

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

GABRIEL AUGUSTO DOMINGOS STUCHI,
MAURICIO TACONELLI E VICTOR AUGUSTO
BERTOLLO LANGHI

GERAÇÃO TERMELÉTRICA: PRINCIPAIS
COMPONENTES E TIPOS DE CENTRAIS
TERMELÉTRICAS

São Carlos
2015

**GABRIEL AUGUSTO DOMINGOS STUCHI, MAURICIO
TACONELLI E VICTOR AUGUSTO BERTOLLO LANGHI**

**GERAÇÃO TERMELÉTRICA: PRINCIPAIS
COMPONENTES E TIPOS DE CENTRAIS
TERMELÉTRICAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo

Curso de Engenharia Elétrica com Ênfase em
Sistemas de Energia e Automação

ORIENTADOR: Prof. Dr. Rogério Andrade Flauzino

São Carlos
2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pelo Serviço de Biblioteca
"Prof. Dr. Sergio Rodrigues Fontes" da EESC/USP

S932g Stuchi, Gabriel Augusto Domingos
Geração termelétrica: principais componentes e tipos de centrais termelétricas / Gabriel Augusto Domingos Stuchi, Mauricio Taconelli, Victor Augusto Bertollo Langhi; orientador Rogério Andrade Flauzino. -- São Carlos, 2015.

Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica com ênfase em Sistemas de Energia e Automação) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

1. Centrais termelétricas - tipos. 2. Centrais termelétricas - componentes. 3. Turbinas. 4. Caldeiras. I. Taconelli, Mauricio. II. Langhi, Victor Augusto Bertollo. III. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: Gabriel Augusto Domingos Stuchi

Título: "Geração termelétrica: princípio de funcionamento das centrais termelétricas e modelagem Fuzzy de um forno de biomassa com uma grelha móvel"

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado
em 25 / 11 / 2015,

com NOTA 7,5 (sete, cinco), pela Comissão Julgadora:

Prof. Associado Rogério Andrade Flauzino - (Orientador - SEL/EESC/USP)

Mestre Fabio Anderson Silva Borges - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Mestre Elian João Agnoletto - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Coordenador da CoC-Engenharia Elétrica - EESC/USP:
Prof. Dr. José Carlos de Melo Vieira Júnior

FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: Mauricio Taconelli

Título: "Geração termelétrica: princípio de funcionamento das centrais termelétricas e modelagem Fuzzy de um forno de biomassa com uma grelha móvel"

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado
em 25 / 11 / 2015,

com NOTA 7,5 (sete , cinco), pela Comissão Julgadora:

Prof. Associado Rogério Andrade Flauzino - (Orientador - SEL/EESC/USP)

Mestre Fabio Anderson Silva Borges - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Mestre Elian João Agnoletto - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Coordenador da CoC-Engenharia Elétrica - EESC/USP:
Prof. Dr. José Carlos de Melo Vieira Júnior

FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: Victor Augusto Bertollo Langhi

Título: "Geração termelétrica: princípio de funcionamento das centrais termelétricas e modelagem Fuzzy de um forno de biomassa com uma grelha móvel"

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado
em 25 / 11 / 2015,

com NOTA 7,5 (sete, cinco), pela Comissão Julgadora:

Prof. Associado Rogério Andrade Flauzino - (Orientador - SEL/EESC/USP)

Mestre Fabbio Anderson Silva Borges - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Mestre Elian João Agnoletto - (Doutorando - SEL/EESC/USP)

Coordenador da CoC-Engenharia Elétrica - EESC/USP:
Prof. Dr. José Carlos de Melo Vieira Júnior

Agradecimentos

Primeiramente agradecemos a Deus, o centro e o fundamento de tudo em nossas vidas, por renovar a cada momento a nossa força e disposição e pelo discernimento concedido ao longo dessa jornada. Sem Ele nada em nossa vida seria possível.

Aos nossos pais e familiares, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Ao Prof. Dr. Rogério Andrade Flauzino pela oportunidade e apoio na elaboração deste trabalho.

Enfim, é difícil agradecer todas as pessoas que de algum modo, nos momentos serenos e/ou apreensivos, fizeram ou fazem parte de nossas vidas, por isso agradecemos a todos de coração.

“Algumas pessoas marcam a nossa vida para sempre, umas porque nos vão ajudando na construção, outras porque nos apresentam projetos de sonho e outras ainda porque nos desafiam a construí-los”.

Sumário

1) Introdução.....	1
2) Aspectos Gerais do Setor Elétrico Brasileiro.....	3
2.1) Histórico.....	3
2.2) Estrutura de um Sistema Elétrico de Potência	8
2.2.1) Geração de Energia Elétrica	8
2.2.2) Transmissão de Energia	8
2.2.3) Distribuição de Energia	9
2.3) Fontes de energia	10
2.3.1) Fontes de energia renováveis	10
2.3.2) Fontes de energia não renováveis	14
3) Geração Termelétrica: Principais componentes das Centrais Termelétricas.....	19
3.1) Caldeiras	19
3.1.1) Caldeiras de Vapor Convencionais	19
3.1.2) Sistemas de combustão: fornalhas e queimadores	23
3.1.3) Caldeiras de recuperação de calor	25
3.2) Turbinas	27
Nessa seção serão discutidos os dois principais tipos de turbinas utilizadas em centrais termelétricas: a turbina a vapor e a turbina a gás.	27
3.2.1) Turbinas a Vapor	27
3.2.2) Turbinas a Gás	38
3.3) Equipamentos Auxiliares	48
3.3.1) Condensadores	48
3.3.2) Aquecedores regenerativos dos ciclos de turbinas a vapor	51
3.3.3) Desaeradores	51
3.3.4) Torres de resfriamento	52
3.3.5) Aquecedores regenerativos dos ciclos de turbinas a gás.....	53
3.3.6) Sistemas de refrigeração por absorção	54
4) Fundamentos Teóricos envolvidos nas Centrais Termelétricas	59

4.1) Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.....	59
4.2) Ciclo de Rankine	61
4.2.5) Ciclo de Brayton.....	67
4.3) Modelagem dos principais componentes do ciclo a vapor.....	71
5) Principais Tipos de Centrais Termelétricas.....	81
5.1) Centrais Termelétricas a Vapor	84
5.2) Centrais Termelétricas de ciclo simples com turbina a gás	98
5.3) Centrais Termelétricas de ciclo combinado.....	109
5.4) Outras possibilidades para o desenvolvimento de termelétricas com turbinas a gás ..	115
6) Conclusão.....	123
7) Referências Bibliográficas.....	125

Lista de Figuras

Figura 1. Caldeira Aquotubular típica.....	23
Figura 2. Aeolipyle de Hero.....	28
Figura 3. Turbina de Giovani de Branca.....	29
Figura 4. Turbina de Laval.....	31
Figura 5. Diagrama de uma turbina Curtis.....	32
Figura 6. Diagrama de uma turbina de Rateau.....	33
Figura 7. Turbina de reação.....	34
Figura 8. Ciclo aberto.....	39
Figura 9. Ciclo Fechado.....	40
Figura 10. Turbina aeroderivativa LM6000 GE de 40,7 MW.....	41
Figura 11. Turbina Heavy duty GT13E ABB de 148 MW.....	42
Figura 12. Câmara de combustão.....	44
Figura 13. Compressor axial.....	46
Figura 14. Compressor Centrífugo.....	47
Figura 15. Diagrama de um condensador a ar de resfriamento úmido.....	49
Figura 16. a) Diagrama de um condensador de ação direta; b) Diagrama de um condensador de ação indireta.....	50
Figura 17. Desaerador.....	52
Figura 18. Unidade térmica geradora a vapor com superaquecimento e diagrama T-S correspondente.....	62
Figura 19. Unidade térmica geradora a vapor com reaquecimento entre duas turbinas e diagrama T-S correspondente.....	65
Figura 20. Unidade térmica geradora a vapor com regeneração e diagrama T-S correspondente.....	66
Figura 21. Ciclo de Rankine considerando as perdas no sistema e diagrama T-S correspondente.....	66
Figura 22. Diagramas P x v e T x s para um ciclo Brayton ideal.....	68
Figura 23. Diagrama de eficiência x razão de pressão para o ciclo de Brayton para $k=1,4$	70
Figura 24. Classificação das centrais termelétricas.....	81
Figura 25. Esquema típico de uma central termelétrica de geração com ciclo a vapor.....	82
Figura 26. Esquema típico de uma central termelétrica de cogeração.....	82
Figura 27. Esquema típico de uma central termelétrica de turbina a gás operando em ciclo simples ..	83
Figura 28. Esquema típico de uma central termelétrica de ciclo combinado: (I) Ciclo Brayton, (II) Ciclo Rankine.....	83
Figura 29. Custos de geração comparativos de diferentes centrais termelétricas com tecnologia comercial.....	84

Figura 30. Estado atual e prognósticos no desempenho de centrais termelétricas com ciclo a vapor e ciclo combinado utilizando diferentes tipos de combustíveis	85
Figura 31. Diagrama de Sankey do balanço energético (Figura 31a) e exergético (Figura 31b) respectivamente, de uma central termelétrica com ciclo a vapor.....	89
Figura 32.a e 32.b. Esquema de central termelétrica com reaquecimento em uma etapa	90
Figura 33.a e 33.b. Esquema de central termelétrica com reaquecimento em duas etapas	91
Figura 34. Redução do heat rate durante o reaquecimento em uma etapa para diferentes parâmetros do vapor.....	92
Figura 35. Redução do heat rate durante o reaquecimento em duas etapas para diferentes parâmetros do vapor.....	92
Figura 36. Fundamentação termodinâmica do aumento da eficiência em ciclos a vapor com aquecimento regenerativo.....	93
Figura 37. Dependência entre a eficiência do grupo turbogerador, a entalpia da água de alimentação e o número de extrações para o aquecimento regenerativo.....	94
Figura 38. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação de drenagem por bombas	95
Figura 39. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação em cascata de drenagem.....	96
Figura 40. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação combinada da drenagem.....	96
Figura 41. Esquema de aquecimento regenerativo com desaerador.....	97
Figura 42. Esquema térmico de uma instalação de turbinas com a utilização dos escapes de vapor através dos selos terminais da turbina e dos selos das válvulas.	98
Figura 43. Esquema do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração	99
Figura 44. Eficiência térmica do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração em função da razão de compressão para diferentes temperaturas de entrada da turbina	99
Figura 45. Trabalho específico útil do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração em função da razão de compressão para diferentes temperaturas de entrada da turbina	99
Figura 46. Esquema do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação.....	100
Figura 47. Eficiência térmica do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação, em função da razão de compressão e diferentes TET	101
Figura 48. Trabalho específico útil do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação, em função da razão de compressão e diferentes TET	102
Figura 49. Esquema do ciclo de turbina a gás com injeção de vapor.....	103
Figura 50. Turbinas a gás com injeção de vapor – efeito da razão de pressão e da taxa de injeção de vapor.....	103

Figura 51. Turbinas a gás com injeção de vapor: efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada da turbina.....	104
Figura 52. Ciclo regenerativo com injeção de água	104
Figura 53. Efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada na turbina – TET para diferentes taxas de injeção de água	105
Figura 54. Efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada na turbina – TET para uma taxa fixa de injeção de água	105
Figura 55. Esquema de um sistema de resfriamento evaporativo	106
Figura 56. Sistema de refrigeração do ar que entra na turbina a gás.....	107
Figura 57. Comportamento do heat rate de uma turbina a gás com o efeito do sistema de resfriamento do ar.....	108
Figura 58. Efeito do sistema de resfriamento do ar de entrada na potência elétrica de uma turbina a gás	108
Figura 59. Tipos de centrais termelétricas de ciclo combinado a gás e a vapor. a) série; b) paralelo; c) série paralelo	110
Figura 60. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e a vapor com configuração mono-eixo.....	111
Figura 61. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e CR de dois níveis de pressão sem reaquecimento	111
Figura 62. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e caldeira de recuperação de três níveis de pressão com reaquecimento	112
Figura 63. Acoplamento do clutch para ciclos combinados a gás e vapor com arranjo mono-eixo e seu princípio de operação.	113
Figura 64. Operação do clutch durante a partida.....	114
Figura 65. Operação do clutch durante a parada.....	115
Figura 66. Esquema do sistema da turbina a gás com injeção de vapor	116
Figura 67. Possíveis modificações nos ciclos com injeção de vapor.	117
Figura 68. Esquema simplificado do ciclo Aquário (Mashproekt).	118
Figura 69. Turbina a gás com injeção de água.....	119
Figura 70. Ciclo de ar úmido.....	120
Figura 71. Diagrama conceitual de uma turbina a gás com recuperação química e reforma a vapor .	120

Resumo

Na atualidade, a produção termelétrica participa marginalmente na oferta de energia elétrica no Brasil, com pouco mais de 2,5% da produção total de energia elétrica. Porém, mundialmente este tipo de produção de energia é o mais implantado, chegando a mais de 30% da matriz energética global.

Após ser apresentado um histórico da evolução do setor elétrico brasileiro e a descrição de algumas fontes de energia renováveis e não renováveis, será então apresentado o principal foco do trabalho: as centrais termelétricas. Nessa parte, serão descritos os principais componentes das centrais termelétricas e os principais tipos de centrais termelétricas presentes na atualidade, com destaque para as centrais de ciclo a vapor, de ciclo simples e ciclo combinado. Cabe ressaltar que o livro “Geração Termelétrica: Planejamento, Projetos e Operação (Volumes 1 e 2)” de ELECTO EDUARDO SILVA LORA & MARCO ANTONIO ROSA DO NASCIMENTO foi de suma importância para o desenvolvimento do trabalho, trazendo uma base teórica muito clara e objetiva.

Palavras-chave: Setor elétrico brasileiro, fontes de energia, geração termelétrica, caldeiras, turbinas, centrais termelétricas.

Abstract

Nowadays, the thermoelectric power production has low impact on the electric energy supply in Brazil (about 2.5% of the overall output). Differently from here, this kind of energy source is very used worldwide, corresponding to 30% of the total energy production its offering.

After briefly summing up the evolution of the Brazilian electrical system and discussing its renewable and non-renewable energy source's features, it shall be expounded the most important topic of this paper: the thermoelectric power plants. In this issue, we are going to explain the main components of such plants as well as their diversity nowadays. It is worth emphasizing, though, that we are going to prioritize the study of thermoelectric plants powered by steam. It is worth emphasizing the book “Geração Termelétrica: Planejamento, Projetos e Operação (Volumes 1 e 2)” de ELECTO EDUARDO SILVA LORA & MARCO ANTONIO ROSA DO NASCIMENTO, that was of great importance to this article due to its conciseness and clarity.

Keywords: Brazilian Electric Sector, sources of energy, thermal generation, boiler, turbine, thermal power station.

1) Introdução

Atualmente, no âmbito mundial, a maior parcela da energia elétrica é produzida a partir de fontes de energia não-renováveis, como o carvão mineral e derivados do petróleo. As unidades geradoras de energia responsáveis por tal produção são as usinas termelétricas.

