados nos capítulos que seguem.

No capítulo 1 é feita a introdução onde é dada uma explanação acerca do panorama brasileiro da produção de energia elétrica e ainda do potencial energético da cana de açúcar e do bagaço de cana para a produção de eletricidade, situando o presente trabalho.

No segundo capítulo são apresentados os conceitos de exergia e definições de ambiente, além das equações utilizadas para o cálculo de exergia do combustível e dos estados do ciclo termodinâmico. É feita uma breve explanação a respeito de parâmetros de análise financeira para tomada de decisão em investimento de empreendimentos tais como: TIR, VPL, Payback e TMA.

Em seguida no capítulo 3 é feita a revisão bibliográfica onde são evidenciadas as informações utilizadas neste trabalho, bem como o embasamento teórico para construção do mesmo.

No capítulo 4 são descritos os cenários estudados no presente trabalho. Em seguida são apresentadas todas as considerações técnicas e financeiras. É apresentada uma seção de análise energética e exergética onde as equações que modelam o sistema são descritas com seus respectivos volumes de controle. Em seguida a análise financeira que é composta pela modelagem financeira através dos parâmetros TIR, VPL e payback.

Os resultados da análise energética, exergética e financeira são discutidos no capítulo 5. São apresentados pontos relevantes para a escolha do melhor cenário dentre os 4 estudados e também a melhor faixa de pressão e temperatura, do ponto de vista dos parâmetros financeiros.

As conclusões e sugestões para trabalhos futuros estão no capítulo 6 e 7 respectivamente, e nos demais capítulos que seguem são apresentadas as referências bibliográficas e o anexos.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Exergia

Moran e Shapiro (2006) afirmam que a exergia pode ser definida como o trabalho máximo teórico que pode ser realizado entre dois diferentes estados até que atinjam o equilíbrio. Segundo Szargut *et al.* (1988), a exergia é definida como a máxima quantidade de trabalho obtida quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, por meio de processos reversíveis, interagindo apenas com esses componentes. Para exemplificar esse conceito pode-se imaginar uma barra, elevada a uma distância qualquer do chão. Esta barra possui energia potencial, que teoricamente poderia ser transformada em energia para acionar um eixo que acoplado a um gerador elétrico, produziria energia elétrica. Assim a barra possui uma quantidade de exergia. Ao soltar a barra, estaremos transformando a energia potencial em energia cinética que ao tocar o chão será “perdida” sob a forma de calor, som, e pelo impacto da barra com o chão. Sendo assim parte da exergia total da barra foi destruída, ou seja, o potencial de geração de energia total não foi completamente aproveitado. Gomes (2001) define a exergia de um sistema como a parcela da energia que, em um dado meio ambiente, pode ser transformada em outra forma de energia. A exergia pode ser vista como uma medida do “desvio” do estado do sistema em relação ao estado do meio ambiente, sendo seu valor especificado pelo estado do sistema a partir da definição do meio ambiente. Este conceito é diferente do conceito de energia, que ao contrário da exergia, não pode ser destruída, pois violaria a 1ª Lei da Termodinâmica.

É sabido que os processos reversíveis são ideais e na prática sempre trabalharemos com processos irreversíveis. A diferença entre os processos reversíveis e os irreversíveis é caracterizada por irreversibilidades e algumas delas são mencionadas abaixo, segundo Bejarano (2009):

- Atrito mecânico entre sólidos
- Aquecimento elétrico (efeito Joule)
- Perdas de carga em escoamentos
- Troca de calor com gradiente de temperatura
- Misturas
- Reações químicas

Um exemplo clássico de irreversibilidade é o processo de transferência de calor da chama para o vapor em um gerador de vapor.

## **2.1.1 Definição do ambiente e estado morto**

### **2.1.1.1 Ambiente**

É feita a mesma consideração adotada por Moran e Shapiro (2006) para modelar o ambiente, sendo um sistema livre de irreversibilidade, simples, compressível, uniforme e extenso com temperatura  $T_0$  e pressão  $p_0$  consideradas respectivamente 25°C e 1,0 atm.

### **2.1.1.2 Estado morto**

Segundo Kotas (1995), o estado morto é definido como aquele no qual as condições de equilíbrio térmico, mecânico e químico entre o sistema e o ambiente são satisfeitas (equilíbrio termodinâmico total). Assim, além das pressões e temperaturas, os potenciais químicos das substâncias e o ambiente devem ser iguais. Sob estas condições de equilíbrio termodinâmico total entre o sistema e o ambiente, o sistema não pode sofrer nenhuma mudança de estado por meio de alguma forma de interação com o ambiente. Também de acordo com Moran e Shapiro (2006), no estado morto, ambos o sistema e o ambiente possuem energia, mas o valor da exergia é zero porque não há possibilidade de uma mudança espontânea entre o sistema ou ambiente, nem pode haver interação entre eles.

## **2.1.2 Exergia Química**

Quando avaliarmos a exergia química, as substâncias compreendidas pelo sistema devem ser referenciadas pelas propriedades de substâncias encontradas no ambiente. Para excluir a possibilidade de desenvolvimento de trabalho da interação física ou química entre as partes do ambiente, estas substâncias de referência devem estar em equilíbrio mútuo. A seção 2.1.2.1 abaixo define as equações e dados utilizados para o cálculo da exergia química do combustível. Vale ressaltar que para este trabalho não está sendo considerada a exergia dos gases à saída da chaminé do gerador de vapor, apenas a exergia do bagaço de cana antes de entrar na câmara de combustão.

### 2.1.2.1 Exergia do combustível

Basicamente a exergia do combustível é o máximo trabalho que pode ser realizado trazendo este da condição inicial até a condição do ambiente. Para o cálculo da exergia do combustível será utilizada a equação proposta por Kotas (1995).

$$\psi_{comb} = PCI + \frac{\omega}{100} \cdot h_{\text{água}}^{25^{\circ}\text{C}, x=1} \cdot \Phi_{comb} \quad (2.1)$$

Onde:

$\psi_{comb}$ : Exergia do combustível (kJ/kg)

$\omega$ : umidade do combustível. No caso do bagaço de cana, 51%

$h_{\text{água}}^{25^{\circ}\text{C}, x=1}$ : Entalpia da água na temperatura de 25°C e título 100% (kJ/kg)

O  $\Phi_{comb}$  também é calculado conforme Kotas (1995) e neste caso é um coeficiente para combustíveis sólidos.

$$\Phi_{comb} = \left( 1,0438 + 0,1882 \times \frac{h}{c} \right) - 0,2509 \times \frac{(1+0,7256 \times \frac{h}{c}) + 0,0383}{(1-0,3035) \times (\frac{o}{c})} \quad (2.2)$$

Onde:

**h**: hidrogênio

**c**: carbono

**o**: oxigênio

$$Ex_{comb} = \psi_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} \quad (2.3)$$

Na tabela 2-1 é possível encontrar as características do combustível as quais são utilizadas para o cálculo da exergia do bagaço de cana para o presente trabalho.

Tabela 2-1. Composição química do combustível

Composição do combustível (% em peso)	Carbono (C)	23,42
	Hidrogênio (H <sub>2</sub> )	3,23
	Oxigênio (O <sub>2</sub> )	21,46
	Nitrogênio (N)	0,88
Faixa de umidade	(%)	48 a 53
Umidade média ( $\omega$ )	(%)	51
PCI médio	(kJ/kg)	7332

Fonte: Oliveira *et. al* (2009)

### 2.1.3 Exergia Física

Kotas (1995) afirmar que a exergia física é igual à máxima quantidade de trabalho que pode ser obtida quando uma corrente de uma substância é trazida de seu estado inicial para o estado de referência (condições ambiente) por processos físicos envolvendo apenas interações térmicas com o ambiente.

O cálculo da exergia física é feito através da seguinte equação:

$$\psi_{est.} = (h_{est.} - h_0) - T_0 \cdot (s_{est.} - s_0) \quad (2.4)$$

Onde:

$\psi_{est.}$ : Exergia do estado (kJ/kg)

$h_{est.}$ : Entalpia do estado (kJ/kg)

$h_0$ : Entalpia do ambiente à pressão de 1,0 atm e temperatura de 25°C (kJ/kg)

$T_0$ : Temperatura do ambiente à pressão de 1,0 atm e temperatura de 25°C (kJ/kg)

$s_{est.}$ : Entropia do estado (kJ/kg.K)

$s_0$ : Entropia do ambiente à pressão de 1,0 atm e temperatura de 25°C (kJ/kg.K)

## 2.2 Teoria da análise financeira

O capítulo que segue tem a intenção de esclarecer conceitos da engenharia econômica para análise de investimentos. Primeiramente é preciso esclarecer a diferença entre análise

financeira e análise econômica. Do ponto de vista da análise financeira são analisados os parâmetros tais como: TIR, VPL e payback, basicamente sem levar em consideração o comportamento do mercado, questões políticas, legais, entre outras. A análise financeira é puramente matemática. Já na análise econômica todos esses citados fatores são levados em consideração. Neste trabalho é aplicada a análise financeira para investimentos e por isso fatores importantes da análise econômica são desprezados. A necessidade de utilizar a análise financeira como ferramenta na decisão, por exemplo, por um tipo determinado de cenário é que esse deve ser um equilíbrio entre eficiência energética e retorno financeiro do investimento.

Ou seja, um projeto ou cenário deve ser analisado tecnicamente, levando em consideração fatores de eficiência dos equipamentos, porém quanto mais eficientes os equipamentos de uma central termelétrica, maior será a geração elétrica, mas também maior será o investimento inicial. A análise financeira serve para auxiliar o investidor a encontrar o ponto de equilíbrio entre a máxima geração possível e retorno financeiro.

### 2.2.1 Fluxo de Caixa

É a representação, que pode ser gráfica ou em forma de tabela, das receitas (entradas) e despesas (saídas) relativas a um determinado intervalo de tempo. Na figura 2-1 é apresentado um fluxo de caixa na forma de gráfico, onde o investimento inicial é R\$ 400,00, as entradas são distribuídas ao longo do tempo do projeto considerado em 7 anos.

$$F_c(j) = \sum_{j=1}^N \text{entradas}(j) - \sum_{j=1}^N \text{saídas}(j) \quad (2.5)$$

Onde:

$F_c(j)$  - Fluxo de caixa

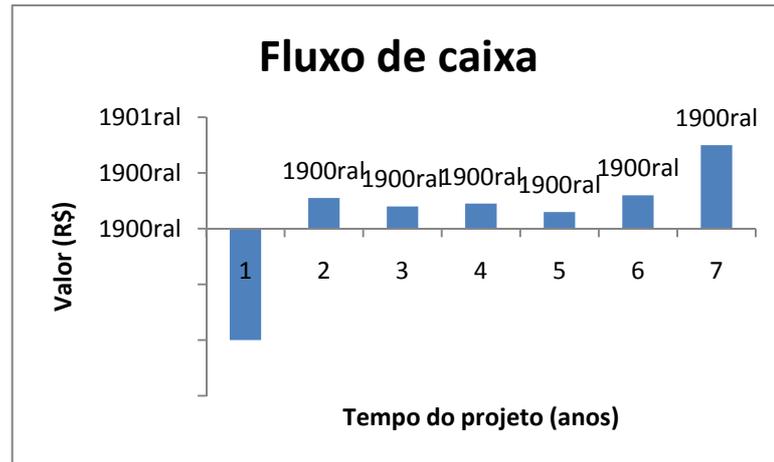


Figura 2-1. Representação de fluxo de caixa na forma de gráfico

### 2.2.2 VPL

É a sigla para Valor Presente Líquido e é essencialmente caracterizado pela transferência para o instante presente de toda a movimentação do caixa esperado.

A idéia do VPL é ter um valor de pagamentos futuros, incluindo o investimento inicial descontados a uma taxa de juros. Basicamente, é o calculo de quanto os futuros pagamentos somados a um custo inicial estaria valendo atualmente. A taxa de juros considerada varia de acordo com as oportunidades de mercado e de quanto o investidor está disposto a receber. Na equação 2.6 é apresentado o cálculo do VPL.

$$VPL = F_{C(j)} + \frac{F_{C(j+1)}}{(1+i)^1} + \frac{F_{C(j+2)}}{(1+i)^2} + \frac{F_{C(j+3)}}{(1+i)^3} + \dots + \frac{F_{cn}}{(1+i)^n} \quad (2.6)$$

Onde:

VPL – Valor presente líquido

i – Taxa de juros

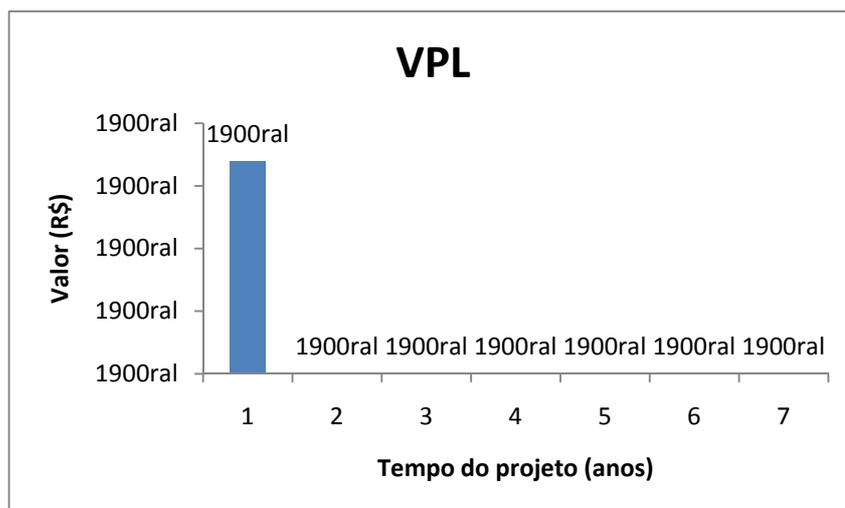


Figura 2-2. Representação gráfica do VPL

Para um projeto se tornar financeiramente viável, o VPL deve ser maior que zero para um determinado tempo do projeto, o que indica que o valor presente das receitas é maior do que o valor das despesas. Um valor de VPL nulo significa indiferença em relação ao projeto, ou seja, as despesas foram todas pagas, porém não houve ganho financeiro no tempo analisado. Por outro lado, existe uma incerteza na determinação dos fluxos de caixa de um projeto e sendo assim o risco associado a um projeto com VPL nulo é muito elevado. Na figura 2-2 é apresentado o cálculo do VPL para o exemplo de fluxo de caixa da figura 2-1.

### 2.2.3 TIR

TIR, taxa interna de retorno, é a taxa de juros que iguala o valor presente das receitas com as despesas, num determinado intervalo de tempo. Isto é, a TIR é a taxa que torna nulo o valor presente líquido do investimento.

$$F_{C(j)} + \frac{F_{C(j+1)}}{(1+TIR)^1} + \frac{F_{C(j+2)}}{(1+TIR)^2} + \frac{F_{C(j+3)}}{(1+TIR)^3} + \dots + \frac{F_{C(n)}}{(1+TIR)^n} = 0 \quad (2.7)$$

Onde:

TIR – Taxa interna de retorno

### 2.2.4 Taxa Mínima de Atratividade (TMA)

É a taxa a partir da qual é aceitável investir. A TIR deve ser comparada com a TMA para ajudar na tomada de decisão de investir ou não em um determinado empreendimento. A determinação da taxa mínima de atratividade para um determinado investimento envolve muito mais fatores econômicos do que simplesmente financeiros.

Uma TIR maior que a TMA indica uma possível viabilidade do empreendimento, uma TIR menor que a TMA torna o investimento não interessante. A prática usual é a taxa de juros equivalente à maior rentabilidade das aplicações correntes e de pouco risco.

### 2.2.5 Payback

É o tempo necessário para recuperação do capital investido. O payback pode ser dividido em simples ou efetivo e descontado: O payback simples leva em consideração apenas os fluxos de caixa, ou seja, despreza o valor do dinheiro no tempo.

O payback descontado é determinado através do VPL ao longo dos anos. Por exemplo, inicialmente o VPL vai ficar negativo tendendo a positivo. Quando o VPL for zero, então o payback descontado é determinado.

Tabela 2-2. Exemplo para determinação do payback descontado

Ano	VPL
1	-400
2	-264,65
3	-212,05
4	-160,59
5	-130,76
6	-78,88
7	33,90

No exemplo da tabela 2-2, de posse do VPL ao longo dos anos, é possível determinar facilmente o payback descontado que seria 7 anos.

O tempo para análise do investimento também é outro parâmetro importante na análise financeira e determinante para o cálculo da TIR. O mercado brasileiro adota um tempo de análise de investimento de 15 anos para centrais termelétricas apesar de empreendimentos desse porte possuírem uma vida útil de mais de 20 anos. Para os investidores, um payback

superior a 5 anos para um empreendimento de central termelétrica do porte de 30 MW já se torna financeiramente inviável.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Telles (2001), são vários os fatores que influenciam na seleção de materiais para equipamentos e tubulações de processo tais como resistência mecânica do material, serviço, fabricação, disponibilidade do material no mercado, custo do material, experiência prévia, tempo de vida previsto, variações toleradas de forma e segurança. Ainda segundo Telles (2001), é importante observar a disponibilidade do material no mercado e conseqüentemente custo, aliado ao tempo de vida útil. Para o presente trabalho, a escolha do material de fabricação da tubulação de vapor superaquecido, por exemplo, está intimamente ligada à pressão e temperatura de operação do gerador de vapor e da turbina de condensação. Quanto maiores estes parâmetros, mais nobre deve ser o material da tubulação e conseqüentemente o investimento inicial da central termelétrica é maior. A temperatura de operação do fluido na tubulação acima do patamar aceitável pode acarretar a fragilização da mesma. Abaixo tabela 3-1 com limite de temperatura para os principais materiais de tubulação empregados em centrais de geração elétrica a vapor.

Para cada uma das faixas de pressão e temperatura estudadas apresentadas posteriormente, serão tomadas em conta tais considerações.

Tabela 3-1. Temperatura máxima suportada em função do material da tubulação

<b>Material do tubo</b>	<b>Temperatura de operação máxima (°C)</b>
ASTM A106 Gr. B	400 °C
ASTM A335 Gr. P11	520 °C
ASTM A335 Gr. P22	570 °C

Fonte: Telles (2001)

Segundo Tsatsaronis (1993), a análise exergética pode servir para: definir uma maneira de avaliar a magnitude da exergia destruída em relação à exergia fornecida em uma planta ou determinado componente, uma medida da utilidade da energia sob o ponto de vista termodinâmico. No presente trabalho, é determinada a exergia destruída nos equipamentos e analisada a planta em relação a exergia fornecida.

Segundo Gomes (2001), quanto maior a pressão no trocador de calor, maior será sua eficiência exergética. Neste trabalho é feita uma variação da pressão e temperatura da água que entra no trocador de calor de alta pressão. Em função disso, se espera encontrar resultados

semelhantes aos dos referido autor. Ainda afirma que as maiores irreversibilidades estão no gerador de vapor, especificamente na câmara de combustão, pois o processo de troca térmica dos gases de combustão e o vapor é um processo irreversível. É de se esperar que as maiores irreversibilidades estejam realmente nesse processo de troca térmica, pois enquanto a temperatura da combustão pode chegar a 1200°C na fornalha, a temperatura do vapor superaquecido estará por volta de 500°C, ou seja, existe uma diferença de temperatura muito elevada.

Woodruff *et al.* (2004) dizem que para geradores de vapor de alta pressão é preciso utilizar separadores mecânicos de mistura água-vapor pois, senão os geradores de vapor se tornariam muito grandes e com isso o custo se elevaria também. Ainda segundo Woodruff *et al.* (2004), alguns tipos de separadores de mistura do tipo ciclone podem reduzir a quantidade de sólidos em suspensão dependendo do tipo de tratamento utilizado na água de alimentação, taxa de evaporação e concentração dos sólidos na água. É importante ressaltar estas afirmativas para ratificar a complexidade de um gerador de vapor e mostrar que quanto maior a pressão de operação do mesmo, maiores devem ser os cuidados que se deve ter em variados aspectos tais como: segurança, operação, projeto, qualidade do vapor, e tal complexidade está diretamente ligada ao custo do equipamento que não se apresenta de forma linear com o aumento da pressão e temperatura de operação.

El Wakil (2004), afirma que é vantajoso pelo ponto de vista termodinâmico para o ciclo de Rankine, pré-aquecer a água de alimentação. As formas usuais de realizar o pré-aquecimento são por trocadores de calor fora do gerador de vapor, onde o fluido quente é o vapor extraído da turbina e o fluido frio é a água de alimentação. Quando o pré-aquecimento é dentro do gerador de vapor, o fluido quente são os gases da combustão e o fluido frio a água de alimentação, são os chamados economizadores do gerador de vapor. Tanto nos pré-aquecedores como nos economizadores os fluidos quente e frio não se misturam. El Wakil (2004) não menciona a partir de qual faixa de potência seria viável financeiramente a instalação de trocadores de calor externos, pois tecnicamente está claro que é viável. Dependendo da potência da central, o custo do trocador de calor pode ser demasiado elevado em relação ao benefício na economia de energia e aumento do rendimento do ciclo. Neste trabalho será determinada a faixa de potência na qual seria financeiramente viável a instalação de trocadores de calor.

Procknor (2006) fez uma comparação entre Centrais Termelétricas operando a 480°C e 520°C e concluiu que do ponto de vista financeiro é mais interessante ter a instalação

operando a 520°C, já que a diferença de custo dos equipamentos tais como gerador de vapor, turbina e tubulação de vapor vivo podem ser pagos em aproximadamente cinco safras. Como estes equipamentos possuem tempo de vida útil de 25 anos, o investidor usufruiria por longos anos o ganho em geração elétrica.

Neto (2008), afirmou que geradores de vapor com pressões de 100 bar(a) e 520°C são mais viáveis do que os de 65 bar(a) e 520°C pois apesar do prazo para construção e custo de materiais serem maiores, o ganho energético é tal que amortiza tais custos em um prazo aceitável. Isso porque um gerador de vapor de 100 bar(a) e 520°C apresenta cerca de 6% a mais de rendimento em relação a um gerador de mesma potência com 65 bar(a) e 520°C. Como a intenção deste trabalho é fazer exatamente este tipo de comparação, a partir desta afirmação será possível determinar com base nos dados fornecidos pela empresa de projetos ABC, se tal afirmação é pertinente pois a princípio esta informação se aplica apenas ao gerador de vapor e um aumento na pressão de operação em um projeto de uma central termelétrica tem impacto ainda na tubulação de interligação entre o gerador de vapor e a turbina e no custo da turbina propriamente dita.

Arnao (2007) afirma que até 2007 os fabricantes de geradores de vapor fabricavam equipamentos com pressões de 6,7 MPa, 480°C e 350 t/h. Apesar de a partir deste período estes mesmos fabricantes já desenvolviam projetos de geradores de vapor para pressões de 9 MPa e 520°C. Neste trabalho as máximas pressão e temperatura estudadas são de 100 bar(a) e 520°C, o que fica bastante coerente com o exposto pelo autor e também com a situação de mercado no Brasil. Ainda segundo o mesmo autor, em 2006 na Índia já haviam geradores de vapor a bagaço de cana que operavam com pressão de 8,7 MPa e 515°C, sendo que unidades de 10,7 MPa e 540°C já estavam sendo fornecidas e com expectativa de início de operação para 2007. Ainda é apresentado um gráfico com a evolução de vendas de geradores de vapor a bagaço de cana, no setor sucroalcooleiro brasileiro, fornecido pela empresa Caldema, onde pode ser observado o pico da produção de geradores de vapor de 21 bar(a) bastante comuns no setor e o aparecimento de geradores de vapor a pressões mais elevadas.

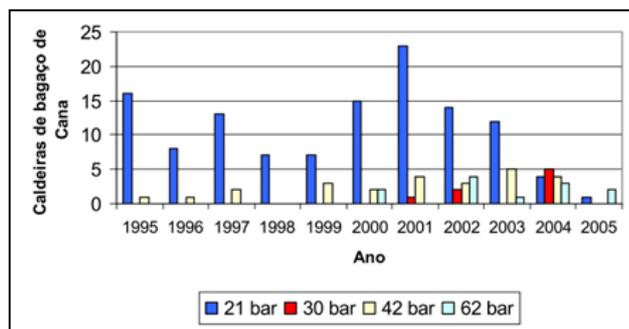


Figura 3-1. Evolução da pressão de vapor nos geradores de vapor ao longo dos anos.  
Fonte: Arnao (2007)

É importante perceber a queda na fabricação de geradores de vapor de 21 bar(a) a partir de 2001, consequência da queda na utilização de turbinas a vapor de mesma pressão, utilizadas nas usinas de açúcar e álcool para alimentação por exemplo de moendas e picadores. A evolução tecnológica fez com que as usinas ficassem completamente eletrificadas, utilizando motores elétricos para acionamento dos equipamentos.

Arnao (2007) afirma ainda que o PCI do bagaço de cana com 50% de umidade é 7563 kJ/kg, mas que com a secagem do bagaço além de aumentar o PCI também se reduz o volume dos gases de saída no gerador de vapor. Adicionalmente, o calor específico do vapor da água é quase duas vezes o de outros gases, e assim a redução do vapor da água nos gases de combustão resulta em altas temperaturas de combustão, melhorando a eficiência do gerador de vapor. Ainda segundo o autor a secagem do bagaço poderia reduzir a poluição do ar e a demanda do ar na fornalha. Com o uso de secadores de bagaço é possível aumentar a eficiência do gerador de vapor desde 54% a 69% e a temperatura dos gases na saída do gerador de vapor, diminuir desde uma faixa de 200-300°C a 140°C. Atualmente existem secadores de bagaço operando com gases de exaustão do gerador de vapor que atingem uma temperatura final dos gases entre 74 e 78°C, e cuja eficiência com base PCI, pode aumentar até 92%, segundo Sosa-Arnao *et al.* (2006). Este fato permite também o uso dos gases de combustão de entrada do secador, em temperatura relativamente baixas.

Oliveira *et al.* (2009) realizou uma análise energética, exérgica e financeira em uma usina de açúcar e álcool variando a geração elétrica, custo da energia elétrica exportada e vapor para o processo. Comparando os resultados da análise energética e exérgica, chegou-se a conclusão que possuem o mesmo comportamento qualitativo. Outra observação importante é que a análise financeira se apresenta como fundamental para a otimização do processo. Se espera que as mesmas conclusões sejam obtidas para o presente trabalho.

Saidur et. al (2009) realizaram uma análise energética, exergetica e econômica em geradores de vapor industriais e afirmam que o gerador de vapor pode ter seu consumo energético otimizado apenas com a instalação de inversores de frequência em bombas e ventiladores, para diminuir o consumo destes equipamentos auxiliares. Ainda segundo o autor a economia de energia pode chegar US\$ 5.600,00 por ano e o retorno da instalação de inversores de frequência, dependendo da potência do motor pode chegar a apenas 3 anos, o que para uma central termelétrica é praticamente início de operação.

Koblitz (2009), afirmou que até 2030, o Brasil deverá crescer a demanda de energia elétrica a uma taxa de 4,4% ao ano. Em outras palavras, dentro de 22 anos a população consumirá o dobro das suas atuais necessidades. O autor faz ainda uma comparação entre países como Estados Unidos da América que crescerão 2,8% a.a., a Europa, 1,5% a.a. e o Japão 0,8% a.a. Os únicos dois grandes países que crescerão a taxas superiores às do Brasil, são também emergentes. A Índia, com 5,4% a.a. e a China, com 7,7% a.a. Ressaltando a importância de se investir em fontes alternativas de energia como a biomassa, Koblitz (2009) destaca que o bagaço de cana é uma fonte renovável, pode ser distribuída, ao contrário da geração hidroelétrica, que é centralizada e por isso apresenta perdas na transmissão. Além de diversificar a matriz elétrica do país.

Barros (2010) afirmou que para se ter uma estimativa de custos de trocadores de calor de alta pressão, se pode considerar que a relação de custos entre trocadores de baixa pressão e alta pressão é proporcional a relação de custos de tubos de aço carbono variando apenas a espessura de parede. No banco de dados de informações de custos de equipamentos de centrais termelétricas utilizado, não existe informação suficientemente consistente acerca de custos de trocadores de calor. Para o trabalho em questão é preciso utilizar um critério para a estimativa de custos de trocadores de calor para estudo da viabilidade de instalação dos mesmos em projetos de centrais termelétricas. Tal critério é posteriormente definido no capítulo 4.

Segundo o site CTC (2010), centro de tecnologia canavieira, diversos autores estudaram a composição do bagaço da cana de açúcar encontrando cada um deles valores para os componentes do mesmo, variando assim o PCI do bagaço. O poder calorífico do bagaço pode variar em função de diversas condições, como a composição da matéria-prima entre locais e ao longo da safra. Isso ocorre devido à variedade, estágio de maturação, idade, sistema de colheita, quantidades de impurezas vegetais e minerais, e das condições de

trabalho, como nível de preparo da cana, sistema de extração do caldo (moenda ou difusor) e embebição.

#### 4. PROBLEMA FÍSICO

No capítulo que segue é feita uma descrição do sistema físico considerado para o estudo de viabilidade técnica e financeira. São apresentados 4 tipos de ciclos termodinâmicos Rankine, sendo variados com inserções de trocadores de calor de alta e baixa pressão. Para facilitar a modelagem e identificação das linhas, estas foram numeradas e por vezes serão mencionadas no texto para melhor entendimento do circuito. Na seção 4.1.2 são mostradas as equações de 1º e 2º leis aplicadas em seus respectivos volumes de controle para a modelagem matemática do problema.

Como descritivo básico de funcionamento pode-se dizer que: O combustível é queimado no gerador de vapor, onde a energia química do mesmo é transformada em térmica, com a transferência de calor entre a chama e a água. Alimentação de água do gerador de vapor é feita através de bombas centrífugas. Ao chegar ao estado superaquecido, o vapor é encaminhado através de tubulações até a turbina, onde, ao passar pela mesma, transforma energia térmica em mecânica. A movimentação da turbina faz com que seja girado um eixo que, acoplado a um gerador elétrico, transforma energia mecânica em energia elétrica.

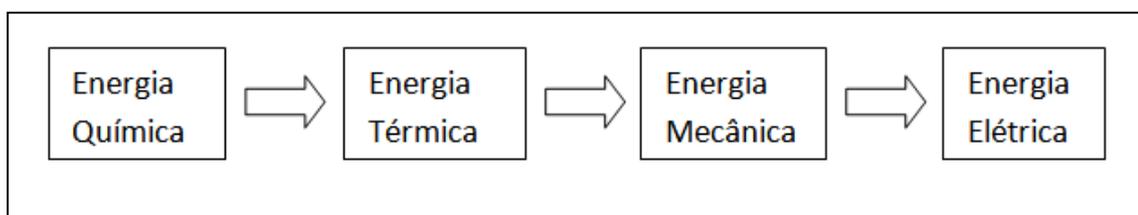


Figura 4-1. Transformação da energia num ciclo rankine

Após passar pela turbina, o vapor precisa ser resfriado e então condensado. O equipamento responsável por este processo é o condensador, que recebe água de refrigeração vinda de uma torre de resfriamento, onde é feita troca de calor. A carga térmica do vapor é transferida para a água de refrigeração e o vapor passa então para o estado líquido.

A refrigeração da água do condensador é do tipo circuito fechado, com a utilização de torres de resfriamento, bombeada através de bombas centrífugas. A reposição de água da torre de resfriamento é feita através do sistema de clarificação, ilustrada pela linha 21 da figura 4-2. O condensado é então bombeado para o desaerador, equipamento de troca direta. O desaerador recebe vapor de uma tomada na turbina. Uma estação redutora de pressão e dessuperaquecedora condicionam o vapor para a desaeração. Segundo Van Wylen (2003), o desaerador tem duplo objetivo, o de aquecimento e o de remoção de ar da água de

alimentação, pois a não remoção do ar da água pode causar corrosão excessiva no gerador de vapor. O desaerador conta com uma entrada para água de reposição vinda de uma ETA, estação de tratamento de água, linha 8, responsável por completar o balanço de massa do gerador de vapor que para perfeito funcionamento necessita de purga constante de água para remoção de lama e controle de qualidade da água do gerador de vapor. A água desaerada é então bombeada para o gerador de vapor e todo o processo se repete.

No cenário 1 é considerada uma turbina com apenas uma extração para o desaerador. O condensado da saída da turbina é encaminhado diretamente para o desaerador, como mostra a figura 4-2.

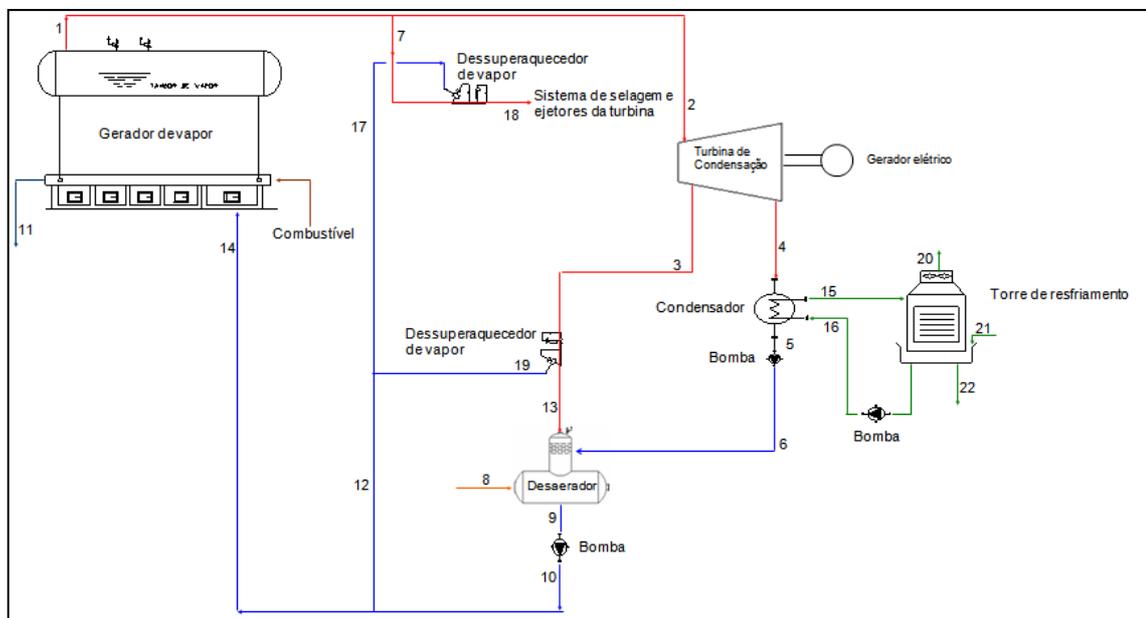


Figura 4-2. Cenário 1, ciclo rankine simples

No cenário 2 é incluído um trocador de calor de baixa pressão, com a intenção de aumentar o rendimento do ciclo Rankine. Para tanto, a turbina precisa fornecer vapor para aquecimento do condensado de escape. Os valores de pressão e temperatura do vapor de aquecimento são fixos para todos os casos estudados e são mostrados na seção 4.1.1, tabela 4-4.

Uma turbina sempre fornece vapor superaquecido em suas extrações, portanto é preciso adicionar uma válvula redutora e dessuperaquecedora para condicionar vapor ao estado saturado, para uma troca térmica mais eficiente. A água de dessuperaquecimento provém da linha de alimentação de água do gerador de vapor, na saída do desaerador. A figura 4-3 ilustra o cenário 2.