No Brasil, apesar de a produção de eletricidade ser em sua maioria composta por usinas hidrelétricas, com 74% da produção, ainda existem 1570 unidades termelétricas de médio porte em seu território. Devido à crise hídrica na qual o país vive atualmente, essas unidades termelétricas são ativadas em períodos de seca com a finalidade de suprir a energia elétrica que não é produzida pelas hidrelétricas, tendo assim grande importância.

Este trabalho foi elaborado levando as considerações acima apresentadas como motivações, visto que, apesar da tendência de escassez dos combustíveis fósseis, as usinas termelétricas ainda apresentam grande importância no cenário mundial. Os principais objetivos deste presente trabalho são a apresentação de características das centrais termelétricas, como seus equipamentos e ciclos utilizados, e também dos tipos de centrais existentes, sendo este último o mais importante. Além disso, uma breve introdução ao tema será feita, com histórico dos sistemas elétricos, sistemas de geração, transmissão e distribuição.

2) Aspectos Gerais do Setor Elétrico Brasileiro

2.1) Histórico

No ano de 1879 inaugura-se na cidade do Rio de Janeiro, na Estação da Corte da Estrada de Ferro D. Pedro II (hoje conhecida como Estrada de Ferro Central do Brasil) o primeiro serviço permanente de iluminação elétrica. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015).

No ano de 1883, na cidade de Campos (RJ) iniciou-se a operação da primeira central termelétrica, movida a vapor, com capacidade de 52 kW utilizada para alimentar uma carga de aproximadamente 40 lâmpadas. Também nesse ano finaliza-se a construção da primeira usina hidrelétrica do Brasil, A Usina Hidrelétrica Ribeirão do Inferno localizada na cidade de Diamantina em Minas Gerais, com 12 kW de potência instalada e localizada no rio de mesmo nome. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015; BIBLIOTECA DO EXÉRCITO, 1977).

No entanto, o marco inicial da história do setor elétrico brasileiro foi a construção da usina hidrelétrica Marmelos-Zero em Juiz de Fora, no estado de Minas Gerais. A usina Marmelos-Zero, iniciou sua operação em 1889 com 250 kW de potência instalada, sendo expandida para 375 kW em 1892. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015).

A urbanização do Rio de Janeiro e de São Paulo atraiu empresas de outros países a instalar, em território brasileiro, companhias para fornecimento de serviços públicos. A presença do capital das empresas estrangeiras se elevaria no Brasil de tal forma que no final da década de 1920 o setor elétrico estaria quase que totalmente monopolizado por apenas dois grupos: a *American and Foreign Power Company* (Amforp) e Grupo *Light*, atuando nos Estados de São Paulo e Rio de Janeiro. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015; MELLO, 1999).

A crise internacional ocorrida no ano de 1929 e a consequente retração do mercado internacional mostrou claramente que o modelo econômico agroexportador vigente deveria ser repensado. Durante os primeiros anos da década de 1930, o setor industrial brasileiro passava por um momento de crescimento enquanto que o setor elétrico era totalmente dominado por empresas privadas que possuíam a liberdade tarifaria reajustando suas tarifas pela taxa cambial.

Os empresários brasileiros reagiram aos sucessivos aumentos do custo da energia elétrica iniciando uma onda reformista no país. As discussões sobre a regulamentação do setor elétrico culminaram com a promulgação do Código de Águas (Decreto 24.643, de 10 de julho de 1934) durante o primeiro governo de Getúlio Vargas (1930-1945).

O Código de Águas constituiu um grande marco institucional no setor de energia elétrica uma vez que acabou por disciplinar o setor, regulamentando a propriedade das águas e sua utilização, além

de trazer mudanças primordiais nas leis do setor, sobretudo em relação à outorga das concessões e autorizações para a exploração da energia proveniente de fontes hidráulicas. Além disso, as tarifas passam a ser fixadas na forma de “serviço pelo custo”, que estabelecia que o investimento das empresas de energia elétrica fosse determinado por meio de tombamento que serviria como base para a determinação de tarifas e de possíveis indenizações de empresas pelo Estado, além de fixar o limite de 10% sobre o investimento para o lucro das empresas (LIMA, 1984).

O Código das Águas e sua inspiração nacionalista gerou resistência de grandes grupos estrangeiros instalados no país que se diziam desencorajados a investir por estarem descapitalizadas pelo emprego do princípio do custo histórico. A falta de estímulo dos empresários e a contenção às importações de máquinas e equipamentos durante o período da Segunda Guerra Mundial (1939- 1945) limitou o ritmo de crescimento da capacidade instalada, em desarmonia com a expansão do consumo.

Em 1951, o governo Vargas, para avaliar a implementação desse novo estágio de desenvolvimento industrial brasileiro mediu com o governo dos Estados Unidos em Washington à criação da Comissão Mista Brasil-Estados Unidos Para o Desenvolvimento Econômico (CMBEU), formada de técnicos, políticos e empresários de ambos os países. Em relação ao setor elétrico, o relatório da CMBEU identificava como motivador do desequilíbrio entre a demanda e a oferta de energia elétrica quatro fatores substanciais: a acelerada urbanização, o grande crescimento do setor industrial ocorrido durante os anos anteriores, o severo controle tarifário e a mudança na matriz energética, com a substituição da lenha e carvão importado para a de energia elétrica e petróleo.

Concomitantemente, os governos dos Estados deram início ao processo de criação das primeiras concessionárias públicas estaduais, como a Centrais Elétricas de Minas Gerais – CEMIG (1952), a Companhia Paranaense de Energia – COPEL (1953). Do ano de 1952 ao ano de 1962 a participação das concessionárias privadas caiu de 82,4% para 55,2% enquanto que a participação de empresas públicas federais e estaduais no setor aumentou de 6,8% para 31,3%. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015).

Com o início do governo de Juscelino Kubitschek (1956-61), foi dado prioridade ao setor elétrico pelo Plano de Metas do governo, assim como aos setores de transportes, alimentação, educação e de indústrias de base. O Plano de Metas do foi o principal instrumento econômico do governo JK (1956-1961). A meta era alcançar um aumento da capacidade instalada de geração partindo dos 3.148 MW presentes em 1955 para 5.595 MW no fim do governo em 1961.

No ano de 1962 foi criada a Eletrobrás com os encargos de arquitetar e estruturar o setor; executar as funções de *holding* do setor elétrico, controlando as empresas: Companhia Hidroelétrica do São Francisco (Chesf), Furnas Centrais Elétricas (Furnas), e gerenciar os recursos financeiros reservados às obras de expansão do setor, ofício até então exercido pelo BNDES;

No início da década de 60, o Brasil sofria pelo enfraquecimento econômico, pelas elevadas taxas de inflação, greves e pela pouca estabilidade política. Assim, durante esse cenário de incertezas políticas e econômicas, os militares, na pessoa do General Humberto de Alencar Castello Branco, alcançam o poder através de um golpe dando início, em 1964, ao período da ditadura militar.

A política econômica aplicada pelo governo militar propiciou que o Brasil atingisse altos índices de crescimento (o PIB cresce a taxas superiores a 10% ao ano), o que acabou sendo conhecido como o “milagre brasileiro”. Nessa época foram efetuados diversos investimentos em infraestrutura, concomitantemente, o processo de nacionalização e estatização do setor elétrico do país se acentuou.

Em 1963 entra em operação a usina hidrelétrica de Furnas que pode ser considerado como marco inicial da implantação da interligação do sistema elétrico brasileiro, uma vez que interconectou os sistemas dos estados de Minas Gerais, São Paulo e Rio de Janeiro.

Nos últimos anos da década de 70, o rumo de crescimento balanceado que conseguiu se auto sustentar começou a se tornar prejudicado, baseado em políticas que utilizavam o setor com o objetivo de captar recursos financeiros e para contenção do processo inflacionário controlando as tarifas. Iniciava-se um processo gradual de deterioramento econômico-financeira das concessionárias.

A datar de 1979, o segundo choque do petróleo e elevação acelerada da taxa de juros no mercado acabaram fazendo com que o governo adotasse um pacote de ajustamento econômico visando corrigir a instabilidade financeira . As modificações realizadas na política econômica a partir de 1980 ocasionaram cortes consideráveis do investimento público, que iria ser demonstrado na lenta expansão do setor elétrico no decorrer dos anos 80.

Por outro lado, durante a década de 80 teve início a operação de duas importantes obras do setor elétrico, que tiveram sua construção iniciada ainda nos anos 70: a Usina Hidrelétrica de Itaipu e a Usina Hidrelétrica de Tucuruí, as duas inauguradas em 1984. Angra I, a primeira usina termonuclear brasileira também entrou em operação nesse período, mais precisamente no ano de 1985 (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015).

A falência do modelo de financiamento do setor provocou constantes discussões, na tentativa de solucionar a crise. A reorganização tarifária, ainda que fosse uma condição para recompor o equilíbrio financeiro das concessionárias, não seria o suficiente. O setor possuía uma quantidade tão grande de dívidas e de investimentos que não foram realizados que a geração interna das receitas tarifárias se tornou incapaz para subsidiar uma nova etapa de expansões.

Durante o governo do presidente Fernando Collor foi instituído o Programa Nacional de Desestatização (PND) e criado o Fundo Nacional de Desestatização (FND) o qual amplificou substancialmente o processo de privatização que já ocorria desde a década de 80. No entanto, o processo de privatização do setor elétrico efetivamente ganhou força com o início do primeiro governo de

Fernando Henrique Cardoso (1995-1998), no momento em que foi instituído o Conselho Nacional de Desestatização (CND). Entre 1991 e 1999, sofreram privatizações cerca de 91 estatais federais e 33 estaduais. (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015)

A exigência prévia para que o modelo fosse implementado foi o processo de desverticalização da cadeia de produção de energia, desmembrando as atividades de geração, transmissão, distribuição e comercialização de energia elétrica. A geração e a comercialização foram sendo gradativamente desreguladas; por outro lado a transmissão e a distribuição seguem consideradas como serviços públicos regulados.

No ano de 1996 foi criada a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) para que esta fosse uma agência reguladora independente, tendo como objetivos básicos a regulação, o controle e a fiscalização das instalações e serviços e instalações do setor elétrico.

Entretanto, a substituição de um modelo estatal para um de participação mista (estatal/privado) em um setor de grande importância estratégica produziu incertezas, que postergaram as decisões de investimento até o momento em que as regras se tornaram mais transparentes. Essa conjuntura, somada a um período de poucas chuvas nas bacias de grandes reservatórios de água, resultou em um período de racionamento de energia elétrica entre os anos 2001 e 2002. (REGO, 2007, p.55 apud GOMES et al, 1992; PIRES, José Claudio Linhares; PICCININI, Maurício Serrão, 1998).

A crise energética de 2001 mostrou a necessidade de incorporar novas fontes de energia primária na matriz energética brasileira. A cogeração utilizando o bagaço da cana-de-açúcar mostrou-se a opção de curto prazo mais praticável graças ao potencial disponível, uma vez que o Brasil é o maior produtor mundial de açúcar e álcool do mundo. Esse potencial fez com que o BNDES se motivasse a promover, em junho de 2001, o Programa de Apoio à Cogeração de Energia Elétrica a Partir de Resíduos de Cana-de-Açúcar.

Um resultado também de bastante expressão da política de diversificar a matriz energética aconteceu no segmento de gás natural, onde se registraram um aumento ininterrupto com crescimento maior do que 700% no período 1975-2000. Sua presença na oferta interna de energia aumentou de 2,2% em 1985 para 6,6% em 2001.

No primeiro governo do Presidente Luís Inácio Lula Da Silva (2002-2005) novos estudos foram realizados e a estes foram somados os estudos até então realizados durante da crise e, isso possibilitou que o governo identificasse que a elevação das tarifas e a incapacidade de atrair os investimentos necessários para a expansão de geração de energia foram alguns dos principais motivos para a falência do modelo proposto anteriormente.

Em 2004 foi instituído um novo modelo de governança, onde as principais entidades regulatórias são mostradas a seguir (MEMÓRIA DA ELETRICIDADE, 2015):

- **Conselho Nacional de Política Energética – CNPE:** O CNPE foi criado com a finalidade de aperfeiçoar a utilização dos recursos energéticos do Brasil e assegurar o fornecimento de energia elétrica ao País.
- **Ministério de Minas e Energia – MME:** atua como Poder Concedente em nome do Governo Federal e tem como sua principal atribuição o estabelecimento das políticas, diretrizes e da regulamentação do setor.
- **Operador Nacional do Sistema – ONS:** O principal papel do ONS é coordenar e controlar as operações de geração e transmissão no SIN, de acordo com a regulamentação e supervisão da ANEEL.
- **Câmara de Comercialização de Energia Elétrica – CCEE:** A finalidade da CCEE é viabilizar a comercialização de energia elétrica no SIN, promovendo, desde que delegado pela ANEEL, os leilões de compra e venda de energia elétrica.
- **Empresa de Pesquisa Energética – EPE:** É responsável pela condução de estudos e pesquisas destinadas a subsidiar o planejamento do setor energético, incluindo as indústrias de energia elétrica, petróleo, gás natural e seus derivados (carvão mineral, fontes energéticas renováveis, dentre outros), bem como na área de eficiência energética.
- **Comitê de Monitoramento do Setor Elétrico – CMSE:** As principais atribuições do CMSE consistem em: (i) acompanhar as atividades do setor energético; (ii) avaliar as condições de abastecimento e atendimento ao mercado de energia elétrica; e (iii) elaborar propostas de ações preventivas ou saneadoras visando a manutenção ou restauração da segurança no abastecimento e no atendimento eletroenergético.

A reforma do setor elétrico por sua vez foi implementada e finalizada durante os anos de 2003 e 2004. Tolmasquim (2011) expõe em seu trabalho algumas das alterações resultantes dessa reforma além dos principais resultados alcançados com o novo modelo. Entre 2005 e 2010 o Brasil efetuou 37 eventos de contratação onde foram comercializados 6.237 TWh de energia elétrica. Durante esse período mais de R\$ 730 bilhões foram movimentados.

Entre as usinas em construção destacam-se Jirau, Santo Antônio e Belo Monte, que em conjunto deverão acrescentar aproximadamente 18 GW à capacidade instalada do país.

A reestruturação do sistema elétrico possibilitou a remoção de importantes obstáculos que dificultavam investimentos em fontes de energia limpa que, normalmente, possuem um tempo retorno sobre o capital investido mais longo. A título de exemplo, a energia eólica, anteriormente considerada como excessivamente cara, transformou-se em uma fonte de energia elétrica capaz de competir com as tradicionais fontes existentes.

2.2) Estrutura de um Sistema Elétrico de Potência

Um Sistema Elétrico de Potência (SEP) tem basicamente três funções: gerar, transmitir e distribuir energia, sempre atendendo aos padrões de qualidade da energia elétrica.

Os padrões de qualidade relevantes na energia elétrica são:

- Forma de onda da tensão fornecida (senoidal);
- Frequência (50 Hz ou 60 Hz, dependendo da região geográfica);
- Amplitude (dependendo do tipo de consumidor).

2.2.1) Geração de Energia Elétrica

O sistema de geração é, essencialmente, o processo de produção de energia elétrica a partir de uma fonte primária de energia (recurso natural). Esta etapa é responsável por grande parcela dos impactos ambientais, socioeconômicos e culturais associados aos sistemas de energia (CCEE, 2015).

Os principais tipos de geração de energia elétrica estão em:

- Usinas Hidrelétricas: transformam energia mecânica em elétrica por meio de turbinas hidráulicas (movimentadas por queda d'água, marés);
- Usinas Eólicas: transformam energia mecânica em elétrica por meio de turbinas eólicas (movimentadas pelo vento) para acionar geradores elétricos;
- Usinas Termelétricas e Nucleares: transformam energia térmica (produzida pela combustão, fissão nuclear, energia geotérmica) em energia mecânica por meio do uso de máquinas térmicas que acionam geradores elétricos;
- Painéis Solares: geram energia elétrica direta através da incidência de raios solares em módulos fotovoltaicos;

No Brasil, o segmento de geração é extremamente vasto, contabilizando atualmente 3.152 empreendimentos geradores (segundo dados da ANEEL de 2014). As usinas termelétricas de médio representam a maioria destes empreendimentos, totalizando 1.570. Apesar da maioria ser composta por termelétricas de médio porte, a maior parte da potência instalada é composta por usinas hidrelétricas, com 70% da capacidade, e as mesmas são responsáveis por 74% da energia elétrica total gerada. São 199 usinas de grande porte, 418 Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCHs) e 385 micro usinas hidrelétricas (ABRADEE, 2015).

2.2.2) Transmissão de Energia

A transmissão de energia é responsável pela ligação entre as grandes usinas geradoras de energia e as regiões de grande consumo. Ao sair das usinas e dos seus geradores, a energia elétrica é transportada

via cabos aéreos, suspensos através de postes e torres, revestidos por materiais isolantes (FIGUEIRA, 2011).

As redes de transmissão são longas, abrangendo grandes distâncias. Desta forma, além de conectar as usinas responsáveis pela geração aos grandes centros de consumo, conecta também os consumidores industriais, sendo estes os que consomem energia elétrica em alta tensão.

Os níveis de tensão na transmissão variam conforme o país e as normas técnicas que as concessionárias do mesmo acompanham. No território brasileiro, as linhas de transmissão são qualificadas em conformidade com o nível de tensão em que operam. Segundo a ABRADDEE (2015), os grupos de classificação são três e são denominados:

- A1: abrange linhas de transmissão com tensão de fornecimento igual ou acima de 230 kV.
- A2: abrange linhas de transmissão com tensão de fornecimento no intervalo de 88 kV a 138kV.
- A3: refere-se à tensão de 69 kV.

A classe A1 representa o Sistema Interligado Nacional (SIN), sendo também denominado como rede básica. Nesta classe, são 77 concessionárias responsáveis pelo serviço público de transmissão de energia e também responsáveis pela gerência de mais de cem mil quilômetros de linhas. As classes A2 e A3 podem ou não serem propriedades das concessionárias de transmissão de energia. Quando não são, estas classes representam as chamadas redes de sub-transmissão e são administradas pelas empresas responsáveis pelo sistema de distribuição de energia (ABRADDEE, 2015).

2.2.3) Distribuição de Energia

Antes de alcançar os consumidores, a energia elétrica passa pelo processo de distribuição – exclui-se neste caso os consumidores industriais de altas tensões que são conectados diretamente aos sistemas de transmissão.

Os níveis de tensão abrangidos pelo sistema de distribuição podem ser classificados como níveis de repartição ou, como o próprio sistema é denominado, níveis de distribuição. Neste conjunto de níveis de tensão estão os consumidores residenciais, industriais de menor porte (conectados à rede primária) e comerciais.

No Brasil, as tensões de repartição são caracterizadas pelos níveis de 34,5 kV, 69 kV, 88 kV e 138 kV. As chamadas Subestações de Distribuição são responsáveis por reduzir os níveis de tensão de repartição para que os consumidores convencionais possam utilizar a energia. Os níveis de tensão da rede primária estão entre 3 e 25 kV (no Brasil, utiliza-se os níveis de 13,8 e 23 kV) e entre 110 e 380 V nas redes secundárias, em que os consumidores estão conectados (FIGUEIRA, 2011).

2.3) Fontes de energia

2.3.1) Fontes de energia renováveis

Fontes de energias renováveis são aquelas em que os recursos naturais utilizados são capazes de se regenerar, ou seja, são considerados inesgotáveis. Tais fontes utilizam recursos naturais, como, por exemplo, o Sol (energia solar), o vento (energia eólica), os Mares e Oceanos (energia maremotriz e energia das ondas), os rios e correntes de água doce (energia hidráulica), matérias orgânicas (biomassa), o calor da Terra (energia geotérmica), etc (Finder Componentes Ltda, 2011).

Outro fator que é relevante no cenário deste tipo de energia são os combustíveis renováveis, os quais provem de matéria prima renovável para a natureza, como a cana-de-açúcar (usada para produzir o etanol, que é amplamente utilizado como combustível de automóveis e outras aplicações) e também de vários outros vegetais como a mamona e girassol, utilizados para a fabricação do biodiesel ou outros óleos vegetais que podem ser usados diretamente em motores diesel após serem realizadas certas adaptações (Finder Componentes Ltda, 2011).

Como vantagens deste tipo de fonte podem ser citados (Portal Energia,2010):

- O seu impacto ambiental é menor do que o provocado pelas fontes de energia com origem nos combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás), uma vez que não produzem dióxido de carbono ou outros gases com “efeito de estufa”;
- Permite reduzir as emissões de CO_2 , o que contribui para ter um “ar mais limpo”, gerando uma melhor qualidade de vida das populações habitantes;
- Reduzem a dependência energética da nossa sociedade face aos combustíveis fósseis;
- Conferem autonomia energética a um país, uma vez que a sua utilização não depende da importação de combustíveis fósseis;
- Conduzem à investigação em novas tecnologias que permitam melhor eficiência energética.

Mesmo possuindo uma série de vantagens, tais fontes também possuem algumas desvantagens, como (Portal Energia, 2010):

- Custos elevados de investimento e infraestruturas apropriadas;
- Impactos visuais negativos no meio ambiente;
- Com relação a energia provida da biomassa, o método de combustão dessa fonte não é limpo, ocasionando uma vasta poluição no meio ambiente;
- A energia provinda da força das águas (hidrelétrica) pode causar erosão de solos que pode impactar na vegetação do local;
- Energia Solar – os custos iniciais são muito elevados;
- Energia das Ondas – depende muito da localização e é bastante dispendiosa;

- Energia Eólica – o custo inicial das turbinas é muito elevado e produz muito ruído.

A seguir serão apresentados os principais tipos de fontes renováveis e algumas de suas principais características.

2.3.1.1) Energia Eólica

É denominada energia eólica a energia cinética contida nas massas de ar em movimento (vento). Seu aproveitamento ocorre por meio da conversão da energia cinética de translação em energia cinética de rotação através do uso de turbinas eólicas para produzir trabalhos mecânicos ou gerar energia elétrica (Aneel, 2012).

Recentes desenvolvimentos tecnológicos (sistemas avançados de transmissão, melhor aerodinâmica, estratégias de controle e operação das turbinas etc.) têm reduzido custos e melhorado o desempenho e a confiabilidade dos equipamentos empregados para geração eólica. O custo dos equipamentos, que era um dos principais empecilhos ao aproveitamento comercial deste tipo de energia, reduziu-se significativamente nas últimas três décadas.

Em 1990, a capacidade das turbinas eólicas instalada no mundo era inferior a 2.000MW. Em virtude de grandes aumentos nos investimentos deste tipo de fonte de energia (principalmente por receber incentivos de políticas ecológicas e ambientais), essa capacidade passou a crescer amplamente ao longo dos anos. Em 1994, a capacidade instalada passou a ser de 3.734MW, sendo dividida entre Europa (45.1%), América (48.4%), Ásia (6.4%) e o restante em outros países (equivalente a 1.1% da capacidade instalada). Em 1998, esse número passou a ser de 9.667MW, sendo mais do que triplicado 4 anos mais tarde (no ano de 2002 foi de cerca de 31.181MW). Daí em diante, esse crescimento mostrou-se ainda mais exacerbado, chegando em 40.030MW em 2011 (WWEA,2011).

A produção de energia elétrica a partir da fonte eólica atingiu a marca de 6.579 GWh no Brasil em 2013, equivalente a um acréscimo de 30,3% em relação ano anterior, quando se atingiu 5.050 GWh (Aneel, 2013).

A capacidade instalada de energia eólica no Brasil vai aumentar cerca de 60% em 2015, dos atuais 6 gigawatts (GW) para 9,8 GW, o que acaba reforçando a presença desse modelo de geração de energia na matriz elétrica nacional (Abeeólica, 2015).

2.3.1.2) Energia Solar

Energia solar é um termo que se refere à energia proveniente da luz e do calor do sol. Analisando friamente, pode-se considerar que todas as fontes de energia são consideradas formas indiretas de energia solar. Pode-se fazer uso da radiação solar de diversas maneiras, como aquecer fluídos e/ou ambientes e na geração de potência (sendo utilizada como uma fonte de energia térmica) ou mesmo ser usada para fornecer energia para equipamentos eletroeletrônicos, como computador, televisão, aparelhos

de som, condicionadores de ar, aquecedores e diversos outros equipamentos (no caso de ser convertida diretamente em energia elétrica) (Aneel, 2012).

A energia solar representa cerca de 26% da energia renovável instalada no planeta, o que garante a terceira posição na geração de energia elétrica (Aneel, 2008). Em 2012, os continentes que mais investiram em energia solar foram Europa, Ásia e América do Norte, o que totalizou um investimento de cerca de 1,5 bilhões de dólares. De acordo com a Associação Europeia da Indústria Fotovoltaica, em 2012 a capacidade mundial acumulada de geração fotovoltaica atingiu 102 GW, poupando cerca de 53 milhões de toneladas de gás carbônico por ano (EPIA, 2013).

Entre os vários processos de aproveitamento da energia solar, os mais usados atualmente são o aquecimento de água e a geração fotovoltaica de energia elétrica. No Brasil, o primeiro é mais encontrado nas regiões Sul e Sudeste, devido a características climáticas, e o segundo, nas regiões Norte e Nordeste, em comunidades isoladas da rede de energia elétrica (Aneel, 2008).

De acordo com notícia publicada em 20 de dezembro de 2014 no portal G1, o Brasil vem aumentando consideravelmente investimentos para geração de energia solar. Essa energia é a fonte que mais cresce no mundo (cerca de 30% ao ano) e cerca de um terço de toda a capacidade instalada para geração de energia solar no mundo se concentra na Alemanha. No entanto, o lugar mais ensolarado da Alemanha recebe menos luz do sol do que a parte mais sombria do Brasil. Se for para comparar, nenhum dos países que mais investem nessa fonte de energia pelo mundo tem mais sol do que o Brasil (Portal G1, 2014).

2.3.1.3) Energia gerada a partir da Biomassa

Biomassa pode ser definida como qualquer tipo de matéria orgânica que pode ser transformada em energia mecânica, elétrica ou térmica. Dependendo da sua origem, pode ser classificada como florestal (madeira, por exemplo), agrícola (soja, arroz, cana-de-açúcar, entre outras) e rejeitos urbanos e industriais (sólido ou líquido).

Por tratar-se de uma fonte renovável e pouco poluente (pelo fato da emissão de CO_2 durante a produção de energia ser compensada pela absorção no desenvolvimento das culturas no caso vegetal), o uso da biomassa traz diversas vantagens quando comparadas com outras fontes de energia. Contudo, por apresentar um menor poder calorífico que outros combustíveis, é necessário explorar grandes quantidades de biomassa para gerar energia, o que pode trazer alguns impactos ambientais (como a destruição de habitats e devastação de grandes áreas) (Aneel, 2012).

A seguir serão apresentadas algumas formas de produção de energia a partir de biomassa.

Biogás: O uso do biogás com finalidade energética colabora ambientalmente e energeticamente nos tratamentos de esgotos, já que o biogás retorna para o sistema na forma de energia. O problema

maior se dá devido ao elevado custo de implantação das tecnologias que exigem investimentos para limpeza do biogás e dos gases de exaustão, para o caso da utilização de turbinas a gás (Freire da Costa, 2006).

No caso do aproveitamento energético do biogás de aterros sanitários é um setor em crescimento. Em São Paulo, o aterro de Bandeirantes é capaz de gerar energia para 400 mil habitantes durante um período de 10 anos, sendo o maior do mundo neste segmento (CENBIO, 2001).

Biodiesel: O biodiesel é um combustível biodegradável derivado de fontes renováveis como óleos vegetais e gorduras animais. Existem diferentes espécies de oleaginosas no Brasil que podem ser usadas como matéria-prima para produzir o biodiesel. Entre elas estão: a mamona, dendê, canola, girassol, amendoim, soja e algodão. Matérias-primas de origem animal, como o sebo bovino e gordura suína, também podem ser utilizadas na fabricação do biodiesel (MME Biodiesel, 2015).

Esse biocombustível substitui total ou parcialmente o diesel de petróleo, em motores de caminhões, tratores, camionetas, automóveis e também motores de máquinas que geram energia.

O Brasil tem distribuído em seu território um total de 212 usinas de biodiesel em planta, sendo 61 aprovadas pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP). Destas, 6 estão localizadas na região norte, 8 no nordeste, 28 na região centro-oeste, 16 no sudeste e 7 na região sul (Usinas BR, 2012).

Etanol: Produzido a partir da fermentação de hidratos de carbono (açúcar, amido), com origem em culturas como a cana de açúcar, beterraba, milho e outros cereais ou por processos sintéticos. O etanol tem diversas aplicações comerciais, sendo largamente utilizado como combustível automóvel na forma hidratada ou misturada com gasolina. É uma das principais fontes energéticas do Brasil, sendo o maior produtor mundial deste biocombustível, a base de cana-de-açúcar (Portal das Energias Renováveis, 2012).

Oficialmente, o Brasil possui apenas 331 usinas que podem produzir etanol. Estas unidades estão espalhadas por nove estados brasileiros e possuem capacidades que variam de apenas mil litros por dia até 3 milhões e 300 mil litros por dia. No grupo das mega usinas, com capacidade superior a 2 milhões de litros por dia, estão 20 unidades (NovaCana, 2013). Na tabela 2, é apresentado a quantidade de usinas produtoras de álcool, açúcar e ambos por estados e produção (CONAB, 2008).

A utilização de biomassa para gerar energia elétrica é aplicada principalmente em sistemas de cogeração e no suprimento de eletricidade de comunidades isoladas.

2.3.1.4) Energia Hidráulica

Apesar de ser um recurso tão abundante no mundo, o uso da água como fonte geradora de energia elétrica vem decrescendo. Um fator que pode explicar este decaimento é a distribuição da água

na superfície terrestre, onde a quase totalidade da água se localiza nos oceanos e as forças das marés ainda não são comercializadas para fins de geração de energia elétrica. Da água que resta apenas aquela que flui por aproveitamentos com acentuados desníveis e/ou grande vazão pode ser utilizadas nas usinas hidrelétricas (Aneel, 2012).