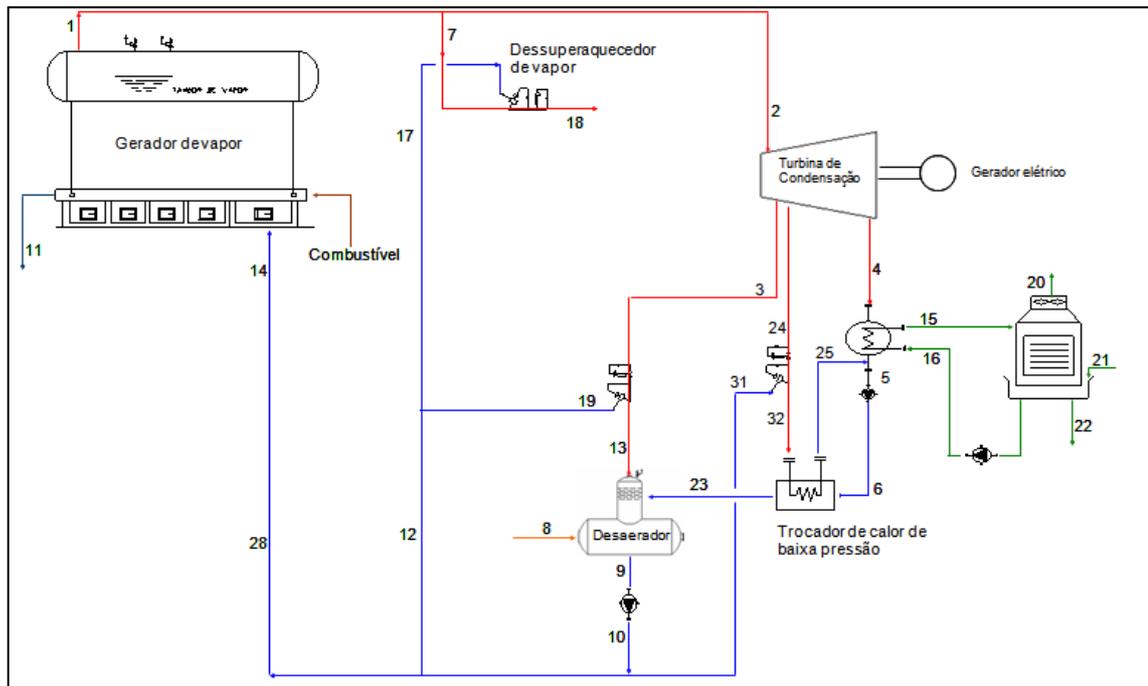


Figura 4-3. Cenário 2, ciclo rankine com aquecedor de baixa pressão

No cenário 3 o trocador de calor é inserido na linha de entrada do gerador de vapor, sendo assim, o vapor aquece a água de alimentação após deixar o desaerador. Este trocador é de alta pressão e as condições de entrada e saída do mesmo são apresentadas na seção 4.1.1.

Em termos de custo, a inserção do trocador de calor de baixa pressão é simples, devido às características técnicas do mesmo. O material dos tubos de troca térmica podem ser o ASTM A106 Gr B, pois a temperatura do vapor saturado não ultrapassa 160°C.

A diferença do cenário 3 para o cenário 1 é que é adicionada uma extração de vapor de alta pressão para o aquecedor de água de alimentação do gerador de vapor. Na figura 4-4 é possível observar a configuração do cenário 3.

Já o trocador de alta pressão apresenta várias peculiaridades e cuidados que devem ser levados em conta devido a condição a que será exposto. A alta temperatura do vapor, da ordem de 300°C, além da alta pressão, 19 bar(a), faz com que as paredes e material dos tubos de troca térmica sejam selecionadas com maior critério, por exemplo o ASTM A178 A, ou seja, o mesmo material utilizado no economizador do gerador de vapor. A figura 4-4 apresenta a instalação do trocador de calor de alta pressão para aquecimento de água de alimentação do gerador de vapor.

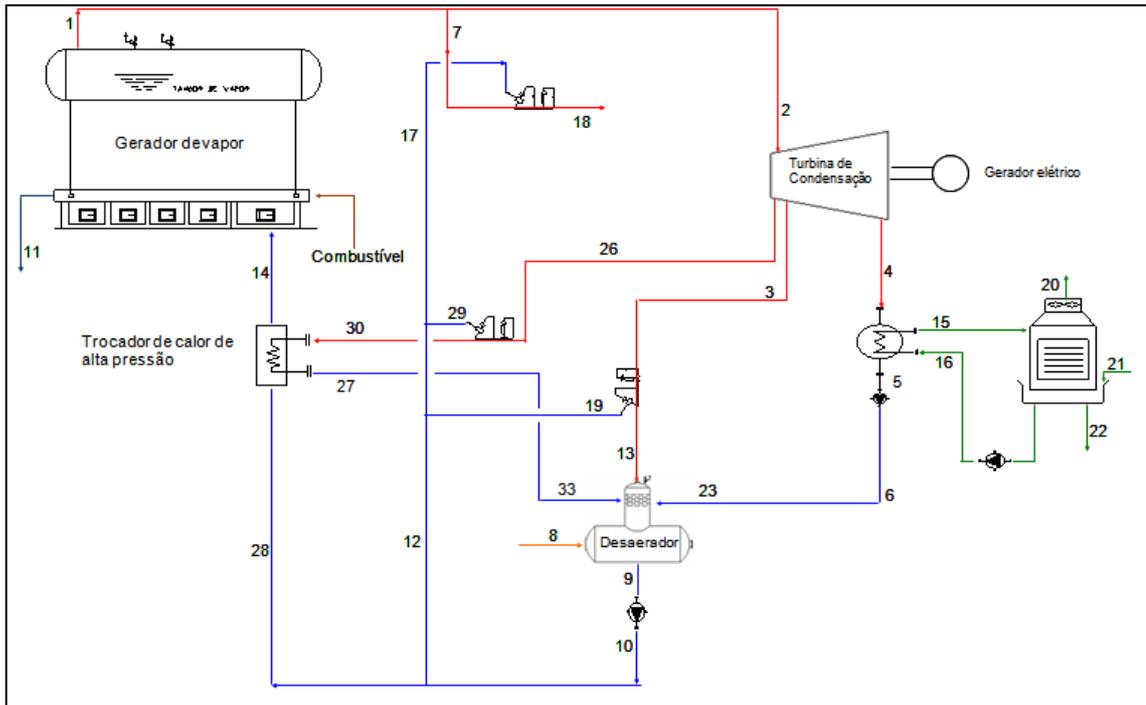


Figura 4-4. Cenário 3, ciclo rankine com aquecedor de alta pressão

O cenário 4 apresenta os dois trocadores de calor, o de alta e o de baixa. É o mais complexo dos cenários do ponto de vista de instalação de equipamentos. Neste caso, tanto o condensado quanto a água de alimentação do gerador de vapor são aquecidos por vapor vindo de extrações distintas da turbina. No caso do trocador de alta pressão, o vapor de aquecimento, segue para o desaerador. No caso do trocador de baixa pressão, o vapor que deixa o trocador segue para o poço quente, ou hotwell, do condensador. O poço quente é um tanque onde é coletado o condensado.

A vazão de vapor extraído da turbina para aquecimento intermediário é definida como um percentual da vazão de vapor superaquecido à entrada da mesma. Como já foi dito, o vapor de entrada dos trocadores de calor é condicionado para o estado saturado, através de válvula redutora e dessuperaquecedor de vapor. Um trocador de calor deve receber vapor saturado de forma a aproveitar o calor latente. A água utilizada para o dessuperaquecimento do vapor provém da linha de água de alimentação do gerador de vapor. Em projetos é comum instalar um sistema de bombeamento exclusivo para os dessuperaquecedores, pois se a bomba principal falhar, não haverá água de dessuperaquecimento para sistemas como: selagem e ejetores, além dos trocadores de alta e baixa e desaerador.

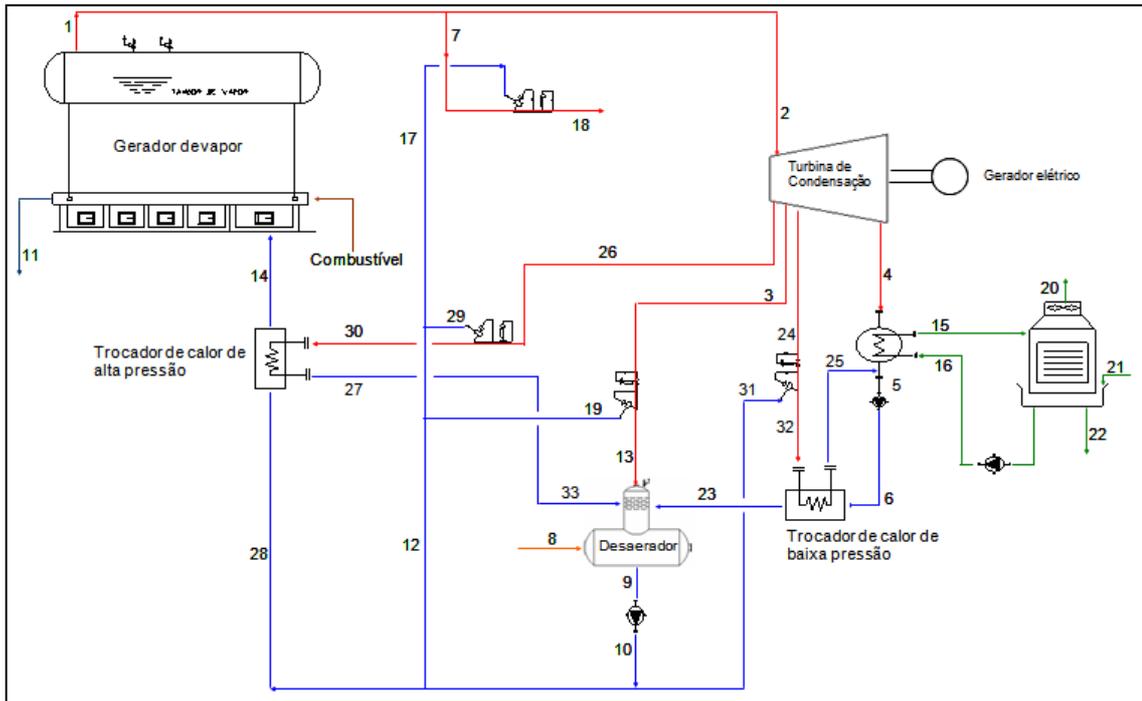


Figura 4-5. Cenário 4, ciclo rankine com aquecedor de baixa e alta pressão

Os cenários aumentam o rendimento, mas também o custo. O trocador de calor de alta pressão apresenta custo elevado em relação ao de baixa, já que necessita ser fabricado com materiais de maior qualidade, devido às condições a que é solicitado. Os custos destes equipamentos são apresentados na seção 4.2.2.

## 4.1 Metodologia

### 4.1.1 Considerações Técnicas

Na presente seção são mostradas as considerações técnicas acerca dos ciclos termodinâmicos simulados, tomando como base a pressão e temperatura de operação do gerador de vapor e turbina. A disponibilidade de bagaço é um dos parâmetros fixos para o estudo de viabilidade técnica e financeira.

São utilizados os níveis de pressão de 45, 65, 80 e 100 bar(a). Para faixas de temperatura são utilizadas 400°C, 450°C, 490°C e 520°C. As faixas de temperatura são propositalmente escolhidas, pois são os limites de uso seguro e boas práticas de engenharia para aplicação de materiais de construção de tubulação. Além disso, tais faixas de pressão e temperatura estão intimamente ligadas ao custo dos equipamentos mais caros da central termelétrica, o gerador de vapor e a turbina.

Na tabela 4-1 são apresentadas as combinações de faixas de pressão, temperatura e disponibilidade de bagaço utilizada no estudo deste trabalho.

Tabela 4-1. Faixas de pressão, temperatura e disponibilidades de bagaço estudadas

Pressão / Temperatura	Disponibilidade de bagaço (t/h)
45 bar(a) e 400°C	10 a 60 t/h com incremento de 10 t/h.
45 bar(a) e 450°C	
65 bar(a) e 490°C	
65 bar(a) e 520°C	
80 bar(a) e 520°C	
100 bar(a) e 520°C	

Nas tabelas abaixo é possível identificar os demais parâmetros fixos considerados no estudo. Tipicamente o gerador de vapor necessita de purgas de água para manter a qualidade do vapor gerado que está sendo enviado para a turbina. Sendo assim é comum utilizar um percentual de 3,5% da vazão de vapor superaquecido produzido. Demais parâmetros considerados para o gerador de vapor são apresentados na tabela 4-2. Destaque para a eficiência do equipamento em função da pressão de operação.

Tabela 4-2. Considerações técnicas para o gerador de vapor

<b>Gerador de vapor</b>		
Vazão de descarte do gerador de vapor		3,5% da vazão de vapor superaquecido
PCI do combustível – bagaço de cana		7332 kJ/kg
Eficiência do gerador de vapor	45 bar(a)	86%
	65 bar(a)	88%
	80 bar(a)	90%
	100 bar(a)	92%

Tabela 4-3. Considerações técnicas para o desaerador

<b>Desaerador</b>		
Pressão		1,5 bar(a)
Temperatura da água desaerada		105°C
Temperatura da água de reposição (make-		30°C

up)	
Temperatura do vapor de desaeração	111°C (Temp. de saturação à pressão de 1,5 bar(a))

No caso da turbina, em função dos cenários, serão aplicadas as condições apresentadas na tabela 4-4. Por exemplo, no cenário 1 há uma única extração da turbina e sendo assim as condições de pressão e temperatura para os aquecedores de alta e baixa pressão não são aplicáveis.

Tabela 4-4. Considerações técnicas para a turbina

<b>Turbina</b>	
Vazão de vapor para ejetores e selagem	0,2 % da vazão de vapor superaquecido
Pressão de vapor para ejetores e selagem (linha 7)	21,0 bar(a)
Temperatura de vapor para ejetores e selagem (linha 7)	300°C
Pressão de vapor para aquecedor de alta pressão (linha 26)	19 bar(a)
Temperatura de vapor para aquecedor de alta pressão (linha 26)	320°C
Pressão do vapor de desaeração (linha 3)	5 bar(a)
Temperatura do vapor de desaeração (linha 3)	200°C
Pressão do vapor para aquecedor de baixa pressão (linha 24)	2,5 bar(a)
Temperatura do vapor para aquecedor de baixa pressão (linha 24)	160°C
Pressão do vapor de escape (linha 4)	0,14 bar(a)
Eficiência do gerador elétrico	98%
Eficiência do redutor	98%

Para a torre de resfriamento é considerado 1,5% da vazão de água de circulação da torre para perdas por evaporação e arraste. Para as perdas por descarte da torre é considerado 0,5% da vazão de água de circulação da torre.

Não se pode esquecer que os equipamentos da central termelétrica consomem energia elétrica. É comum denominar esta demanda como consumo interno ou consumo parasita. São exemplos de equipamentos que demandam energia elétrica: bombas, compressores, ponte rolante, ventiladores das torres de resfriamento, exaustores de ar do gerador de vapor, sistema de ventilação adiabático, entre outros. Segundo Carvalho (2009) e Barros (2009), em geral 8% da potência da central termelétrica é utilizada para o consumo parasita. É importante salientar que após o projeto executivo e compra dos equipamentos, o consumo parasita não deve ultrapassar 12%, o que tornaria a central termelétrica bastante ineficiente e com índices de aproveitamento baixos, sendo inclusive um dos fatores para a inviabilidade técnica e financeira. Para atuar na minimização do consumo interno pode-se utilizar, por exemplo, motores elétricos com acionamento por inversor de frequência.

Para se ter uma estimativa do custo da tubulação entre os equipamentos da central termelétrica é preciso definir um valor para a velocidade do fluido e comprimento da tubulação. A escolha do tipo de material para a tubulação está diretamente ligada aos critérios de normas técnicas evidenciadas no código ASME e, além disso, a ABC possui projetos em funcionamento que utilizam tais especificações de materiais de tubulação com base nas condições de pressão e temperatura da tabela 4-5.

Tabela 4-5. Considerações técnicas para a tubulação

<b>Tubulação</b>				
Velocidade do fluido	Comprimento	Tubulação de vapor superaquecido	30,0 m/s	50 m
		Tubulação de vapor para o aquecedor de alta pressão	25,0 m/s	30 m
		Tubulação de vapor de desaeração		
		Tubulação de vapor para o aquecedor de baixa pressão	2,0 m/s	30 m
		Tubulação de água de resfriamento		
		Tubulação de água tratada		
Especificação de material de tubulação	45 bar(a) / 400°C		ASTM A106 Gr. B sch 80	
	45 bar(a) / 450°C		ASTM A335 Gr. P11	

		sch 80
	65 bar(a) / 490°C	ASTM A335 Gr. P11 sch 100
	65 bar(a) / 520°C	ASTM A335 Gr. P22 sch 120
	80 bar(a) / 520°C	ASTM A335 Gr. P22 sch 140
	100 bar(a) / 520°C	ASTM A335 Gr. P22 sch 160

Nos cenários 02, 03 e 04 conforme já foi visto, são considerados trocadores de calor de alta e baixa pressão com o intuito de aumentar o rendimento térmico do ciclo e estudar a viabilidade financeira da inclusão destes equipamentos. Para se obter uma estimativa da área de troca térmica para os trocadores de calor é considerado um coeficiente global de transferência de calor de 1.150 W/m<sup>2</sup>.K, conforme Perry (1997). Não é objeto deste trabalho determinar o coeficiente global de transferência de calor para trocadores, visto que o cálculo é bastante complexo, envolvendo coeficientes de convecção interna e externa aos tubos de troca térmica, além de coeficientes de condução e radiação. Além disso, o coeficiente global depende da configuração do trocador, ou seja, quantidade de fileira de tubos, que por sua vez depende da capacidade do mesmo. Como haverá diversos cenários, existiria para cada tamanho de trocador determinado, obrigatoriamente um coeficiente global. Como a idéia aqui é realizar um comparativo entre os cenários, o coeficiente global pode ser considerado constante.

Nas seções que seguem são apresentadas as equações do balanço energético, exergético e financeiro. É utilizado o software EES para a resolução das equações e modelagem do problema.

O EES é um solucionador de equações, que possui as tabelas termodinâmicas da água, motivo que impulsionou a adoção desse para resolução do presente trabalho.

#### 4.1.2 Análise energética e exergética

Nesta seção são apresentadas as equações das 1° e 2° leis para os volumes de controle propostos nas figuras que seguem. A equação 4-1 representa a 1° lei da termodinâmica aplicada num volume de controle.

$$\frac{dE}{dt_{v.c.}} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{entra} \dot{m}_i h_i - \sum_{sai} \dot{m}_i h_i \quad (4.1)$$

Para o cálculo das eficiências exergeticas pela 2° Lei, é utilizada a definição proposta por Aljundi (2008), onde:

Tabela 4-6. Taxa de destruição de exergia e eficiência exergetica

	<b>Irreversibilidade</b>	<b>Eficiência Exergetica</b>
<b>Gerador de vapor</b>	$I_{ger,vap} = \dot{m}_{comb}\psi_{comb} + \dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai}$	$\eta_{II,ger,vap} = \frac{\dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai}}{\dot{m}_{comb}\psi_{comb}}$
<b>Bombas</b>	$I_{bombas} = \dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai} + \dot{W}_{bombas}$	$\eta_{II,bombas} = 1 - \frac{I_{bombas}}{\dot{W}_{bombas}}$
<b>Aquecedores</b>	$I_{aquecedores} = \dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai}$	$\eta_{II,aquecedores} = 1 - \frac{I_{aquecedores}}{\dot{m}_{entra}\psi_{entra}}$
<b>Turbina</b>	$I_{turbina} = \dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai} - \dot{W}_{ger}$	$\eta_{II,turbina} = 1 - \frac{I_{turbina}}{\dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai}}$
<b>Condensador</b>	$I_{condensador} = \dot{m}_{entra}\psi_{entra} - \dot{m}_{sai}\psi_{sai}$	$\eta_{II,condensador} = \frac{\dot{m}_{sai}\psi_{sai}}{\dot{m}_{entra}\psi_{entra}}$
<b>Ciclo</b>	$I_{ciclo} = \sum_{todos,equipamentos} I_i$	$\eta_{II,ciclo} = \frac{\dot{W}_{ger}}{\dot{m}_{comb}\psi_{comb}}$

Fonte: Aljundi (2008)

A irreversibilidade é a energia que determinado equipamento ou sistema deixou de aproveitar. No caso de uma termelétrica, a irreversibilidade em um gerador de vapor é a quantidade de energia desperdiçada no processo de conversão da energia química do combustível em energia térmica do vapor. Nos processos reais de conversão de energia se tem irreversibilidades.

A eficiência exérgica de um equipamento é o quão próximo este está de um processo ideal. Em uma turbina, por exemplo, a eficiência exérgica é utilizada para medir quanto de trabalho máximo que pode ser realizado está sendo aproveitado. Em outras palavras, 80% de eficiência exérgica significa dizer que do máximo trabalho que poderia ser realizado, apenas 80% está sendo efetivamente utilizado. Os 20% restantes estão sendo desperdiçados, sob a forma de irreversibilidades do processo.

#### 4.1.2.1 Equações do Balanço Térmico da Central Termelétrica

A seguir são apresentadas as equações de 1º e 2º Leis da Termodinâmica e volumes de controle nos equipamentos considerados para a modelagem do problema físico, tais como: torre de resfriamento, turbina, gerador de vapor, desaerador, dessuperaquecedores, condensador, trocadores de baixa e alta pressão, bomba de condensado e bomba de alimentação do gerador de vapor.

##### 4.1.2.1.1 Torre de Resfriamento

Para determinação do tamanho do equipamento e conseqüente custo, é definido o parâmetro  $carga_{torre}$ , determinando a capacidade de refrigeração em Mcal/h.

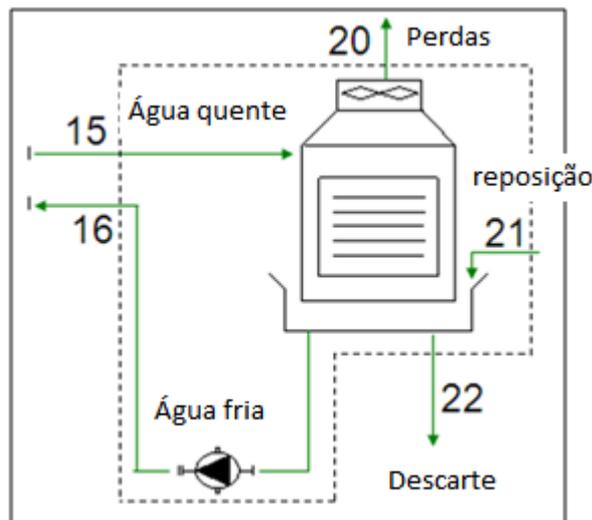


Figura 4-6. Balanço energético e exérgico na torre de resfriamento

$$carga_{torre} = \frac{\dot{m}_{16}(h_{15} - h_{16})}{4,18} \quad (4.2)$$

Onde:

$carga_{torre}$ : Capacidade de refrigeração da torre (Mcal/h)

$\dot{m}$  : Vazão (kg/s)

$h$  : Entalpia (kJ/kg)

A partir da figura 4-6 é possível notar o volume de controle considerado para a torre de resfriamento. A equação 4-3 explicita o cálculo da irreversibilidade na torre de resfriamento.

$$I_{torre} = \dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{m}_{21}\psi_{21} - \dot{m}_{16}\psi_{16} - \dot{m}_{20}\psi_{20} - \dot{m}_{22}\psi_{22} \quad (4.3)$$

Onde:

$I_{torre}$  : Irreversibilidade (kW)

$\psi$  : Disponibilidade (kJ/kg)

Utilizando a proposta de Aljundi (2008), na tabela 4-6, para o cálculo da eficiência exergética, para o caso da torre de resfriamento é como segue na equação 4-4.

$$\eta_{exerg,torre} = 1 - \frac{I_{torre}}{\dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{m}_{21}\psi_{21}} \quad (4.4)$$

Onde:

$\eta_{exerg,torre}$  : Eficiência exergética da torre de resfriamento

A taxa de exergia destruída é definida simplesmente pela irreversibilidade do equipamento sobre o total de irreversibilidade calculado para o ciclo. Encontra-se então a contribuição deste na destruição de exergia total. A equação 4-5 determina o cálculo da taxa de exergia destruída na torre de resfriamento.

$$Taxa_{Ex,dest,torre} = \frac{I_{torre}}{I_{ciclo}} \quad (4.5)$$

Onde:

$Taxa_{Ex,dest,torre}$ : Taxa de exergia destruída na torre de resfriamento

#### 4.1.2.1.2 Turbina

Da figura 4-7 é possível notar o volume de controle para a turbina. É importante ressaltar que no cenário 1 não há tomada de vapor para o trocador de alta nem de baixa pressão, sendo nulas as vazões mássicas dos pontos 24 e 26. No cenário 2 a vazão mássica do ponto 24 é não nula e positiva e no cenário 3, a vazão mássica do ponto 26 também é não nula e positiva. No cenário 4, todas as tomadas de vapor são positivas.

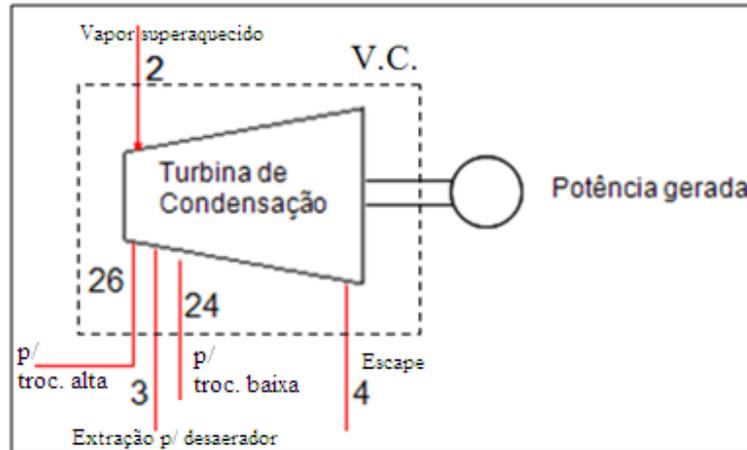


Figura 4-7. Balanço energético e exergetico na turbina

A potência isoentrópica da turbina é calculada considerando que a entropia à saída, seja nas tomadas de vapor ou mesmo no escape, é constante. Logo a entalpia dos pontos 3, 4, 24 e 26 é obtida a partir da pressão no respectivo ponto e entropia do ponto 2, à entrada da turbina. A equação 4-6 ilustra o cálculo da potência isoentrópica da turbina.

$$W_{turb,iso} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_{s=s_2}^{P=P_3} - \dot{m}_4 h_{s=s_2}^{P=P_4} - \dot{m}_{24} h_{s=s_2}^{P=P_{24}} - \dot{m}_{26} h_{s=s_2}^{P=P_{26}} \quad (4.6)$$

Onde:

$W_{turb,iso}$ : Potência isoentrópica da turbina (kW)

$h_{s=s_2}$ : Entalpia à entropia constante (kJ/kg)

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{26} h_{26} \quad (4.7)$$

Onde:

$\dot{W}_{turb}$ : Potência da turbina (kW)

$$\eta_{iso,turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{turb,iso}} \quad (4.8)$$

Onde:

$\eta_{iso,turb}$ : Eficiência isoentrópica da turbina

Os fabricantes de turbinas comumente utilizam o parâmetro Consumo Específico (CE) para determinação da eficiência de seu equipamento. É definido como a vazão de vapor superaquecido à entrada da turbina, sobre a potência emitida pelo gerador elétrico.

$$CE_{turb} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{W}_{ger}} \quad (4.9)$$

Onde:

$CE_{turb}$ : Consumo específico da turbina (kg/kW)

$\dot{W}_{ger}$ : Potência do gerador elétrico (kW)

Identicamente à torre de resfriamento, também é calculada a irreversibilidade, eficiência exergetica e taxa de destruição de exergia na turbina, através das equações 4-10, 4-11 e 4-12 respectivamente.

$$I_{turb} = \dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3 - \dot{m}_4\psi_4 - \dot{m}_{24}\psi_{24} - \dot{m}_{26}\psi_{26} - W_{ger} \quad (4.10)$$

Onde:

$I_{turb}$ : Irreversibilidade da turbina (kW)

$$\eta_{exerg,turb} = 1 - \frac{I_{turb}}{\dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3 - \dot{m}_4\psi_4 - \dot{m}_{24}\psi_{24} - \dot{m}_{26}\psi_{26}} \quad (4.11)$$

Onde:

$\eta_{exerg,turb}$ : Eficiência exergetica da turbina

$$Taxa_{Ex,dest,turb} = \frac{I_{turb}}{I_{ciclo}} \quad (4.12)$$

Onde:

$Taxa_{Ex,dest,turb}$ : Taxa de exergia destruída na turbina

#### 4.1.2.1.3 Gerador de vapor

O volume de controle considerado no gerador de vapor para aplicação da 1ª e 2ª Leis da termodinâmica é apenas para a parte de água e vapor do equipamento, desconsiderando o ar de entrada e gases da combustão visto que a eficiência do equipamento em função da pressão e temperatura de operação apresentado na tabela 4-2 já leva em consideração a transferência de energia da combustão para a água.

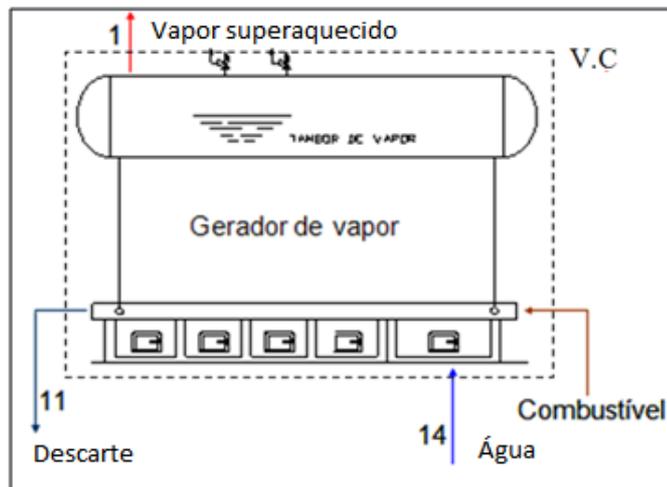


Figura 4-8. Balanço energético e exerético no gerador de vapor

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \eta_{ger,vap} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} \quad (4.13)$$

Onde:

$\dot{m}_{comb}$ : Vazão mássica de combustível (kg/s)

$PCI$ : Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)

$\eta_{ger,vap}$ : Eficiência do gerador de vapor

Da mesma forma em que foi definido o Consumo específico para a turbina, também se define um coeficiente para medição de eficiência do gerador de vapor, a Produção Específica (PE). É calculada a partir do vapor superaquecido produzido sobre a quantidade de combustível que entra no mesmo. É uma medida da capacidade produtiva do gerador de vapor. Geralmente os valores para o PE do gerador de vapor andam a volta de 2,1 e 2,2 kg<sub>v</sub>/kg<sub>c</sub>.

$$PE_{ger,vap} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{comb}} \quad (4.14)$$

Onde:

$PE_{ger,vap}$ : Produção específica do gerador de vapor (kg<sub>v</sub>/kg<sub>c</sub>)

$$I_{cald} = \dot{m}_{comb}\psi_{comb} + \dot{m}_{14}\psi_{14} - \dot{m}_{11}\psi_{11} - \dot{m}_1\psi_1 \quad (4.15)$$

Onde:

$I_{cald}$ : Irreversibilidade do gerador de vapor (kW)

$$\eta_{exerg,cald} = \frac{\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{11}\psi_{11} - \dot{m}_{14}\psi_{14}}{\psi_{comb}} \quad (4.16)$$

Onde:

$\eta_{exerg,cald}$ : Rendimento exergético do gerador de vapor

$$Taxa_{Ex,dest,cald} = \frac{I_{cald}}{I_{ciclo}} \quad (4.17)$$

$Taxa_{Ex,dest,cald}$ : Taxa de exergia destruída no gerador de vapor

#### 4.1.2.1.4 Desaerador

O desaerador é importante equipamento da central termelétrica, responsável por remover gases não condensáveis tais como o oxigênio que provoca corrosão no gerador de vapor. A figura 4-9 apresenta o volume de controle no desaerador, onde ocorrem entradas de vapor de desaeração, condensado de trocadores de alta e baixa pressão e água de reposição. A reposição é feita com água desmineralizada, para compensar as perdas no descarte do gerador de vapor. O gerador de vapor frequentemente sofre descargas de líquido com a finalidade de manter a qualidade da água de alimentação e vapor superaquecido.

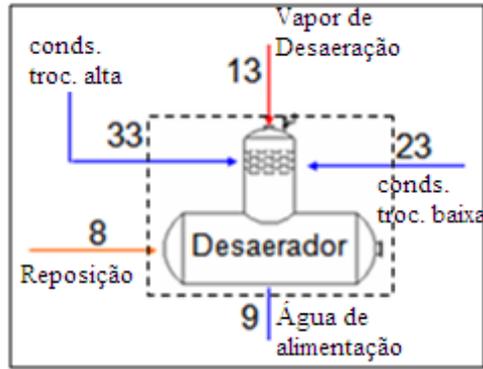


Figura 4-9. Balanço energético e exérgico no desaerador

$$I_{desaer} = \dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{33}\psi_{33} - \dot{m}_9\psi_9 \quad (4.18)$$

$I_{desaer}$ : Irreversibilidade do desaerador (kW)

$$\eta_{exerg,desaer} = 1 - \frac{I_{desaer}}{\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{33}\psi_{33}} \quad (4.19)$$

$\eta_{exerg,desaer}$ : Rendimento exérgico do desaerador

$I_{desaer}$ : Irreversibilidade do desaerador (kW)

$$Taxa_{Ex,dest,desaer} = \frac{I_{desaer}}{I_{ciclo}} \quad (4.20)$$

$Taxa_{Ex,dest,desaer}$ : Taxa de exergia destruída no desaerador

#### 4.1.2.1.5 Dessuperaquecedores de vapor para selagem e ejetores, desaerador, trocadores de calor de alta e baixa pressão

O dessuperaquecedor é utilizado para reduzir temperatura do vapor. É comum instalar uma estação redutora de pressão antes do dessuperaquecedor para atingir a pressão adequada a um determinado processo ou equipamento. Por exemplo, vapor superaquecido da linha entre o gerador de vapor e a turbina, é condicionado numa estação redutora e dessuperaquecedora até a condição de 21 bar(a) e 300°C para servir equipamentos como ejetores e selagem de vapor da turbina. As equações 4.21 a 4.32 mostram a irreversibilidade, eficiência exérgica e taxa de exergia destruída nos dessuperaquecedores.

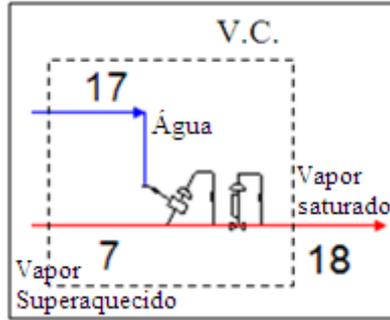


Figura 4-10. Balanço energético e exergetico no dessuperaquecedor da selagem e ejetores

$$I_{dessuper,sel} = \dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_{17}\psi_{17} - \dot{m}_{18}\psi_{18} \quad (4.21)$$

$I_{dessuper,sel}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor da selagem e ejetores (kW)

$$\eta_{exerg,dessuper,sel} = 1 - \frac{I_{dessuper,sel}}{\dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_{17}\psi_{17}} \quad (4.22)$$

$\eta_{exerg,dessuper,sel}$ : Rendimento exergetico do dessuperaquecedor da selagem e ejetores

$I_{dessuper,sel}$ : Irreversibilidade do dessuperaquecedor da selagem e ejetores (kW)

$$Taxa_{Ex,dest,dessuper,sel} = \frac{I_{dessuper,sel}}{I_{ciclo}} \quad (4.23)$$

$Taxa_{Ex,dest,dessuper,sel}$ : Taxa de exergia destruída no dessuperaquecedor da selagem e ejetores

$I_{dessuper,sel}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor da selagem e ejetores

$I_{ciclo}$ : Irreversibilidade do ciclo

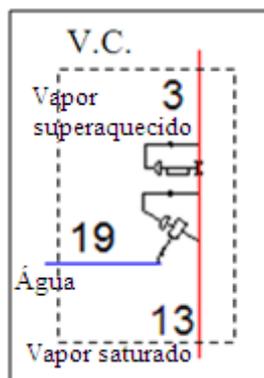


Figura 4-11. Balanço energético e exergetico no dessuperaquecedor do desaerador

$$I_{dessuper,des} = \dot{m}_3\psi_3 + \dot{m}_{19}\psi_{19} - \dot{m}_{13}\psi_{13} \quad (4.24)$$

$I_{dessuper,des}$ : Irreversibilidade do dessuperaquecedor do desaerador (kW)

$$\eta_{exerg,dessuper,des} = 1 - \frac{I_{dessuper,des}}{\dot{m}_3\psi_3 + \dot{m}_{19}\psi_{19}} \quad (4.25)$$

$\eta_{exerg,dessuper,des}$ : Rendimento exergético do dessuperaquecedor do desaerador

$I_{dessuper,des}$ : Irreversibilidade do dessuperaquecedor do desaerador

$$Taxa_{Ex,dest,dessuper,des} = \frac{I_{dessuper,des}}{I_{ciclo}} \quad (4.26)$$

$Taxa_{Ex,dest,dessuper,des}$ : Taxa de exergia destruída no dessuperaquecedor do desaerador

$I_{dessuper,des}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do desaerador

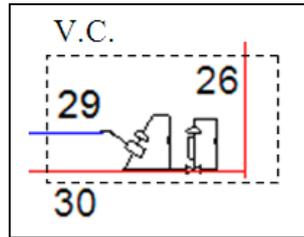


Figura 4-12. Balanço energético e exergético no dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão

$$I_{dessuper,troc} = \dot{m}_{26}\psi_{26} + \dot{m}_{29}\psi_{29} - \dot{m}_{30}\psi_{30} \quad (4.27)$$

$I_{dessuper,troc}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão (kW)

$$\eta_{exerg,dessuper,troc} = 1 - \frac{I_{dessuper,troc}}{\dot{m}_{26}\psi_{26} + \dot{m}_{29}\psi_{29}} \quad (4.28)$$

$\eta_{exerg,dessuper,troc}$ : Rendimento exergético do dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão

$I_{dessuper,troc}$ : Irreversibilidade do dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão (kW)

$$Taxa_{Ex,dest,dessuper,troc} = \frac{I_{dessuper,troc}}{I_{ciclo}} \quad (4.29)$$

$Taxa_{Ex,dest,dessuper,troc}$ : Taxa de exergia destruída no dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão

$I_{dessuper,troc}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do aquecedor de alta pressão (kW)

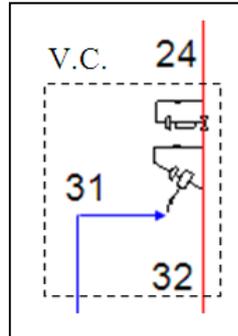


Figura 4-13. Balanço energético e exergético no dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão

$$I_{dessuper,troc,2} = \dot{m}_{24}\psi_{24} + \dot{m}_{31}\psi_{31} - \dot{m}_{32}\psi_{32} \quad (4.30)$$

Onde:

$I_{dessuper,troc,2}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão (kW)

$$\eta_{exerg,dessuper,troc,2} = 1 - \frac{I_{dessuper,troc,2}}{\dot{m}_{24}\psi_{24} + \dot{m}_{31}\psi_{31}} \quad (4.31)$$

Onde:

$\eta_{exerg,dessuper,troc,2}$ : Rendimento exergético do dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão

$I_{dessuper,troc,2}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão (kW)

$$Taxa_{Ex,dest,dessuper,troc,2} = \frac{I_{dessuper,troc,2}}{I_{ciclo}} \quad (4.32)$$

Onde:

$Taxa_{Ex,dest,dessuper,troc,2}$ : Taxa de exergia destruída no dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão

$I_{dessuper,troc,2}$ : Irreversibilidade no dessuperaquecedor do aquecedor de baixa pressão (kW)

#### 4.1.2.1.6 Condensador

O condensador é responsável por remover a energia térmica do vapor saturado que sai no escape da turbina, transformando-o em condensado que seguirá para o desaerador. O condensador considerado neste trabalho é do tipo refrigerado à água, vinda de uma torre de resfriamento. Em projetos de pequenas potências, da ordem de 2 MW, podem ser utilizados os condensadores do tipo refrigerado à ar. Nesse caso, o inconveniente é que a área de troca térmica necessária é maior em comparação com o refrigerado à água. Por outro lado o custo de instalação, operação e manutenção é menor, pois nesse caso não há torre de resfriamento.

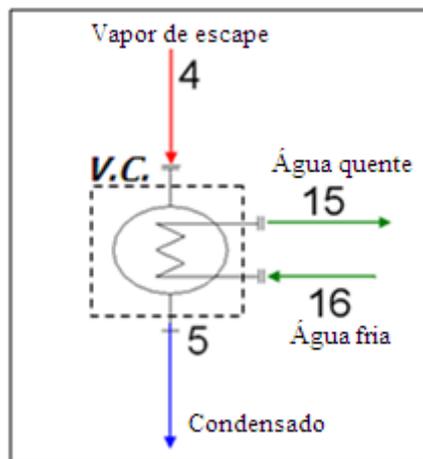


Figura 4-14. Balanço energético e exergético no condensador

$$I_{cond} = \dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_{16} \psi_{16} - \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_{15} \psi_{15} \quad (4.33)$$

$I_{cond}$ : Irreversibilidade no condensador (kW)

$$\eta_{exerg,cond} = \frac{\dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_{15} \psi_{15}}{\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_{16} \psi_{16}} \quad (4.34)$$

$\eta_{exerg,cond}$ : Rendimento exergético do condensador

$$Taxa_{Ex,dest,cond} = \frac{I_{cond}}{I_{ciclo}} \quad (4.35)$$

Onde:

$Taxa_{Ex,dest,cond}$ : Taxa de exergia destruída no condensador

$I_{cond}$ : Irreversibilidade no condensador (kW)

$I_{ciclo}$ : Irreversibilidade do ciclo (kW)

#### 4.1.2.1.7 Trocador de calor de baixa pressão

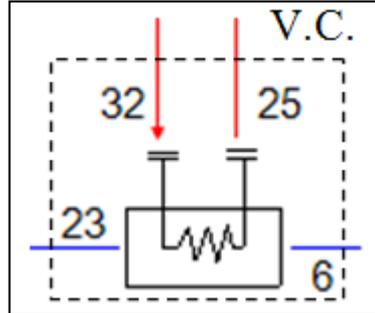


Figura 4-15. Balanço energético exergético no aquecedor de baixa pressão

A equação 4-36 ilustra o cálculo da temperatura média logarítmica para o trocador de calor.

$$\frac{T_{32}-T_{23}}{T_6-T_{25}} = e^{\frac{(T_{32}-T_{23})-(T_6-T_{25})}{\Delta T_{LM,aquec,conds}}} \quad (4.36)$$

$\Delta T_{LM,aquec,conds}$ : Média logarítmica de temperatura do aquecedor de baixa pressão (°C)

$T_{32}$ : Temperatura do vapor na entrada do aquecedor de baixa pressão (°C)

$T_{23}$ : Temperatura da água na saída do aquecedor de baixa pressão (°C)

$T_6$ : Temperatura da água na entrada do aquecedor de baixa pressão (°C)

$T_{25}$ : Temperatura do vapor na saída do aquecedor de baixa pressão (°C)

$$A_{aquec,conds} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_{23} - h_6)}{U_{aquec,conds} \cdot \Delta T_{LM,aquec,conds}} \quad (4.37)$$

$A_{aquec,conds}$ : Área de troca térmica do aquecedor de baixa pressão (m<sup>2</sup>)

$U_{aquec,conds}$ : Coeficiente global de transferência de calor do aquecedor de baixa pressão (W/m<sup>2</sup>.K)

$\Delta T_{LM,aquec,conds}$ : Média logarítmica de temperatura do aquecedor de baixa pressão (°C)

$$I_{aquec,conds} = \dot{m}_{32} \psi_{32} + \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_{25} \psi_{25} - \dot{m}_{23} \psi_{23} \quad (4.38)$$

Onde:

$I_{aquec,conds}$ : Irreversibilidade no aquecedor de baixa pressão (kW)

$$\eta_{exerg,aquec,conds} = 1 - \frac{I_{aquec,conds}}{\dot{m}_{32}\psi_{32} + \dot{m}_6\psi_6} \quad (4.39)$$

Onde:

$\eta_{exerg,aquec,conds}$ : Rendimento exergético do aquecedor de baixa pressão

$I_{aquec,conds}$ : Irreversibilidade no aquecedor de baixa pressão (kW)

$$Taxa_{Ex,dest,aquec,conds} = \frac{I_{aquec,conds}}{I_{ciclo}} \quad (4.40)$$

Onde:

$Taxa_{Ex,dest,aquec,conds}$ : Taxa de exergia destruída no aquecedor de baixa pressão

$I_{aquec,conds}$ : Irreversibilidade no aquecedor de baixa pressão (kW)

$I_{ciclo}$ : Irreversibilidade do ciclo (kW)

#### 4.1.2.1.8 Trocador de calor de alta pressão

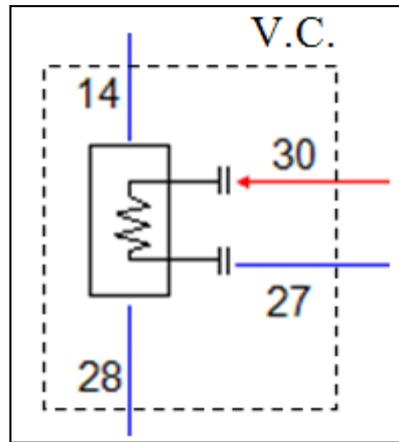


Figura 4-16. Balanço energético e exergético no aquecedor de alta pressão

De forma análoga à equação 4-36, a equação 4-41 apresenta o cálculo da média logarítmica de temperatura do trocador de calor de alta pressão.

$$\frac{T_{30} - T_{14}}{T_{27} - T_{28}} = e^{\frac{(T_{30} - T_{14}) - (T_{27} - T_{28})}{\Delta T_{LM,aquec,cald}}} \quad (4.41)$$

$$A_{aquec,cald} = \frac{\dot{m}_{28} \cdot (h_{14} - h_{28})}{U_{aquec,cald} \cdot \Delta T_{LM,aquec,cald}} \quad (4.42)$$

$$I_{aquec,cald} = \dot{m}_{30}\psi_{30} + \dot{m}_{28}\psi_{28} - \dot{m}_{14}\psi_{14} - \dot{m}_{27}\psi_{27} \quad (4.43)$$

$$\eta_{exerg,aquec,cald} = 1 - \frac{I_{aquec,cald}}{\dot{m}_{30}\psi_{30} + \dot{m}_{28}\psi_{28}} \quad (4.44)$$

$$Taxa_{Ex,dest,aquec,cald} = \frac{I_{aquec,cald}}{I_{ciclo}} \quad (4.45)$$

#### 4.1.2.1.9 Bomba de condensado

A bomba de condensado é responsável por encaminhar o líquido que sai do condensador para o desaerador. O consumo parasita é utilizado para acionamento desse equipamento além da bomba de alimentação do gerador de vapor. Abaixo as equações que modelam a irreversibilidade, eficiência exérgica e taxa de exergia destruída na bomba de condensado.

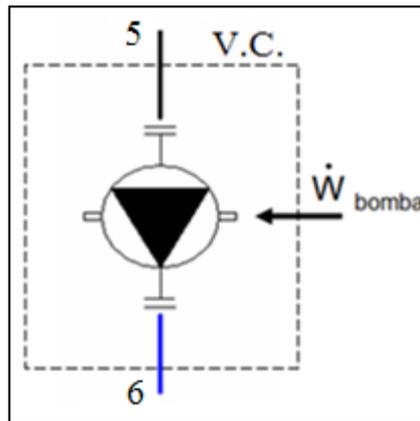


Figura 4-17. Bomba de condensado

$$I_{bomba,1} = \dot{m}_5(\psi_6 - \psi_5) + \dot{W}_{bomba,1} \quad (4.46)$$

$\dot{W}_{bomba,1}$ : Trabalho na bomba de condensado (kW)

$$\eta_{exerg,bomba,1} = 1 - \frac{I_{bomba,1}}{\dot{W}_{bomba,1}} \quad (4.47)$$

$$Taxa_{Ex,dest,bomba,1} = \frac{I_{bomba,1}}{I_{ciclo}} \quad (4.48)$$

#### 4.1.2.1.10 Bomba de alimentação do gerador de vapor

Analogamente à bomba de condensado, são apresentadas as equações de irreversibilidade, eficiência exergética e taxa de exergia destruída no gerador de vapor.

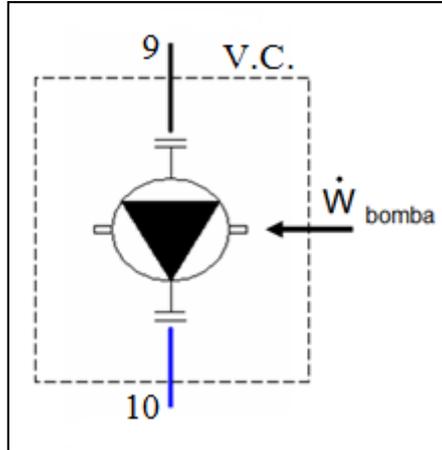


Figura 4-18. Bomba de alimentação do gerador de vapor

$$I_{bomba,2} = \dot{m}_9(\psi_{10} - \psi_9) + \dot{W}_{bomba,2} \quad (4.49)$$

$\dot{W}_{bomba,2}$ : Trabalho na bomba de alimentação do gerador de vapor (kW)

$$\eta_{exerg,bomba,2} = 1 - \frac{I_{bomba,2}}{\dot{W}_{bomba,2}} \quad (4.50)$$

$$Taxa_{Ex,dest,bomba,2} = \frac{I_{bomba,2}}{I_{ciclo}} \quad (4.51)$$

#### 4.1.2.1.11 Ciclo

A potência líquida é a potência gerada nos bornes do gerador elétrico subtraindo-se o trabalho da bomba de condensado e da bomba de alimentação do gerador de vapor. O rendimento térmico do ciclo é então calculado dividindo-se a potência líquida pela energia que entra no gerador de vapor.

$$\eta_{energ,ciclo} = \frac{W_{ger} - \dot{W}_{bomba,1} - \dot{W}_{bomba,2}}{m_{comb.PCI}} \quad (4.52)$$

$\eta_{energ,ciclo}$ : Rendimento energético do ciclo

Analogamente, o rendimento exergético do ciclo é calculado. Se faz um complemento na fórmula utilizada por Aljundi (2008), subtraindo as irreversibilidades nas bombas de condensado e alimentação do gerador de vapor.

$$\eta_{exerg,ciclo} = \frac{W_{ger} - \dot{I}_{bomba,1} - \dot{I}_{bomba,2}}{m_{comb} \cdot \psi_{comb}} \quad (4.53)$$

$\eta_{exerg,ciclo}$ : Rendimento exergético do ciclo

## 4.2 Aspectos financeiros

Na tabela 4-8 abaixo é possível observar as considerações de custos importantes para a análise financeira, tais como o tempo de operação anual da central termelétrica. Segundo Barros (2009) em geral centrais de geração de potência necessitam de 20 dias de parada normal para a manutenção preventiva e outros 10 dias são estimados de paradas forçadas, por problemas não identificados e corrigidos através de manutenções corretivas.

Segundo Leite (2009) existe incentivo por parte do governo para a implantação de centrais termelétricas, porque é preciso que o país mantenha diversificada sua matriz energética por questões de flexibilidade no fornecimento. Frente a isso, o governo, sob forma de premiação, devolve 4,5% do custo com os equipamentos adquiridos e o faz em parcelas que podem chegar a um máximo de 4.

A TJLP, taxa de juros de longo prazo, é utilizada para o financiamento destes empreendimentos como componente no cálculo da viabilidade financeira e é uma taxa trimestral calculada com base na inflação e no risco Brasil, apresentada pelo Banco Central do Brasil (BACEN) e utilizada nos contratos do Banco Nacional do Desenvolvimento (BNDES). Não é a intenção aqui mostrar a metodologia de cálculo da TJLP, mas sim sua aplicabilidade e considerações. Abaixo na tabela 4-7 a evolução da TJLP segundo o site do BNDES (2010).

Tabela 4-7. Evolução trimestral da TJLP

Trimestre	TJLP (%)
Jan/06 a mar/06	9,00
Abr/06 a jun/06	8,15
Jul/06 a set/06	7,50
out/06 a dez/06	6,85

jan/07 a mar/07	6,50
abr/07 a jun/07	6,50
jul/07 a set/07	6,25
out/07 a dez/07	6,25
jan/08 a mar/08	6,25
abr/08 a jun/08	6,25
jul/08 a set/08	6,25
out/08 a dez/08	6,25
jan/09 a mar/09	6,25
abr/09 a jun/09	6,25
jul/09 a set/09	6,00
out/09 a dez/09	6,00
jan/10 a mar/10	6,00
abr/10 a jun/10	6,00
jul/10 a set/10	6,00
out/10 a dez/10	6,00

Fonte: BNDES (2010)

No caso do presente estudo de viabilidade está sendo considerada uma TJLP de 9%. Como pela média histórica apresentada, a tendência da TJLP foi sempre diminuir, esta consideração se torna um tanto conservadora. Porém a idéia principal deste trabalho é fazer uma análise comparativa entre diversos tipos de empreendimentos e, sendo assim, por ser uma análise comparativa o valor absoluto da TJLP não tem muita influência.

Também não é objetivo deste trabalho apresentar o modelo ou explicar com detalhes como funciona o mercado de compra e venda e leilões de energia no Brasil. É preciso informar que este é um mercado bastante complexo e que envolve diversas variáveis, sendo assim, é considerado aqui que o preço de venda da energia da central termelétrica é de UF\$ 47,2/MWh. Comparativamente a outras fontes de energia, por exemplo, o carvão mineral, o preço de venda de energia a partir do bagaço de cana pode ser cerca de 60 a 70% maior, em média.

Tabela 4-8. Considerações financeiras

<b>Condições operacionais</b>	
Tempo de operação da central termelétrica	8.000 horas/ano
Tempo para análise do investimento	15 anos
Porcentagem do empréstimo	80% do investimento inicial
Prazo do financiamento	8 anos
Taxa anual de juros do empréstimo	9 %
Preço de venda de energia elétrica	UF\$ 47,2 / MWh
Receita de Incentivo do governo	4,5% do investimento inicial
Número de Parcelas do incentivo	4
Taxa mínima de atratividade / Taxa de juros	15 %

Dada a dificuldade de obtenção de custos de alguns sistemas elétricos, é considerado que os sistemas descritos na tabela 4-9 apresentam custo fixo. Esta consideração não é ideal, pois com a variação na potência da central termelétrica o custo de tais sistemas varia. É possível perceber que além dos painéis elétricos, os demais sistemas não apresentam tanta influência no investimento inicial do empreendimento frente ao custo de equipamentos como o gerador de vapor e a turbina.

Tabela 4-9. Custos fixos para investimento inicial de alguns equipamentos e sistemas elétricos

<b>Investimento inicial</b>	
Painéis elétricos	UF\$ 666.666,67
Sistema de proteção e aterramento	UF\$41.666,67
Materiais elétricos em geral	UF\$ 61.111,12
Comissionamento e operação assistida	UF\$ 77.777,78

O início da fase de operação assistida simboliza o término das atividades de projeto. A fase mais importante e mais aguardada em um projeto é o teste de desempenho, que vem logo após o comissionamento. É comum em contratos, estabelecer-se que a Central deve apresentar desempenho global constante por um período mínimo de 30 dias. Se dentro deste prazo, o desempenho global não for satisfatório, o cliente poderá solicitar repetição do teste, voltando a contar o período de 30 dias.

## 4.2.1 Análise financeira

A seguir são apresentadas as equações da modelagem financeira dos cenários considerados neste trabalho.

### 4.2.1.1 Fluxo de caixa

O fluxo de caixa é considerado como sendo o somatório do empréstimo, crédito do ICMS, receitas e despesas.

$$F_C = P_{emprest.} + P_{ICMS} + R_{total} + D_{total} \quad (4.54)$$

Onde:

$P_{emprest.}$ : Parcela anual do empréstimo (UF\$)

$P_{ICMS}$ : Receita do crédito de ICMS do governo (UF\$)

$R_{total}$ : Receitas totais (UF\$)

$D_{total}$ : Despesas totais (UF\$)

### Parcelas do empréstimo

$$P_{emprest.} = (-V_{pe}) \cdot (1 + i_{emprest.})^N \quad (4.55)$$

Onde:

$i_{emprest.} = 0,09$ ; Juros do empréstimo de 9%, conforme tabela 4-8

$N$ : Número do ano; varia de 1 a 8.

$$V_{pe} = \frac{0,8 \cdot I_{inicial}}{8} \quad (4.56)$$

O valor da parcela do empréstimo ( $V_{pe}$ ) é calculado para 80% do investimento inicial ( $I_{inicial}$ ), pago em 8 parcelas anuais, com juros de 9% ao ano.

### Parcelas do ICMS

$$P_{ICMS} = \frac{4,5}{100} I_{inicial} \quad (4.57)$$

Onde:

$I_{inicial}$ : Investimento inicial (UF\$)

### **Despesas**

A despesa inicial, ou seja, no primeiro ano do empreendimento é considerada apenas o investimento inicial ( $I_{inicial}$ ). Nos anos seguintes, as despesas passam a ser a soma dos custos fixos e variáveis.

$$D_{total,0} = -I_{inicial} \quad (4.58)$$

$$D_{total,1-15} = -C_{total} \quad (4.59)$$

Onde:

$$C_{total} = C_{fixo} + C_{variavel}$$

$C_{fixo}$ : Custos fixos, conforme tabela 4-39;

$C_{variavel}$ : Custos variáveis, conforme tabela 4-40;

### **Receitas**

No primeiro ano do empreendimento, a receita é somente o valor do empréstimo.

Logo:

$$R_{total,0} = 0,8 \cdot I_{inicial} \quad (4.60)$$

Onde:

$R_{total,0}$ : Receita total, no ano inicial da vida do empreendimento;

Nos anos seguintes, a receita é referente à venda de energia elétrica, então:

$$R_{total,1-15} = R_{en,exp} \quad (4.61)$$

Onde:

$R_{total,1-15}$ : Receita total ao longo dos anos, 1 a 15;

$R_{en,exp}$ : Receita com energia elétrica exportada;

$$R_{en,exp} = (E_{bruta} - E_{interna}) \cdot P_{energia} \quad (4.62)$$

$$P_{energia} = \text{UF\$ } 47,20 / \text{MWh, conforme tabela 4-8;} \quad (4.63)$$

$$C_{parasita} = 0,08. W_{ger} \quad (4.64)$$

O consumo parasita ( $C_{parasita}$ ) é considerado como 8% da potência gerada, conforme afirmado por Carvalho e Barros (2009).

No cálculo da energia bruta e interna anuais, se considera 8000 horas de operação anual, conforme tabela 4-8.

$$E_{bruta} = W_{ger} \cdot 8000 ; \quad (4.65)$$

$$E_{interna} = C_{parasita} \cdot 8000; \quad (4.66)$$

#### 4.2.1.2 Valor presente líquido

No cálculo do VPL, é assumido que no ano inicial da vida do empreendimento, este é igual ao fluxo de caixa do mesmo ano,  $F_{c,0}$ . Logo:

$$VPL_0 = F_{c,0} \quad (4.67)$$

Nos anos seguintes, o VPL assume a forma de cálculo explicitada na equação 4-68.

$$VPL_j = VPL_{j-1} + \frac{F_{c,j}}{(1+i)^j} \quad (4.68)$$

Onde:

i: Taxa de juros

j: Número do ano, variando de 1 a 15;

$VPL_j$ : Valor presente líquido do ano analisado

$VPL_{j-1}$ : Valor presente líquido do ano anterior

#### 4.2.1.3 TIR

Conforme dito na seção 2.2.3, a TIR é a taxa que torna nulo o VPL. Sendo assim, da equação 2-7, vem:

$$F_{C(0)} + \frac{F_{c(j+1)}}{(1+TIR)^1} + \frac{F_{c(j+2)}}{(1+TIR)^2} + \frac{F_{c(j+3)}}{(1+TIR)^3} + \dots + \frac{F_{c(15)}}{(1+TIR)^{15}} = 0 \quad (4.69)$$

#### 4.2.1.4 Payback

O payback é simplesmente determinado a partir do VPL. Inicialmente o VPL é negativo, devido ao investimento inicial. Neste trabalho, é calculado o VPL a partir dos fluxos de caixa para todos os cenários, pressão, temperatura e disponibilidade de bagaço.

#### 4.2.2 Composição de custos de equipamentos, materiais e serviços

Segundo Woodruff *et al.*(2004) a composição de custo de uma planta de geração elétrica através de ciclo Rankine regenerativo com aquecimentos intermediários ou Brayton combinado, pode ser dividida em custos dos sistemas e equipamentos, custos fixos e variáveis conforme discriminado abaixo:

##### *Custos de sistemas e equipamentos*

- ✂ Sistema de geração de vapor
- ✂ Sistema de controle ambiental
- ✂ Equipamentos de preparação e armazenagem de combustível
- ✂ Sistema de manipulação de ar e gas da combustão, incluindo ventiladores
- ✂ Estruturas de suportação em aço
- ✂ Obras civis
- ✂ Controle e instrumentação
- ✂ Sistemas de controle de poluente
- ✂ Turbogenerador
- ✂ Condensador
- ✂ Torre de Resfriamento
- ✂ Sistema de condensação, incluindo aquecedor de água e bombas
- ✂ Sistema de tratamento de  gua
- ✂ Sistema elétrico
- ✂ Isolamento térmico
- ✂ Custos de transporte
- ✂ Mobilização
- ✂ Construção
- ✂ Taxas
- ✂ Engenharia e gerenciamento de projeto

- ✂ Posta em marcha
- ✂ Testes de desempenho e eficiência (Comissionamento)

#### *Custos variáveis*

- ✂ Custos com combustível
- ✂ Potência auxiliar para equipamentos como: ventiladores, bombas, pulverizadores, etc.
- ✂ Tratamento de água, incluindo produtos químicos.
- ✂ Tratamento de efluentes
- ✂ Consumíveis
- ✂ Manutenção anual

#### *Custos fixos*

- ✂ Operador da planta
- ✂ Gerenciamento da planta
- ✂ Pessoal de manutenção
- ✂ Despesas Gerais

Neste trabalho é aplicada a metodologia para estimativa de custos do empreendimento utilizando a proposta de Woodruff *et al.* (2004) sendo considerados os sistemas e custos fixos e variáveis apresentadas.

Woodruff *et al.* (2004) classifica o custo de projeto como: engenharia e gerenciamento. Neste trabalho os custos de projeto são subdivididos em: custos de projeto mecânico, elétrico e de automação, gerenciamento do projeto e da obra e montagem em campo.

Além disso, a composição de custos proposta é interessante, pois se podem fazer comparativos entre os custos de equipamentos para diferentes pressões, temperaturas e potências, bem como os custos de materiais e serviços e custos variáveis. Para a estimativa do investimento inicial do projeto, serão considerados os custos dos equipamentos, materiais e serviços a partir da tabela 4-10 em diante.

O banco de dados fornecido pela ABC não leva em consideração a inflação no preço dos equipamentos ao longo do tempo. Utilizar valores de custo não corrigidos, significa cometer erros que podem inviabilizar um projeto viável e vice-versa. No sentido de minimizar os erros mencionados, os valores em reais (R\$) foram convertidos para o dólar (US\$) da

respectiva época da cotação, tendo como referência o FINANCE ONE (2009). É importante ressaltar que com a finalidade de preservar as informações de custos aqui considerados será utilizado um fator multiplicativo que não será divulgado conforme já foi explicado no capítulo 1.

Utilizamos a interpolação linear para estimativa de custo para valores que não estão tabelados.

#### 4.2.2.1 Equipamentos

##### 4.2.2.1.1 Gerador de vapor

Uma boa aproximação de custos, bastante utilizada por fabricantes de geradores de vapor para compor um orçamento, é verificar no projeto o peso total do equipamento e quantidade de soldas a serem realizadas.

Na tabela 4-10 é possível observar os custos de geradores de vapor para as pressões e temperaturas estudadas e diferentes vazões. A partir da mesma tabela é possível observar que a diferença de custo entre as faixas de pressão e temperatura aumenta em maiores proporções à medida que aumenta a vazão e a própria pressão e temperatura de operação. Fazendo uma comparação entre geradores de vapor de 65 bar(a) a 490°C e 65 bar(a) a 520°C, a diferença de custo é inferior a comparada entre geradores de vapor de mesma vazão em 80 bar(a) a 520°C e 100 bar(a) a 520°C. Um gerador de vapor à pressão de 45 bar(a) a 450°C possui uma diferença de custo relativamente baixa em relação a um de 45 bar(a) a 400°C. Para vazões mais elevadas é preferível passar para faixas de pressão e temperatura maior devido ao aumento de eficiência do gerador de vapor e conseqüente ganho de potência gerada.

Tabela 4-10. Custos de Geradores de vapor

	45 bar(a) 400°C	45 bar(a) 450°C	65 bar(a) 490°C	65 bar(a) 520°C	80 bar(a) 520°C	100 bar(a) 520°C
Vazão (t/h)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)
27	1.600.000,00	1.760.000,00	2.222.222,22	2.444.444,44	2.777.777,77	3.333.333,33
70	2.500.038,33	2.750.037,22	2.946.339,44	3.240.973,33	4.444.444,44	5.555.555,55
120	3.623.997,22	3.986.397,22	5.256.666,66	5.782.222,22	8.288.888,88	9.794.444,44
140	4.935.185,00	5.428.703,33	6.166.674,44	6.783.333,33	9.705.555,55	11.130.555,55

O gerador de vapor é composto por vários equipamentos tais como: sopradores de fuligem, vasos de descarga contínua, tanque flash, desaerador e chaminé. A função dos sopradores de fuligem é a de remover as cinzas que se prendem às paredes externas dos superaquecedores do gerador de vapor. Tal processo de sopragem pode ser feito com vapor, onde parte da produção é injetada no interior da câmara de combustão diretamente nos tubos dos superaquecedores, removendo as cinzas. Cerca de 1% do vapor superaquecido produzido é destinado a este fim. Na modelagem deste trabalho não é considerado este valor devido à baixa vazão de vapor e intermitência de uso. Outro tipo de soprador é o que utiliza apenas o som para a mesma função. Ou seja, o soprador emite um som a uma determinada frequência e este faz o superaquecedor vibrar, de forma que a cinza se desprende das paredes do mesmo. Esta tecnologia está sendo bastante empregada devido à economia, mesmo que pequena, de vapor superaquecido.

Numa Central Termelétrica o gerador de vapor se torna o equipamento mais importante devido a sua complexidade operacional e custo. A montagem de um gerador de vapor é bastante complexa pois a maior parte da soldagem do equipamento é realizada em campo devido a dificuldade de transporte do equipamento montado até o local de instalação. Na figura 4-19 é mostrado um gerador de vapor em vista tridimensional.



Figura 4-19. Gerador de vapor em vista tridimensional  
Fonte: ICAVI (2010)

O desaerador é o equipamento que tem fundamental importância em uma Central Termelétrica. É um trocador de calor de contato direto que utiliza o vapor da extração da turbina para aquecer a água de alimentação e remover o oxigênio dissolvido no condensado para que este não degrade as paredes d'água do gerador de vapor. É de suma importância, pois além de aumentar a eficiência da central com o aumento da temperatura da água de alimentação, aumenta sensivelmente a vida útil do gerador de vapor diminuindo a periodicidade de manutenção. Na figura 4-20 um exemplo de desaerador.

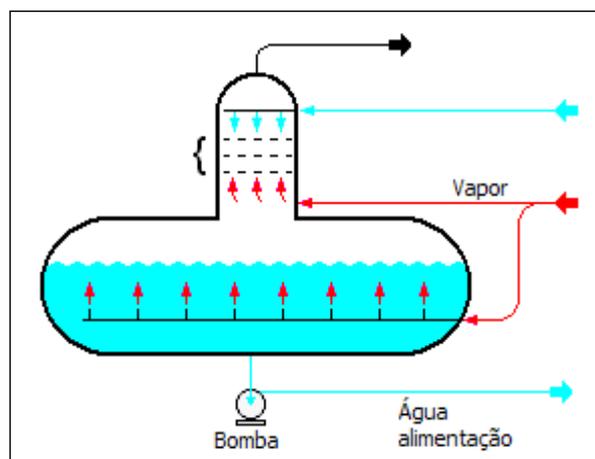


Figura 4-20. Desaerador de água de alimentação

Para o aumento da eficiência do gerador de vapor, algumas centrais utilizam a secagem de bagaço, que pode ser feita com os gases quentes da chaminé, salvaguardando-se a questão do ponto de orvalho para não haver formação de ácido sulfúrico. Cárdenas *et al.* (1994), mostraram que a eficiência energética e exergética podem passar de 71,44% a 84,98% e de 19,09% a 22,23%, respectivamente, para sistemas que utilizam a secagem de bagaço.

Outra modificação ou otimização que pode ser feita no gerador de vapor é utilizar o sistema de queima do bagaço em suspensão, como por exemplo, Soler *et al.* (1999) que apresentou os resultados de modificar o sistema de queima de bagaço para a queima em suspensão. Estes autores indicaram um aumento de 40% na geração de vapor e um aumento de 2% na eficiência de combustão.

#### 4.2.2.1.2 Pátio de Biomassa

É o local onde é armazenado, tratado e distribuído o bagaço de cana até a entrada do gerador de vapor. Na tabela 4-11 é possível observar os custos de pátio de biomassa utilizados.

Tabela 4-11. Custo de pátio de biomassa

Vazão de vapor do gerador de vapor (t/h)	Custo (UF\$)
70	666.666,66
150	1.111.111,11
200	1.388.888,88
250	1.666.666,66

#### 4.2.2.1.3 Turbina a vapor do tipo condensação

O custo das turbinas está diretamente relacionado à temperatura, pressão e vazão, sendo que a temperatura influencia na qualidade do aço liga a ser empregado, a pressão na espessura da carcaça e a vazão no tamanho do equipamento.