A matriz energética do Brasil se destaca da matriz mundial pela participação de energia procedente de fontes renováveis se destacando a geração hidráulica. A parcela de participação da energia hidrelétrica na matriz brasileira é de 13,0% e, se tratando de geração de energia elétrica corresponde a 64,9% da oferta interna e 70,6% já considerando as importações de energia (BEM, 2014).

No Brasil estão em operação mais de 180 grandes usinas responsáveis por quase 70% da produção nacional de energia elétrica. Isso também faz do país o segundo maior produtor de energia hidrelétrica no mundo, com 12% da geração mundial, perdendo apenas para a China (Geografia Contemporânea, 2012).

2.3.2) Fontes de energia não renováveis

As fontes de energia não-renováveis são aquelas que se encontram na natureza em quantidades limitadas e se extinguem ao serem amplamente utilizadas, ou seja, como o próprio nome já diz, uma vez esgotadas, as reservas não podem ser regeneradas. Como exemplo dessas fontes, podem ser citados o petróleo, o carvão mineral, o gás natural e a energia nuclear, onde os três primeiros serão mais detalhados a seguir neste trabalho (Ageneal, 2015).

Apesar desse tipo de fonte ser amplamente utilizada atualmente no mundo todo e de alguns países dependerem quase que totalmente destas, muitos pesquisadores e principalmente ambientalistas não aconselham o uso das fontes não renováveis. Isso se deve não apenas pelo fato deste tipo de fonte provocar diversos problemas relacionados ao meio ambiente), mas também em virtude da forte dependência de países não produtores das matérias-primas.

Por razões do acelerado crescimento do consumo energético, com todos os problemas decorrentes do atual modelo energético baseado nas energias não renováveis, torna-se imprescindível que se tenha um forte incentivo em modelos baseados na eficiência e poupança energética e na implementação das energias renováveis. (Ageneal, 2015).

Mesmo apresentando algumas desvantagens, principalmente com relação aos aspectos ambientais, este tipo de fonte apresenta algumas vantagens como (Sua Pesquisa, 2012):

- Possuem elevado rendimento energético;
- Geralmente são transportadas com facilidade;
- Possuem grande variedade de utilização

Já como desvantagens, podem ser citadas (Sua Pesquisa, 2012):

- Destruição de ecossistemas e redução da produtividade agrícola;
- Liberação de gases que deterioram a camada de ozônio (contribuindo para aquecimento global/efeito estufa) e geram chuva ácida;
- Contaminação por derramamentos químicos ou de combustível;
- Risco muito grande de explosão de reservatórios na estocagem (são altamente inflamáveis).

A seguir serão apresentados os principais tipos de fontes não-renováveis e algumas de suas principais características.

2.3.2.1) Petróleo

O petróleo é uma complexa mistura de hidrocarbonetos com composição variável e que se originam da decomposição de matéria orgânica mista vegetal\animal. Ao longo de milhares de anos, o resultado dessa decomposição foi-se acumulando no fundo dos oceanos, mares e lagos e, por meio dos movimentos da crosta terrestre, converteu-se em uma substância oleosa denominada petróleo.

Além de sua importância no setor de transportes, o petróleo ainda é o responsável principal pela geração de energia elétrica em inúmeros países do mundo. Mesmo com a expansão recente da hidroeletricidade e da diversificação das fontes geradoras de energia elétrica, o petróleo continua a ser o responsável por aproximadamente 10% de toda a eletricidade gerada no mundo (IEA, 2012).

Analisando a localidade das principais reservas do mundo, percebe-se que existe uma falta de regularidade na distribuição geográfica das reservas mundiais de petróleo, por causa das condições geológicas específicas das regiões. Aproximadamente 2/3 das reservas conhecidas estão presentes no Oriente Médio, que representa apenas 6% do consumo mundial. Em contrapartida, os Estados Unidos e Europa, que detêm apenas 10% das reservas, são responsáveis por mais de 50% do consumo global (BP, 2014).

Excluindo alguns países da OCDE, a utilização do petróleo para geração de energia elétrica tem sido decrescente desde a década de 1970. As obsoletas plantas de geração, as demandas de proteção ambiental e o crescimento da competitividade de fontes alternativas são os principais responsáveis para essa decadência. (Aneel, 2008).

Os impactos fundamentais da geração de eletricidade a partir de derivados de petróleo são decorrentes da emissão de poluentes na atmosfera, particularmente os chamados gases de efeito estufa (GEE). Os mais delicados são o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4) e o óxido nitroso (N_2O).

No Brasil, onde a geração de energia elétrica é majoritariamente hídrica, a geração térmica, principalmente com o uso de derivados de petróleo, é pouco expressiva no âmbito nacional. No entanto, tem exercido um papel relevante no atendimento da demanda de pico do sistema elétrico e, sobretudo,

no suprimento de energia elétrica a municípios e comunidades isoladas e que não são atendidos pelo sistema interligado (Aneel, 2013).

2.3.2.2) Carvão mineral

O carvão mineral é uma complexa e variada mistura de hidrocarbonetos formada pela decomposição de matéria orgânica ao longo de milhares de anos, sob determinadas condições de temperatura e pressão, como ocorre com todos os combustíveis fósseis. De acordo com o Atlas da Energia Elétrica do Brasil (ANEEL, 2008).

Ainda que seja um combustível potencialmente poluente, o carvão deverá continuar a exercer um importante papel como fonte energética no cenário global, devido à disponibilidade de grandes reservas que estão geograficamente dispersas no mundo e ao desenvolvimento de tecnologias limpas de carvão (clean coal technologies). Esta característica livra o abastecimento energético das limitações geopolíticas ou de questões de segurança. Assim, o carvão apresenta um grande potencial para contribuir, por exemplo, para o crescimento das taxas de eletrificação nos países em desenvolvimento auxiliando na redução dos níveis de pobreza, para industrialização e para melhoria da qualidade de vida (Aneel, 2013).

No Brasil, o carvão representa apenas 2,6% da matriz da energia elétrica. Na geração elétrica, o carvão utilizado é o carvão vapor, predominantemente de origem nacional, cujos estados produtores são Paraná, Santa Catarina e Rio Grande do Sul. A demanda de carvão vapor para este uso final aumentou em 59,1% em 2013 em relação ao ano anterior (IEA, 2014).

2.3.2.3) Gás natural

O gás natural é a designação genérica de um combustível cujo principal componente é o metano (CH_4), podendo também ser composto de etano (C_2H_6), propano (C_3H_8) e butano (C_4H_{10}). Ele é uma mistura de hidrocarbonetos leves, resultante da decomposição da matéria orgânica ao longo de milhões de anos que, à temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso, sendo uma fonte de energia limpa que pode ser usada nas indústrias, comércio, serviço e residências, apresentando uma grande versatilidade em sua utilização como: na geração de energia elétrica, em motores de combustão do setor de transportes, na produção de chamas, calor e vapor, etc (Aneel, 2008).

A partir dos anos 80, o consumo entrou em um vasto crescimento e o gás natural transformou-se na fonte de energia de origem fóssil a apresentar o maior crescimento no mundo. Este crescimento citado não parou de ser evidenciado até os últimos anos. Como exemplo, se compararmos a participação do gás natural entre 1973 e 2007, verifica-se que a produção mundial aumentou cerca de 247%, ao passar de 1,227 bilhões de m^3 para 3,031 bilhões de m^3 , segundo o estudo *Key World Energy Statistics*, publicado pela *International Energy Agency* (IEA) em 2008.

De acordo com o relatório “BP *Statistical Review of World Energy* de 2012”, é possível verificar que as reservas comprovadas de gás natural alcançaram 208,4 trilhões de m³ em 2011 enquanto as de petróleo alcançaram o valor de 1,652 trilhões de barris, sendo um barril equivalente a 158,98 litros (BP, 2008).

As maiores reservas de gás natural do Brasil se encontram no Espírito Santo, principalmente na Bacia de Santos e na Bacia de Campos, porém o Brasil também dispõe de importantes reservas no estado do Amazonas (como na bacia de Urucu, onde estas são estimadas em 52,8 bilhões de m³)(Aneel, 2008).

Em 2013, a geração térmica a partir do gás natural (incluindo autoprodutores e usinas de serviço público) apresentou um acréscimo de 47,6%, atingindo o patamar de 69,0 TWh. Ainda em 2013, o gás natural destinado à geração de energia elétrica alcançou na média 42,7 milhões m³/dia, representando um aumento de 57,8% ante 2012 (BEN, 2014).

3) Geração Termelétrica: Principais componentes das Centrais Termelétricas

O tema que é o foco principal deste trabalho será abordado a partir desta parte: usinas termelétricas. Será feito um estudo sobre os elementos presentes para o funcionamento deste tipo de usina, como turbinas, caldeiras, condensadores, aquecedores, torres de resfriamento e também sobre os ciclos termodinâmicos utilizados. Finalizando a parte das usinas, processos presentes nas centrais termelétricas a vapor, de ciclo simples e ciclo combinado serão abordados.

3.1) Caldeiras

De acordo com a NR-13 “Caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia, excetuando-se os refervedores e equipamentos similares utilizados em unidades de processo”. Assim, as caldeiras utilizam a energia química liberada pelo processo de combustão de algum tipo de combustível e provoca a transformação da água do estado líquido para o estado de vapor, a uma pressão elevada.

3.1.1) Caldeiras de Vapor Convencionais

3.1.1.1) Histórico

Um dos registros mais antigos de uma caldeira de vapor é datado do século XVIII. Essa caldeira era formada por um tambor ou latão com uma fornalha disposta em sua parte inferior e uma fonte de calor que aquecia o tambor de forma direta. A partir de 1740, começa a surgir as primeiras caldeiras de tubos de fogo, nesse tipo de caldeira a combustão acontece no interior dos tubos que estão imersos na água presente no tambor. Esse processo permite um aumento da eficiência do processo. É também durante esse período que aparecem as caldeiras de tubos de fogo e gás. Nessa configuração, os gases provenientes da fornalha e que circulam pelos tubos também são imersos na água presente no tambor, esse processo visa aumentar a transferência de calor do processo. No entanto, nessas caldeiras a pressão e a capacidade de produção de vapor possuem limitações decorrentes do diâmetro e resistência do tambor.

Em 1788, o cientista americano James Ramsey projetou a primeira caldeira com tubos de águas inclinados onde os gases provenientes da combustão circulam pelo exterior dos tubos enquanto que a água e o vapor circulam pelo interior desses tubos. No ano de 1866, os inventores Americanos Stephen Wilcox e George Herman Babcock projetaram a caldeira a vapor de tubos de água e em seguida criaram a empresa *Bsbock& Wilcox Company*. As caldeiras que utilizavam tubos de água inclinados agora passam a apresentar tubos verticais, de forma semelhante a das caldeiras atuais.

Outros projetos também merecem destaque, entre eles os mais importantes são: as caldeiras de leito fluidizado circulares e as caldeiras JAFI (*Jaggy Fireball*) a gás natural, além das caldeiras de circulação contínua.

3.1.1.2) Critérios para classificação das caldeiras de vapor

As caldeiras a vapor podem ser classificadas a partir de alguns critérios, tais quais:

- **Aplicação Principal**

Geralmente, as caldeiras de vapor que são usadas em uma central termelétrica são projetadas para trabalharem com vapor superaquecido a temperaturas situadas na faixa de 400 a 560°C. A faixa de pressão típica de operação é da ordem de 6 a 18 MPa, no entanto, elas podem suportar pressões da ordem de 34 MPa.

Caldeiras de vapor utilizadas na indústria, normalmente operam com pressões menores que 2 MPa quando usadas para fins térmicos. Já no caso de uma central de cogeração industrial, as caldeiras trabalham com pressões na faixa de 2 a 8 MPa, quanto que sua temperatura de operação típica varia entre 340 a 440°C

- **Disposição relativa dos gases e do fluido de trabalho**

Segundo esse critério, as caldeiras podem ser de dois tipos:

- a) **Flamotubulares;**
- b) **Aquotubulares.**

Em caldeiras flamotubulares, ou pirotubulares, os gases circulam pelo interior de tubos imersos em água. Este tipo de caldeira é, geralmente, utilizado em aplicações de menor porte. Já nas caldeiras aquotubulares, a circulação de água ocorre no interior dos tubos e os gases trocam calor com a água por meio da parede desses tubos majoritariamente por radiação. Esse tipo de caldeira aquotubulares é empregado em centrais termelétricas e indústrias que demandam uma grande quantidade de vapor ou que carecem de vapor superaquecido.

- **Força motriz para a circulação do fluido de trabalho**

De acordo com esse critério, as caldeiras podem ser classificadas como:

- a) **De circulação natural;**
- b) **De circulação forçada;**
- c) **De passe único.**

Em caldeiras de circulação natural, a circulação do fluido de trabalho no interior dos tubos acontece graças à diferença de densidade da água líquida e a mistura água-vapor.

As caldeiras de circulação forçada são normalmente projetadas com paredes de água e apenas um tambor separador. A água é movimentada de forma contínua por diversas bombas. Seu projeto é concebido para a operação até pressões muito próximas à pressão crítica da água.

As caldeiras de passe único foram idealizadas, preliminarmente, para ser utilizada em centrais termelétricas de alta potência. A água é obrigada a circular apenas uma vez pela tubulação por uma bomba de alimentação, desse modo, não existe a recirculação de água. Em 1923, o inventor tcheco Mark Benson realizou a primeira tentativa de aplicar uma caldeira de passe único de forma comercial.

No entanto, devido a problemas nas tubulações a caldeira teve que trabalhar com pressões abaixo da pressão crítica do vapor. Em seguida a empresa Siemens obteve os direitos comerciais e desenvolveu a tecnologia Benson de caldeiras. De acordo com Frank e Wittchow (1997) a tecnologia Benson de caldeiras é a mais compatível para centrais termelétricas que utilizam carvão mineral como combustível.

- **Nível de pressão de operação**

As caldeiras, segundo esse critério, podem ser classificadas em:

- a) **Caldeiras de vapor de baixa e média pressão (<10MPa):** normalmente são do tipo industrial;
- b) **Caldeiras de vapor de alta pressão (10-16MPa):** empregadas em centrais termelétricas e com circulação natural;
- c) **Caldeiras de vapor de pressão super alta (>17 MPa):** empregadas em centrais termelétricas e com circulação forçada;
- d) **Caldeiras de vapor de pressão supercrítica (>22,1 MPa):** empregadas em centrais termelétricas planejadas para operar em passe único;
- e) **Caldeiras de vapor com pressão deslizante:** A operação em pressão deslizante pode ser entendida como o processo de operar com cargas parciais em uma pressão de vapor mais baixa do que a nominal. Esta prática visa diminuir as perdas que ocorrem nas válvulas de admissão da turbina quando se trabalha com cargas parciais.

- **Tipo de combustível ou fonte de calor**

De acordo com esse padrão de classificação, as caldeiras podem ser reunidas segundo o tipo de fornalha, para queima de combustíveis:

- a) **Sólidos:** carvão mineral, biomassa e resíduos sólidos;
- b) **Líquidos:** óleo combustível e óleo diesel;
- c) **Gasoso:** gás natural, gás de processo e calor residual.