A diferença de custo entre as faixas de pressão e temperaturas estudadas está basicamente no tipo de aço liga empregado, nível e sensibilidade do automatismo do equipamento que fica mais conservador à medida que a pressão e temperatura aumentam, devido a fatores relacionados à segurança na operação da máquina. Apesar de este trabalho estudar pressão de operação de até 100 bar(a), já se tem notícia de que os fabricantes de turbina, a exemplo a TGM Turbinas, já produzem equipamentos de faixas de pressão de 120 bar(a) e temperatura de 530°C.

Na Tabela 4-12 é possível observar os valores de turbinas a vapor.

Tabela 4-12. Custo de turbinas a vapor

	45 bar(a) 400°C	45 bar(a) 450°C	65 bar(a) 490°C	65 bar(a) 520°C	80 bar(a) 520°C	100 bar(a) 520°C
Potência (MW)	Custo (UF\$)					
2,5	589.444,44	648.388,88	1.338.333,33	1.472.166,66	1.666.666,66	1.833.333,33
5,0	1.000.000,00	1.100.000,00	1.424.444,44	1.566.888,88	2.002.222,22	2.202.222,22
10,0	1.321.111,11	1.453.222,22	1.593.888,88	1.753.277,77	2.526.111,11	2.778.722,22
15,0	1.546.666,66	1.701.333,33	1.759.444,44	1.935.388,88	2.923.888,88	3.216.277,77

20,0	1.771.666,66	1.948.833,33	1.924.444,44	2.116.888,88	3.210.555,55	3.531.611,11
25,0	1.997.222,22	2.196.944,44	2.507.222,22	2.757.944,44	3.496.666,66	3.846.333,33
30,0	2.222.222,22	2.444.444,44	3.089.444,44	3.398.388,88	3.935.000,00	4.328.500,00
35,0	2.447.222,22	2.691.944,44	3.608.888,88	3.969.777,77	4.444.444,44	4.888.888,88

Analogamente ao gerador de vapor, que necessita de água de alimentação cada vez mais limpa à medida que aumenta a pressão de operação, a turbina também necessita de vapor superaquecido cada vez mais limpo à medida que a pressão aumenta. As tabelas 9-6 e 9-7, nos anexos, informam a qualidade do vapor superaquecido e do condensado da turbina respectivamente em função da pressão de operação.

Com relação a demais critérios técnicos de eficiência do equipamento se pode afirmar que quanto menor a pressão no escape maior a potência do equipamento, pois o salto entálpico é maior, porém para obter pressões muito baixas é preciso que a turbina e o condensador tenham áreas grandes, o que pode inviabilizar a construção do ponto de vista econômico e físico.

Em geral, os fabricantes de turbinas para geração elétrica no Brasil possuem pressões de escape entre 0,10 e 0,16 bar(a) e título no escape da turbina entre 88% a 92%.

Os ciclos Rankine atuais sempre são do tipo regenerativo, possuindo um desaerador para proteger o gerador de vapor contra danos precoces de corrosão e assim as turbinas devem possuir extrações de vapor durante os estágios de expansão. Basicamente existem 2 tipos de extração de vapor que pode ser chamado de controlada e não controlada. No caso da extração controlada, a turbina possui um automatismo e válvulas reguladoras de vapor para extração do vapor, onde é controlada a pressão e principalmente a vazão, com uma variação de  $\pm 50\%$  da vazão nominal. Na extração não controlada as condições do vapor de extração não podem ser alteradas. O benefício econômico é que o equipamento com extração não controlada é certamente mais barato que o outro.

As turbinas possuem os sistemas de selagem, onde é utilizado vapor superaquecido à uma pressão e temperatura inferiores à pressão de operação em geral a 21 bar(a) e 300°C, com o objetivo de impedir o vazamento de vapor para o ambiente, bem como a entrada de ar para dentro da turbina, o que comprometeria a manutenção do vácuo no escape da mesma, para o condensador. Na prática, o vapor de selagem retorna para a linha de condensado, pois após sair do labirinto de selagem da turbina é encaminhado para um trocador condensador de

vapor de selagem, após este ser condensado é despejado no poço quente do condensador. Na modelagem matemática não foi contabilizado o vapor de selagem devido à baixa vazão.

Por isso é que na linha de vapor superaquecido entre o gerador de vapor e a turbina se faz uma pequena extração para os sistemas de ejetores de partida e selagem da máquina e o vapor é condicionado através de um sistema de redução e dessuperaquecimento de vapor. Este processo pode ser feito através de uma estação montada formada por válvula redutora e dessuperaquecedor ou apenas a chamada válvula condicionadora que está substituindo a estação montada por conseguir realizar a redução de pressão e ao mesmo tempo o dessuperaquecimento do vapor em um único equipamento. Apesar de ter um custo maior as válvulas condicionadoras possuem uma confiabilidade maior do que as estações montadas.

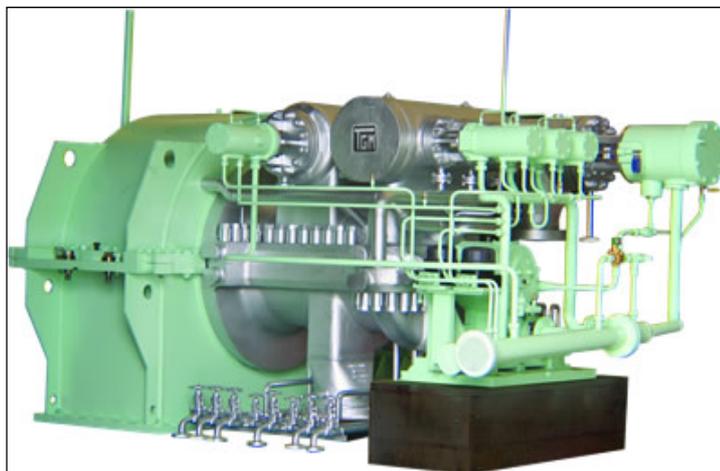


Figura 4-21. Turbina a vapor do tipo condensação.  
Fonte: TGM TURBINAS (2009)

#### 4.2.2.1.4 Gerador elétrico e transformador elétrico

É o equipamento que acoplado à turbina a vapor, gira induzindo uma corrente, produzindo um campo magnético e transformando energia mecânica em energia elétrica. Os geradores elétricos possuem sistemas de resfriamento que pode ser à ar, à água ou mesmo a hidrogênio neste caso para geradores elétricos de potências da ordem de 300 MW. Como o gerador elétrico produz energia a uma tensão baixa e inviável para o transporte por linhas de transmissão, o transformador elétrico age no sentido de elevar a tensão, diminuindo a corrente elétrica para realizar o transporte da energia nas linhas de forma mais eficiente.

Nas tabelas 4-13 e 4-14 são apresentados os custos para geradores e transformadores elétricos para diversas potências.

Tabela 4-13. Custo de gerador elétrico

<b>Potência (MW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
2,4	167.327,22
3,0	250.000,00
4,0	290.882,22
5,0	309.953,33
10,0	545.513,88
15,0	816.495,00
25,0	1.110.013,33
35,0	1.465.515,55

Tabela 4-14. Custo de transformador elétrico

<b>Potência (kVA)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
750	30.555,55
1000	33.333,33
1500	41.666,66
2000	50.000,00
2500	63.888,88
3000	75.000,00
3500	83.333,33

#### 4.2.2.1.5 Torre de Resfriamento

É o equipamento utilizado para refrigeração do vapor de escape da turbina. São encontrados dois tipos: Ventilação natural e ventilação forçada. Para pequenas e médias vazões de água, são utilizadas torres do tipo ventilação forçada, com estrutura autoportante em PRFV e enchimento em PVC. Os ventiladores podem ter regulagem do ângulo das pás para melhor controle da temperatura de saída da água fria. Em Centrais com potência mais elevada, da ordem de 200 MW, é comum utilizar torres de resfriamento com estrutura em concreto.

A figura 4-22 ilustra uma Torre de resfriamento do tipo ventilação forçada, autoportante em PRFV. A tabela 4-15 apresenta o custo deste tipo de equipamento.

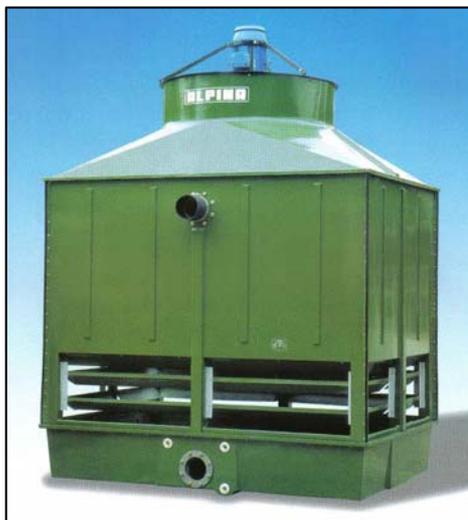


Figura 4-22. Torre de Resfriamento  
Fonte: CHECKUP AR CONDICIONADO (2011)

Tabela 4-15. Custo de Torre de Resfriamento

<b>Capacidade (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
790	37.728,33
825	41.567,22
910	41.660,55
1.200	58.955,00
1.400	67.222,22

#### 4.2.2.1.6 Bombas (Torres de resfriamento, Água Bruta e Água clarificada)

A central termelétrica deve ser provida de bombas para deslocamento de água clarificada para reposição da torre de resfriamento e água de refrigeração do condensador. Além disso, em alguns projetos pode haver bombas de água para os dessuperaquecedores ao invés de utilizar a própria bomba de alimentação do gerador de vapor. Isto torna a instalação mais cara, porém mais flexível e segura, fazendo um sistema mais independente. Para a obtenção de custo de bombas para a central termelétrica são consideradas que todas as bombas são do tipo centrífugas alimentadas por motor elétrico e que o cálculo da potência é

feito para uma altura manométrica fixa de 35 mca e rendimento de 80%. Considerar parâmetros como altura manométrica e rendimento de bomba constantes é um erro, visto que são bombas para linhas diferentes e que possuem perdas de cargas e sistemas de bombeamento diferentes. Mas a título comparativo, que é o intuito deste trabalho, estas considerações são aceitáveis. Outra curiosidade é que em usinas de açúcar é comum a instalação de uma bomba do tipo turbo-bomba, ou seja, acionada por uma pequena turbina a vapor em paralelo com a bomba de alimentação do gerador de vapor para em casos de falha elétrica, o abastecimento de água de alimentação ser garantido a fim de evitar danos sérios ao gerador de vapor.

Tabela 4-16. Custo de bombas

<b>Potência (kW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
2,0	806,66
18,0	4.641,11
79,0	8.453,88
142,7	10.692,22
207,0	13.141,66

#### 4.2.2.1.7 Tratamento de água

Conforme descrito anteriormente, a central termelétrica deve possuir um sistema de tratamento de água para repor água para o gerador de vapor e para a torre de resfriamento. Os custos que são apresentados a seguir, nas tabelas 4-17 e 4-18, são referentes a sistemas manuais. Segundo informações de fabricantes o custo para um sistema automatizado, com regenerações de resinas do sistema de desmineralização e retrolavagens de filtros da clarificação comandadas por válvulas automáticas e sensores, é o dobro de um sistema manual. Além disso, a qualidade da água a ser tratada é outro fator influente no custo do sistema, pois para uma mesma fonte se podem ter parâmetros de qualidade de água diferentes, o que irá influenciar na quantidade de equipamentos do sistema de clarificação e desmineralização. Tal fator é aqui desconsiderado.

Tabela 4-17. Custo de sistema de clarificação

Capacidade (m <sup>3</sup> /h)	Custo (UF\$)
4,00	4.961,11
30	22.777,77
100	117.832,77
160	181.446,66

Tabela 4-18. Custo de sistema de desmineralização

Capacidade (m <sup>3</sup> /h)	Custo (UF\$)
2,5	12.268,88
5,0	15.277,77
20,0	85.719,44
40,0	120.793,88
70,0	231.188,88

O sistema de tratamento de água é de extrema importância para uma central termelétrica, pois é ele que fornece água tratada para abastecimento do gerador de vapor e da torre de resfriamento, completando o balanço de massa de água, devido às purgas que são realizadas nesses equipamentos. Tais perdas são complementadas pela inserção de água tratada do sistema de tratamento de água. Abaixo, na figura 4-23, um esquema ilustrativo de um sistema de tratamento de água.



Figura 4-23. Sistema de tratamento de água

Hoje em dia existem basicamente duas tecnologias para tratamento de água: a osmose reversa ou membrana e a de resinas de troca iônica. O objetivo do sistema de tratamento de água, independente da tecnologia adotada, é eliminar os sais minerais (cálcio, magnésio, sódio, nitrato, cloreto, sulfato, sílica, etc.) encontrados na água que irá alimentar os geradores de vapor de alta pressão – cuidado que deve ser dobrado quanto à presença de sódio ou sílica, que podem aderir às paredes d'água e tubos, formando películas isolantes e corrosivas.

As duas tecnologias já são bastante conhecidas pela indústria nacional, mas a opção por qualquer uma leva em consideração desde a qualidade da água bruta a ser desmineralizada, até a qualidade que se deseja atingir.

Segundo a revista *Petro & Química* (2003) a membrana de osmose reversa age como uma barreira aos sais dissolvidos e moléculas inorgânicas. O princípio de operação consiste na aplicação de uma pressão superior à pressão osmótica, forçando a passagem da água para o lado da solução diluída. Dessa forma, de um lado obtém-se água desmineralizada e de outra água com alta concentração de sais.

No caso das resinas de troca iônica, o princípio é passar a água por colunas de resinas de troca iônica que contêm cargas ativas que podem ser positivas e/ou negativas.

As resinas que contêm cargas negativas são as catiônicas e removem os cátions presentes na água e as resinas de cargas positivas são as aniônicas, que removem os ânions. Os fabricantes informam que num processo de desmineralização por resinas, para uma vazão de 100 m<sup>3</sup>/h, são produzidos, exatamente, 100 m<sup>3</sup>/h de água, observando-se apenas que uma pequena quantidade desta água pura - da ordem 2 a 5% - poderá ser consumida posteriormente na regeneração das resinas. Portanto, o rendimento do processo de desmineralização por resinas pode ser considerado de 95% a 98% de água tratada. Já o tratamento por membranas tem eficiência da ordem de 70% a 80%.

Por outro lado, um processo de desmineralização não pode ser realizado continuamente com troca iônica – porque é necessário interromper o processo para regenerar as resinas. Esse problema pode ser contornado com mais colunas em operação. A vantagem da osmose reversa é o efluente com menor índice de salinidade.

Ainda segundo a revista *Petro & Química* (2003), a osmose reversa apresenta eficiência maior para água com alta salinidade. No Brasil, a água apresenta baixa dureza, predominantemente causada pela presença de Cálcio e Magnésio, e baixa salinidade e por

isso, tecnicamente e economicamente, ainda é mais viável utilizar a tecnologia de resinas de troca iônica.

Outra vantagem da resina de troca iônica em relação à osmose reversa é o baixo consumo de energia elétrica no sistema de bombeamento, pois como já foi dito, a osmose reversa necessita trabalhar a pressões elevadas da ordem de 15 kgf/cm<sup>2</sup>, enquanto que as resinas de troca iônica trabalham praticamente a pressão atmosférica. Quanto maior e complexo o sistema de bombeamento mais elevado é o custo operacional.

#### 4.2.2.1.8 Trocadores de calor (aquecedores de baixa pressão)

O único valor disponibilizado pela ABC para trocadores de calor foi para um trocador água-água de 240 m<sup>2</sup> com custo de UF\$ 38.888,88. Para composição dos demais tamanhos de trocadores é considerado o fator “a” apresentado por Bejan *et al.* (1995) na tabela 5-26, no valor de 0,66. Posteriormente será apresentado de forma detalhada o cálculo do fator “a”.

Tabela 4-19. Custo de trocador de calor de baixa pressão

Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)
150	28.517,22
200	34.480,00
240	38.888,88
300	45.059,44
350	49.885,00
400	54.481,11
500	63.125,55

#### 4.2.2.1.9 Trocadores de calor (aquecedores de alta pressão)

O custo de trocadores de calor para pré-aquecimento de água de alimentação é bastante elevado, pois devido à alta pressão da água de alimentação as paredes dos tubos de troca térmica tendem a ser bastante espessas e a qualidade da água de alimentação é bastante elevada, fazendo com que o material dos tubos de troca térmica também sejam muito nobres.

Como a ABC não dispunha de dados consistentes à respeito de custos de trocadores de calor para alta pressão, é considerado que para pressão de 45 bar(a) e 400°C, o custo é o dobro dos trocadores de baixa pressão.

A diferença de custo ou incremento para os trocadores de pressões e temperaturas mais elevadas é considerada em 10%. Na tabela 4-20 é mostrado o custo de trocadores de calor de alta pressão para as pressões e temperaturas de trabalho estudadas em função da área de troca térmica.

Tabela 4-20. Custo de trocador de calor de alta pressão

	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)	Custo (UF\$)
150	57.034,44	62.737,88	69.011,67	75.912,84	83.504,12	91.854,54
200	68960,00	75856,00	83.441,60	91.785,76	100.964,33	111.060,77
240	77.777,77	85.555,55	94.111,11	103.522,22	113.874,44	125.261,88
300	90.118,88	99.130,77	109.043,85	119.948,23	131.943,06	145.137,37
350	99770,00	109.747,00	120.721,70	132.793,87	146.073,25	160.680,58
400	108.962,22	119.858,44	131.844,28	145.028,71	159.531,58	175.484,75
500	126.251,11	138.876,22	152.763,84	168.040,22	184.844,25	203.328,67

#### 4.2.2.1.10 Ponte Rolante

Certamente que os parâmetros de altura de elevação, vão da ponte, tipos de ponte rolante (univiga ou dupla viga) são importantes na composição do custo. A ponte rolante univiga, como o próprio nome já diz, é formada por uma única viga apoiada sobre trilhos e suporta uma menor quantidade de carga quando comparada com a dupla viga. Para facilitar a busca nos bancos de dados da ABC, foi considerado apenas o parâmetro capacidade de carga nominal. Como a idéia do trabalho é fazer um comparativo entre centrais termelétricas, o erro incorrido na falta de consideração dos parâmetros mencionados é minimizado.

Tabela 4-21. Custos de ponte rolante

<b>Capacidade de carga nominal (t)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
18	59.331,11
25	72.500,00
35	104.346,66
40	110.781,11
60	124.800,55
70	247.176,11

#### 4.2.2.1.11 Sistema de Ventilação Adiabática

Em uma central termelétrica o sistema de ventilação adiabática possui a finalidade de climatizar o ambiente e manter o local com uma pressão interna superior à pressão atmosférica na intenção de evitar a entrada de impurezas no ambiente, já que esse sistema geralmente é aplicado nas salas de painéis elétricos e salas de comando e em alguns casos na própria sala de máquinas, onde são instaladas as turbinas e geradores elétricos. Tais equipamentos necessitam de um ambiente limpo para perfeito funcionamento e a central termelétrica a bagaço de cana tem como característica um ambiente sujo, devido à poeira de bagaço gerada. O ar insuflado nas salas é saturado com água bombeada para os borrifadores através de bombas centrífugas. Em relação ao sistema de condicionamento de ar, o sistema adiabático possui custo de instalação e manutenção bastante inferior. Na tabela 4-22 são apresentados os custos do sistema de ventilação adiabática para diversas vazões de ar saturado insuflado.

Tabela 4-22. Custos de sistema de ventilação adiabática

<b>Capacidade (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
12.600	13.489,44
35.000	18.466,66
108.000	30.945,00
250.000	83.482,22
456.000	95.628,33
900.000	123.079,44

#### 4.2.2.1.12 Compressores

Em uma central termelétrica os compressores de ar são utilizados para instrumentação e serviço. Na instrumentação o ar comprimido é utilizado para o comando das válvulas automáticas que são operadas eletro-pneumaticamente. Tal comando pode ser manual ou remoto através da sala de operações onde é enviado um sinal elétrico para a válvula abrir, fechar ou seguir para uma posição determinada dependendo do tipo de posicionador e atuador. Os fabricantes de válvulas eletro-pneumáticas recomendam para o perfeito funcionamento e durabilidade que o ar comprimido esteja de dentro certos padrões de qualidade. Na tabela 4-23 é apresentada a padronização das classes de qualidade do ar comprimido segundo a norma ISO-8573.

Tabela 4-23. Classe de qualidade do ar comprimido

<b>Classe de qualidade</b>	<b>Sólidos - Dimensão máxima da partícula (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Água Ponto de orvalho(<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	<b>Óleo concentração residual (<math>\text{mg}/\text{m}^3</math>)</b>
1	0,1	-70	0,01
2	1	-40	0,1
3	5	-20	1
4	15	+3	5
5	40	+7	25
6	-x-	+10	-x-
7	-x-	Não especificado	-x-

Na tabela 4-24 é apresentado o custo de alguns compressores do tipo alternativo de pistão.

Tabela 4-24. Custo de compressores

<b>Capacidade (pcm)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
63	5.928,33
125	13.650,00
267	32.777,77

#### 4.2.2.1.13 Tanques (Água Bruta e Água Tratada)

Abaixo os custos para os tanques de água bruta e água tratada utilizados nas centrais termelétricas para acumulação de água para entrada e saída do sistema de clarificação. Para um dimensionamento aproximado dos tanques está sendo utilizada uma autonomia de 3hs. Sendo assim, de acordo com a vazão de água tratada é possível determinar o volume de cada um dos tanques. Vale salientar que tanques de mesmo volume podem ter diâmetro maior e altura menor e vice-versa e estes parâmetros não estão sendo considerados devido a influência no custo ser mínima ou até mesmo não existir segundo os próprios fabricantes.

Tabela 4-25. Custo de tanques

Capacidade (m <sup>3</sup> )	Custo (UF\$)
7,5	4.622,77
50	22.598,33
100	27.777,77
500	154.320,55
2000	252.057,22

#### 4.2.2.2 Determinação e comparativo entre fatores “a” para equipamentos

Bejan *et al.* (1995), Lora e Nascimento (2004), Spranger (2002) utilizam uma metodologia para o cálculo de custos de equipamentos, que se desenvolve da seguinte forma:

$$C = C_0 \left( \frac{P}{P_0} \right)^a \quad (4.70)$$

Onde:

$C$  = Custo do equipamento que se deseja obter (UF\$)

$C_0$  = Custo de um equipamento conhecido (UF\$)

$P$  = Tamanho do equipamento que se deseja obter

$P_0$  = Tamanho de um equipamento conhecido

$a$  = Fator de correção

Sendo assim, toma-se como referência o tamanho e custo de um equipamento conhecido e aplica-se um fator de correção “a” para obter o custo do equipamento desejado. Abaixo uma tabela com os fatores de correção para diversos equipamentos de acordo com a variável e faixa de tamanho a que o fator de correção é aplicável segundo Bejan (1995).

Tabela 4-26. Fator de correção "a" para diversos equipamentos.

<b>Equipamento</b>	<b>Variável</b>	<b>Faixa de tamanho</b>	<b>Fator “a”</b>
Resfriador a ar	Área de superfície	28 – 650 m <sup>2</sup>	0,75
Soprador (centrífugo axial)	Potência	0,05-8MW	0,95
Soprador (rotativo)	Potência	0,05 – 1,2 MW	0,6
Caldeira	Taxa de calor	1,5 – 80 MW	0,73
Compressor	Potência	0,05 – 8 MW	0,95
Torre de resfriamento	Taxa de refrigeração	0,05 – 9 m <sup>3</sup> /s	0,93
Secador a vácuo	Área de superfície	1,0 – 10 m <sup>2</sup>	0,76
Secador atmosférico	Área de superfície	1,0 – 10 m <sup>2</sup>	0,4
Tubo	Área transversal	0,05 – 10 m <sup>2</sup>	0,55
Motor elétrico	Potência	3,5 – 15 kW	0,8
		15 – 150 kW	1
		0,15 – 6 MW	0,4
Evaporador	Área de superfície	10 – 1000 m <sup>2</sup>	0,54
Ventilador centrífugo	Taxa volumétrica	0,5 – 5,0 std m <sup>3</sup> /s	0,44
		9,5 – 33 std m <sup>3</sup> /s	1,17
Aquecedor	Taxa de calor	0,5 – 10 MW	0,78
Turbina a gás	Potência	0,01 – 15 MW	0,65
		70 – 200 MW	0,89
Trocador de calor	Área de superfície	0,2 – 6 m <sup>2</sup>	0,16
		15 – 1500 m <sup>2</sup>	0,40

		15 – 400 m <sup>2</sup>	0,66
		2 – 200 m <sup>2</sup>	0,43
		2 – 20 m <sup>2</sup>	0,6
Motor de combustão interna	Potência	0,007 – 10 MW	0,81
Tubulação	Diâmetro do tubo	5 – 75 cm	0,95
Vaso de processo	Altura do vaso	1 – 120 m	0,97
Motobomba	Potência	0,02 – 0,3 kW	0,23
		0,3 – 20 kW	0,37
		20 – 200 kW	0,48
Turbo-bomba	Potência	0,5 – 300 kW	0,45
Reator	Volume	0,2 – 4 m <sup>3</sup>	0,55
Separador centrífugo	Capacidade	1,4 – 7 m <sup>3</sup>	0,49
Turbina a vapor de condensação	Potência	0,1 – 15 MW	0,5
Turbina a vapor de contrapressão	Potência	50 – 600 MW	0,9
Tanque de estocagem	Volume	0,07 – 150 m <sup>3</sup>	0,3
Vaso de pressão	Volume	150 – 19000 m <sup>3</sup>	0,65
Tanque teto plano	Volume	0,4 – 40 m <sup>3</sup>	0,57
Transformador	Capacidade	0,2 – 50 MVA	0,39

Fonte: Bejan *et al* (1995)

Os fatores de correção utilizados por Bejan *et al.* (1995) na determinação de custos de equipamentos são úteis na comparação entre os fatores determinados pela ABC para os equipamentos utilizados nos seus projetos de centrais termelétricas, tendo como base o combustível bagaço de cana. Como a ABC possui um banco de dados com os custos de equipamentos utilizados em centrais termelétricas é possível realizar o processo inverso, ou seja, tomar como base um valor e tamanho de determinado equipamento e referenciando os demais a este é encontrado um fator de correção “a”. De posse desse fator de correção é

possível fazer um comparativo entre os fatores utilizados por Bejan *et al.* (1995) e/ou Lora e Nascimento (2004) tirando conclusões a respeito das considerações de cada um dos autores.

A seguir é mostrado como é determinado o fator “a” através do banco de dados de custos da ABC e em seguida é feito um comparativo entre os diversos fatores “a” utilizados por autores como Lora e Nascimento (2004) e Bejan *et al.* (1995).

Para a determinação do fator “a” dos equipamentos do banco de dados da ABC são utilizados os custos conforme descrito na seção 4.2.2, onde é tomado um equipamento de referência e encontrados os fatores “a” para cada um dos outros.

De posse dos valores  $C_0$  e  $P_0$ , respectivamente o custo e tamanho do equipamento de referência, juntamente com o custo e tamanho do equipamento pretendido é possível calcular o fator “a” substituindo valores na equação 4-69.

Como exemplo é apresentada a tabela 4-27, para verificação do cálculo do fator “a” para geradores de vapor de 45 bar(a) e 400°C.

Tabela 4-27. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 45 bar(a) e 400°C

<b>Vazão (t/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator “a”</b>
70	2.500.038,33	0,4684
120	3.623.997,22	0,5481
140	4.935.185,00	0,6843
Referência: $C_0 = \text{UF\$ } 1.600.000,00$ ; $P_0 = 27 \text{ t/h}$		
<b>Média</b>		<b>0,5670</b>

Em seguida é obtida uma média dos fatores “a” e tais resultados são demonstrados na tabela 4-28.

Demais tabelas com seus respectivos resultados se encontram no capítulo 9.

A tabela 4-28 ainda compara os fatores “a” considerados por Lora e Nascimento (2004), Bejan *et al.* (1995) e a ABC. A intenção é de certa forma verificar se os fatores “a” da ABC estão próximos dos outros autores e acrescentar alguns fatores para sistemas tais como: sistema de clarificação e desmineralização, ponte rolante, sistema adiabático, compressores e tanques que não são facilmente encontrados na literatura.

Tabela 4-28. Resumo comparativo entre os fatores "a"

Equipamento	Faixa de pressão e temperatura ou tamanho	Fator "a"		
		Lora e Nascimento	Bejan	ABC
Gerador de vapor	45 bar(a) / 400°C	-	0,73 a 0,85 <sup>(1)</sup>	0,5670
	45 bar(a) / 450°C	-		0,5670
	65 bar(a) / 490°C	-		0,4978
	65 bar(a) / 520°C	-		0,4978
	80 bar(a) / 520°C	-		0,6621
	100 bar(a) / 520°C	-		0,6638
Turbina de condensação	45 bar(a) / 400°C	-	0,5 <sup>(4)</sup>	0,5737
	45 bar(a) / 450°C	-		0,5737
	65 bar(a) / 490°C	-		0,2184
	65 bar(a) / 520°C	-		0,2184
	80 bar(a) / 520°C	-		0,3190
	100 bar(a) / 520°C	-		0,3190
Geradorelétrico	0,1 a 2,0MW	0,66	- <sup>(5)</sup>	0,71
	2,0 a 250MW	0,95	- <sup>(5)</sup>	0,71
Transformador	750 a 3000 kVA	-	-	0,7886
Transformador	200 a 50000 MVA	-	0,39	
Torres de Resfriamento	790 a 1200 m <sup>3</sup> /h	-	0,93	0,97
Bombas	2,0 a 207,0 kW	-	-	0,49
	0,02 a 0,3 kW	-	0,23	
	0,3 a 20 kW	-	0,37	
	20 a 200 kW	-	0,48	
Sistema de clarificação	4,0 a 160 m <sup>3</sup> /h	- <sup>(3)</sup>	- <sup>(3)</sup>	1,12
Sistema de desmineralização	2,5 a 70,0 m <sup>3</sup> /h	- <sup>(3)</sup>	- <sup>(3)</sup>	0,9
Trocadores de	15 a 400 m <sup>2</sup>	-	0,66	0,66

calor de baixa pressão				
Trocadores de calor de alta pressão	45 bar(a) / 400°C	-	0,66 (15 a 400 m <sup>2</sup> ) <sup>(2)</sup>	0,66
	45 bar(a) / 450°C	-		0,66
	65 bar(a) / 490°C	-		0,66
	65 bar(a) / 520°C	-		0,66
	80 bar(a) / 520°C	-		0,66
	100 bar(a) / 520°C	-		0,66
Ponte Rolante	25 a 70 t	-	-	0,81
Sistema adiabático	35.000 a 900.000 m <sup>3</sup> /h	-	-	0,52
Compressores	63 a 125 pcm	-	-	1,17
Tanques	7,5 a 2.000 m <sup>3</sup>	-	-	0,7

<sup>(1)</sup> Bejan *et al.* (1995) não possui fator “a” para gerador de vapor a bagaço de cana, apenas para combustíveis carvão, gás ou óleo, podendo variar de 0,73 a 0,85.

<sup>(2)</sup> Fator “a” para trocador de calor do tipo casco e tubos de 15 a 400 m<sup>2</sup>.

<sup>(3)</sup> Bejan *et al.* (1995), Lora e Nascimento (2004) não informam fator “a” para sistemas de clarificação e desmineralização.

<sup>(4)</sup> Bejan *et al.* (1995) considera fator “a” de 0,5 para turbinas entre os tamanhos de 0,1 a 15,0 MW.

<sup>(5)</sup> Bejan *et al.* (1995) não informa valores de fator “a” para gerador elétrico.

Diante da tabela 4-28 se pode dizer que para bombas, Bejan *et al.* (1995) utiliza vários fatores dependendo da faixa de potência. Para a ABC o cálculo é feito para toda a faixa de potência, fornecendo um único fator que é bastante semelhante a Bejan *et al.* (1995) quando a potência da bomba fica entre 20 e 200 kW.

Conforme já apresentado nas seções 4.2.2.1.8 e 4.2.2.1.9 o fator “a” para trocadores de calor é considerado em 0,66 e constante para a formação das tabelas 4-19 e 4-20 as quais foram utilizadas no software desenvolvido em plataforma EES para análise financeira neste trabalho.

### 4.2.2.3 Materiais

#### 4.2.2.3.1 Tubulação

Para uma estimativa de custos de tubulação é considerado apenas o critério de cálculo de diâmetros pela velocidade desprezando-se o critério da perda de carga.

Os valores de velocidade de vapor superaquecido e água são descritos na tabela 4-29 abaixo:

Tabela 4-29. Velocidade recomendada para tubulações.

Tipo fluido	Velocidade em tubulações
Vapor superaquecido	35 a 60 m/s
Vapor saturado	20 a 35 m/s
Água	1,7 a 3,5 m/s

Fonte: Telles (2001)

Abaixo a equação 4-71 descreve o cálculo do diâmetro interno para a tubulação de vapor superaquecido entre o gerador de vapor e a turbina.

$$d_{interno,pol} = 0,3937 \cdot \sqrt[2]{\frac{v \cdot \dot{m}_1 \cdot 3600}{0,283 \cdot vel}} \quad (4.71)$$

Onde:

$d_{interno,pol}$ : Diâmetro interno (pol)

$v$ : Volume específico do vapor superaquecido (m<sup>3</sup>/kg)

$\dot{m}_1$ : Vazão de vapor superaquecido (kg/s)

$vel$ : Velocidade do vapor superaquecido (m/s)

São calculados ainda os diâmetros de tubulação de água para resfriamento de condensador, tubulação de água tratada, vapor para desaerador e trocadores de calor de alta e baixa pressão considerando seus respectivos volumes específicos do fluido, vazões e velocidades do fluido. Nas tabelas 4-30 a 4-33 é possível identificar os custos para diferentes

diâmetros de tubulação e espessuras de parede em função das especificações de material consideradas. Na tabela 4.5 da seção 4.1.1 podem ser verificados os comprimentos de tubulação considerados para determinação do custo total.

Tabela 4-30. Custo de tubo ASTM A53 Gr B

<b>Material</b>	<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Sch</b>	<b>Custo (UF\$/m)</b>
<b>ASTM A53 Gr B</b>	1"	40	3,33
	2"		3,88
	3"		11,11
	4"		27,77
	8"		55,55
	10"		83,33
	14"		111,11

De acordo com Telles (2001) o material ASTM A53 Gr B é bastante utilizado em tubulações de baixa responsabilidade, ou seja, para condução de fluidos a baixas pressões e baixas temperaturas, que seria o caso da água de refrigeração do condensador, água clarificada.

O material ASTM A106 Gr B possui aplicações mais específicas e por isso possui custo um tanto mais elevado que o ASTM A53 Gr B, mas ainda possui restrições, pois segundo o código ASME não é recomendável expor diretamente este tipo de material de tubulação a temperaturas iguais ou maiores que 427°C. A tabela 4-31 ilustra o custo por metro do ASTM A106 Gr B para diferentes diâmetros e espessuras de parede.