O tipo de combustível a ser utilizado irá definir os aspectos construtivos da fornalha. Uma caldeira concebida para a utilização de óleo combustível ou gás não deve aplicada para a queima de carvão sem antes sofrer algumas alterações.

- **Tecnologia de combustão**

Segundo esse critério, as caldeiras podem ser classificadas como:

- a) **De grelha fixa e ou grelha rotativa:** empregada na queima de biomassa ou de resíduos agroindustriais em caldeiras de pequeno porte;
- b) **De queima em suspensão:** empregada na queima de combustível sólido pulverizado, óleo combustível ou gás natural;
- c) **Leito fluidizado (borbulhante ou circulante):** empregado na queima de combustíveis sólidos.

- **Organização do processo de tiragem do ar e gases de combustão.**

De acordo com esse critério, as caldeiras podem ser classificadas como:

- a) **Tiragem natural** – esse processo ocorre por efeito exclusivo da chaminé, garante o suprimento de ar e remoção dos gases de exaustão.
- b) **Tiragem forçada** – esse processo é realizado por sopradores na entrada da fornalha que fornecem ar queima e auxilia na retirada dos gases pela chaminé;
- c) **Tiragem induzida** – esse processo é assegurado por ventiladores de exaustão, que criam uma pressão negativa dentro da fornalha;
- d) **Tiragem balanceada** – é uma combinação da tiragem forçada com a tiragem induzida.

O processo de tiragem visa fornecer o volume de ar necessário para a combustão e obrigar com que os gases circulem pelas diversas superfícies de troca de calor até serem eliminados pela chaminé.

3.1.1.3) Componentes principais de uma caldeira aquotubular

Os elementos principais de uma caldeira de vapor são:

- a) **Tambor separador ou tubulão** – O tambor possui a função de acumular certa quantidade de água como reserva, assegurar a pureza do vapor por meio de extrações e intervenções químicas no seu interior, além de separar o líquido do vapor, possibilitando que somente o vapor saturado seja direcionado para os superaquecedores.
- b) **Coletor inferior** – possui a incumbência de enviar a água para os tubos da caldeira;
- c) **Fornalha** – região da caldeira no qual ocorre a queima de combustível;
- d) **Paredes de água** – tubos que fazem a ligação do tambor superior aos coletores inferiores e é nessa região onde acontece a alteração de fase da água líquida para vapor, essa região é

conhecida também como superfície evaporadora. A troca de calor acontece por radiação e convecção com gases provenientes da combustão;

- e) **Superaquecedor** – trocador de calor posicionado depois da câmara de combustão e é encarregado do superaquecimento do vapor oriundo do tambor.
- f) **Economizador ou aquecedor da água de alimentação** – é um trocador de calor que possui a incumbência de elevar a temperatura da água de alimentação antes que essa entre no tambor.
- g) **Preaquecedor de ar** – trocador de calor que é encarregado de aumentar a temperatura do ar consumido na combustão assim, uma porção da energia residual proveniente dos gases de combustão é recuperada.

A Figura 1 mostra o esquema típico de uma caldeira aquotubular.

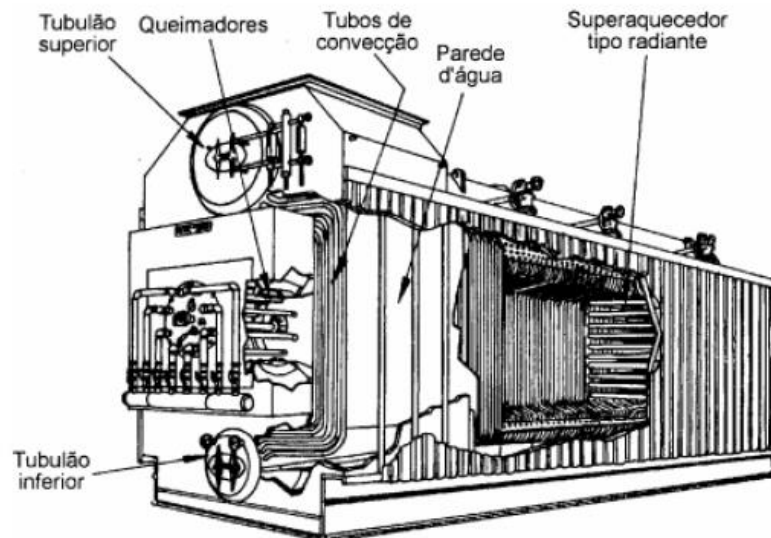


Figura 1. Caldeira Aquotubular típica (Fonte: Bega, 2003).

3.1.2) Sistemas de combustão: fornalhas e queimadores

3.1.2.1) Fornalhas

A fornalha apresenta um sistema distribuidor de ar onde uma parte desse ar é concedida juntamente com o combustível (ar primário) e o ar remanescente é injetado por meio de um grupo de bocais posicionados em diversas seções do forno (ar secundário). Esta distribuição visa assegurar um processo de combustão completo.

O tipo de fornalha a ser utilizado é consequência do tipo de combustível utilizado e da capacidade da caldeira. O tipo e o volume de combustível possuem papel fundamental na construção da fornalha, do queimador e da caldeira.

Os tipos mais frequentes de fornalhas utilizadas na queima de combustíveis sólidos são:

- **Fornalhas de queima em grelha** – este tipo de fornalha é, normalmente, utilizado em caldeiras de pequeno e médio porte. Ainda que apresente algumas limitações, as fornalhas de queima em grelha possuem grande importância uma vez que podem ser ajustadas a diversos tipos de combustíveis. Hoje são aplicadas, sobretudo, em caldeiras para a queima de lenha, bagaço de cana e resíduos da indústria. Outro emprego desse tipo de fornalha que vem crescendo muito nos últimos anos é para a queima de lixo.
- **Fornalhas de grelha plana** – são utilizadas em caldeiras de pequeno porte.
- **Fornalhas de grelha móvel ou rotativa** – quando se utiliza uma caldeira de maior porte recomenda-se que se utilizem fornalhas dotadas de grelhas móveis. Esse tipo de fornalha garante a alimentação contínua do combustível além de remover automaticamente as cinzas.
- **Fornalhas de queima em suspensão para combustíveis sólidos** – neste tipo de caldeiras, o combustível sofre uma preparação prévia em moinhos onde acontecem os processos de moagem e secagem com o objetivo de se alcançar os níveis de granulometria adequados para a combustão. Geralmente, nesse tipo de fornalha, se faz o uso de carvão mineral como combustível.
- **Fornalhas de turbilhão (vórtex vertical) ou de jatos tangenciais** – neste tipo de fornalha, queimadores são colocados em um arranjo tangencial nas extremidades da fornalha criando um movimento rotacional turbulento no núcleo da chama.
- **Fornalhas de queima em leito fluidizado** – hoje existe a possibilidade de se utilizar combustíveis que apresentam uma qualidade inferior e que não seriam aproveitáveis para outros fins além da queima e por isso apresentam um baixo valor no mercado, essa possibilidade aliada com as rigorosas normas ambientais impostas promove um estímulo para o uso desse tipo de fornalha. Entre as principais vantagens dessas caldeiras pode se destacar (LORA&NASCIMENTO, 2009):
 - a) Flexibilidade de operação com diversos tipos de combustíveis;
 - b) Possibilita o uso de combustíveis com granulometria relativamente grossa, o que reduz o seu custo de preparação;
 - c) Permite a realização da combustão simultânea de carvão mineral com biomassa e resíduos sólidos e urbanos;
 - d) Alto coeficiente de troca térmica com tubulações imersas no leito;
 - e) Elevada eficiência de queima de combustível;
 - f) Permite a remoção de compostos de enxofre, por meio da dessulfurização realizada com a adição de calcário e dolomita.
 - g) A temperatura de combustão do leito fluidizado (850 - 950°C) é muito inferior quando comparada com a dos sistemas de queima em suspensão tradicionais (1200 – 1400°C). Desse modo, as emissões de NO_x são menores.

3.1.2.2) Queimadores

Os queimadores são utilizados para introduzir a combinação de ar e combustível na câmara de combustão. Normalmente, são utilizados na combustão de carvão pulverizado, gás natural ou combustíveis líquidos. Alguns queimadores atuais também auxiliam na redução de emissões de óxidos de nitrogênio uma vez que eles estruturam o processo de combustão para que este ocorra em diversas etapas fazendo com que as temperaturas sejam mais baixas quando comparadas aos sistemas tradicionais.

Os queimadores podem ser do seguinte tipo:

- **Queimadores de injeção rotativa para carvão pulverizado** – o ar é obrigado a entrar na câmara de combustão em movimento rotacional.
- **Queimadores de múltiplos bocais** – são posicionados nas extremidades da fornalha. Visando garantir a uma boa qualidade na mistura de carvão e ar, são empregados queimadores com diversos bicos injetores.
- **Queimadores de combustíveis líquidos** – nos queimadores de combustíveis líquidos a combustão acontece em suspensão na fornalha. Quando se utiliza óleo combustível ou óleo diesel, eles devem ser aquecidos para possibilitar o trabalho de bombeamento e assegurar uma viscosidade adequada para o processo de nebulização e queima dentro da câmara de combustão.

3.1.3) Caldeiras de recuperação de calor

3.1.3.1) Classificação e características construtivas

Atualmente, com a elevação do preço dos combustíveis e a criação de leis ambientais que exigem cada vez mais a eficiência nos processos de produção e consumo de energia tem estimulado cada vez mais o uso do processo de recuperação de calor.

Em centrais termelétricas, o calor de escape das turbinas a gás pode ser utilizado como uma fonte energética para um ciclo a vapor. A otimização do processo de recuperação de calor ocorre quando se combina a geração de energia elétrica com o uso de calor em outro processo de produção; conhecido como cogeração, e que possibilita uma eficiência de até 90% da energia proveniente do combustível.

Na geração de energia elétrica, ocorre a combinação dos ciclos a gás e a vapor. Nesse sentido, a caldeira de recuperação representa a ligação entre esses dois ciclos. Geralmente, nesse cenário, a caldeira de recuperação é conhecida pela sigla HRSG (*HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR*).

As caldeiras de recuperação podem ser classificadas de acordo com alguns critérios, entre eles:

- **Conforme o arranjo das superfícies de aquecimento** – uma caldeira de recuperação pode ter arranjo horizontal ou vertical. No arranjo horizontal, a caldeira possui superfícies de troca de

calor ao longo de um plano horizontal, possibilitando a instalação das regiões de troca de calor sem a necessidade de um reforço em sua estrutura, otimizando os processos de recuperação de calor e a geração de vapor. No entanto, a caldeira utiliza uma grande área no plano horizontal. No arranjo vertical, as caldeiras possuem as superfícies de troca de calor ao longo do plano vertical. A principal vantagem dessa disposição é que o espaço ocupado por essa caldeira é menor, porém existe a necessidade de um reforço estrutural o que pode encarecer o projeto.

- **Conforme a força motriz para circulação** – as caldeiras podem ser de circulação natural ou de passe único. Em caldeiras de circulação natural, a circulação ocorre por meio da força motriz gerada pelo diferencial de densidade que existe entre a fase líquida e o vapor. Assim, não existe a necessidade de uma bomba para assegurar a circulação. No entanto, não se pode gerar vapor a parâmetros supercríticos. Em caldeiras de passe único, a circulação ocorre por meio do diferencial de pressão gerada por intermédio de bombas. Nesse tipo de caldeira é possível gerar vapor a parâmetros supercríticos, o que aumenta a eficiência do sistema. Entretanto, com são utilizadas bombas para assegurar a circulação o projeto pode tornar-se mais caro, além disso, os componentes do sistema deverão resistir a cargas mais elevadas uma vez que a pressão de operação é maior.
- **Conforme o modo de recuperação** – o sistema pode ser sem queima suplementar ou com queima suplementar. Em caldeiras de recuperação onde existe a queima suplementar ocorre uma diminuição de eficiência em instalações de ciclo combinado, porém, o uso da queima suplementar é feito visando elevar a potência disponível na instalação de turbina a vapor.
- **Conforme o número de níveis de pressão** – uma caldeira de recuperação pode apresentar de um a três níveis de pressão. Quando se faz uso de caldeiras com dois ou três níveis de pressão ocorre à redução das irreversibilidades intrínsecas ao processo de troca de calor entre os gases e o vapor, uma vez que reduz a diferença de temperatura entre ambos os fluidos. Ademais, é necessário levar em consideração a chance de que a planta industrial careça de vapor a diferentes níveis de pressão, o que pode ser vantajoso em plantas que utilizem cogeração.
- **Caldeiras de recuperação com arranjo horizontal** – este tipo de caldeira é formado por módulos que são concebidos para serem montados em diversas plantas que fazem o uso de ciclos combinados. As caldeiras podem apresentar até quatro módulos: módulo de alta pressão, dois módulos de pressões intermediárias e um módulo de baixa pressão. O módulo de pressão intermediária é utilizado para geração de potência, além disso, também pode ser utilizado no controle da formação de NO_x e no suprimento de calor para o processo. O módulo de baixa pressão é, geralmente, utilizado nos processos de desaeração, aquecimento da água de alimentação e em serviços auxiliares. Finalmente, o módulo de alta pressão é utilizado para a geração de potência.

Em projetos de caldeiras, os parâmetros de pressão e temperatura do vapor são escolhidos de modo que o projeto se torne tecnicamente viável e que o seu preço de instalação não seja tão alto.

Normalmente, quando se utiliza pressões elevadas, levando em consideração uma mesma área de troca de calor, é possível atingir uma maior eficiência de vapor nos ciclos combinados, no entanto, em caldeiras de recuperação que apresentem um único nível de pressão, o uso de pressões elevadas provoca uma limitação na quantidade de calor transferido. Por outro lado, em projetos de uma central termelétrica de ciclo combinado que utiliza caldeiras com vários níveis de pressão, a seleção adequada dos níveis de pressão pode elevar a potência gerada na planta.

3.2) Turbinas

Nessa seção serão discutidos os dois principais tipos de turbinas utilizadas em centrais termelétricas: a turbina a vapor e a turbina a gás.

3.2.1) Turbinas a Vapor

Uma turbina a vapor é uma máquina térmica rotativa onde a energia térmica proveniente do vapor, medida pela entalpia, é convertida em energia cinética em virtude de sua expansão. A energia é então convertida em energia mecânica de rotação por meio da força que o vapor exerce nas pás rotativas

As turbinas a vapor são as máquinas térmicas de combustão externa rotativa mais disseminada, principalmente pela possibilidade de formar unidades de elevada potência unitária, possuir alta confiabilidade, eficiência e vida útil.

Turbina a vapor é classificada como uma máquina de combustão externa uma vez que os gases provenientes da combustão do combustível não entram em contato direto com o fluido de trabalho que flui interiormente na máquina e efetua os processos que convertem a energia do combustível em potência de eixo. Em consequência disto, possuem uma alta flexibilidade em relação ao combustível que pode ser utilizado.

Uma grande vantagem da turbina a vapor é que, através de extrações reguláveis na sua seção de fluxo, é possível prover o calor com os parâmetros demandados pelo consumo externo. Diante disso, o custo deste calor é menor, uma vez que nos sistemas de cogeração o vapor, antes de abastecer um consumidor de calor, faz proveito de seu alto conteúdo de energia térmica na turbina durante o processo que produz energia elétrica.

O calor que é necessário para o processo de ebulição do condensado e para o superaquecimento subsequente deve ser transferido dos agentes de combustão para o fluido de trabalho por meio das serpentinas presentes no interior da caldeira.

3.2.1.1) Histórico

Levando em conta a definição anterior de turbina a vapor, a conhecida “aeolipyle”, que foi proposta por Hero, de Alexandria, em 150 a.C., ou a máquina a vapor equivalente, proposta por William Avery (1831), não devem ser consideradas como turbinas a vapor pioneiras devido a não possuírem uma parte integrante obrigatória em uma turbina: as pás (Leyzerovich,1997). A Figura 2 mostra a Aeolipyle de Hero.

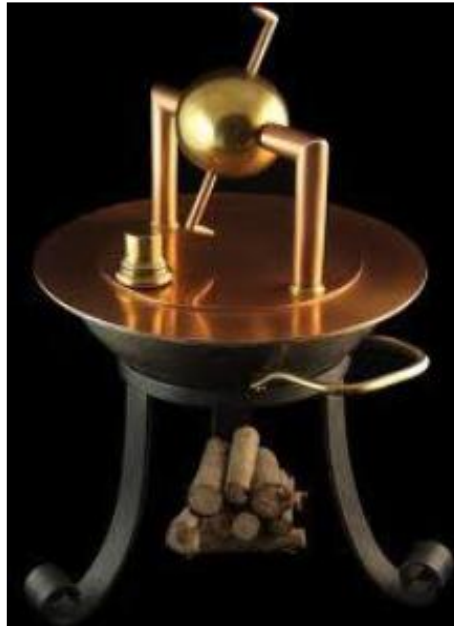


Figura 2. Aeolipyle de Hero (Fonte: modelengines.info).

O pesquisador italiano, Giovanni de Branca, em 1629, foi o primeiro pesquisador a sugerir o uso de jatos de vapor expelidos por meio de um dispositivo para a produção de rotação. A “roda de vapor” de Branca possuía diversas limitações para a sua utilização prática, uma delas era as grandes perdas que ocorriam na máquina, devido ao baixo desenvolvimento, circunstância que também ocasionou a não implementação prática de diversas propostas posteriores. Na Figura 3 pode ser visto um desenho que mostra a Turbina de Giovanni de Branca.

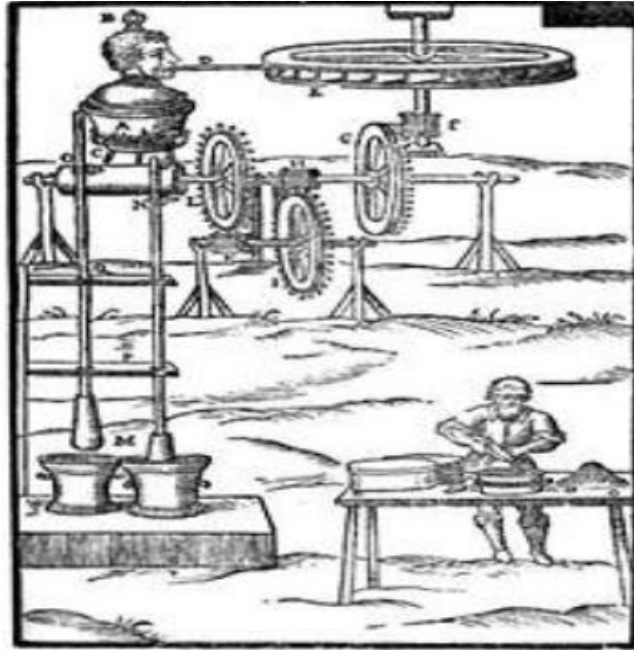


Figura 3. Turbina de Giovanni de Branca (Fonte: librosmaravillosos.com).

Por volta de 1780, James Watt desenvolveu a primeira máquina a vapor que possibilitava a sua aplicação prática, e que viria a se tornar um dos principais impulsores da revolução industrial que ocorreria no século posterior (Stodola, 1945).

O surgimento da primeira turbina a vapor de aplicação prática é associado, primeiramente, aos engenheiros Carl Gustaf de Laval (1845-1913), da Suécia, e Chales Parsons (1854-1931), da Grã-Bretanha.

Ainda que existam vários outros engenheiros e cientistas que tenham seus nomes intimamente ligados ao desenvolvimento das turbinas a vapor, coube a George Westinghouse (1846-1914), que comprou os direitos sobre a turbina Parsons em 1895, o mérito de projetar e colocar em prática a primeira turbina a vapor comercial com 400 kW de capacidade, que acionava um gerador elétrico. Outro pesquisador que vale se destacado é Aurel Stodola (1859-1942), da Eslováquia que na prática estipulou os fundamentos teóricos das turbomáquinas e seu controle automático.

Desde o principio da aplicação de turbinas a vapor com o objetivo de gerar energia elétrica, as turbinas tiveram um aumento significativo de suas capacidades e eficiências tornando-se mais complexas e sofisticadas.

Nos últimos 100 anos, o desenvolvimento técnico das turbinas a vapor acabou fazendo deste acionador primário o equipamento principal em centrais de geração de energia elétrica. Para o aumento da eficiência térmica, foi incorporado, em 1930, o conceito de reaquecimento do vapor durante a fase de expansão, e a sua aplicação foi muito comum até meados do século XX.

Com a necessidade cada vez maior de economia de escala dos equipamentos e ao mesmo tempo em que se espera uma maior eficiência energética fizeram com que os projetistas aumentassem a temperatura e a pressão de operação, somado ao aumento da potência das turbinas. Nos dias atuais, a capacidade por unidade média instalada é de aproximadamente 600 MW, já na década de 1920 estas potências não ultrapassavam 30 MW.

3.2.1.2) Classificação das turbinas a vapor

As turbinas a vapor podem ser classificadas seguindo alguns critérios. Levando em consideração a sua finalidade, pode-se classificá-las em:

- Acionamento elétrico – usadas com o objetivo de acionar um gerador elétrico em uma unidade industrial, que deverá atender as necessidades da indústria. Usualmente, operam com velocidade síncrona (1800 ou 3600 rpm) e com uma potência que pode variar de 16 a 1300 MW.
- Acionamento mecânico – usadas para acionar grandes ventiladores de tiragem, bombas, compressores, propulsão de navios e outros equipamentos de rotação de grandes dimensões. Frequentemente, operam em velocidades de 900 a 10000 rpm e em uma faixa de potência que varia entre 500 kW a 10 MW.

Com relação ao seu princípio básico de funcionamento, podem ser classificadas em:

- Turbinas de ação (impulso) – nesta categoria o seu funcionamento é baseado, exclusivamente, na queda da pressão do vapor nos bocais e também devido a sua queda de entalpia, com a alteração da variação da entalpia em energia cinética. O vapor com alta velocidade irá então incidir sobre as pás (palhetas móveis), acarretando na conversão de sua energia cinética em trabalho mecânico.
- Turbinas de reação – fazem o uso, simultaneamente, da pressão do vapor e da sua expansão nas rodas móveis. Observe que o vapor não sofre expansão completa no distribuidor, na verdade, o vapor continua a sofrer, na roda móvel, uma queda de pressão, ao passo que sua velocidade também sofre uma queda graças à alta velocidade que palhetas móveis se deslocam. Deste modo, o distribuidor converte apenas uma fração da energia térmica do vapor em energia cinética, enquanto que a outra fração da energia térmica do vapor será convertida em energia cinética na própria roda móvel. As turbinas de reação são qualificadas devido ao fato de que a roda móvel não utiliza o vapor com uma pressão constante, mas sim, gradualmente variável, sofrendo uma queda de montante para jusante, no que se refere ao percurso das palhetas.

Levando em consideração os dois princípios de funcionamento anteriores pode-se fazer outra classificação, baseado nos arranjos dos estágios. Caracteriza-se como estágio de ação como um grupo de bocais distribuidores acompanhados por sucessivas fileiras de palhetas móveis e fixas, sendo que as

primeiras possuem a função de converter energia cinética do vapor em trabalho mecânico, à medida que as segundas possuem a função de redirecionamento do fluxo de vapor.

Em contrapartida, caracteriza-se como estágio de reação como a reunião de fileiras de palhetas móveis e fixas, onde as primeiras tem a função de transformar a energia térmica do vapor em trabalho mecânico enquanto que a segunda possui a função de redirecionar o fluxo e graças ao seu formato transversal, o espaçamento entre elas forma um bocal convergente-divergente, e devido a isto, existe a possibilidade de transformar uma fração da energia térmica do fluxo que escoar em energia cinética, elevando a velocidade do fluxo para a próxima palheta móvel.

Deste modo, as turbinas de ação podem ser classificadas, em conformidade com os arranjos dos estágios, do seguinte modo (Fronape,1964):

- **Turbina de ação simples ou de Laval**

São formadas por um ou vários bocais fixos, que descarregam o vapor sobre uma fileira de palhetas que são fixadas no contorno de um disco vinculado a um eixo, integrando o componente conhecido como rotor.

Uma de suas características fundamentais é o fato de que a difusão do vapor ocorre integralmente no bocal convergente-divergente, o que gera um fluxo de vapor com grande velocidade em sua saída. Uma vez que as palhetas móveis não assimilam toda energia cinética, o vapor irá sair com uma velocidade consideravelmente alta, e isso pode ser considerado como perda.

Levando em consideração o baixo rendimento da turbina de ação simples ou de Laval, sua facilidade de projeto e construção torna esse tipo de turbina aconselhada para quando se necessita de potências pequenas e altas rotações. A Figura 4 ilustra esse tipo de turbina.

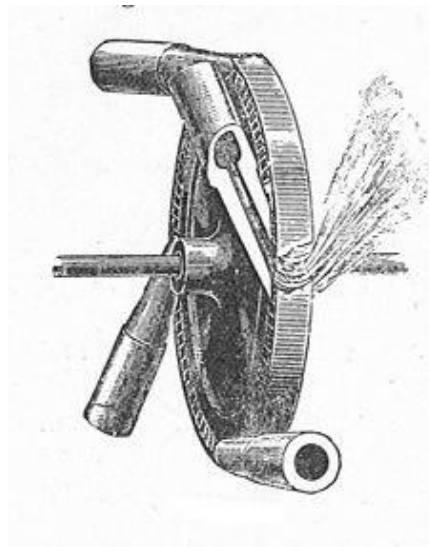


Figura 4. Turbina de Laval (Fonte: commons.wikimedia.org).

- **Turbina Curtis**

Com o objetivo de diminuir as perdas que ocorrem devido à velocidade residual consideravelmente alta nas turbinas de Laval, colocam-se duas ou mais fileiras de palhetas móveis. Em sua estrutura são fixadas, entre as filas de palhetas móveis, palhetas fixas visando mudar a direção do escoamento conservando a velocidade e a pressão. Para esse arranjo se dá o nome de estágio Curtis ou de velocidade escalonada.

A conversão da energia cinética em trabalho acontece em diversos estágios de velocidade.

Uma vez que em todos os estágios deve transitar o mesmo volume de vapor e a velocidade diminui gradualmente, se faz necessário que as seções, pelas quais o vapor transita, sejam aumentadas, o que acarreta em uma variabilidade do diâmetro dos rotores sucessivos.

O principal problema dos diversos estágios de velocidade é que, em virtude das altas velocidades do vapor, as perdas por atrito aumentam, principalmente se o número de estágios for muito alto. Deste modo, os estágios de velocidade são especialmente propícios para as turbinas de baixa e média potência (até 4000 H.P.) que não necessitam de muitos estágios. Na Figura 5 segue um diagrama de uma turbina Curtis.

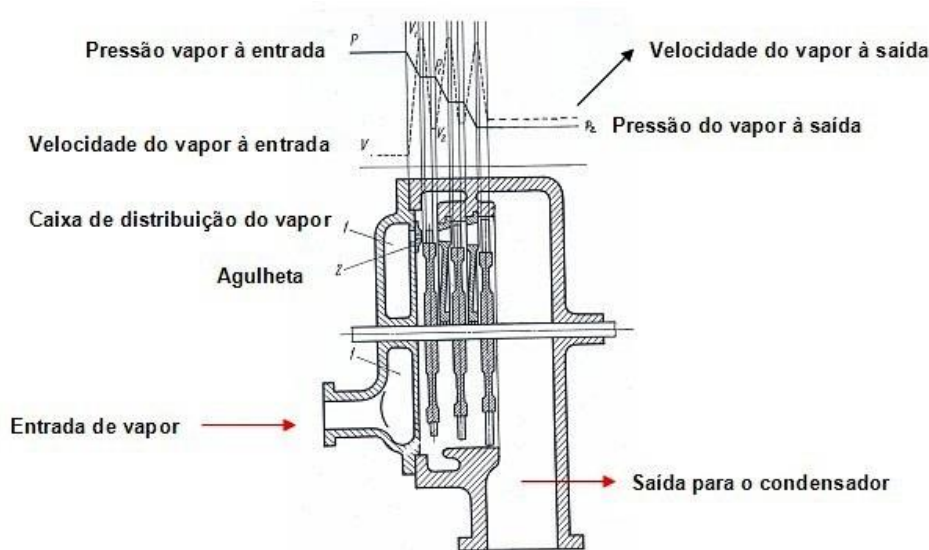


Figura 5. Diagrama de uma turbina Curtis (Fonte: wikienergia.pt).

- **Turbina Rateau**

São turbinas a vapor com apenas um estágio de velocidade e vários estágios de pressão. Ao invés da queda total de pressão do vapor, ou salto térmico total, acontecer em apenas um único conjunto de bocais, a diminuição da pressão pode acontecer em duas ou mais fileiras de bocais, de modo a se

atingir um efeito equivalente ao que ocorreria em uma disposição de duas ou mais turbinas de Laval arranjadas em série.

A principal vantagem está no fato de que se consegue atingir uma velocidade mais apropriada das palhetas em termos de resistência dos materiais. No entanto, as turbinas podem atingir grandes dimensões, caso o número de estágio Rateau seja elevado.

Uma vez que o volume específico do vapor cresce à medida que se passa de um estágio para o outro, as seções por onde o vapor transita devem ir aumentando continuamente.

Outra característica importante se deve ao fato da variação de pressão usada nos diferentes estágios ser reduzida, o que faz com que as velocidades adquiridas pelo vapor também sejam pequenas, e desse modo às perdas por atrito serão reduzidas, possibilitando o uso de um maior número de estágios. Na Figura 6 segue um diagrama de uma turbina de Rateau.