Tabela 4-31. Custo de tubo ASTM A106 Gr B

<b>Material</b>	<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Sch</b>	<b>Custo (UF\$/m)</b>
<b>ASTM A106 Gr B</b>	3	40	14,22
	4		15,46
	6		34,77
	8		53,33
	10		89,55

	12		127,88
	16		294,27
	3/4"	80	5,13
	1		6,01
	1.1/2"		8,61
	4"		33,33
	6"		64,44

Nas tabelas 4-32 e 4-33 abaixo são apresentados os custos para materiais de tubulação bastante utilizados em centrais termelétricas de elevadas potências, pois nesses casos a tubulação está exposta a temperaturas da ordem de 500°C.

Tabela 4-32. Custo de tubo ASTM A335 Gr P11

<b>Material</b>	<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Sch</b>	<b>Custo (UF\$/m)</b>
<b>ASTM A335 Gr P11</b>	1"	80	18,61
	3"		59,43
	8"		258,33
	10"		523,33
	12"		708,88
	1"	100	37,22
	3"		118,86
	8"		516,66
	10"		1.046,66
	12"		1.417,77

A aplicação do material de tubulação ASTM A335 Gr P22 deve ser criteriosamente avaliada, pois além de possuir um custo por metro em relação ao Gr P11 bastante superior, agrega recursos necessários ainda não plenamente disponíveis no Brasil. Para realizar uma montagem de tubulação ASTM A335 Gr P22 é preciso ter soldadores qualificados, pois é um aço liga de soldabilidade baixa e o Brasil ainda não é pleno produtor deste tipo de material. Então, na maioria dos casos, é preciso importar o produto e para tanto fazer estudos de cronograma de fabricação da tubulação, pois a importação pode atrasar o andamento da obra.

Todos estes fatores convergem para uma inviabilidade no uso deste tipo de material. Por outro lado, as faixas de temperatura atingidas por este aço liga são bastante superiores ao aço Gr P11 e com isso o rendimento térmico do ciclo pode aumentar bastante.

Tabela 4-33. Custo de tubo ASTM A335 Gr P22

<b>Material</b>	<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Sch</b>	<b>Custo (UF\$/m)</b>
<b>ASTM A335 Gr P22</b>	4"	120	555,55
	8"		858,88
	10"		1145,00
	12"		1.288,33
	14"		1575,00
	18"		2.820,55
	4"	140	1.111,11
	8"		1.717,77
	10"		2290,00
	12"		2.576,66
	14"		3150,00
	18"		5.641,11
	4"	160	2.222,22
	8"		3.435,55
	10"		4.580,00
	12"		5.153,33
	14"		6.300,00
	18"		11.282,22

#### 4.2.2.3.2 Válvulas automáticas

Nos cenários de 01 a 04 é considerada uma válvula automática na entrada de cada um dos trocadores de calor e outra para a entrada do desaerador. Para estimativa de custos, o software desenvolvido considera que o diâmetro da válvula é o mesmo da tubulação calculada. A tabela 4-34 apresenta o custo de uma válvula automática de 900 lbs de classe de

pressão, para diversos diâmetros e a figura 4-24 ilustra uma válvula automática redutora de pressão com atuador pneumático.

Tabela 4-34. Custo de válvulas automáticas

<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Classe de pressão</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
1"	900 lbs	2.555,55
6"		14.555,55
10"		19.444,44
14"		22.222,22



Figura 4-24. Válvula automática.  
Fonte: VALLOY (2009)

#### 4.2.2.3.3 Dessuperaquecedores

É o equipamento responsável por reduzir a temperatura do vapor superaquecido através da injeção de quantidade controlada de água na linha. Em centrais termelétricas estes equipamentos são utilizados em tubulação de vapor para selagem e ejetores de turbina, entrada de vapor do desaerador, controle de temperatura em superaquecedores de geradores de vapor, trocadores de calor de alta e baixa pressão, entrada do processo de uma usina de açúcar e álcool, etc.

Apenas para compor a estimativa de custos, são considerados dessuperaquecedores na entrada de cada um dos trocadores de calor e outro para a entrada do desaerador. É considerado que o dessuperaquecedor utilizado no estudo é do tipo bocal com custo fixo de UF\$ 13.888,88, independente do diâmetro da tubulação em que se encontra. Fazer tal consideração é um erro porque o custo do dessuperaquecedor pode variar de acordo com a vazão de vapor a ser dessuperaquecido e o diâmetro da tubulação. Os dessuperaquecedores podem ser encontrados no mercado em diversos tipos, desde o Venturi, ideal para aplicações de baixas vazões, até o tipo bocal radial, para tubulações de grandes diâmetros da ordem de 16” em diante e que necessitam de controle de saturação do vapor bastante preciso. As figuras 4-25 a 4-27 ilustram alguns tipos de dessuperaquecedores encontrados no mercado.



Figura 4-25. Dessuperaquecedor de vapor tipo Venturi  
Fonte: HITER (2010)



Figura 4-26. Dessuperaquecedor de vapor tipo Bocal  
Fonte: HITER (2010)



Figura 4-27. Dessuperaquecedor de vapor tipo Bocal radial  
Fonte: HITER (2010)

Como já foi dito, em usinas termelétricas é comum utilizar sistemas de redução de pressão e temperatura de vapor para aplicação em processos, vapor para desaeração e selagem de turbinas, por exemplo. Há tempos atrás isso era realizado através de um sistema montado com válvula de controle redutora de pressão e em seguida um dessuperaquecedor. Com a evolução tecnológica, os fornecedores desenvolveram uma válvula que teria a intenção de reduzir pressão e temperatura em um único equipamento, sendo uma vantagem já que facilitaria a manutenção por se tratar de um único equipamento. Ficou comumente conhecido nas usinas brasileiras por válvula condicionadora de vapor.

Segundo Procknor (2008), uma vantagem da válvula condicionadora em relação ao sistema de válvula redutora com dessuperaquecedor, é o fato de que devido à alta variação de pressão na válvula há uma melhor homogeneização da mistura água/vapor e conseqüentemente maior eficiência e controle fino da temperatura requerida.

Em plantas de geração elétrica acopladas a usinas de açúcar e álcool é muito comum encontrar válvulas condicionadoras. Quando há uma interrupção na exportação de energia elétrica, a turbina deixa de mandar vapor para o processo através da extração, porém com a válvula condicionadora instalada no desvio da linha de vapor superaquecido ainda é possível manter o processo de fabricação de açúcar e álcool abastecido de vapor de baixa pressão.



Figura 4-28. Válvula condicionadora de vapor.  
 Fonte: HITER (2009)

#### 4.2.2.3.4 Válvulas manuais

Com relação às válvulas manuais em uma central termelétrica neste trabalho são apenas consideradas as do tipo borboleta para o sistema de resfriamento. Portanto se tem válvulas borboletas para entrada e saída das bombas de resfriamento e entrada e saída do condensador. Na tabela 4-35 é apresentado o custo de válvulas borboletas de classe de pressão de 150 lbs, comumente aplicadas nos sistemas de resfriamento de centrais termelétricas.

Tabela 4-35. Custo de válvula tipo borboleta para água

<b>Diâmetro Nominal</b>	<b>Classe de pressão</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
8"	150 lbs	84,44
10"		138,88
12"		166,66
16"		402,22
18"		629,44
32"		4.722,22

#### 4.2.2.4 Serviços

##### 4.2.2.4.1 Obras civis

Um parâmetro interessante para mensurar o valor da obra civil sem dúvida é a potência da central termelétrica, pois está intimamente ligada ao tamanho dos equipamentos e conseqüentemente às bases e estruturas civis. Na tabela 4-36 abaixo é possível identificar o custo das obras civis compreendendo apenas a montagem civil juntamente com materiais e mobilização de pessoal.

Tabela 4-36. Custo de obras civis

<b>Potência (MW)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>
10	1.422.222,22
20	2.294.444,44
30	2.536.111,11
40	2.656.666,66

#### 4.2.2.4.2 Montagem mecânica, elétrica e automação

Na tabela 4-37 em seguida é possível observar custos de montagem eletromecânica onde as variáveis são a pressão de operação do gerador de vapor e a potência da central termelétrica.

Tabela 4-37. Custo de montagem mecânica, elétrica e de automação

<b>Pressão de vapor (bar(a))</b>	<b>Potência da UTE (kW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
<b>45</b>	5.000	277.777,77
	33.000	1.944.444,44
<b>65</b>	10.000	3.055.555,55
	20.000	5.222.222,22
	30.000	6.000.000,00
	40.000	6.388.888,88
<b>80 ou 100</b>	30.000	6.777.777,77
	40.000	7.500.000,00

#### 4.2.2.4.3 Projeto, gerenciamento e coordenação de obra

Abaixo é mostrada a tabela 4-38 com os custos de: projeto mecânico, elétrico, automação, gerenciamento e coordenação da obra. À medida que a potência da central termelétrica aumenta, aumenta a quantidade de folhas de desenhos, listas de materiais, especificações técnicas entre outros documentos que fazem parte de um projeto, e com isso eleva-se a quantidade de hh (homem-hora) necessária para realização do serviço, o que torna o projeto mais oneroso. Certamente que esta filosofia se estende para o gerenciamento e principalmente coordenação da obra.

Tabela 4-38. Custo de projeto, gerenciamento e coordenação de obra

<b>Potência da UTE (kW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>
5.000	461.111,11
33.000	694.444,44

#### 4.2.2.4.4 Custos fixos e variáveis

Nas tabelas 4-39 e 4-40 que seguem são apresentadas as estimativas passadas pela ABC tanto para custos fixos quanto variáveis. Para os custos fixos está previsto gastos com telefonia, internet, veículos, jurídico, viagens e correios para administração da central termelétrica. Os custos variáveis são assim chamados porque variam de acordo com a potência da central conforme pode ser visto na tabela 4-40. Além da manutenção e seguro se tem custo com tratamento químico, onde basicamente estão sendo considerados os custos dos insumos do sistema de tratamento tais como resina reserva. Os recursos humanos também podem variar de acordo com o tamanho da central e estão sendo considerados os custos de salário, alimentação e transporte. O custo com impostos da Central é considerado como 10% do valor de toda a receita anual com a venda de energia elétrica. O manuseio de combustível leva em consideração o transporte do bagaço desde o pátio até o gerador de vapor.

Tabela 4-39. Custo fixo anual estimado da central termelétrica

<b>Despesas fixas</b>	<b>UF\$/ano</b>
Telefone e Internet	8.333,00
Veículo, jurídico, viagens	40.000,00

e correios	
------------	--

Tabela 4-40. Custo variável anual estimado da central termelétrica

<b>Despesas variáveis (UF\$)</b>	<b>10 MW</b>	<b>20 MW</b>	<b>30 MW</b>
Manutenção da central termelétrica	200.000,00	238.888,88	277.777,77
Seguro da central termelétrica	41.666,66	72.222,22	88.888,88
Tratamento químico	83.333,33	100.000,00	125.000,00
Pagamento de funcionários	388.888,88	430.555,55	462.777,77
Alimentação e transporte de pessoal	55.555,55	75.000,00	83.333,33
Taxas de fiscalização da Aneel	4.166,66	8.333,33	12.500,00
Custos com impostos	10% da energia gerada pela central termelétrica		
Custos com manuseio de combustível	UF\$ 2,77 / t		

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

No capítulo que segue são apresentados os resultados obtidos da modelagem matemática e financeira dos cenários 1, 2, 3 e 4 de acordo com as pressões e temperaturas estudadas no capítulo 4.

O cenário 1 é aquele em que não há trocadores de calor, figura 4-2. Nos demais cenários são inseridos trocadores de calor, para aquecimento de condensado, figura 4-3, de água de alimentação do gerador de vapor, figura 4-4 e finalmente para aquecimento de ambos, como mostra a figura 4-5.

Os gráficos são apresentados de forma que as barras representam os cenários, o eixo das abscissas, as pressões e temperaturas, e o eixo das coordenadas a variável apresentada.

Será possível analisar a parte energética e exergética na seção 5.1 e financeira em 5.2.

### 5.1 Análise energética e exergética

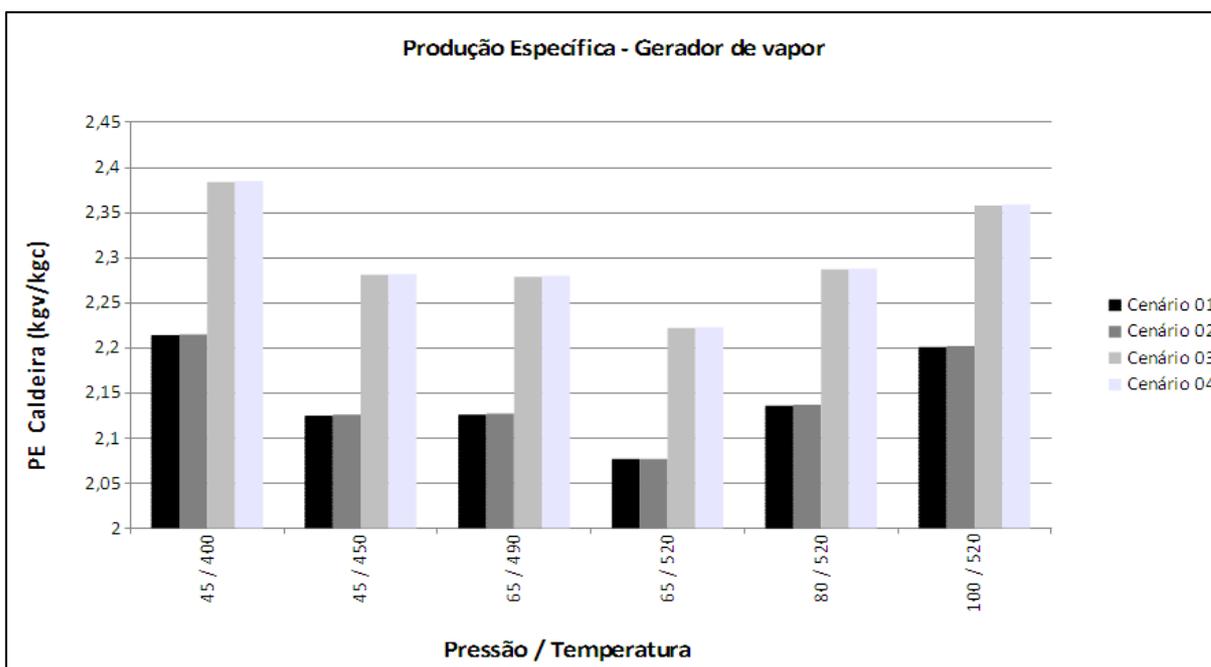


Figura 5-1. Produção específica do gerador de vapor

É possível notar que até a pressão de 65 bar(a) e 520°C a produção específica do gerador de vapor cai, ou seja, uma menor quantidade de vapor é produzida por quantidade de combustível, pois a diferença de entalpia aumenta. A partir desse valor a pressão aumenta enquanto a temperatura permanece constante, fazendo com que a diferença de entalpia volte a cair e a produção específica do gerador de vapor suba.

Da equação 4.13, vem que:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14}}{PCI \cdot \eta_{ger,vap}} \quad (5.1)$$

Substituindo na equação 4-14 tem:

$$PE_{ger,vap} = \frac{\dot{m}_1}{\frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14}}{PCI \cdot \eta_{ger,vap}}} \quad (5.2)$$

Considerando que:

$$\dot{m}_{11} = \frac{3,5}{100} \dot{m}_1 \quad (5.3)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{11}$$

E simplificando vem:

$$PE_{ger,vap} = \frac{\dot{m}_1}{\frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + (\frac{3,5}{100}) \dot{m}_1 \cdot h_{11} - (\dot{m}_1 + \dot{m}_{11}) \cdot h_{14}}{PCI \cdot \eta_{ger,vap}}} \quad (5.4)$$

$$PE_{ger,vap} = \frac{1}{\frac{h_1 + 0,035 \cdot h_{11} - 1,035 \cdot h_{14}}{PCI \cdot \eta_{ger,vap}}} \quad (5.5)$$

Pode-se perceber ainda, na equação 5.2, que a produção específica do gerador de vapor independe da vazão produzida, mas sim das entalpias de entrada e saída, poder calorífico inferior e eficiência do equipamento.

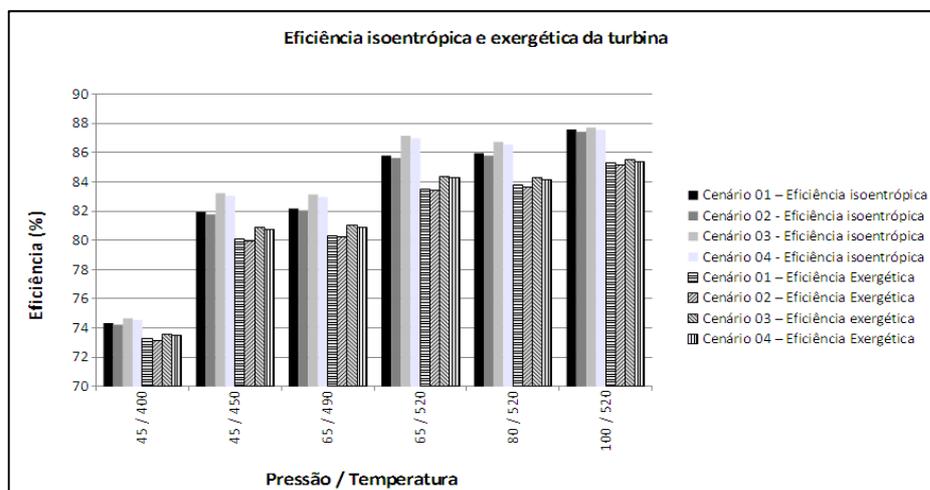


Figura 5-2. Eficiência isoentrópica e exergética da turbina

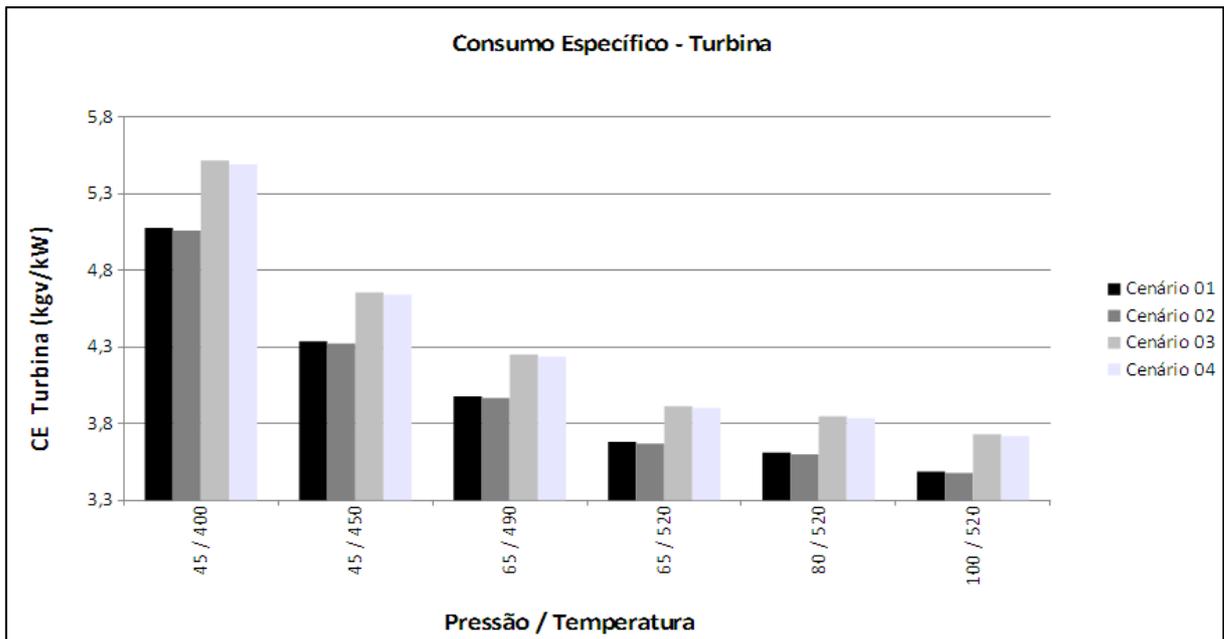


Figura 5-3. Consumo específico da turbina

Na figura 5-2, é possível notar que à medida que a pressão e temperatura na entrada da turbina aumentam, a eficiência da mesma aumenta. Para os cenários 02, 03 e 04 as condições de extração e escape são consideradas constantes.

As condições de pressão e temperatura de 45 bar(a) e 400°C a 100 bar(a) e 520°C possuem comportamento qualitativo semelhante. Analisando cada uma das pressões e temperaturas separadamente, o cenário com maior eficiência isoentrópica é o 3, e o pior, o 2. À medida que a pressão e temperatura aumentam, tanto a eficiência isoentrópica como a exergética aumentam. Ainda analisando a figura 5-2, percebe-se que o aumento da eficiência não é significativo desde 45 bar(a) e 450°C a 65 bar(a) e 490°C. A diferença de eficiência se comparados os cenários extremos, ou seja, 45 bar(a) e 400°C e 100 bar(a) e 520°C, fica em torno de 10%.

Como consequência do aumento da eficiência isoentrópica, verifica-se que o consumo específico da turbina diminui, como pode ser visto na figura 5-3. O consumo específico é uma razão entre a vazão de vapor que entra na máquina e a quantidade de energia produzida pelo gerador elétrico descontadas as perdas mecânicas e de atrito geradas pela conversão de energia mecânica em energia elétrica. Em outras palavras, como a máquina se torna mais eficiente, precisa de menor quantidade de vapor para gerar a mesma quantidade de energia elétrica.

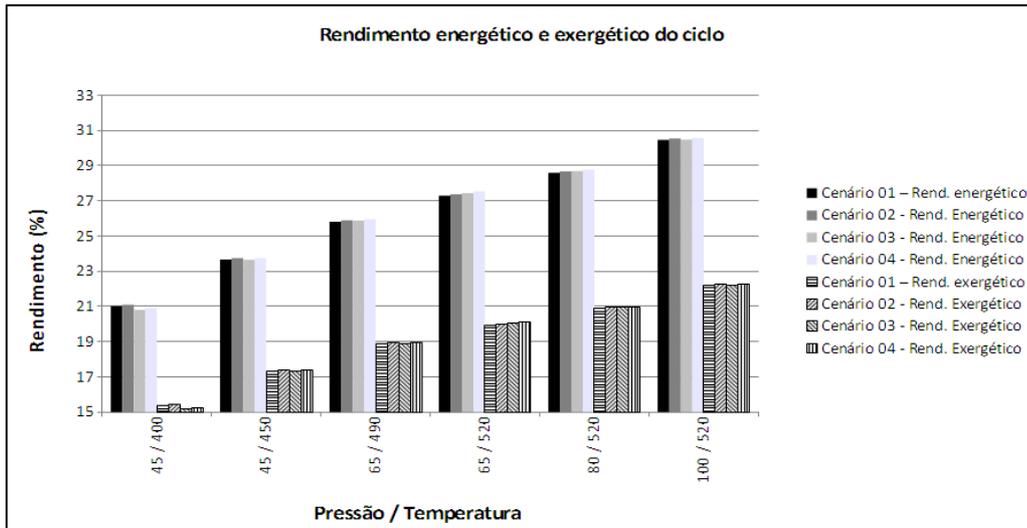


Figura 5-4. Rendimento energético e exerético do ciclo

De forma geral, o rendimento do ciclo aumenta à medida que aumenta a pressão e temperatura na entrada da turbina.

O cenário 2 apresenta um melhor rendimento até a configuração de 65 bar(a) e 490°C, sendo que a partir disso o cenário 4 toma melhor posição em relação ao rendimento energético do ciclo.

O rendimento exerético do ciclo possui mesmo comportamento do rendimento energético, aumentando à medida que aumenta a pressão e temperatura.

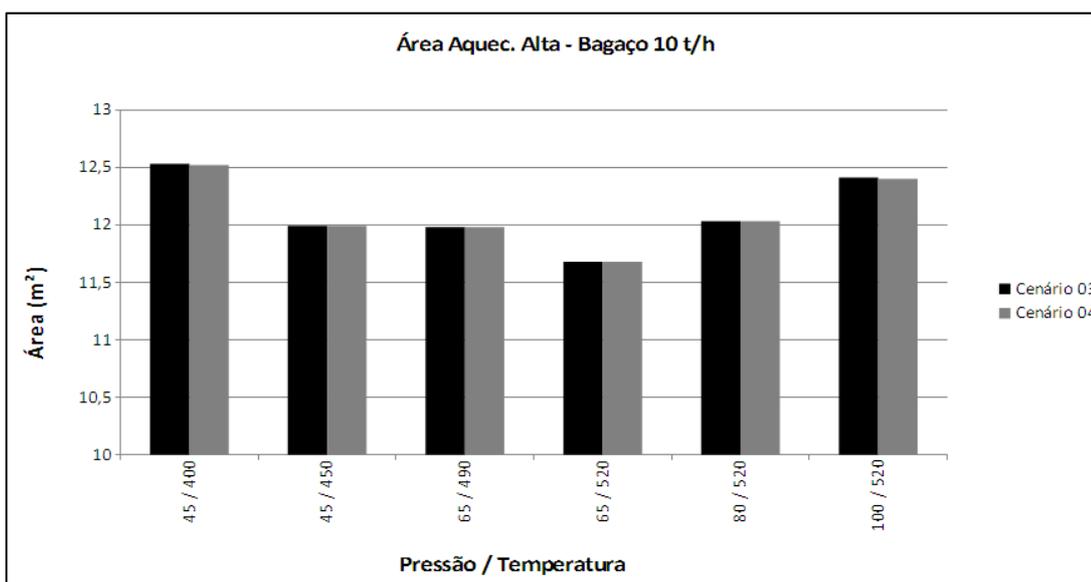


Figura 5-5. Área de troca térmica do trocador de alta pressão

O gráfico da área de troca térmica do trocador de alta pressão possui comportamento semelhante à produção específica do gerador de vapor. As áreas de troca térmica para os cenários 01 e 02 não estão representadas, pois nestes cenários não se tem trocador de alta pressão.

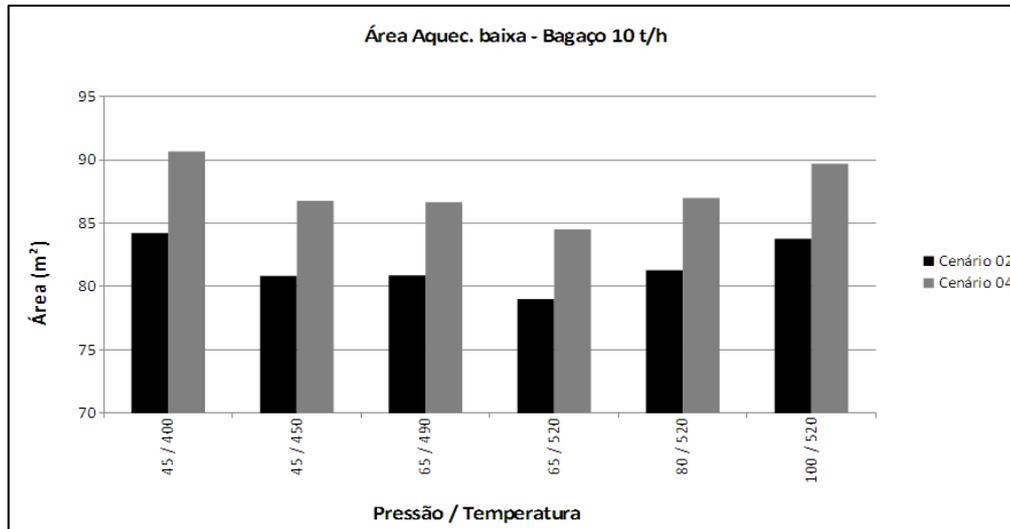


Figura 5-6. Área de troca térmica do aquecedor de baixa pressão

A área de troca térmica do trocador de baixa pressão possui comportamento semelhante ao gráfico da área de troca térmica do trocador de alta pressão.

Os cenários 1 e 3 não estão representados devido à inexistência de trocador de baixa pressão nestes.

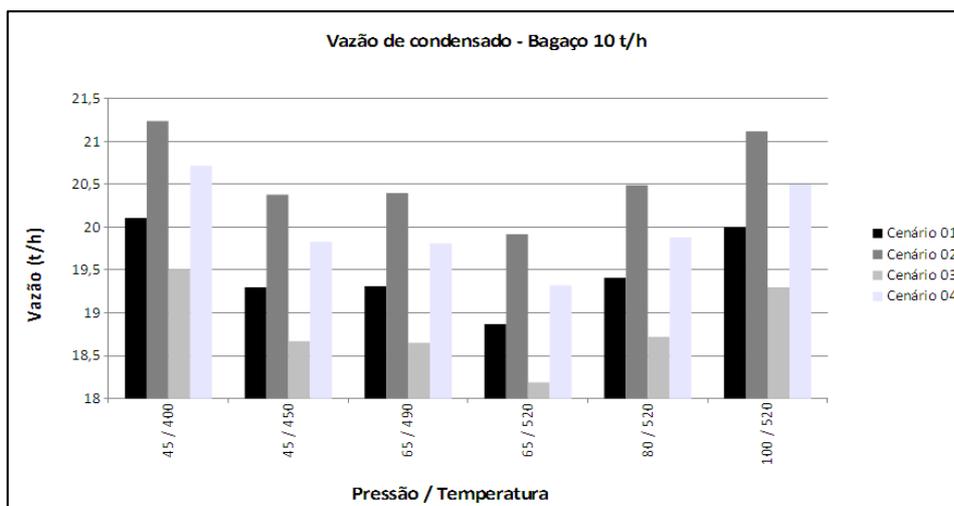


Figura 5-7. Vazão de condensado da turbina

O mesmo comportamento ocorre com a vazão de condensado da turbina, pois esta está diretamente ligada à vazão de vapor superaquecido na entrada da mesma.

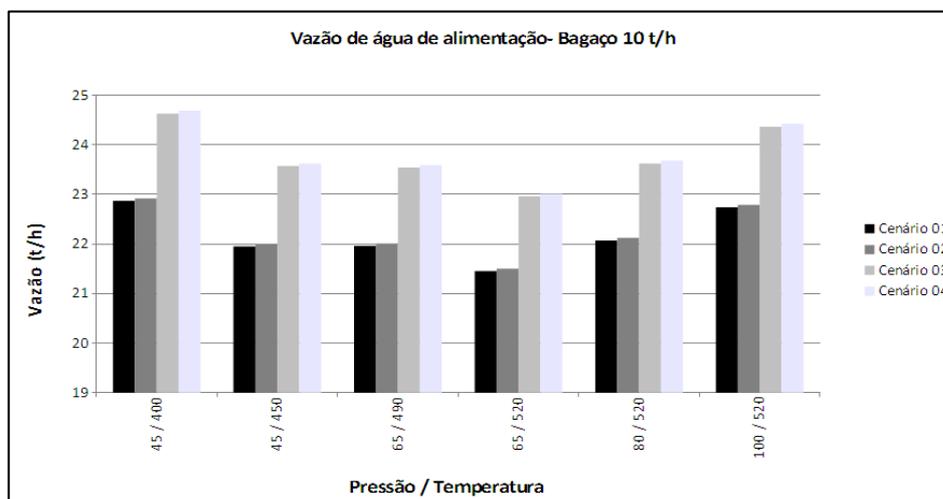


Figura 5-8. Vazão de água de alimentação do gerador de vapor

A vazão de condensado e água de alimentação do gerador de vapor possuem comportamento semelhante entre si e semelhante à produção específica do gerador de vapor e área calculada dos aquecedores de baixa e alta pressão.

Este comportamento é influenciado pela diferença de entalpia no gerador de vapor que aumenta à medida que a pressão e temperatura aumentam até a pressão de 65 bar(a) e 520°C. A partir daí a temperatura permanece constante e com isso a diferença de entalpia diminui fazendo com que a vazão mássica aumente para respeitar o balanço de massa e energia aplicado através da 1ª Lei da termodinâmica.

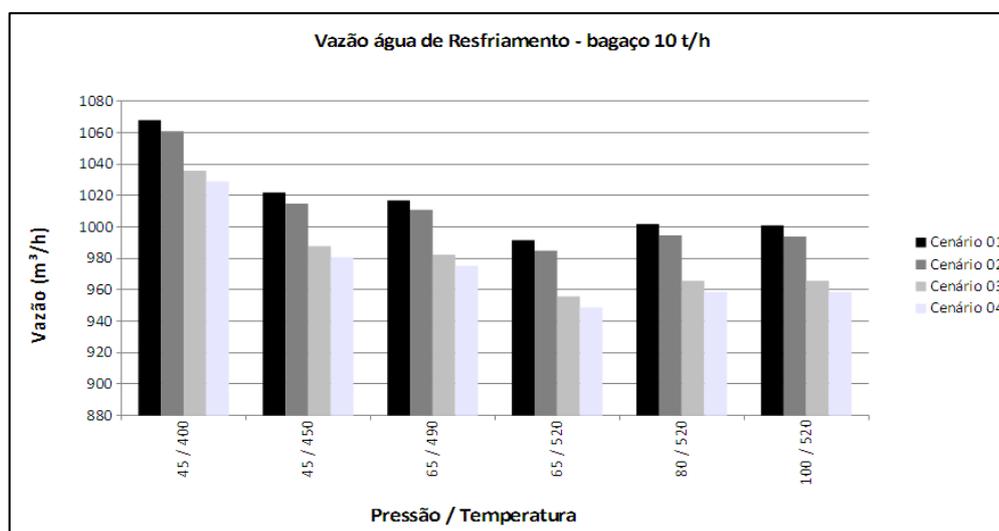


Figura 5-9. Vazão de água de resfriamento para o condensador

É possível perceber, na figura 5-9, que à medida que a pressão e temperatura aumentam, a vazão de água de resfriamento diminui, pois a turbina vai se tornando mais eficiente energeticamente, fazendo com que a energia que sai no escape da mesma seja cada vez menor. No cenário 1 há um maior consumo de água de resfriamento, pois não há trocadores de calor e sendo assim, a turbina apresenta apenas uma extração para o desaerador e a vazão de vapor de escape neste caso é maior. A vazão de água de resfriamento diminui à medida que são inseridos os trocadores de calor de baixa e alta pressão sendo menor para o cenário 4, onde a vazão de escape da turbina é a menor possível.

Certamente existe uma relação proporcional entre a vazão de escape da turbina e a vazão de água de resfriamento, pois estão diretamente ligadas visto que o condensador é um trocador de calor de casco e tubos que utiliza água para condensar o vapor saturado que sai da turbina.