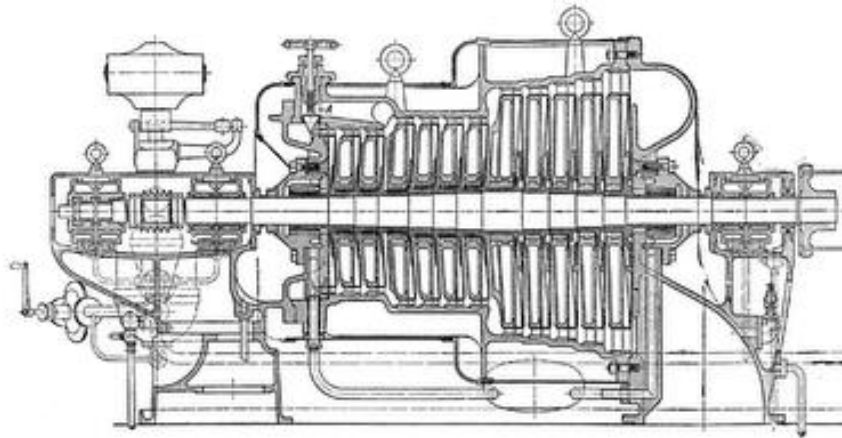


Figura 6. Diagrama de uma turbina de Rateau (Fonte: atmosferis.com).

- **Turbina Curtis-Rateau**

Esta turbina foi desenvolvida com o objetivo de se conseguir uma velocidade ideal nas pás, e, portanto, um maior rendimento, fazendo o uso de uma combinação de estágio Curtis (escalonamento de velocidade) com o estágio Rateau (escalonamento de pressão). O uso do estágio Curtis provoca uma grande queda na pressão e na temperatura do vapor, o que possibilita a utilização de materiais mais leves e baratos nos estágios Rateau seguintes.

- **Turbina de reação**

Um estágio de uma turbina de reação é conhecido como estágio Parsons. Estas turbinas possuem vários estágios, ou seja, são projetadas de modo que a diminuição de pressão, da admissão ao escape, seja segmentada em quedas parciais através de sucessivas fileiras de palhetas móveis. Deste modo, a

queda de pressão em cada fileira de palhetas é baixa, ocasionando velocidades baixas do vapor em cada um dos estágios.

Conforme o vapor sofre expansão, seu volume específico cresce, motivo pelo qual as fileiras sucessivas de palhetas possuem dimensões amplificadas gradativamente. No entanto, pelo fato de o volume específico do vapor nos estágios de alta pressão ser pequeno, as palhetas necessitam ser menor, o que resulta em folgas nos topos, resultando em uma demasiada fuga de vapor através dessas folgas, provocando uma queda considerável no rendimento total da turbina. Assim sendo, não se utiliza turbinas de reação como turbinas de alta pressão. Segue na Figura 7 uma turbina de reação.

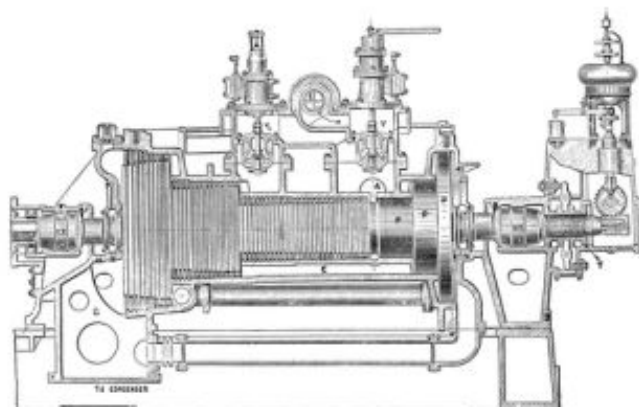


Figura 7. Turbina de reação (Fonte: atmosferis.com).

Ainda, com referencia aos diversos tipos de turbinas, pode-se subdividí-las em relação à descarga de vapor. De acordo com esta classificação, tem-se:

- **Turbina de contrapressão de fluxo direto**

O termo contrapressão é utilizado para indicar que o vapor que sai da turbina possui uma pressão maior ou igual, a ambiente, esta condição é necessária para suprir a demanda de calor quando se tem temperaturas superiores a 100 °C. Normalmente possui dimensões menores do que uma unidade de condensação similar e, geralmente, trabalha com uma maior velocidade de rotação graças às considerações de eficiência.

Esse tipo de turbina é instalado nas indústrias onde existe necessidade do uso de vapor nos processos de fabricação, onde abastecimento é assegurado com o vapor de exaustão da turbina que, usualmente, trabalha com uma pressão constante do vapor de escape.

Quando o processo industrial carecer de uma quantidade de vapor maior do que é necessária para gerar a energia elétrica que a indústria demanda, ou no caso de haver excesso de vapor para o

consumo da turbina, a quantidade de vapor necessário é então conduzida prontamente ao processo, por meio de uma estação que reduz a pressão.

- **Turbina de contrapressão com sangria ou extração controlada**

As turbinas com sangria ou extração controlada são usadas quando se necessita de vapor em diferentes faixas de pressão. Este tipo de turbina fornece uma fração do vapor com média pressão e outra fração em baixa pressão.

Geralmente, se faz o uso de turbinas com sangria quando o volume de vapor de extração (de média pressão) é inferior ao volume de escape (de baixa pressão). Já as turbinas com extrações controladas são usadas em ocasiões onde o fluxo de vapor de extração (de média pressão) é maior quando se compara com o fluxo de vapor de escape (de baixa pressão) e também quando a demanda de vapor de média pressão é passível de flutuações relevantes. A pressão do vapor de extração, para esses casos, continua regular seja qual for a carga da turbina.

- **Turbina de condensação de fluxo direto**

Turbina de condensação de fluxo direto fornece vapor para o condensador com uma pressão mais baixa do que a pressão atmosférica, com o objetivo de amplificar a eficiência térmica do ciclo por meio de um acréscimo máximo da queda de entalpia.

Este tipo de turbina tende a possuir dimensões maiores, assim como uma potência maior do que as turbinas de contrapressão. No entanto, o rendimento total é menor do que o de uma instalação de contrapressão, uma vez que uma fração da energia presente no vapor é perdida por meio da água de refrigeração que é utilizada no processo de condensação.

- **Turbina de condensação com extração**

Turbinas de condensação com extração são, normalmente, utilizadas quando existe a necessidade de uma quantidade maior de energia elétrica do que se consegue autogerar com o calor gerado pelo processo. O vapor excedente sofre uma expansão até chegar à condição de vácuo, provocando um salto térmico maior. Mesmo que as turbinas de contrapressão sejam mais eficientes, em diversas situações as turbinas de condensação com extração se mostram mais vantajosas, entre essas situações pode-se citar: compensação das oscilações de consumo de energia elétrica e vapor que são originados no processo; impede-se que o limite de potência contratado seja ultrapassado; possibilita que o condensador absorva o excesso de vapor, quando ocorre a paralisação parcial do processo.

Turbinas a vapor com extração automática ou extrações reguláveis são arquitetadas para possibilitar a retirada de uma quantidade variável de vapor mantendo uma pressão constante, em um ou

mais pontos de extração. Já nas turbinas de extração não regulável não existe o controle da pressão do vapor extraído, sendo assim, o vapor sofre variação em função da carga.

- **Turbina de condensação com reaquecimento**

O fluxo total de vapor é admitido no estágio de alta pressão. Nesse estágio o vapor sofre um processo de expansão e então retorna a caldeira para ser reaquecido. Em seguida o vapor é transferido para o estágio de pressão intermediária a partir de onde se expande entre os últimos estágios até o escape. Algumas turbinas possuem também o reaquecimento duplo.

3.2.1.3) Estágio de uma turbina a vapor

As turbinas atuais presentes nas centrais termelétricas a vapor são projetadas com múltiplos estágios. Entretanto, o conceito de funcionamento e as principais partes que formam a turbina são similares para cada um dos estágios.

Os componentes fundamentais de uma turbina de ação são:

- **Carcaça da turbina** – a carcaça da turbina, usualmente, apresenta um corte horizontal, passando pelo ponto central do eixo possibilitando o simples acesso às partes internas da turbina, a retirada do rotor e mancais no período de manutenção e também simplicidade durante a sua instalação;
- **Diafragma da turbina** – a principal atribuição do diafragma é isolar dois rotores e a fixação das palhetas fixas do estágio (bocais). Os elementos principais do diafragma são: anel, palhetas fixas e corpo do diafragma;
- **Selo** – é utilizado para diminuir as fugas de vapor que ocorrem entre o rotor e as partes fixas do diafragma. Deste modo, em circunstâncias normais de operação, não deve acontecer o contato mecânico nos selos;
- **Eixo da turbina;**
- **Discos** – Possuem a função de fixar as palhetas móveis;
- **Palhetas móveis** – São fixadas nos discos.

Nos bocais, formados pelas superfícies das palhetas fixas, realiza-se a expansão do vapor que possui uma grande energia térmica. Parte dessa energia se transforma, nos bocais do estágio, em energia cinética, e o vapor, em alta velocidade, incide sobre as palhetas móveis. Nas palhetas móveis se produz a sua frenagem e, assim, a transformação da energia cinética em trabalho mecânico que, através do disco, é transmitido ao eixo da turbina.

3.2.1.4) Operação de turbinas em regime de carga variável

Em grande parte do tempo, as turbinas a gás trabalham com cargas que não são as cargas nominais, esse fato está ligado com a falta de regularidade da demanda de energia elétrica no sistema.

O dispositivo principal para a regulação da vazão de vapor necessário para a operação da turbina como cargas diferentes da nominal é o sistema de distribuição de vapor que regula a potência da turbina. Hoje, em todo mundo, são usados quatro métodos a regulação de potência nas turbinas: sistema de distribuição do vapor por estrangulamento, por bocais, por *by-pass* e por parâmetros deslizantes.

- **Sistema de distribuição da vazão do vapor por estrangulamento**

Neste sistema de distribuição o vapor que é transferido para a turbina passa por apenas uma válvula de regulação. As características desse método de distribuição são: simplicidade e segurança, além disso, quando o sistema opera com potência nominal, assegurando um elevado rendimento, uma vez que, a válvula de regulação está completamente aberta e não ocorre o estrangulamento do vapor.

- **Sistema de regulação por bocais**

O sistema de regulação por bocais é, na atualidade, o método de distribuição de vapor mais disseminado por grande parte das turbinas a vapor que são utilizadas em uma central termelétrica. Nesse método de distribuição de vapor, o suprimento de vapor para a turbina acontece por meio de múltiplas válvulas de regulação, que são abertas progressivamente.

- **Sistema de regulação *by-pass***

Este tipo de sistema é, usualmente, utilizado em turbinas de reação. O sistema de regulação *by-pass*, em quando comparado com o sistema de regulação por bocais, apresenta um rendimento maior em cargas reduzidas. Entretanto, é menos eficiente em cargas elevadas, inclusive para as cargas econômica e nominal.

- **Regulação por parâmetros deslizantes**

O sistema de distribuição de vapor por parâmetros deslizantes tem sido cada vez mais utilizado devido a crescente incorporação de unidades turbo-geradoras de grande potência no sistema elétrico.

Nesse sistema de distribuição de vapor, a pressão que é gerada pela bomba de alimentação é reduzida e assim, a pressão na saída da caldeira também é reduzida e a turbina irá operar com uma carga parcial com cada uma das válvulas de regulação inteiramente abertas.

A utilização desse sistema faz com que o estrangulamento seja completamente dispensável, além de reduzir a potência que é utilizada no acionamento da bomba de alimentação preservando a temperatura do vapor uniforme.

3.2.2) Turbinas a Gás

Turbinas a gás são máquinas térmicas onde a energia potencial termodinâmica contida nos gases quentes, provenientes de uma combustão, é convertida em trabalho mecânico ou utilizada para propulsão. O termo turbina a gás é mais comumente empregado em referência a um conjunto de três equipamentos: compressor, câmara de combustão e turbina propriamente dita.

3.2.2.1) Histórico

Durante muito tempo se tentou obter um projeto de turbina a gás que operasse satisfatoriamente, no entanto, a maioria dos projetos falhou nesse quesito. O ciclo que utilizava o vapor e as máquinas a pistão possuíam projetos simples, já que sua operação e complexidade de compressão são muito mais simples quando comparados com a operação e a complexidade de compressão das turbinas a gás. A eficiência no processo de compressão da turbina a gás era muito baixa, o que impedia a obtenção de um trabalho útil. Assim, durante muitas décadas, se tentou inúmeras vezes alcançar um trabalho útil a uma temperatura que fosse suportada pelos materiais que constituíam a turbina a gás.

John Barber em 1791 desenvolveu um equipamento que utilizava muitos dispositivos das turbinas a gás modernas, no entanto fazia o uso de um compressor alternativo. No ano de 1892, Dr. J. F. Stolze fez um projeto de uma turbina de ar quente, que seria produzida no período de 1900 a 1904. Essa turbina possuía compressão em diversas etapas com fluxo axial, todavia o seu projeto não atingia uma potencia útil.

Assim, o primeiro projeto bem-sucedido foi executado Aegidius Elling em 1903. Seu projeto alcançou um trabalho de eixo de 11 hp, com câmara de combustão a pressão permanente. No ano de 1904, Elling projetou uma turbina a gás regenerativa que chegou a atingir uma potencia de eixo de 44 hp a 500°C com câmara de combustão a pressão constante. O projeto pioneiro de uma turbina a gás com a presença de câmara de combustão a volume constante foi proposto por Hans Holzawarth e sua implementação foi feita por Brown Boveri durante o período de 1908 a 1913. Comercialmente, a primeira turbina a gás que obteve sucesso foi comercializada pela Brown Boveri a partir de 1939 sendo usada para movimentar uma locomotiva.

O maior desenvolvimento das turbinas a gás aconteceu na época da Segunda Guerra Mundial graças à indústria aeronáutica, que possuía a necessidade de elevar a velocidade dos aviões e desde então, a turbina a gás tem sido cada vez mais aperfeiçoada.

Os maiores avanços aconteceram, basicamente, na aerodinâmica dos compressores e na elevação da temperatura máxima de operação que foram atingidos devido ao aprimoramento dos materiais, que hoje apresentam maior resistência às altas temperaturas, e das tecnologias de resfriamento.

3.2.2.2) Princípio de funcionamento

- **Ciclo aberto**

Neste ciclo, o fluido de trabalho sofre compressão, é transferido para a câmara de combustão e então obtém energia proveniente do combustível, elevando a sua temperatura. Quando o fluido de trabalho sai da câmara de combustão, ele é levado até a turbina e lá sofre expansão concedendo potência para o compressor e potência útil, conforme visto na Figura 8.

A potência útil máxima que uma turbina a gás pode fornecer sofre limitação devido a temperatura que os materiais, com os quais a turbina foi construída e em associação com as técnicas de resfriamento, podem suportar, além da vida útil dos equipamentos. Os fatores fundamentais que afetam o funcionamento das turbinas a gás são: a eficiência dos dispositivos e a temperatura de entrada da turbina

Outro elemento que pode afetar o funcionamento da turbina a gás é o modelo de câmara de combustão que é utilizado, se é o modelo de câmara de combustão a pressão constante ou se é o modelo de câmara de combustão a volume constante.

Na teoria, o ciclo a volume constante possui uma eficiência térmica mais elevada do que o ciclo pressão constante, porém apresenta obstáculos mecânicos maiores, necessitando de diversas válvulas para isolar a câmara de combustão da turbina, além disso, a combustão é descontínua impedindo que a turbina funcione de uma maneira suave.