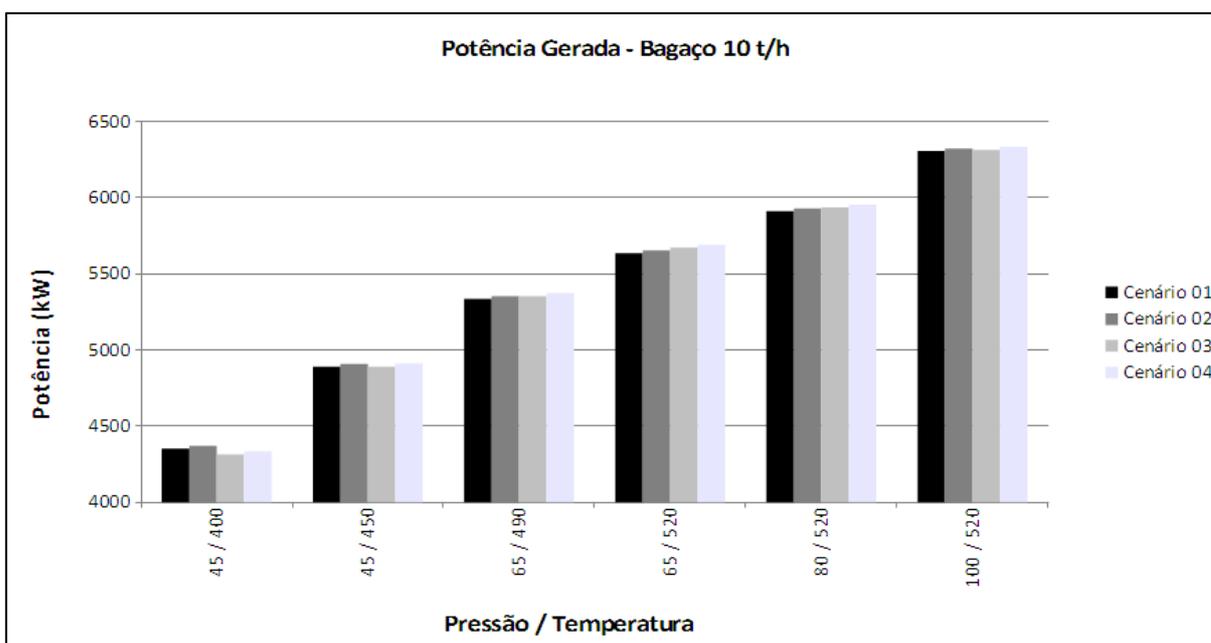


Figura 5-10. Potência gerada

Na figura 5-10, é importante perceber a diferença entre a potência gerada a 45 bar(a) e 400°C e 100 bar(a) e 520°C que pode chegar a 2,0 MW, para uma mesma disponibilidade de bagaço, certamente devido ao aumento de eficiência de equipamentos tais como gerador de vapor e turbina. A análise financeira fornecerá ferramentas importantes na tomada de decisão de um empreendimento de pressão e temperatura menores em relação a outro de pressão e temperatura maior, onde poderá ser feita a escolha destes parâmetros de projeto analisando

indicadores tais como: VPL, TIR, Payback, investimento inicial e custo operacional associado.

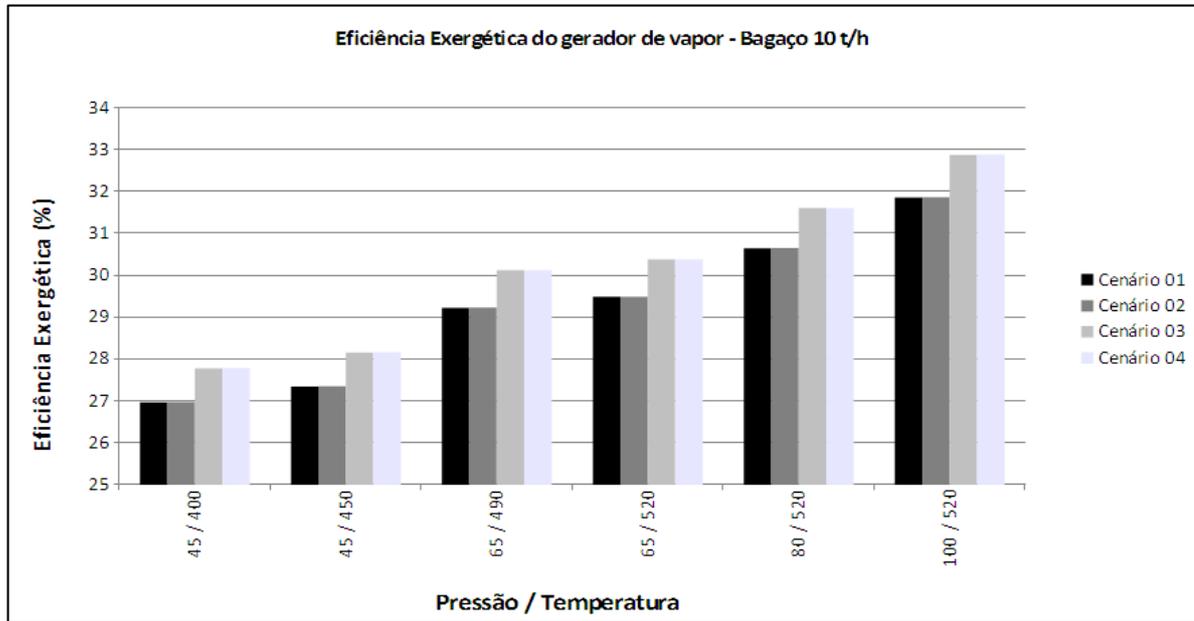


Figura 5-11. Eficiência exergética do gerador de vapor

À medida que a pressão e temperatura no gerador de vapor aumentam, a eficiência exergética do mesmo também aumenta. Além do mais, a eficiência exergética também aumenta nos cenários 3 e 4, onde há trocador de calor para aquecimento da água de alimentação. A eficiência exergética do gerador de vapor é representada na figura 5-11.

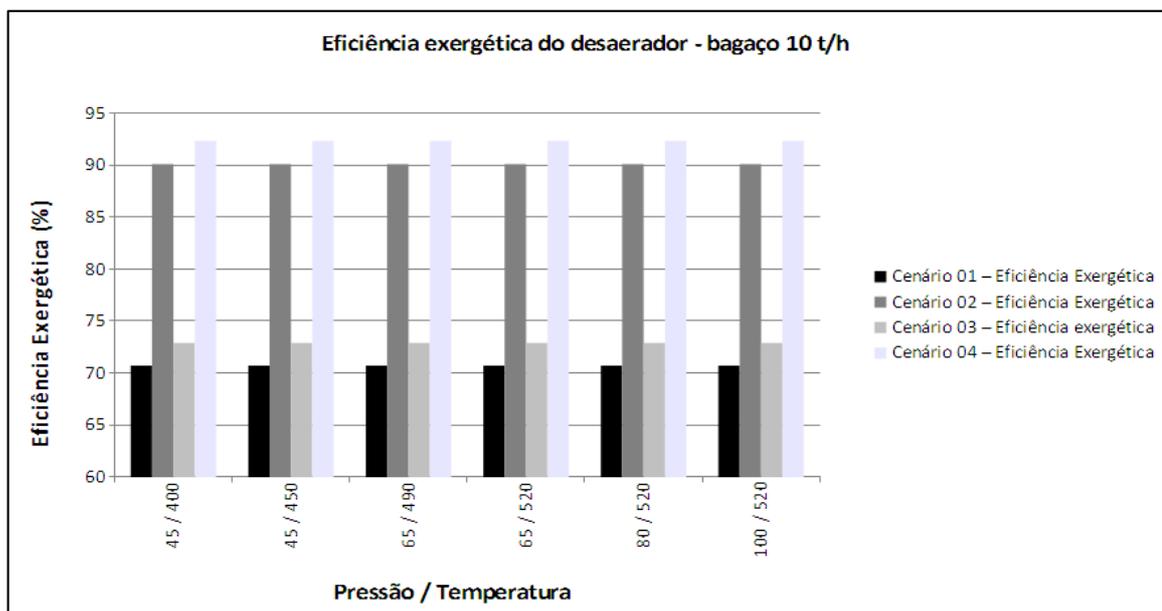


Figura 5-12. Eficiência exergética do desaerador

Para o desaerador, analisando cada cenário em particular, o rendimento exergético é o mesmo para todas as pressões e temperaturas estudadas, pois as condições de entrada e saída do desaerador foram consideradas constantes. O cenário 1 apresenta o desaerador de menor eficiência exergética, enquanto que o cenário 4 apresenta a maior eficiência exergética para este equipamento, pois nesse cenário as temperaturas de entrada do desaerador são maiores. Combinando as equações 4-18 e 4-19 vem:

$$\eta_{exerg,desaer} = 1 - \frac{\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{33}\psi_{33} - \dot{m}_9\psi_9}{\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{33}\psi_{33}} \quad (5.6)$$

Como as condições de saída de fluxo do desaerador são constantes, ou seja,  $P_9 = 1,5 \text{ bar(a)}$  e  $T_9 = 105^\circ\text{C}$  para todos os cenários o fluxo exergético,  $\psi_9$ , é constante.

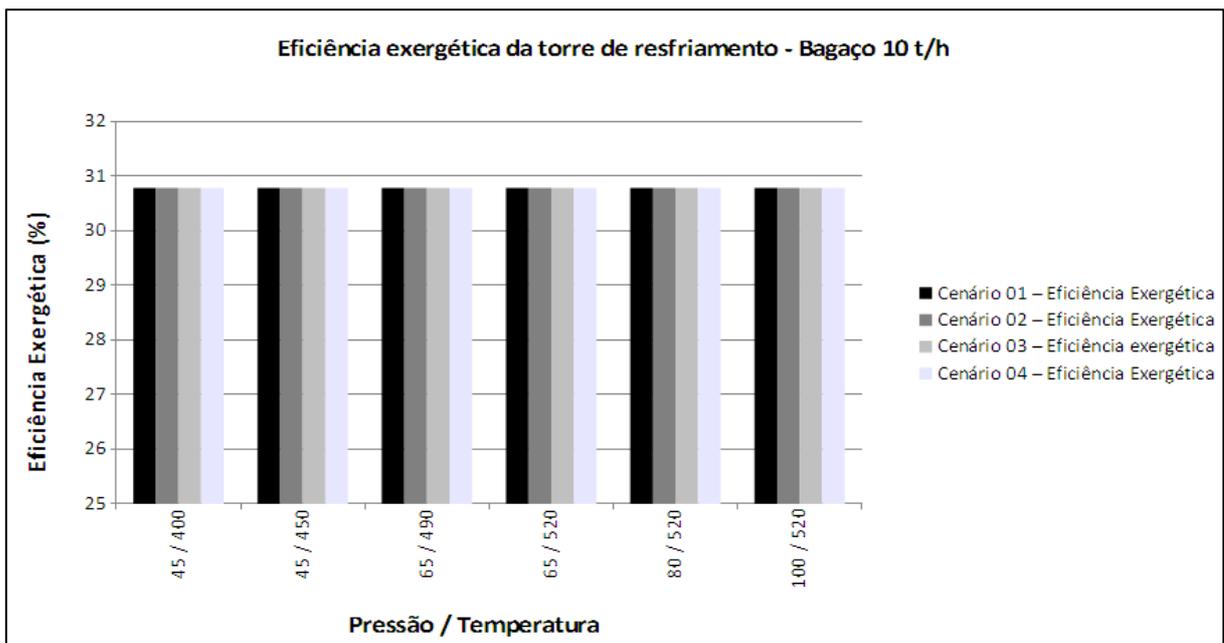


Figura 5-13. Eficiência exergética da torre de resfriamento

O rendimento exergético da torre de resfriamento permaneceu o mesmo, pois as condições de entrada e saída foram mantidas constantes para todos os cenários.

Gomes (2001) afirmou que quanto maior a pressão de trabalho do trocador de calor, maior seria a eficiência exergética do mesmo. Através da tabela 5-1 é possível observar que a afirmação também é coerente para a análise feita neste trabalho, no entanto a diferença ou ganho na eficiência em função do aumento de pressão parece pouco significativo.

Tabela 5-1. Eficiência exergética do aquecedor de alta pressão

Pressão e Temperatura de operação	Eficiência exergética do aquecedor de alta pressão
45 bar(a) / 400°C	80,57 %
45 bar(a) / 450°C	80,57 %
65 bar(a) / 490°C	80,83 %
65 bar(a) / 520°C	80,83 %
80 bar(a) / 520°C	81,03 %
100bar(a) / 520°C	81,28 %

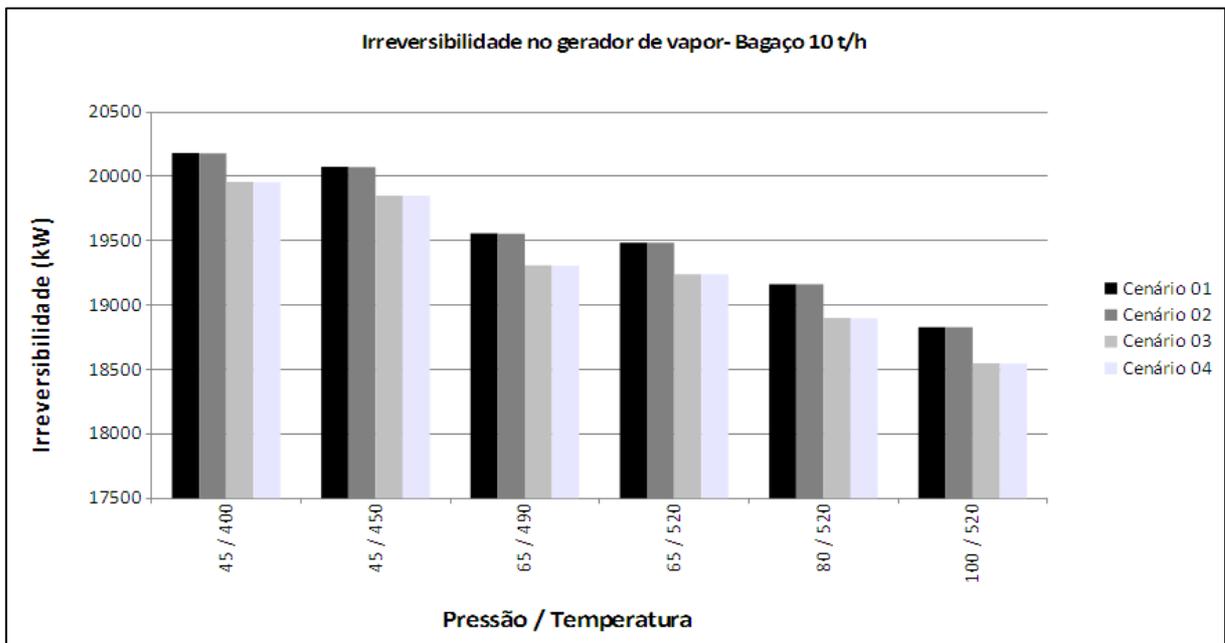


Figura 5-14. Irreversibilidade no gerador de vapor

A figura 5-14 ilustra a irreversibilidade do gerador de vapor, sabidamente o equipamento de maior contribuição para a destruição de exergia num ciclo Rankine. O comportamento qualitativo é o mesmo para as demais disponibilidades de bagaço e é possível perceber que à medida que a pressão e temperatura de operação aumentam, a irreversibilidade diminui.

No capítulo 8, são apresentadas tabelas com as irreversibilidades de todos os cenários e configurações.

A partir da análise técnica é possível perceber que quanto maior a pressão e temperatura de operação, maiores serão as eficiências dos equipamentos.

A partir da seção 5.2 são apresentados os resultados da análise financeira onde será possível avaliar qual o melhor cenário com sua respectiva pressão e temperatura de operação.

## 5.2 Análise financeira

Para o cenário 1, pressão de 100 bar(a) e temperatura de 520°C, disponibilidade de bagaço de 60 t/h, a figura 5-15 é possível observar o fluxo de caixa em milhões de UF\$ ao longo dos anos. Neste caso, o fluxo de caixa se torna positivo antes do início do 2º ano de análise do projeto.

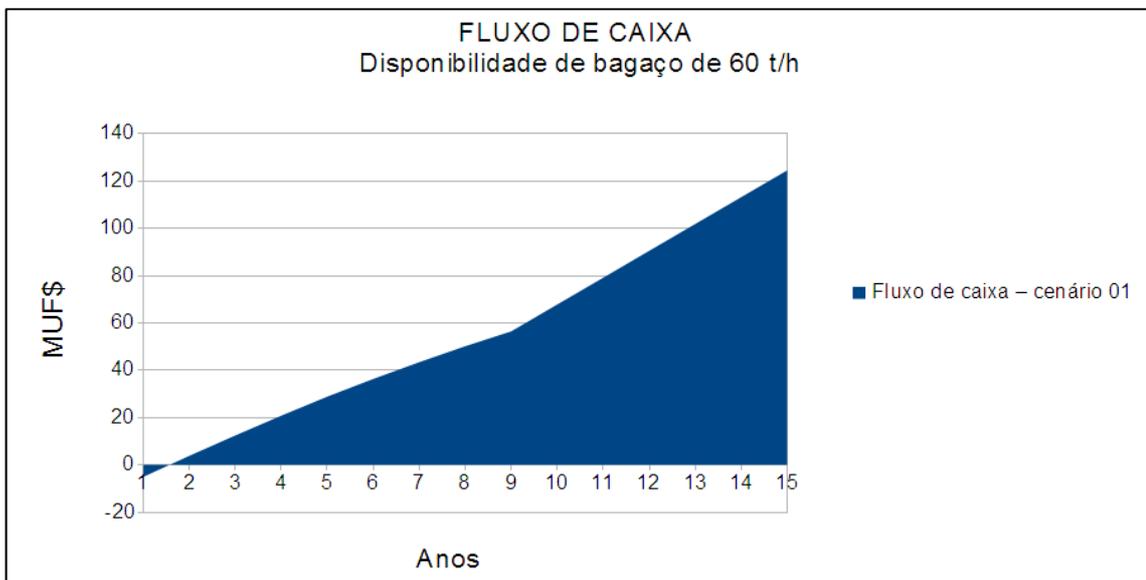


Figura 5-15. Fluxo de caixa para o cenário 1, disponibilidade de bagaço de 60 t/h

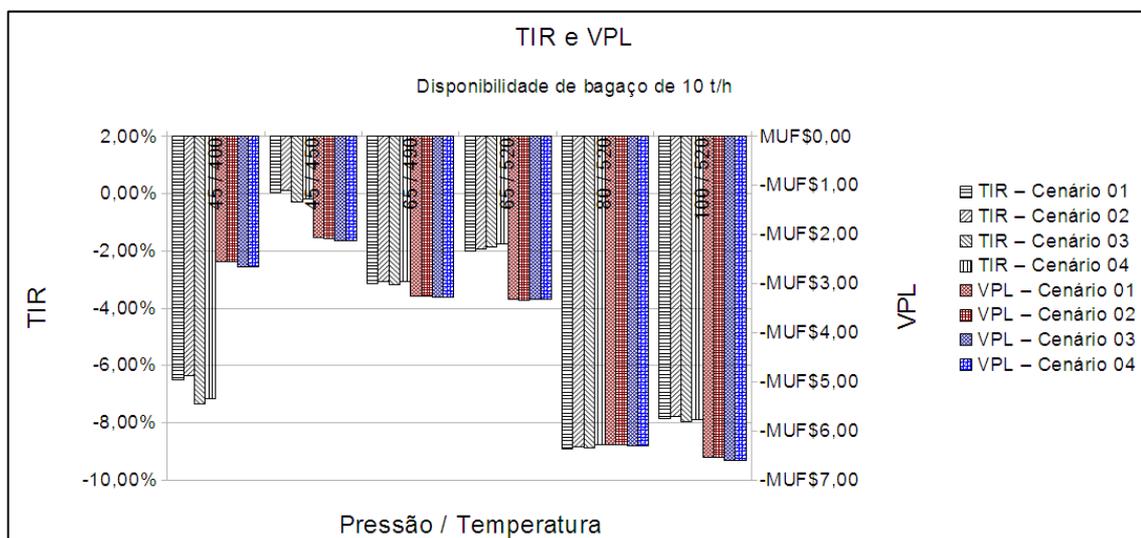


Figura 5-16. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 10 t/h

Para uma disponibilidade de bagaço de 10 t/h conclui-se que não é viável a implantação de uma central termelétrica em virtude de que mesmo após o prazo para a análise do investimento de 15 anos, a TIR ainda continua negativa para todos os cenários, o que significa que o investidor continua com saldo devedor. Neste caso, a melhor opção seria gerar receita através da venda de bagaço.

A análise do VPL para a disponibilidade de bagaço de 10 t/h é semelhante ao comportamento da TIR e novamente evidencia que o empreendimento neste caso não é viável.

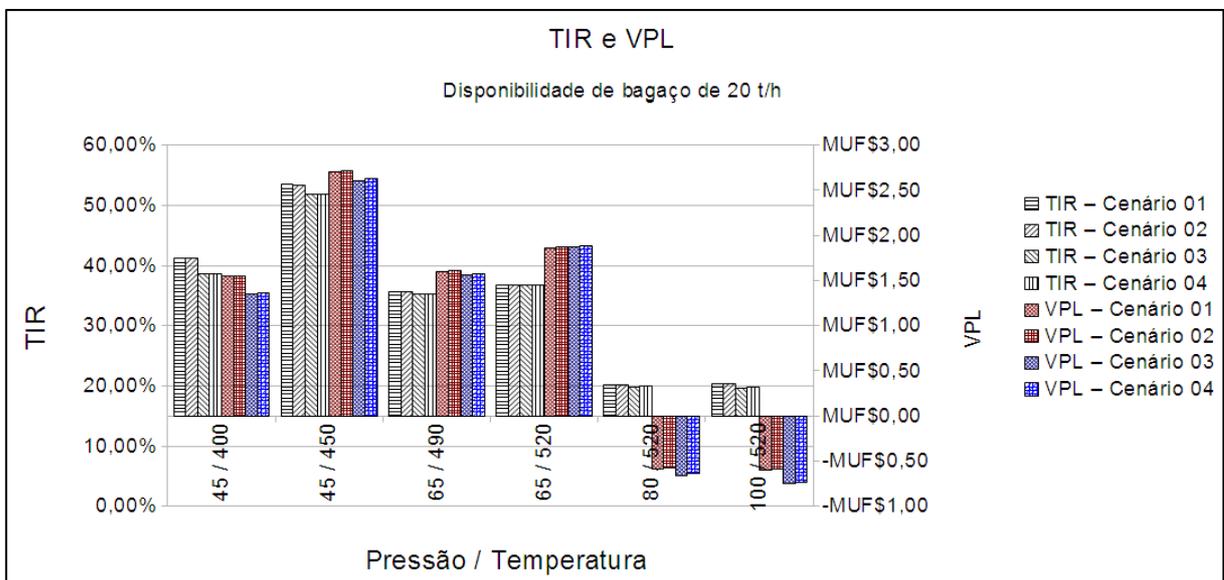


Figura 5-17. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 20 t/h

Para o caso de uma disponibilidade de 20 t/h, o empreendimento já se torna viável visto que a TIR está bem acima da TMA adotada, para um sistema de pressão até 65 bar(a) e 520°C. Para pressões de 80 e 100 bar(a) a TIR está apenas um pouco acima da TMA, que é 15%, o que indica que o empreendimento é viável porém com bastante risco. O melhor investimento seria um sistema com pressão de 45 bar(a) e 450°C do ponto de vista financeiro, mesmo não sendo o melhor caso tecnicamente falando, o investidor deveria optar por esta configuração.

Para pressão de 80 bar(a) e 520°C e 100 bar(a) e 520°C, a TIR é superior a TMA considerada neste trabalho, porém passados os 15 anos de análise do investimento, o VPL ainda continua negativo, indicando que o projeto não foi pago, o que não é interessante para o investidor, que só admite valores de payback de até 5 anos.

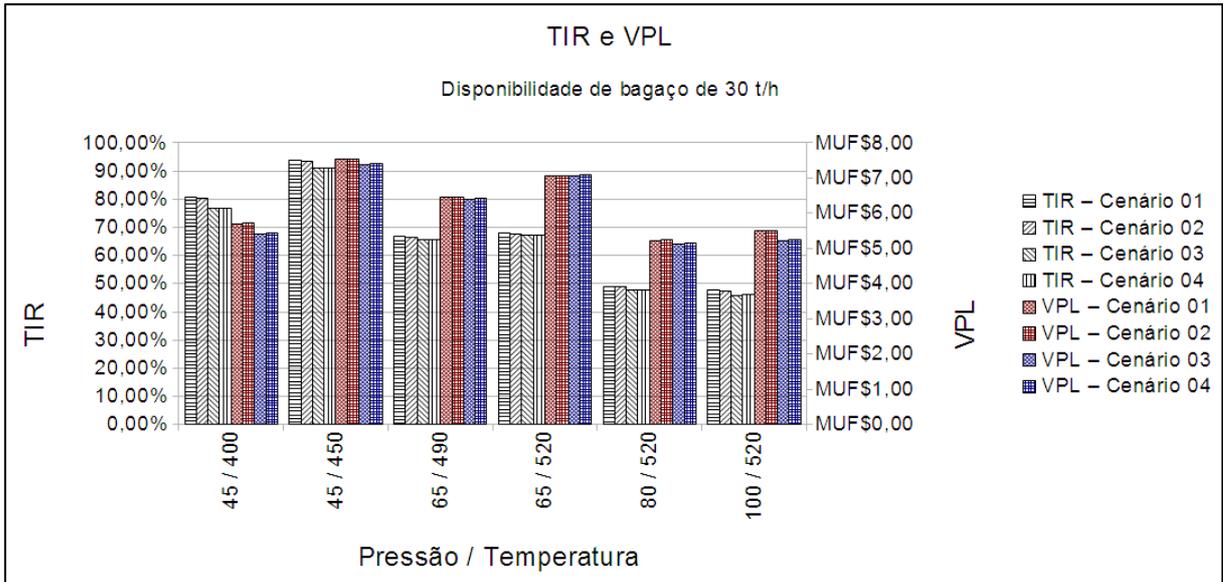


Figura 5-18. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 30 t/h

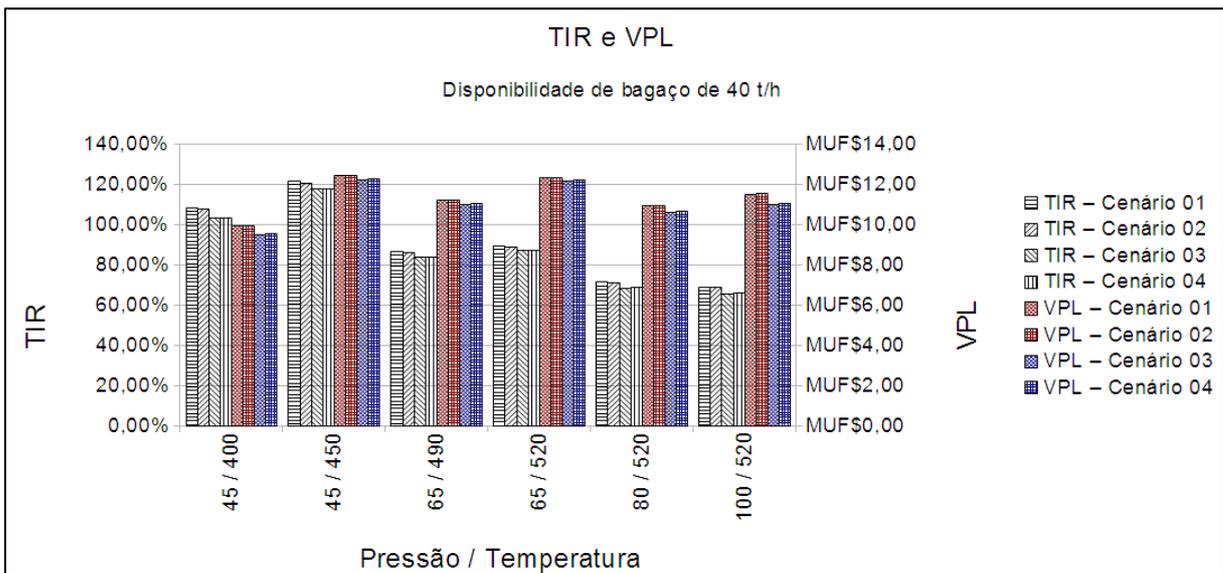


Figura 5-19. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 40 t/h

É evidente por exemplo, que a diferença entre pressão e temperatura de 45 bar(a) e 450°C e 65 bar(a) e 520°C vai diminuindo com o aumento da disponibilidade de bagaço. O mesmo acontece também para a pressão de 100 bar(a) e temperatura de 520°C e há uma tendência clara de que para disponibilidades de 70 t/h em diante seja essa a melhor configuração do ponto de vista da TIR. Analisando as figuras 5-20 e 5-21 já é possível perceber esta afirmação.

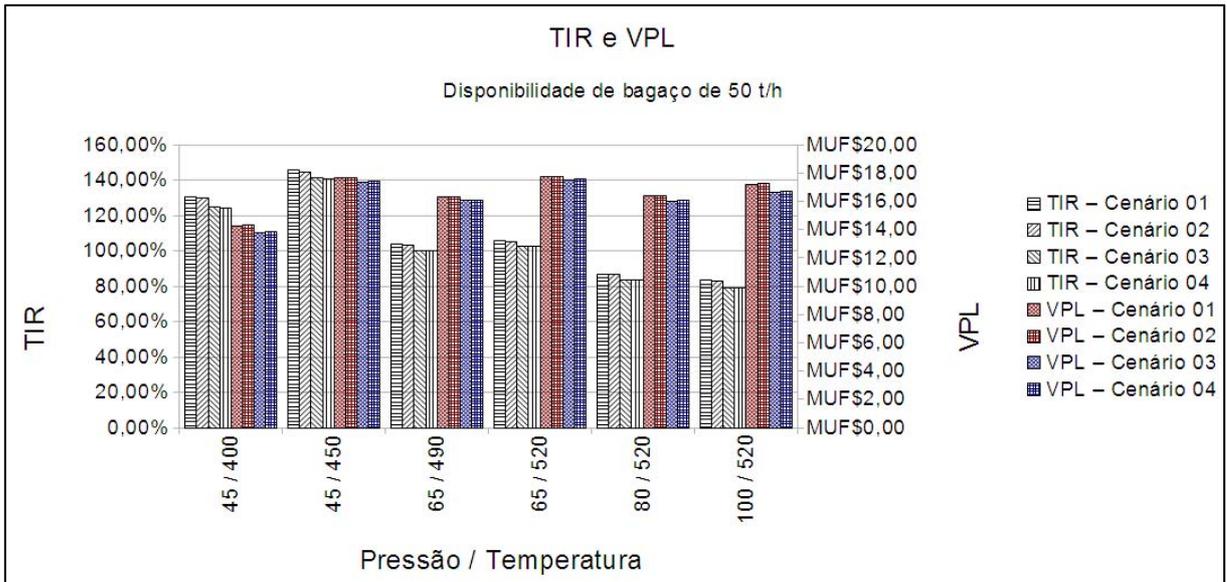


Figura 5-20. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 50 t/h

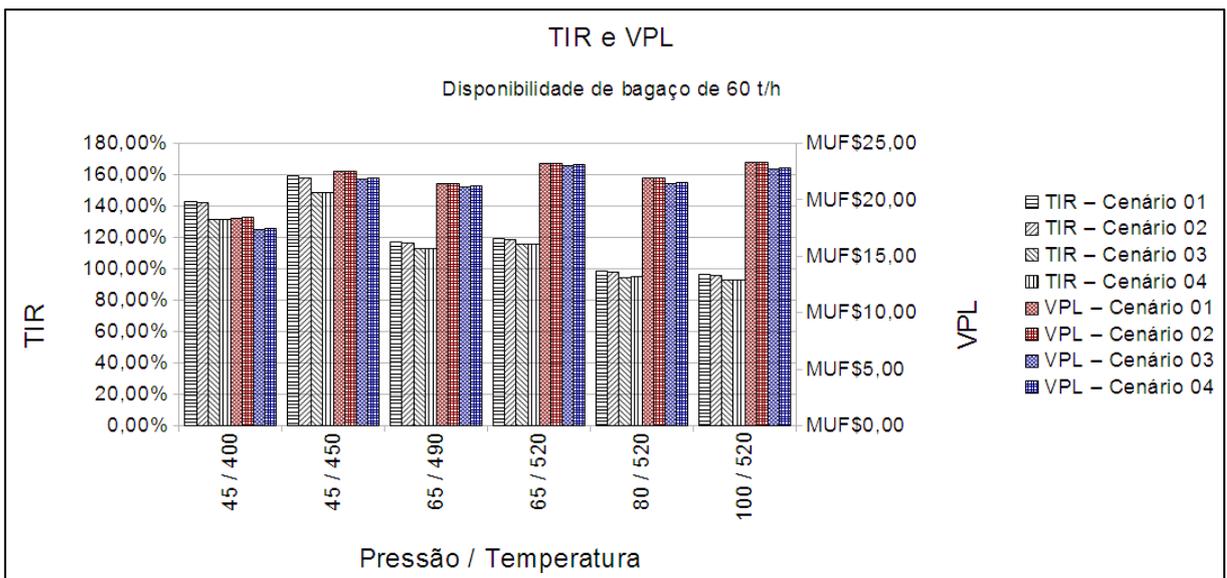


Figura 5-21. TIR e VPL para disponibilidade de bagaço de 60 t/h

Para as disponibilidades de bagaço de 20 a 60 t/h a análise da TIR indica que o melhor sistema é aquele com pressão de 45 bar(a) e 450°C, porém é possível notar que há uma tendência de que à medida que a disponibilidade de bagaço aumenta, a TIR para o sistema em pressões e temperaturas mais elevadas também aumenta.

Do ponto de vista da análise do VPL é possível identificar que para uma disponibilidade de bagaço de 20 t/h a melhor configuração seria de pressão e temperatura de 45 bar(a) e 450°C, a mesma conclusão que se chegou quando da análise da TIR o que evidencia que para esta disponibilidade o melhor sistema é realmente o de 45 bar(a) e 450°C.

Porém para as demais disponibilidades de bagaço o comportamento do VPL foi diferente da TIR, pois o sistema de 65 bar(a) e 520°C já se apresenta como melhor para 30 t/h de bagaço. Para 40, 50 e 60 t/h o melhor sistema é aquele com 100 bar(a) e 520°C, indicando que com o aumento da disponibilidade de bagaço, é mais interessante investir em projetos com pressão e temperatura elevada.

Tabela 5-2. Payback em função dos cenários, disponibilidades de bagaço, pressão e temperatura

	Disponibilidade de bagaço	Pressão / Temperatura					
		45 bar(a) 400°C	45 bar(a) 450°C	65 bar(a) 490°C	65 bar(a) 520°C	80 bar(a) 520°C	100 bar(a) 520°C
Cenário 1	10 t/h	15	15	15	15	15	15
	20 t/h	9	9	9	9	14	14
	30 t/h	8	7	8	8	9	9
	40 t/h	7	6	7	7	8	8
	50 t/h	6	5	7	7	7	7
	60 t/h	5	5	6	6	7	7
Cenário 2	10 t/h	15	15	15	15	15	15
	20 t/h	9	9	9	9	14	14
	30 t/h	8	7	8	8	9	9
	40 t/h	7	6	7	7	8	8
	50 t/h	6	5	7	7	7	7
	60 t/h	5	5	6	6	7	7
Cenário 3	10 t/h	15	15	15	15	15	15
	20 t/h	9	9	9	9	14	14
	30 t/h	8	7	8	8	9	9
	40 t/h	7	6	7	7	8	8
	50 t/h	6	5	7	7	7	8
	60 t/h	6	5	6	6	7	7
Cenário 4	10 t/h	15	15	15	15	15	15
	20 t/h	9	9	9	9	14	14
	30 t/h	8	7	8	8	9	9
	40 t/h	7	6	7	7	8	8

	50 t/h	6	5	7	7	7	8
	60 t/h	6	5	6	6	7	7

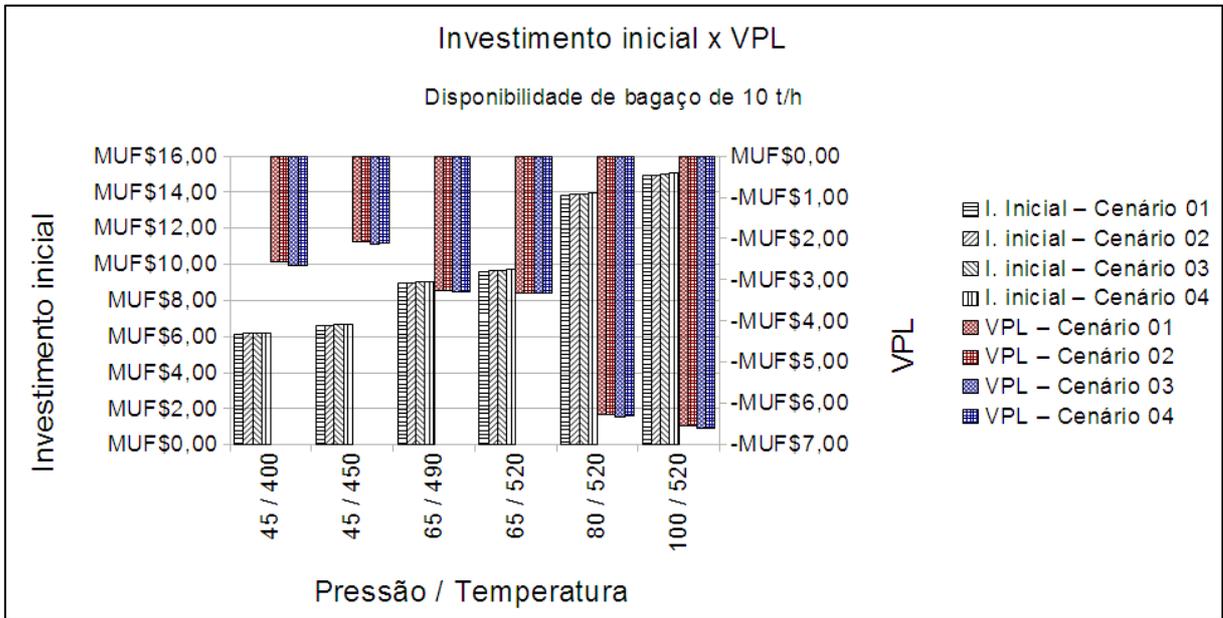


Figura 5-22. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 10 t/h

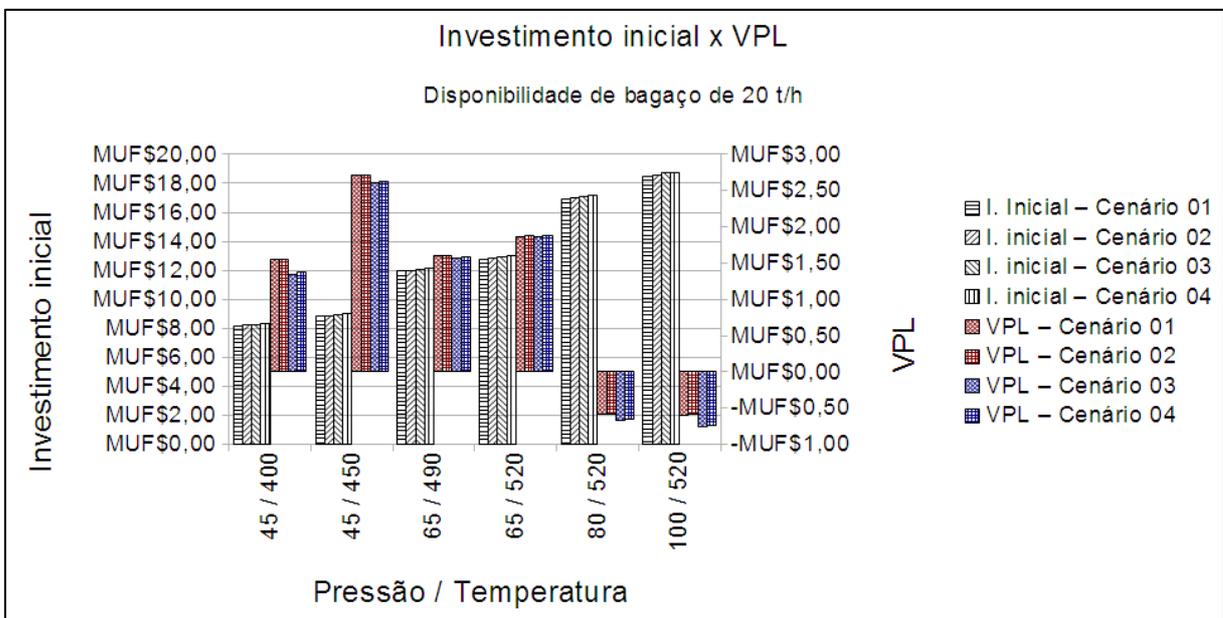


Figura 5-23. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 20 t/h

Os gráficos das figuras 5-22 e 5-23 mostram o investimento inicial e VPL para projetos com disponibilidade de 10 e 20 t/h, respectivamente. Para ambas as figuras, a diferença de investimento inicial para as pressões de 45 bar(a) e 400°C e 100 bar(a) e 520°C é

mais de 100%, ou seja, o dobro do investimento inicial. Isto indica que a decisão entre um projeto mais eficiente é levada em conta devido à capacidade de investimento inicial do investidor.

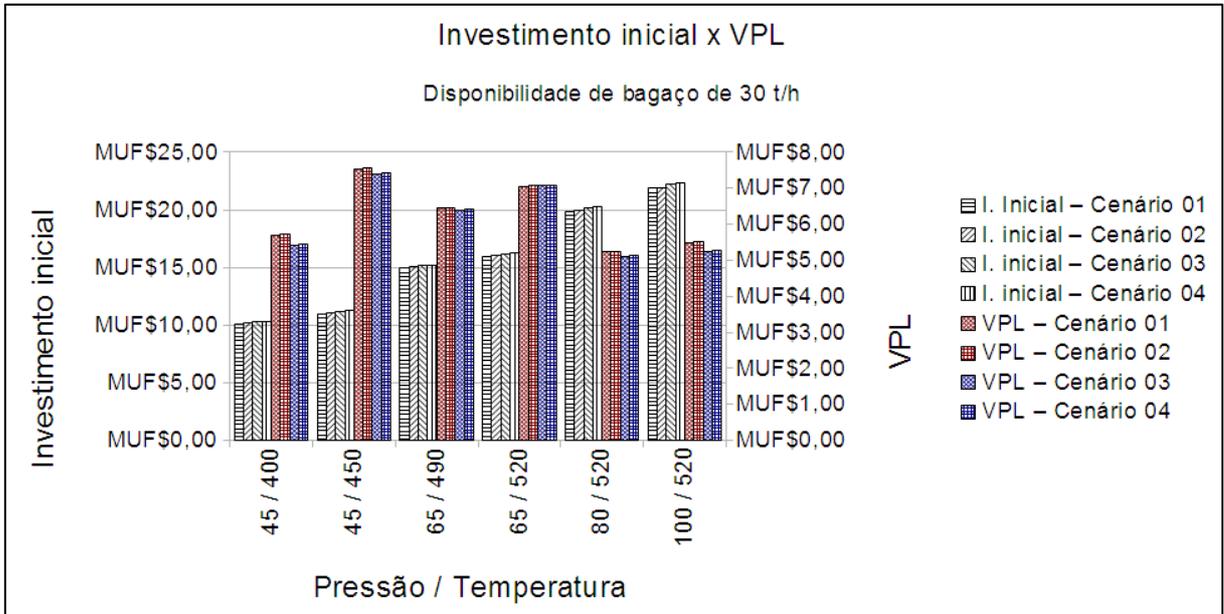


Figura 5-24. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 30 t/h

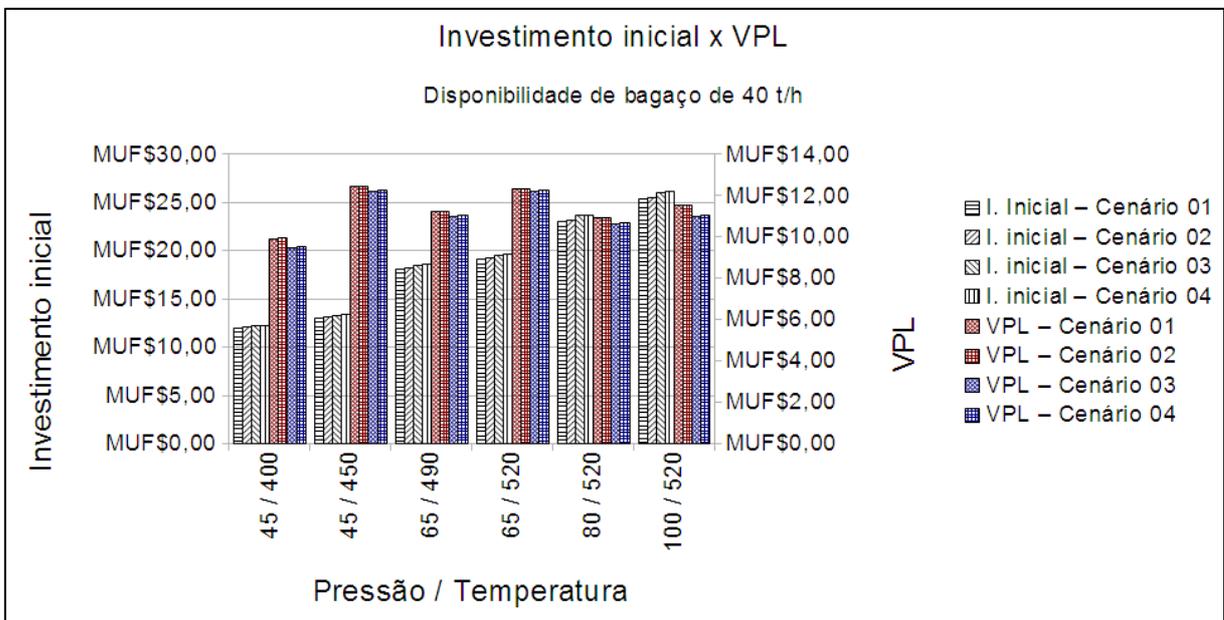


Figura 5-25. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 40 t/h

A partir da figura 5-24, se nota que o VPL fica muito próximo do investimento inicial, para pressões de 80 bar(a) e 520°C e 100 bar(a) e 520°C.

Na figura 5-25, por exemplo, no cenário de 45 bar(a) e 450°C se pode afirmar que o investimento inicial foi completamente liquidado e além disso, o investidor após os 15 anos de análise do investimento, possui pouco mais do capital que foi investido.

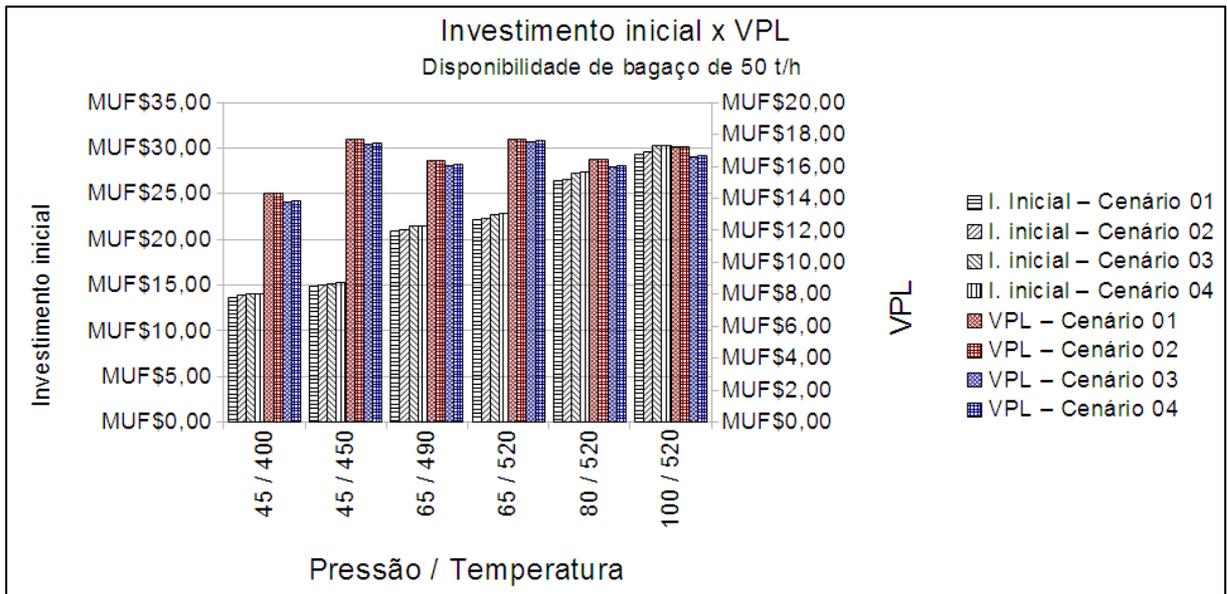


Figura 5-26. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 50 t/h

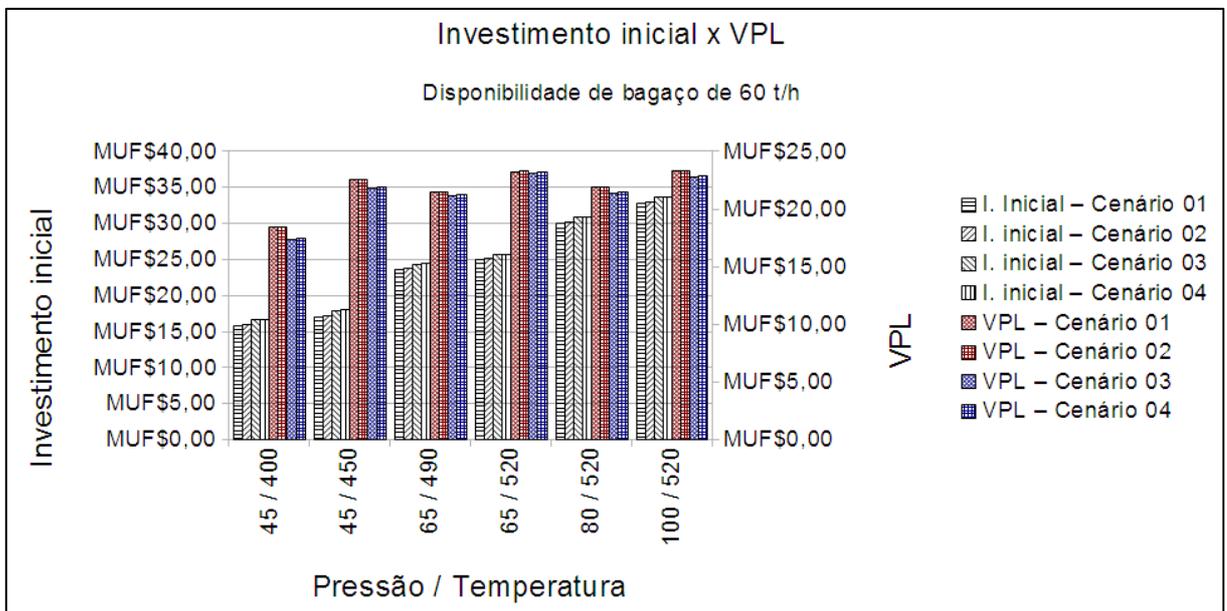


Figura 5-27. Investimento inicial e VPL para disponibilidade de bagaço de 60 t/h

A figura 5-27 mostra que do ponto de vista de investimento inicial e VPL, o melhor cenário é o de 45 bar(a) e 450°C, por apresentar menor investimento inicial se comparado com o VPL final. Não é interessante investir em pressões e temperaturas maiores devido ao

maior investimento inicial e VPL pouco superior, se comparado com a pressão de 45 bar(a) e 450°C.

A figura 5-28 ilustra o rendimento energético, exergético e VPL para os cenários com disponibilidade de 60 t/h. Verifica-se que neste caso, apesar de tanto o rendimento energético como o exergético para uma pressão e temperatura de 65 bar(a) e 490°C ser superior ao mesmo projeto com pressão de 45 bar(a) e 450°C, o VPL não se comporta da mesma forma, evidenciando que do ponto de vista financeiro o melhor investimento é no projeto de menor pressão e temperatura.

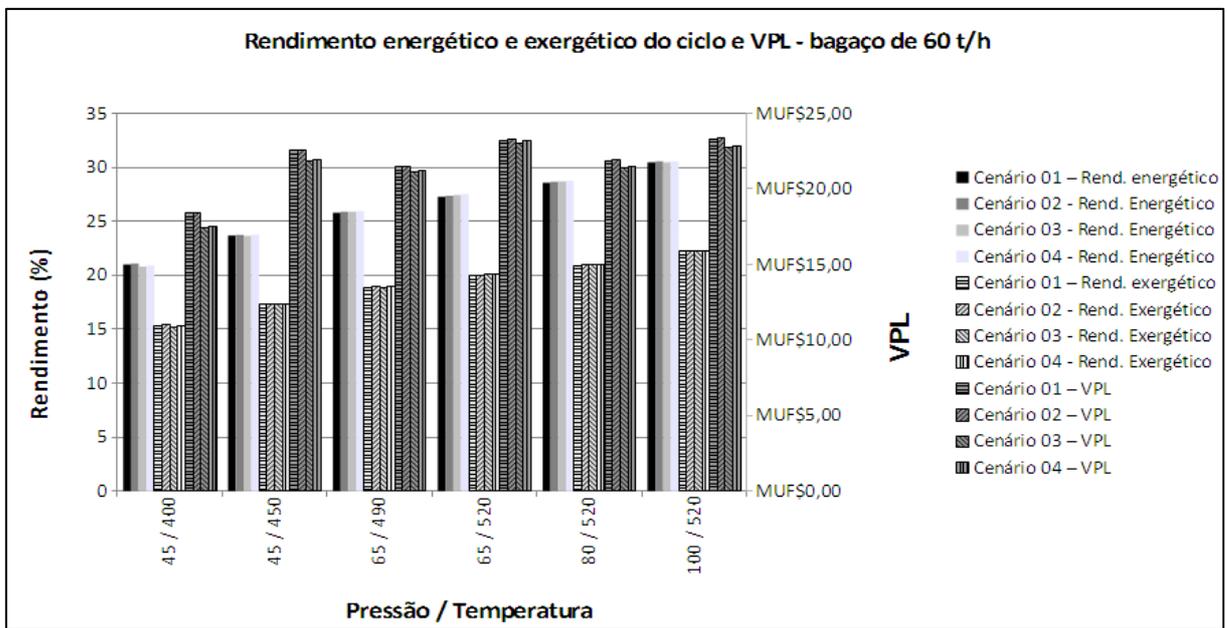


Figura 5-28. Rendimento energético e exergético do ciclo e VPL para disponibilidade de bagaço de 60 t/h

## 6. CONCLUSÕES

Foram simulados e analisados projetos com pressão e temperatura de operação que variaram de 45 bar(a) e 400°C a 100 bar(a) e 520°C, para disponibilidades de bagaço entre 10 e 60 t/h. Dentro das faixas citadas ainda foram propostos 4 cenários com inserção de trocadores de calor para aquecimento de condensado da turbina e água de alimentação do gerador de vapor. Foi possível perceber que a produção específica do gerador de vapor é função apenas das condições de entrada e saída da água e vapor respectivamente e também do PCI e eficiência do equipamento. Outra questão interessante que se pode perceber é que à medida que a faixa de pressão e temperatura aumentou até 65 bar(a) e 520°C, a produção específica do gerador de vapor diminuiu devido basicamente à diferença de entalpia que aumentou nesse intervalo. A partir de 80 bar(a) até 100 bar(a) houve uma diminuição da diferença de entalpia pois a temperatura permaneceu constante em 520°C e sendo assim a produção específica do gerador de vapor voltou a aumentar.

Conforme já discutido as maiores irreversibilidades estão no gerador de vapor devido ao ineficiente processo de transferência de calor da chama para o vapor.

O rendimento energético e exergético da planta possuem o mesmo comportamento qualitativo. É possível afirmar que no início de um projeto, a análise energética e exergética servem para definir os cenários, porém a análise financeira se torna indispensável para a otimização do projeto.

Do ponto de vista da TIR o melhor cenário é o 1, ou seja, financeiramente não é viável a instalação de trocadores de calor para melhorar o rendimento térmico do ciclo até as faixas de potência estudadas.

Do ponto de vista do VPL, para uma disponibilidade de bagaço de 20 t/h, o melhor cenário é o 2, com faixa de pressão e temperatura de 45 bar(a) e 450°C.

A forma como foi composto o custo dos trocadores de calor, com destaque para os trocadores de alta pressão, pode ter influência na determinação de aplicação do mesmo, nos cenários 3 e 4. Um banco de dados de custo desses equipamentos, mais consistente, pode modificar os resultados apresentados.

Na determinação da pressão e temperatura do vapor superaquecido, do ponto de vista da TIR, a melhor faixa é a de 45 bar(a) e 450°C para todas as faixas de potência estudadas. Já do ponto de vista do VPL, até uma disponibilidade de bagaço de 20 t/h a melhor faixa é também a de 45 bar(a) e 450°C, sendo que com o aumento da disponibilidade de bagaço, para 40 t/h, a faixa de 65 bar(a) e 520°C já se apresenta tão viável quanto. A partir de 50 t/h de

disponibilidade de bagaço, as faixas de 45 bar(a) e 450°C, 65 bar(a) e 520°C e 100 bar(a) e 520°C estão bastante equiparados, mas a partir de 60 t/h é possível perceber que a faixa de pressão financeiramente mais viável é a de 100 bar(a) e 520°C.

Como estas ferramentas de análise financeira analisam pontos de vista diferentes, cabe ao investidor determinar qual parâmetro possui maior importância, pois a TIR é uma taxa enquanto que o VPL significa o montante absoluto em dinheiro.

A partir dos resultados e discussões apresentadas fica evidente que uma análise financeira aliada à técnica é fundamental para o sucesso na escolha da pressão e temperatura do vapor superaquecido, além da determinação do cenário que deve ser utilizado num projeto de uma central termelétrica.

## **7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

### **Análise energética**

- Estudar ciclos com vários geradores de vapor e várias turbinas.
- Variar as vazões para o aquecedor de baixa e alta pressão
- Estender o estudo para disponibilidades de bagaço de 70 t/h em diante, tomando o cuidado de atualizar o banco de informações de custo dos equipamentos, materiais e serviços.
- Considerar a queima de pontas e palhas.
- Variar a potência parasita, fazer o cálculo dos consumos dos equipamentos, para o consumo interno variar com a variação da potencia da central.

### **Análise exergética**

- Dar ênfase a análise exergética aliada à econômica, analisando os custos exergéticos dos sistemas.

### **Análise financeira**

- Fazer uma estimativa de custos mais detalhada dos equipamentos e serviços de elétrica e automação.
- Variar o percentual do empréstimo.
- Variar a taxa de juros do empréstimo.
- Estudar a viabilidade técnica e financeira de Centrais de ciclo combinado visto seu elevado rendimento térmico em relação ao ciclo simples.
- Estudar a viabilidade técnica e financeira de ciclos com reaquecimento.
- Estudar a viabilidade de implantação de centrais termelétricas com disponibilidade de bagaço de 10 t/h fazendo complemento com a compra de bagaço em usinas vizinhas.
- Fazer um detalhamento do custo de manutenção ao longo dos anos que neste trabalho foi considerada constante e se sabe que não ocorre dessa forma.
- Atualizar os custos de trocadores de calor de baixa e alta pressão.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BAILLIET, V. J. Bagasse drying versus air pre-heating, The Sugar Journal, v.38, n10, pp. 52-53, 1976.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R.; Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. New York, Hemisphere 1988. 332p.

RICHTER, C. A.; NETTO, J. M. de A.; Tratamento de Água – Tecnologia atualizada, 1ª Edição, Ed. Edgard Blucher, São Paulo, 1991.

UPADHIAYA, U. C. ; Bagasse as a fuel, International Sugar Journal, v.93 (1111), pp.132-138, 1991.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of exergy systems. Progress in Energy and Combustion Science, v.19, p.227-257. 1993.

CÁRDENAS, G.; PAZ, D.; WITTEWER, E.; Energy and Exergy analysis of a combined bagasse dryer-boiler system, International Sugar Journal, v.96, n.1146, pp. 213-219, 1994.

BEJAN, A., TSATSARONIS, G. and MORAN, M. “Thermal Design and Optimization” book. Editora: John Wiley Professio, 1ª Edição – 1995

KOTAS, T.J.; The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, 1995.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; Perry’s Chemical Engineering Handbook, 7<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, 1997.

MATTOS, E. E. de; FALCO, R. de; Bombas Industriais, 2º Edição, Editora Interciência, 1998.

SOLER P., SAUVANELL A.,HERNANDEZ A., SAFON R.; Modification for suspension burning of bagasse, International Sugar Journal, 1999, v.101, n.1210, pp. 520-522.

GOMES, C. M.; Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma instalação Termelétrica em ciclo combinado, com cogeração de vapor. Dissertação de Mestrado, Campinas/SP, 2001.

TELLES, P. C. S.; Tubulações Industriais – Materiais, Projeto, Montagem. 10ª Edição, LTC, 2001.

SPRANGER, M; CONFORTO, S.; Estimativa de Custos de Investimentos para Empreendimentos Industriais, 1º Ed., Taba cultural, 2002.

ABNT NBR 10520:2002; Informação e documentação – Citações em documentos – Apresentação.

ABNT NBR 6023:2002; Informação e documentação – Referências – Elaboração

Revista Petro & Química, edição 247, abril de 2003.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V.; Fundamentos da Termodinâmica – São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

EL-WAKIL, M. M.; Power plant technology. New York, McGraw-Hill, 2002.

HUMMEL, P. R. V., PILAO, N. E., Matemática financeira e Engenharia econômica, 1º Edição, São Paulo, Ed. Thomson Pioneira, 2003

NASCIMENTO, M. A. R. ; LORA, E. E. S.; Geração Termelétrica, Planejamento, Projeto e Operação”, 1º Ed., Editora Interciência, 2004.

WOODRUFF, E. B. ; LAMMERS, H. B. ; LAMMERS, T. F. ; Steam Plant Operation, Eight Edition, McGraw-Hill, 2004.

CHOHFI, F. M. Balanço, análise de emissão e seqüestro de CO<sub>2</sub> na geração de eletricidade excedente no setor sucro-alcooleiro, Itajubá, 2004, Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia da Energia, Universidade Federal de Itajubá, 81p

ABNT NBR 14724-2005 Informação e documentação – Trabalhos acadêmicos – apresentação

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5° Ed., 2006.

SOSA-ARNAO, J. H., NEBRA, S. A.; Two proposals to determine the efficiency of bagasse boiler. Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Congress on Distributed Generation and Energy in Rural Environments, Campinas/SP, Brasil, 6 a 8 de Junho, 2006a.

SOSA-ARNAO, J. H., NEBRA, S.; Second Law applied on boilers fueled by sugar cane bagasse. Proceedings of the 11<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Curitiba/PR, Brasil, 05 a 08 de dezembro de 2006b.

SOSA-ARNAO, J. H., NEBRA, S. First and Second law Analysis on boiler fuelled by sugar cane bagasse. Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact on Energy Systems, v.1, pp. 847-854. Padova, Italia, 2007.

Arnao, J. H. S. ; Caldeiras Aquatubulares de Bagaço – Estudo do Sistema de Recuperação de Energia, Tese de doutorado, Campinas-SP, 2007.

Jornal da cana, edição de junho de 2008.

Aljundi, I. H.; Energy and Exergy analysis of a Steam Power Plant in Jordan, Elsevier-Applied Thermal Engineering, 2008.

FINANCE ONE. Site de cotação do dólar. <http://www.financeone.com.br/> acessado em 2009.

BARROS, J.M.; Informações técnicas passadas pelo gerente geral de engenharia da Areva Koblitz em Recife, 2009.

CARVALHO, J.M.; Informações técnicas passadas pelo gerente de projetos mecânicos da Areva Koblitz em Recife, 2009.

LEITE, H.; Informações técnicas passadas pelo gerente de orçamentos da Areva Koblitz em Recife, 2009.

KOBLITZ, L. H.; Entrevista de Luiz Otávio Koblitz ao site [www.ancham.com.br](http://www.ancham.com.br) em 10/06/2009.

PROCKNOR.; Texto sobre válvulas condicionadoras e vapor motriz, publicado na STAB em 2008. Fonte: <http://www.procknor.com.br/> em 02/10/2009.

Saidur, R., Ahamed, J.U., Masjuki, H.H; Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers”. Elsevier, 2009.

OLIVEIRA, G. L. B. de,; SILVA, H. C. N.; MAGNANI, F. S.; CARVALHO, J. M. C.; CARVALHO, L. H. C.; Technical and Financial optimization of a cogeneration plant in a sugar and alcohol plant working with variables loads. COBEM 2009.

BEJARANO, C. H. M.; Avaliação Exergoecológica de processos de tratamento de esgoto, Tese de doutorado, Escola politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 144p, 2009.

TGM TURBINAS (2009), <http://www.tgmturbinas.com.br/> acessado em 10/10/09.

VALLOY (2009), <http://www.valloy.com.br/>, acessado em 10/10/2009.

HITER (2009), <http://www.hiter.com.br/> acessado em 02/10/2009.

PROCKNOR. Texto sobre Temperatura do vapor, publicado na STAB em 2006. Fonte: <http://www.procknor.com.br/> em 19/04/2010.

BNDES. Banco Nacional de Desenvolvimento do Nordeste.  
[http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes\\_pt](http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes_pt) acessado em 03/11/2010.

UNICA, União da Indústria da Cana de Açúcar, acessado em 22/08/10.

CTC, Centro de Tecnologia Canavieira, [www.ctcanavieira.com.br](http://www.ctcanavieira.com.br) acessado em 22/08/10.

ICAVI (2010), Site de fabricante de geradores de vapor, ICAVI .

HITER (2010), Site <http://www.hiter.com.br>, Acesso em 19/04/2010.

CHECKUP AR CONDICIONADO (2011), [http://checkup-ar.com.br/page\\_1146596634656.html](http://checkup-ar.com.br/page_1146596634656.html). Acesso em 24/04/2011.

## 9. ANEXOS

### 9.1 Diâmetros das tubulações

Tabela 9-1. Diâmetro de tubulação para o cenário 1

<b>Cenário 1</b>							
Pressão / Temperatura	Tubulação de vapor superaquecido (pol)	Tubulação de vapor de desaeração (pol)	Tubulação de água para resfriamento de redutor e gerador (pol)	Tubulação de água para resfriamento do condensador (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor de condensado (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor do gerador de vapor(pol)	Tubulação de água tratada (pol)
45 / 400	5,021	7,208	4,423	13,99	0	0	2,971
45 / 400	7,101	10,19	6,256	19,78	0	0	4,201
45 / 400	8,697	12,48	7,662	24,23	0	0	5,145
45 / 400	10,04	14,42	8,847	27,98	0	0	5,941
45 / 400	11,23	16,12	9,891	31,28	0	0	6,643
45 / 400	12,3	17,66	10,84	34,26	0	0	7,277
45 / 450	5,141	7,062	4,326	13,68	0	0	3,042
45 / 450	7,271	9,987	6,118	19,35	0	0	4,301
45 / 450	8,905	12,23	7,493	23,69	0	0	5,268
45 / 450	10,28	14,12	8,652	27,36	0	0	6,083
45 / 450	11,5	15,79	9,673	30,59	0	0	6,801
45 / 450	12,59	17,3	10,6	33,51	0	0	7,45
65 / 490	4,406	7,064	4,317	13,65	0	0	2,607
65 / 490	6,231	9,99	6,106	19,31	0	0	3,686
65 / 490	7,632	12,24	7,478	23,65	0	0	4,515
65 / 490	8,812	14,13	8,635	27,31	0	0	5,213
65 / 490	9,852	15,8	9,654	30,53	0	0	5,829
65 / 490	10,79	17,3	10,58	33,44	0	0	6,385
65 / 520	4,458	6,982	4,262	13,48	0	0	2,637
65 / 520	6,304	9,874	6,028	19,06	0	0	3,73
65 / 520	7,721	12,09	7,382	23,34	0	0	4,568
65 / 520	8,916	13,96	8,524	26,96	0	0	5,275

65 / 520	9,968	15,61	9,53	30,14	0	0	5,897
65 / 520	10,92	17,1	10,44	33,01	0	0	6,46
80 / 520	4,063	7,081	4,283	13,54	0	0	2,404
80 / 520	5,747	10,01	6,057	19,15	0	0	3,4
80 / 520	7,038	12,26	7,419	23,46	0	0	4,164
80 / 520	8,127	14,16	8,566	27,09	0	0	4,808
80 / 520	9,086	15,83	9,577	30,29	0	0	5,376
80 / 520	9,953	17,35	10,49	33,18	0	0	5,889
100 / 520	3,669	7,188	4,282	13,54	0	0	2,171
100 / 520	5,189	10,17	6,055	19,15	0	0	3,07
100 / 520	6,356	12,45	7,416	23,45	0	0	3,76
100 / 520	7,339	14,38	8,563	27,08	0	0	4,342
100 / 520	8,205	16,07	9,574	30,28	0	0	4,854
100 / 520	8,988	17,61	10,49	33,17	0	0	5,318

Tabela 9-2. Diâmetro de tubulação para o cenário 2

<b>Cenário 2</b>							
Pressão / Temperatura	Tubulação de vapor superaquecido (pol)	Tubulação de vapor de desaeração (pol)	Tubulação de água para resfriamento de redutor e gerador (pol)	Tubulação de água para resfriamento do condensador (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor de condensado (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor do gerador de vapor (pol)	Tubulação de água tratada (pol)
45 / 400	5,021	6,896	4,441	14,04	3,977	0	2,971
45 / 400	7,101	9,753	6,281	19,86	5,624	0	4,201
45 / 400	8,697	11,95	7,692	24,32	6,888	0	5,145
45 / 400	10,04	13,79	8,882	28,09	7,954	0	5,941
45 / 400	11,23	15,42	9,93	31,4	8,892	0	6,643
45 / 400	12,3	16,89	10,88	34,4	9,741	0	7,277
45 / 450	5,141	6,75	4,344	13,74	3,896	0	3,042
45 / 450	7,271	9,546	6,143	19,42	5,51	0	4,301

45 / 450	8,905	11,69	7,523	23,79	6,748	0	5,268
45 / 450	10,28	13,5	8,687	27,47	7,792	0	6,083
45 / 450	11,5	15,09	9,712	30,71	8,712	0	6,801
45 / 450	12,59	16,53	10,64	33,64	9,544	0	7,45
65 / 490	4,406	6,744	4,335	13,71	3,897	0	2,607
65 / 490	6,231	9,537	6,131	19,39	5,512	0	3,686
65 / 490	7,632	11,68	7,509	23,75	6,75	0	4,515
65 / 490	8,812	13,49	8,671	27,42	7,795	0	5,213
65 / 490	9,852	15,08	9,694	30,66	8,715	0	5,829
65 / 490	10,79	16,52	10,62	33,58	9,546	0	6,385
65 / 520	4,458	6,661	4,28	13,53	3,852	0	2,637
65 / 520	6,304	9,42	6,053	19,14	5,447	0	3,73
65 / 520	7,721	11,54	7,413	23,44	6,672	0	4,568
65 / 520	8,916	13,32	8,56	27,07	7,704	0	5,275
65 / 520	9,968	14,9	9,571	30,26	8,613	0	5,897
65 / 520	10,92	16,32	10,48	33,15	9,435	0	6,46
80 / 520	4,063	6,723	4,303	13,61	3,907	0	2,404
80 / 520	5,747	9,508	6,085	19,24	5,525	0	3,4
80 / 520	7,038	11,65	7,453	23,57	6,767	0	4,164
80 / 520	8,127	13,45	8,606	27,21	7,814	0	4,808
80 / 520	9,086	15,03	9,622	30,43	8,736	0	5,376
80 / 520	9,953	16,47	10,54	33,33	9,57	0	5,889
100 / 520	3,669	6,771	4,304	13,61	3,966	0	2,171
100 / 520	5,189	9,575	6,087	19,25	5,609	0	3,07
100 / 520	6,356	11,73	7,455	23,58	6,869	0	3,76
100 / 520	7,339	13,54	8,609	27,22	7,932	0	4,342
100 / 520	8,205	15,14	9,625	30,44	8,868	0	4,854
100 / 520	8,988	16,58	10,54	33,34	9,715	0	5,318

Tabela 9-3. Diâmetro de tubulação para o cenário 3

<b>Cenário 3</b>							
Pressão / Temperatura	Tubulação de vapor	Tubulação de vapor	Tubulação de água para	Tubulação de água para	Tubulação de vapor	Tubulação de vapor	Tubulação de água

	superaquecido (pol)	de desaeração (pol)	resfriamento de redutor e gerador (pol)	resfriamento do condensador (pol)	para o aquecedor de condensado (pol)	para o aquecedor do gerador de vapor (pol)	tratada (pol)
45 / 400	5,267	7,137	4,404	13,93	0	2,475	3,116
45 / 400	7,449	10,09	6,228	19,69	0	3,5	4,407
45 / 400	9,123	12,36	7,628	24,12	0	4,287	5,397
45 / 400	10,53	14,27	8,808	27,85	0	4,95	6,232
45 / 400	11,78	15,96	9,847	31,14	0	5,534	6,968
45 / 400	12,9	17,48	10,79	34,11	0	6,062	7,633
45 / 450	5,382	6,978	4,298	13,59	0	2,42	3,184
45 / 450	7,611	9,869	6,079	19,22	0	3,422	4,503
45 / 450	9,322	12,09	7,445	23,54	0	4,191	5,515
45 / 450	10,76	13,96	8,596	27,18	0	4,84	6,368
45 / 450	12,03	15,6	9,611	30,39	0	5,411	7,12
45 / 450	13,18	17,09	10,53	33,29	0	5,928	7,799
65 / 490	4,608	6,973	4,285	13,55	0	2,418	2,726
65 / 490	6,516	9,861	6,06	19,16	0	3,42	3,855
65 / 490	7,981	12,08	7,422	23,47	0	4,188	4,721
65 / 490	9,215	13,95	8,57	27,1	0	4,836	5,452
65 / 490	10,3	15,59	9,582	30,3	0	5,407	6,095
65 / 490	11,29	17,08	10,5	33,19	0	5,923	6,677
65 / 520	4,657	6,884	4,226	13,36	0	2,387	2,755
65 / 520	6,585	9,736	5,976	18,9	0	3,376	3,896
65 / 520	8,066	11,92	7,319	23,15	0	4,135	4,772
65 / 520	9,313	13,77	8,451	26,73	0	4,775	5,51
65 / 520	10,41	15,39	9,449	29,88	0	5,338	6,16
65 / 520	11,41	16,86	10,35	32,73	0	5,848	6,748
80 / 520	4,246	6,984	4,248	13,43	0	2,422	2,512
80 / 520	6,005	9,877	6,007	19	0	3,425	3,552
80 / 520	7,354	12,1	7,357	23,27	0	4,195	4,351

80 / 520	8,492	13,97	8,495	26,87	0	4,844	5,024
80 / 520	9,494	15,62	9,498	30,04	0	5,416	5,617
80 / 520	10,4	17,11	10,4	32,9	0	5,933	6,153
100 / 520	3,836	7,093	4,248	13,43	0	2,46	2,269
100 / 520	5,424	10,03	6,007	19	0	3,478	3,209
100 / 520	6,643	12,28	7,357	23,27	0	4,26	3,93
100 / 520	7,671	14,19	8,496	26,87	0	4,919	4,538
100 / 520	8,577	15,86	9,498	30,04	0	5,5	5,074
100 / 520	9,395	17,37	10,41	32,9	0	6,025	5,558

Tabela 9-4. Diâmetro de tubulação para o cenário 4

<b>Cenário 4</b>							
Pressão / Temperatura	Tubulação de vapor superaquecido (pol)	Tubulação de vapor de desaeração (pol)	Tubulação de água para resfriamento de redutor e gerador (pol)	Tubulação de água para resfriamento do condensador (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor de condensado (pol)	Tubulação de vapor para o aquecedor do gerador de vapor (pol)	Tubulação de água tratada (pol)
45 / 400	5,267	6,79	4,423	13,99	4,171	2,475	3,116
45 / 400	7,449	9,602	6,256	19,78	5,899	3,5	4,407
45 / 400	9,123	11,76	7,661	24,23	7,225	4,287	5,397
45 / 400	10,53	13,58	8,847	27,98	8,343	4,95	6,232
45 / 400	11,78	15,18	9,891	31,28	9,328	5,534	6,968
45 / 400	12,9	16,63	10,83	34,26	10,22	6,062	7,633
45 / 450	5,382	6,632	4,318	13,65	4,079	2,42	3,184
45 / 450	7,611	9,379	6,106	19,31	5,768	3,422	4,503
45 / 450	9,322	11,49	7,478	23,65	7,065	4,191	5,515
45 / 450	10,76	13,26	8,635	27,31	8,158	4,84	6,368
45 / 450	12,03	14,83	9,654	30,53	9,12	5,411	7,12
45 / 450	13,18	16,24	10,58	33,44	9,991	5,928	7,799
65 / 490	4,608	6,617	4,305	13,61	4,076	2,418	2,726

65 / 490	6,516	9,358	6,088	19,25	5,764	3,42	3,855
65 / 490	7,981	11,46	7,456	23,58	7,059	4,188	4,721
65 / 490	9,215	13,23	8,61	27,23	8,151	4,836	5,452
65 / 490	10,3	14,8	9,626	30,44	9,113	5,407	6,095
65 / 490	11,29	16,21	10,54	33,35	9,983	5,923	6,677
65 / 520	4,657	6,529	4,246	13,43	4,024	2,387	2,755
65 / 520	6,585	9,233	6,004	18,99	5,69	3,376	3,896
65 / 520	8,066	11,31	7,354	23,25	6,969	4,135	4,772
65 / 520	9,313	13,06	8,491	26,85	8,047	4,775	5,51
65 / 520	10,41	14,6	9,493	30,02	8,997	5,338	6,16
65 / 520	11,41	15,99	10,4	32,89	9,856	5,848	6,748
80 / 520	4,246	6,587	4,27	13,5	4,082	2,422	2,512
80 / 520	6,005	9,315	6,038	19,09	5,773	3,425	3,552
80 / 520	7,354	11,41	7,395	23,39	7,071	4,195	4,351
80 / 520	8,492	13,17	8,539	27	8,164	4,844	5,024
80 / 520	9,494	14,73	9,547	30,19	9,128	5,416	5,617
80 / 520	10,4	16,13	10,46	33,07	10	5,933	6,153
100 / 520	3,836	6,628	4,273	13,51	4,146	2,46	2,269
100 / 520	5,424	9,374	6,043	19,11	5,863	3,478	3,209
100 / 520	6,643	11,48	7,401	23,4	7,18	4,26	3,93
100 / 520	7,671	13,26	8,546	27,02	8,291	4,919	4,538
100 / 520	8,577	14,82	9,554	30,21	9,27	5,5	5,074
100 / 520	9,395	16,24	10,47	33,1	10,15	6,025	5,558

## 9.2 Parâmetros técnicos dos cenários

Tabela 9-5. Condições de pressão, temperatura e título para os diversos cenários

Ponto	Pressão [bar(a)]				Temperatura [°C]				Título			
	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
<b>1</b>	F(P <sub>2</sub> )				F(T <sub>2</sub> )				Vapor superaquecido			
<b>2</b>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>3</b>	5,0				200				100 % (vapor superaquecido)			

4	0,14	52,57	Vapor saturado
5	1,0	50,00	0% (líquido)
6	2,5	51,00	0% (líquido)
7	F(P <sub>2</sub> )	F(T <sub>2</sub> )	Vapor superaquecido
8	1,5	30,0	0% (líquido)
9	1,5	105	0% (líquido)
10	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
11	F(P <sub>2</sub> )	T <sub>sat</sub> (P <sub>11</sub> )	Vapor saturado
12	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
13	1,5	T <sub>sat</sub> (P <sub>13</sub> )	Vapor saturado
14	F(P <sub>2</sub> )	F(P <sub>2</sub> )	0% (líquido)
15	4,5	40	0
16	5,0	30	0
17	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
18	21	300	Vapor superaquecido
19	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
20	1,0	30	0% (líquido)
21	1,0	30	0
22	1,0	30	0
23	1,5	F(m <sub>32</sub> )	0% (líquido)
24	2,5	160	Vapor superaquecido
25	1,0	50,0	0% (líquido)
26	19,0	320	Vapor superaquecido
27	25	T <sub>sat</sub> (P <sub>27</sub> )	Vapor saturado
28	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
29	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
30	25,5	T <sub>sat</sub> (P <sub>30</sub> )	Vapor saturado
31	F(P <sub>2</sub> )	106	0% (líquido)
32	1,5	T <sub>sat</sub> (P <sub>32</sub> )	Vapor saturado

### 9.3 Especificação da qualidade da água e do vapor para geração termelétrica

Tabela 9-6. Qualidade da água de alimentação do gerador de vapor em função da pressão de operação

Pressão de operação no tubo de vapor	0 – 20 bar (g)	21 – 30 bar (g)	31 – 40 bar(g)	41 – 50 bar(g)	51 – 60 bar(g)	61 – 68 bar (g)	69 – 103 bar (g)	104 – 135 bar (g)
Oxigênio dissolvido, ppm O <sub>2</sub> (mgO <sub>2</sub> /l), medido antes da adição do sequestrante químico de oxigênio	<0,007							
Ferro total, ppm Fe (mgFe/l)	< 0,1	< 0,05	< 0,03	<= 0,025	<= 0,02	<= 0,02	<= 0,01	<= 0,01
Cobre total, ppm <sup>(2)</sup> Cu (mgCu/l)	< 0,05	< 0,025	< 0,02	<=0,02	<= 0,015	<= 0,01	<= 0,01	<= 0,01
Dureza total (ppm) <sup>(2)</sup>	< 0,3	< 0,3	< 0,2	<= 0,2	<= 0,1	<= 0,05	ND <sup>(1)</sup>	ND <sup>(1)</sup>
pH @ 25°C	8,3 – 10,0	8,3 – 10,0	8,3 – 10,0	8,3 – 10,0	8,3 – 10,0	8,8 – 9,6	8,8 – 9,6	8,8 – 9,6
TOC Não-volátil, ppm <sup>(2)</sup> C (mgC/l)	< 1,0	< 1,0	< 0,5	< 0,5	< 0,5	< 0,2	< 0,2	< 0,2
Material Oleoso, ppm <sup>(2)</sup> (mg/l)	< 1,0	< 1,0	< 0,5	< 0,5	< 0,5	< 0,2	< 0,2	< 0,2

Fonte: Consensus on operating practices for the control of feedwater and boiler water chemistry in modern industrial boilers - industrial subcommittee of the ASME research and technology committee on water and steam in thermal power systems

(1) ND – Não detectado

(2) ppm – partes por milhão

Tabela 9-7. Qualidade do vapor exigida pelos fabricantes de turbina

Pressão de operação no tubo de vapor	0 – 20 bar (g)	21 – 30 bar (g)	31 – 40 bar(g)	41 – 50 bar(g)	51 – 60 bar(g)	61 – 68 bar (g)	69 – 103 bar (g)	104 – 135 bar (g)
Sílica, ppmSiO <sub>2</sub> (MG SiO <sub>2</sub> /l)	<150	< 90	< 40	<= 30	<= 20	<= 8	<= 2	<= 1
Alcalinidade total, ppm (MG/l)	< 700	< 600	< 500	< 200	< 150	< 100	NS	NS
Alcalinidade OH livre, ppm (mg/l)	NS	NS	NS	NS	NS	NS	ND	ND
Condutividade específica, (μS/cm), @ 25°C, s/	5400 – 1100	4600 – 900	3800 – 800	1500 – 300	1200 – 200	1000 – 200	<= 150	<= 80

neutralização								
Sólidos totais dissolvidos no vapor	-	-	-	-	-	-	-	-
TDS (máximo) ppm (mg/l)	1,0 – 0,2	1,0 – 0,2	1,0 – 0,2	0,5 – 0,1	0,5 – 0,1	0,5 – 0,1	0,1	0,1

Fonte: Norma DD IEC TS 61370:2002

Tabela 9-8. Qualidade do condensado da turbina

Valores de referência para condensado do vapor superaquecido			
Pressão de vapor	Até 32 bar(g)	De 33 a 52 bar(g)	Acima de 53 bar(g)
Condutividade a 25°C para água isenta de CO <sub>2</sub>	< 0,5 uS/cm		
Óxido de silício (SiO <sub>2</sub> ) [ppb]	50	25	10
Ferro (Fe) [ppb]	30	15	5
Demais metais pesados [ppb]	20	10	2
Sódio (Na) + Potássio (K) [ppb]	20	10	2
Alcalinidade total [ppb]	100	60	50
Dureza	0		

Fonte: Norma DD IEC TS 61370:2002

#### 9.4 Cálculo do fator “a” para os equipamentos

Tabela 9-9. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 45 bar(a) e 450°C

Vazão (t/h)	Custo (UF\$)	Fator “a”
70	2.750.037,22	0,4685
120	3.986.397,22	0,5481
140	5.428.703,33	0,6843
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 1.760.000,00 ; P <sub>0</sub> = 27 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,5670</b>

Tabela 9-10. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 65 bar(a) e 490°C

Vazão (t/h)	Custo (UF\$)	Fator “a”

70	2.946.339,44	0,2961
120	5.256.666,66	0,5772
140	6.166.674,44	0,6201
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 2.222.222,22 ; P <sub>0</sub> = 27 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,4978</b>

Tabela 9-11. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 65 bar(a) e 520°C

<b>Vazão (t/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
70	3.240.973,33	0,2961
120	5.782.222,22	0,5772
140	6.783.333,33	0,6201
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 2.444.444,44 ; P <sub>0</sub> = 27 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,4978</b>

Tabela 9-12. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 80 bar(a) e 520°C

<b>Vazão (t/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
70	4.444.444,44	0,4933
120	8.288.888,88	0,7329
140	9.705.555,55	0,7601
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 2.777.777,77 ; P <sub>0</sub> = 27 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,6621</b>

Tabela 9-13. Fator "a" da ABC para gerador de vapor de 100 bar(a) e 520°C

<b>Vazão (t/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
70	5.555.555,55	0,5362
120	9.794.444,44	0,7226
140	11.130.555,5	0,7326

	5	
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 3.333.333,33 ; P <sub>0</sub> = 27 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,6638</b>

Tabela 9-14. Fator "a" da ABC para Pátio de biomassa

<b>Vazão de vapor do gerador de vapor (t/h)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
70	666.666,66	0,6991
150	1.111.111,11	0,7757
250	1.666.666,66	0,8171
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 1.388.888,88 ; P <sub>0</sub> = 200 t/h		
<b>Média</b>		<b>0,7639</b>

Tabela 9-15. Fator "a" da ABC para gerador elétrico

<b>Potência (MW)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
2,4	167.327,22	0,88
3,0	250.000,00	0,48
4,0	290.882,22	0,43
10,0	545.513,88	0,77
15,0	816.495,00	0,85
25,0	1.110.013,33	0,77
35,0	1.465.515,55	0,78
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 309.953,33 ; P <sub>0</sub> = 5,0 MW		
<b>Média</b>		<b>0,71</b>

Tabela 9-16. Fator "a" da ABC para turbina de 45 bar(a) e 400°C

<b>Potência (MW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
----------------------	---------------------	------------------

5,0	1.000.000,00	0,7626
10,0	1.321.111,11	0,5821
15,0	1.546.666,66	0,5384
20,0	1.771.666,66	0,5292
25,0	1.997.222,22	0,530
30,0	2.222.222,22	0,5340
35,0	2.447.222,22	0,5394
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 589.444,44 ; P <sub>0</sub> = 2,5 MW		
<b>Média</b>		<b>0,5737</b>

Tabela 9-17. Fator "a" da ABC para turbina de 45 bar(a) e 450°C

<b>Potência (MW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
5,0	1.100.000,00	0,7626
10,0	1.453.222,22	0,5821
15,0	1.701.333,33	0,5384
20,0	1.948.833,33	0,5292
25,0	2.196.944,44	0,530
30,0	2.444.444,44	0,5340
35,0	2.691.944,44	0,5394
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 648.388,88 ; P <sub>0</sub> = 2,5 MW		
<b>Média</b>		<b>0,5737</b>

Tabela 9-18. Fator "a" da ABC para turbina de 65 bar(a) e 490°C

<b>Potência (MW)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
5,0	1.424.444,44	0,09
10,0	1.593.888,88	0,1261
15,0	1.759.444,44	0,1527
20,0	1.924.444,44	0,1747
25,0	2.507.222,22	0,2726
30,0	3.089.444,44	0,3366
35,0	3.608.888,88	0,3759

Referência: $C_0 = \text{UF\$ } 1.338.333,33$ ; $P_0 = 2,5 \text{ MW}$	
<b>Média</b>	<b>0,2184</b>

Tabela 9-19. Fator "a" da ABC para turbina de 65 bar(a) e 520°C

Potência (MW)	Custo (UF\$)	Fator "a"
5,0	1.566.888,88	0,09
10,0	1.753.277,77	0,1261
15,0	1.935.388,88	0,1527
20,0	2.116.888,88	0,1747
25,0	2.757.944,44	0,2726
30,0	3.398.388,88	0,3366
35,0	3.969.777,77	0,3759
Referência: $C_0 = \text{UF\$ } 1.472.166,66$ ; $P_0 = 2,5 \text{ MW}$		
<b>Média</b>	<b>0,2184</b>	

Tabela 9-20. Fator "a" da ABC para turbina de 80 bar(a) e 520°C

Potência (MW)	Custo (UF\$)	Fator "a"
5,0	2.002.222,22	0,2646
10,0	2.526.111,11	0,30
15,0	2.923.888,88	0,3137
20,0	3.210.555,55	0,3152
25,0	3.496.666,66	0,3218
30,0	3.935.000,00	0,3457
35,0	4.444.444,44	0,3716
Referência: $C_0 = \text{UF\$ } 1.666.666,66$ ; $P_0 = 2,5 \text{ MW}$		
<b>Média</b>	<b>0,3190</b>	

Tabela 9-21. Fator "a" da ABC para turbina de 100 bar(a) e 520°C

Potência (MW)	Custo (UF\$)	Fator "a"
5,0	2.202.222,22	0,2646

10,0	2.778.722,22	0,30
15,0	3.216.277,77	0,3137
20,0	3.531.611,11	0,3152
25,0	3.846.333,33	0,3218
30,0	4.328.500,00	0,3457
35,0	4.888.888,88	0,3716
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 1.833.333,33 ; P <sub>0</sub> = 2,5 MW		
<b>Média</b>		<b>0,3190</b>

Tabela 9-22. Fator "a" da ABC para transformador elétrico

<b>Potência (kVA)</b>	<b>Custo (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
750	30.555,55	0,5021
1000	33.333,33	0,5850
1500	41.666,66	0,6338
2500	63.888,88	1,098
3000	75.000,00	1,0
3500	83.333,33	0,9128
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 50.000,00 ; P <sub>0</sub> = 2000 kVA		
<b>Média</b>		<b>0,7886</b>

Tabela 9-23. Fator "a" da ABC para Torre de Resfriamento

<b>Capacidade (m³/h)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
790	37.728,33	1,00
910	41.660,55	1,11
1200	58.955,00	0,85
825	41.567,22	0,90
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 67.222,22 ; P <sub>0</sub> = 1.400 m³/h		
<b>Média</b>		<b>0,97</b>

Tabela 9-24. Fator "a" da ABC para Bombas

<b>Potência (kW)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
2	806,66	0,58
18	4.641,11	0,41
79	8.453,88	0,40
207	13.141,66	0,56
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 10.692,22 ; P <sub>0</sub> = 142,7 kW		
<b>Média</b>		<b>0,4875</b>

Tabela 9-25. Fator "a" da ABC para sistema de clarificação

<b>Capacidade (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
4,00	4.961,11	0,76
100	117.832,77	1,37
160	181.446,66	1,24
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 22.777,77 ; P <sub>0</sub> = 30 m <sup>3</sup> /h		
<b>Média</b>		<b>1,12</b>

Tabela 9-26. Fator "a" da ABC para sistema de desmineralização

<b>Capacidade (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator "a"</b>
2,5	12.268,88	0,32
20	85.719,44	1,24
40	120.793,88	0,99
70	231.188,88	1,03
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 15.277,77 ; P <sub>0</sub> = 5,0 m <sup>3</sup> /h		
<b>Média</b>		<b>0,90</b>

Tabela 9-27. Fator "a" da ABC para trocador de calor de baixa pressão

Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	28.517,22	0,66
200	34.480,00	0,66
300	45.059,44	0,66
350	49.885,00	0,66
400	54.481,11	0,66
500	63.125,55	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 38.888,88 ; P <sub>0</sub> = 240 m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-28. Fator "a" da ABC para trocador de alta pressão de 45 bar(a) e 400°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	57.034,44	0,66
200	68.960,00	0,66
300	90.118,88	0,66
350	99.770,00	0,66
400	108.962,22	0,66
500	126.251,11	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 77.777,77 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-29. Fator "a" da ABC para trocadores de alta pressão de 45 bar(a) e 450°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	62.737,88	0,66
200	75.856,00	0,66
300	99.130,77	0,66
350	109.747,00	0,66
400	119.858,44	0,66

500	138.876,22	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 85.555,55 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-30. Fator "a" da ABC para trocadores de alta pressão de 65 bar(a) e 490°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	69.011,67	0,66
200	83.441,60	0,66
300	109.043,85	0,66
350	120.721,70	0,66
400	131.844,28	0,66
500	152.763,84	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 94.111,11 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-31. Fator "a" da ABC para trocadores de alta pressão de 65 bar(a) e 520°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	75.912,84	0,66
200	91.785,76	0,66
300	119.948,23	0,66
350	132.793,87	0,66
400	145.028,71	0,66
500	168.040,22	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 103.522,22 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-32. Fator "a" da ABC para trocadores de alta pressão de 80 bar(a) e 520°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	83.504,12	0,66

200	100.964,33	0,66
300	131.943,06	0,66
350	146.073,25	0,66
400	159.531,58	0,66
500	184.844,25	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 113.874,44 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-33. Fator "a" da ABC para trocadores de alta pressão de 100 bar(a) e 520°C

Área (m <sup>2</sup> )	Custo (UF\$)	Fator "a"
150	91.854,54	0,66
200	111.060,77	0,66
300	145.137,37	0,66
350	160.680,58	0,66
400	175.484,75	0,66
500	203.328,67	0,66
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 125.261,66 ; P <sub>0</sub> = 240m <sup>2</sup>		
<b>Média</b>		<b>0,66</b>

Tabela 9-34. Fator "a" da ABC para ponte rolante

Capacidade de carga nominal (t)	Valor (UF\$)	Fator "a"
35	104.346,66	0,85
60	124.800,55	0,74
25	72.500,00	0,61
40	110.781,11	0,78
70	247.176,11	1,05
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 59.331,11 ; P <sub>0</sub> = 18 t		

<b>Média</b>	<b>0,81</b>
--------------	-------------

Tabela 9-35. Fator “a” da ABC para sistema adiabático

<b>Capacidade (m³/h)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator “a”</b>
108.000	30.945,00	0,78
35.000	13.489,44	0,76
12.600	18.466,66	0,46
250.000	83.482,22	0,23
900.000	123.079,44	0,37
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 95.628,33 ; P <sub>0</sub> = 456.000 m³/h		
<b>Média</b>		<b>0,52</b>

Tabela 9-36. Fator "a" da ABC para compressor de ar

<b>Capacidade (pcm)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator “a”</b>
63	5.928,33	1,18
125	13.650,00	1,15
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 32.777,77 ; P <sub>0</sub> = 267 pcm		
<b>Média</b>		<b>1,17</b>

Tabela 9-37. Fator "a" da ABC para tanques

<b>Capacidade (m³)</b>	<b>Valor (UF\$)</b>	<b>Fator “a”</b>
7,5	4.622,77	0,69
50	22.598,33	0,29
500	154.320,55	1,07
2000	252.057,22	0,74
Referência: C <sub>0</sub> = UF\$ 27.777,77 ; P <sub>0</sub> = 100 m³		
<b>Média</b>		<b>0,6975</b>

## 9.5 Irreversibilidade dos equipamentos

Tabela 9-38. Irreversibilidade dos equipamentos de acordo com a pressão e temperatura de operação da central para o cenário 1

<b>Irreversibilidade em kW e disponibilidade de bagaço de 10 t/h</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	20.182	20.076	19.558	19.487	19.164	18.830
Turbina	1.589	1.216	1.306	1.111	1.147	1.087
Condensador	660	631,2	628,7	612,8	618,9	618,5
Bomba de condensado	25,73	24,7	24,71	24,14	24,83	25,59
Bomba de alimentação do gerador de vapor	84,97	81,56	102,7	100,3	119,1	144,6
Desaerador	102	97,94	98	95,72	98,47	101,5
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	1,433	1,563	2,181	2,249	2,561	2,905
Dessuperaquecedor do desaerador	96,43	92,56	92,67	90,53	93,17	96,07
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Torre de Resfriamento	392,7	375,6	374,1	364,6	368,3	368,1
<b>Total</b>	<b>23135</b>	<b>22598</b>	<b>22187</b>	<b>21888</b>	<b>21637</b>	<b>21275</b>

Tabela 9-39. Irreversibilidade dos equipamentos de acordo com a pressão e temperatura de operação da central para o cenário 2

<b>Irreversibilidade em kW e disponibilidade de bagaço de 10 t/h</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	20.180	20.074	19.556	19.485	19.162	18.828
Turbina	1.604	1.230	1.320	1.124	1.162	1.103
Condensador	660	631,2	628,7	612,7	618,9	618,5
Bomba de condensado	27,17	26,08	26,09	25,49	26,22	27,02
Bomba de alimentação do gerador de vapor	84,88	81,47	102,6	100,2	119	144,5
Desaerador	27,01	25,92	25,94	25,33	26,06	26,86
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	1,433	1,563	2,181	2,249	2,562	2,906
Dessuperaquecedor do desaerador	44,33	42,56	42,6	41,62	42,83	44,16
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	22,51	21,61	21,64	21,14	21,76	22,45
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de baixa pressão	75,12	72,1	72,15	70,47	72,5	74,71
Trocador de calor de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Torre de Resfriamento	390,1	373,1	371,6	362,2	365,8	365,5
<b>Total</b>	<b>23117</b>	<b>22581</b>	<b>22170</b>	<b>21871</b>	<b>21619</b>	<b>21258</b>

Tabela 9-40. Irreversibilidade dos equipamentos de acordo com a pressão e temperatura de operação da central para o cenário 3

<b>Irreversibilidade em kW e disponibilidade de bagaço de 10 t/h</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	19958	19853	19310	19241	18901	18549
Turbina	1549	1154	1254	1048	1104	1070
Condensador	640,3	610,5	607,1	590,7	596,8	596,8
Bomba de condensado	24,96	23,88	23,86	23,27	23,95	24,69
Bomba de alimentação do gerador de vapor	92,39	88,41	111,2	108,4	128,8	156,4
Desaerador	99,6	95,31	95,21	92,85	95,55	98,53
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	1,543	1,678	2,337	2,406	2,742	3,112
Dessuperaquecedor do desaerador	92,65	88,66	88,62	86,42	88,98	91,81
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	9,692	9,274	9,359	9,127	9,465	9,857
Trocador de calor de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de alta pressão	193,1	184,7	184,5	179,9	185,1	190,8
Torre de Resfriamento	381	363,3	361,2	351,5	355,1	355,1
<b>Total</b>	<b>23041</b>	<b>22474</b>	<b>22047</b>	<b>21734</b>	<b>21491</b>	<b>21146</b>

Tabela 9-41. Irreversibilidade dos equipamentos de acordo com a pressão e temperatura de operação da central para o cenário 4

<b>Irreversibilidade em kW e disponibilidade de bagaço de 10 t/h</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	19.955	19.851	19.308	19.239	18.899	18.547
Turbina	1.565	1.170	1.269	1.063	1.119	1.087
Condensador	640,4	610,6	607,2	590,7	596,9	596,9
Bomba de condensado	26,52	25,37	25,35	24,72	25,44	26,23
Bomba de alimentação do gerador de vapor	92,29	88,32	111	108,3	128,6	156,3
Desaerador	22,17	21,21	21,19	20,66	21,27	21,93
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	1,544	1,678	2,338	2,407	2,743	3,113
Dessuperaquecedor do desaerador	36,35	34,78	34,77	33,9	34,91	36,01
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	9,695	9,277	9,362	9,13	9,468	9,86
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	24,25	23,2	23,2	22,62	23,3	24,04
Trocador de calor de baixa pressão	77,13	73,81	73,73	71,9	74	76,3
Trocador de calor de alta pressão	193,2	184,9	184,7	180,1	185,3	191
Torre de Resfriamento	378,3	360,6	358,6	348,9	352,5	352,5
<b>Total</b>	<b>23022</b>	<b>22455</b>	<b>22029</b>	<b>21715</b>	<b>21473</b>	<b>21127</b>

Tabela 9-42. Percentual de irreversibilidade por equipamento de acordo com a pressão e temperatura de operação para o cenário 1

<b>Cenário 1</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	87,23 %	88,84 %	88,15 %	89,03 %	88,57 %	88,50 %
Turbina	6,88 %	5,38 %	5,89 %	5,08 %	5,30 %	5,12 %
Condensador	2,86 %	2,80 %	2,83 %	2,80 %	2,86 %	2,91 %
Bomba de condensado	0,12 %	0,11 %	0,11 %	0,11 %	0,11 %	0,12 %
Bomba de alimentação do gerador de vapor	0,37 %	0,36 %	0,47 %	0,46 %	0,55 %	0,68 %
Desaerador	0,44 %	0,43 %	0,45 %	0,44 %	0,46 %	0,48 %
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	0,006 %	0,007%	0,009 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %
Dessuperaquecedor do desaerador	0,42 %	0,41 %	0,42 %	0,40 %	0,43 %	0,45 %
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Torre de Resfriamento	1,67 %	1,66 %	1,67 %	1,67 %	1,71 %	1,73 %
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

Tabela 9-43. Percentual de irreversibilidade por equipamento de acordo com a pressão e temperatura de operação para o cenário 2

<b>Cenário 2</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	87,30 %	88,90 %	88,20 %	89,09 %	88,61 %	88,57 %
Turbina	6,94 %	5,45 %	5,95 %	5,14 %	5,38 %	5,19 %
Condensador	2,86 %	2,79 %	2,84 %	2,80 %	2,87 %	2,91 %
Bomba de condensado	0,12 %	0,12 %	0,12 %	0,12 %	0,13 %	0,13 %
Bomba de alimentação do gerador de vapor	0,37 %	0,36 %	0,46 %	0,46 %	0,55 %	0,68 %
Desaerador	0,12 %	0,11 %	0,12 %	0,12 %	0,12 %	0,13 %
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	0,006 %	0,007 %	0,009 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %
Dessuperaquecedor do desaerador	0,19 %	0,19 %	0,19 %	0,19 %	0,20 %	0,21 %
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	0,09 %	0,09 %	0,10 %	0,10 %	0,10 %	0,11 %
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de baixa pressão	0,32 %	0,32 %	0,33 %	0,32 %	0,34 %	0,35 %
Trocador de calor de alta pressão	-	-	-	-	-	-
Torre de Resfriamento	1,68 %	1,66 %	1,68 %	1,65 %	1,69 %	1,71 %
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

Tabela 9-44. Percentual de irreversibilidade por equipamento de acordo com a pressão e temperatura de operação para o cenário 3

<b>Cenário 3</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	86,62 %	88,34 %	87,60 %	88,50 %	87,95 %	87,72%
Turbina	6,72 %	5,13 %	5,69 %	4,82 %	5,14 %	5,06 %
Condensador	2,78 %	2,72 %	2,75 %	2,73 %	2,78 %	2,82 %
Bomba de condensado	0,11 %	0,11 %	0,11 %	0,11 %	0,11 %	0,12 %
Bomba de alimentação do gerador de vapor	0,40 %	0,39 %	0,50 %	0,50 %	0,60 %	0,74 %
Desaerador	0,43 %	0,42 %	0,43 %	0,43 %	0,44 %	0,47 %
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	0,006 %	0,007 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %
Dessuperaquecedor do desaerador	0,40 %	0,39 %	0,40 %	0,40 %	0,41 %	0,43 %
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,05 %
Trocador de calor de baixa pressão	-	-	-	-	-	-
Trocador de calor de alta pressão	0,84 %	0,82 %	0,84 %	0,83 %	0,86 %	0,90 %
Torre de Resfriamento	1,65 %	1,63 %	1,63 %	1,63 %	1,66 %	1,68 %
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

Tabela 9-45. Percentual de irreversibilidade por equipamento de acordo com a pressão e temperatura de operação para o cenário 4

<b>Cenário 4</b>						
<b>Equipamento</b>	<b>45 bar(a) 400°C</b>	<b>45 bar(a) 450°C</b>	<b>65 bar(a) 490°C</b>	<b>65 bar(a) 520°C</b>	<b>80 bar(a) 520°C</b>	<b>100 bar(a) 520°C</b>
Gerador de vapor	86,68 %	88,40 %	87,65 %	88,60 %	88,01 %	87,79 %
Turbina	6,80 %	5,21 %	5,76 %	4,90 %	5,21 %	5,15 %
Condensador	2,78 %	2,72 %	2,76 %	2,72 %	2,80 %	2,83 %
Bomba de condensado	0,12 %	0,11 %	0,12 %	0,11 %	0,12 %	0,12 %
Bomba de alimentação do gerador de vapor	0,40 %	0,39 %	0,50 %	0,50 %	0,60 %	0,74 %
Desaerador	0,10 %	0,09 %	0,10 %	0,10 %	0,10 %	0,10 %
Dessuperaquecedor da selagem e ejetores	0,007 %	0,007 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %	0,01 %
Dessuperaquecedor do desaerador	0,16 %	0,15 %	0,16 %	0,16 %	0,16 %	0,17 %
Dessuperaquecedor do trocador de baixa pressão	0,11 %	0,10 %	0,11 %	0,10 %	0,11 %	0,11 %
Dessuperaquecedor do trocador de alta pressão	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,04 %	0,05 %
Trocador de calor de baixa pressão	0,34 %	0,33 %	0,33 %	0,33 %	0,34 %	0,36 %
Trocador de calor de alta pressão	0,84 %	0,82 %	0,84 %	0,83 %	0,86 %	0,90 %
Torre de Resfriamento	1,62 %	1,63 %	1,62 %	1,60 %	1,64 %	1,67 %
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>