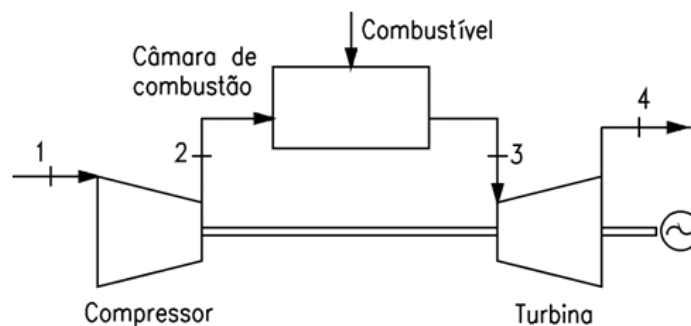


Figura 8. Ciclo aberto (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

- **Ciclo fechado**

O ciclo fechado possui um processo de operação similar ao do ciclo aberto, no entanto, nesse ciclo, o fluido de trabalho mantém-se no interior do sistema enquanto o combustível sofre combustão no exterior do sistema.

A principal vantagem do ciclo fechado (o qual é mostrado na Figura 9) é que ele possibilita o uso de uma pressão elevada em todo o circuito resultando em uma redução das dimensões das máquinas para uma determinada potência útil, além de viabilizar a variação da potencia útil através da alteração do nível de pressão no ciclo. Este tipo de controle possibilita que uma ampla faixa de potência consiga ser alcançada sem a alteração da temperatura máxima do ciclo e com uma baixa alteração de eficiência. Além disso, esse tipo de ciclo apresenta outros benefícios como: impede o processo de erosão das palhetas da turbina e extingue a necessidade de filtros de ar.

Um dos maiores inconvenientes do ciclo fechado é a necessidade de um sistema externo de aquecimento e para isso é necessário o uso de um ciclo secundário com uma desigualdade de temperatura entre os gases da combustão e o fluido de trabalho.

A turbina a gás pode variar sua configuração de várias maneiras: adicionando-se compressores, turbinas, intercoolers entre os compressores, câmaras adicionais de combustão, trocadores de calor, que podem ser usados no sistema de exaustão para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão, etc. estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar potencia útil e a eficiência térmica a custa do aumento da complexidade, custo e peso.

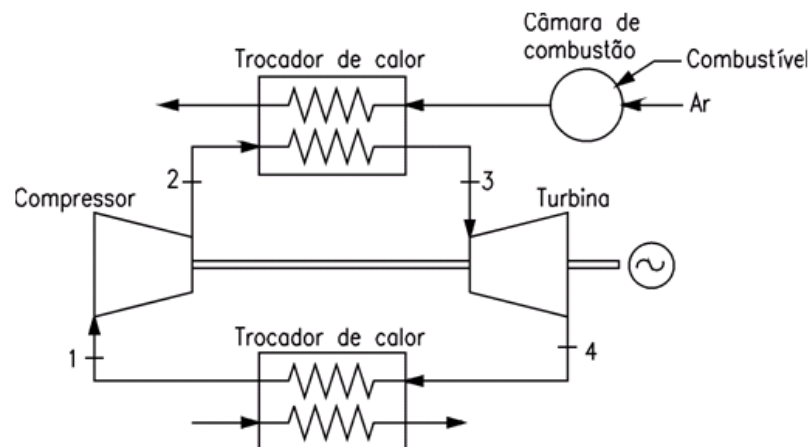


Figura 9. Ciclo Fechado (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

3.2.2.3) Tipos de turbinas industriais

As turbinas a gás industriais são divididas em dois tipos:

- **Turbinas aeroderivativas:** As turbinas aeroderivativas são derivadas das turbinas a gás com alterações de seu projeto. Economicamente é mais vantajoso alterar uma turbina a gás aeronáutica para o uso industrial do que arquitetar e implementar uma que seja completamente nova.

Fundamentalmente, as turbinas aeroderivativas são formadas por um gerador de gás proveniente de uma turbina aeronáutica além de uma turbina livre ou de potência. O gerador a gás sofre uma alteração para a queima de um combustível industrial. Esse tipo de turbina possui a característica de ser mais eficiente, apresentar elevada confiabilidade, consumir pouco espaço e possuir uma relação peso/potência baixa. A Figura 10 mostra uma turbina aeroderivativa de 40,7MW.

Na atualidade, essas turbinas conseguem alcançar uma potência, em carregamento de base, de aproximadamente 50 MW e são aplicadas em plataformas marítimas, bombeamento de gás, potência de pico em centrais termelétricas e propulsão naval.

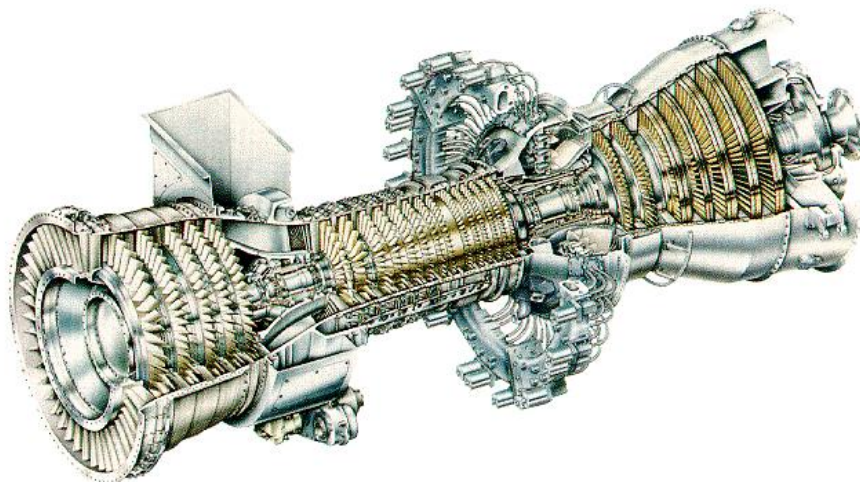


Figura 10. Turbina aeroderivativa LM6000 GE de 40,7 MW (Fonte: GE).

- **Heavy duty:** Este tipo de turbina é projetada para ser aplicada industrialmente partindo de uma filosofia própria. São robustas e flexíveis ao uso de combustíveis além de serem altamente confiáveis e apresentarem baixo custo podendo atingir uma potência de aproximadamente 340 MW. A Figura 11 mostra um exemplo de uma turbina desse tipo.

As turbinas heavy duty são turbinas a gás com ciclo simples de um eixo, um compressor, que transfere energia para o compressor e para outras funções. A temperatura máxima que esse tipo de turbina pode alcançar é de cerca de 1290 °C em algumas unidades. Sua aplicação se dá, sobretudo, na geração de energia elétrica.

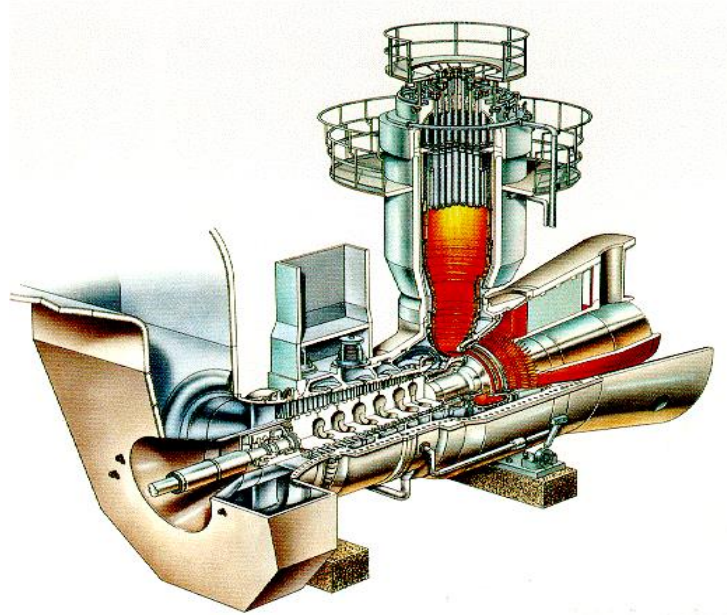


Figura 11. Turbina Heavy duty GT13E ABB de 148 MW (Fonte: ABB).

3.2.2.4) Classificação das turbinas

De acordo com Boyce (Boyce, 1982), as turbinas a gás podem se classificadas pela faixa de potência como:

- **Pequeno porte: até 1MW**

Turbinas de pequeno porte apresentam projetos similares aos das turbinas de maior porte, no entanto, em algumas unidades existe um compressor centrífugo ou mesmo uma combinação entre compressor centrífugo e axial, além de uma turbina de fluxo radial. Frequentemente esse tipo de turbina é composta de um compressor centrífugo de estágio simples, turbina de fluxo radial e de uma câmara de combustão de temperatura máxima de, aproximadamente, 870°C

A eficiência das turbinas de pequeno porte é, usualmente, limitada pela temperatura de entrada da turbina de da pouca eficiência de seus elementos. No entanto, a sua robustez e facilidade de projeto proporcionam a sua operação sem muitos inconvenientes por um tempo grande. Para aumentar a sua eficiência térmica, algumas unidades apresentam regeneradores.

- **Médio porte: entre 1MW e 15MW**

Este tipo de turbina apresenta projeto semelhante ao das turbinas a gás *heavy duty* ou aeroderivativas. Usualmente, possuem dois eixos, sendo mais eficientes quando operam com um carregamento parcial, uma vez que nessa disposição o gerador funciona com máxima eficiência, ao mesmo tempo em que a turbina opera com uma velocidade mais baixa.

A turbina do gerador de gás usualmente possui 2 ou 3 estágios axiais, com um mecanismo de resfriamento a ar do primeiro estágio. Já a turbina de potência normalmente apresenta fluxo axial com

1 ou 2 estágios. Esse tipo de turbina é aplicada, sobretudo, em plataformas *offshore* em plantas industriais petroquímicas. Em unidades de cogeração com ciclo combinado (gás-vapor), que normalmente fazem o uso de turbinas de médio porte, apresentam eficiência elevada.

- **Grande porte: acima de 15 MW**

Podem ser aeroderivativas ou *heavy duty*. As turbomáquinas são majoritariamente axiais e chegam a possuir inúmeros estágios.

3.2.2.5) Características dos principais componentes da turbina a gás

- **Câmara de combustão**

A câmara de combustão possui a função de queimar o combustível que é fornecido pelo injetor junto com certo volume de ar procedente do compressor e ceder calor de tal forma que o ar seja expandido e acelerado fornecendo um fluxo suave e uniforme de gás quente para a turbina.

O volume de combustível que é fornecido ao fluxo de ar depende de qual é a elevação de temperatura requerida. No entanto, a máxima temperatura possível sofre a limitação dos materiais que formam as palhetas da turbina.

A câmara de combustão deve possuir a capacidade de executar uma combustão eficiente e consistente nas diversas faixas de operação da turbina.

As câmaras de combustão, normalmente, são formadas por:

- a) Carcaça;
- b) Difusor;
- c) Tubo de chama;
- d) Bico injetor de combustível.

Processo de combustão: o ar proveniente do compressor ingressa na câmara de combustão com uma velocidade muito elevada e, portanto passa por um difusor para ter essa velocidade reduzida e, como consequência, a sua pressão aumenta. Essa redução de velocidade é necessária para que a chama continue a acessa no decorrer da operação da turbina a gás.

O processo de combustão libera gases com temperaturas na faixa de 1800 a 2000 °C. No entanto, essas temperaturas são muito altas para a turbina, portanto, o ar que não é utilizado durante a combustão é mistura com esses gases de forma progressiva visando diminuir a temperatura dos gases antes deles entrarem na turbina. Esse processo é feito na zona de diluição.

Todo o processo de combustão deve ser completado antes de alcançar a zona de diluição, caso isso não aconteça, o ar de diluição irá resfriar a chama e ocorrerá uma combustão incompleta. Existe a necessidade de uma vela elétrica para dar início a combustão e depois a chama se auto sustenta.

Alguns projetos de turbinas industriais fazem o uso de uma ou duas câmaras de combustão de grande porte, que são alocados no exterior da turbina a gás. Isto possibilita que o se projete a câmara de combustão unicamente para alcançar as condições que são requeridas para um bom desempenho da combustão. Além disso, essa configuração facilita o projeto da carcaça externa da unidade para resistir à alta pressão do gás. A Figura 12 mostra uma câmara de combustão.

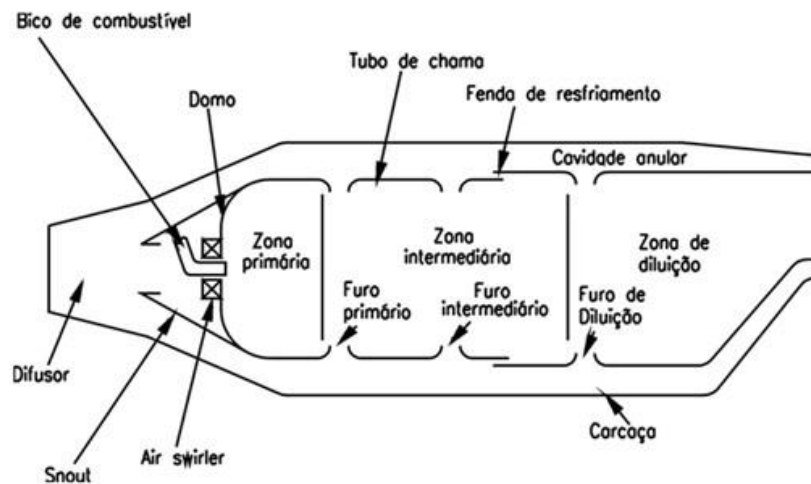


Figura 12. Câmara de combustão (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Difusor: as funções do difusor são: reduzir a velocidade do ar que alcança à câmara de combustão, recuperação da pressão dinâmica e fornecer ao tubo de chama um fluxo suave e consistente.

Zona primária: as funções da zona primária são: ancoragem da chama e providenciar o tempo e a temperatura necessários para a combustão completa do combustível.

Zona intermediária: as funções da zona intermediária são: recuperação das perdas que ocorrem por dissociação e provocar a combustão de eventuais resíduos da queima incompleta provenientes da zona primária. Portanto, essa região pode se considerada como uma extensão da zona primária com o objetivo de elevar o tempo de reação.

Zona de diluição: a função da zona de diluição é: a admissão do ar remanescente e produção de um fluxo de saída com uma temperatura média e uma distribuição de temperatura que seja admissível pela turbina.

Injeção de combustível: o processo de injeção de combustível no interior da câmara de combustão abrange os processos de atomização e de vaporização. Esses processos visam a produção de uma mistura, que seja aproximadamente estequiométrica, de ar e combustível distribuída de maneira

uniforme ao longo da zona primária. Para assegurar que exista uma combustão completa e suave na turbina a gás se faz necessário à utilização dos sistemas de vaporização que englobam os bicos injetores de combustível.

Câmaras de baixa emissão: a função da câmara de baixa emissão é elevar o fornecimento de ar visando minimizar a emissão de NO_x e, simultaneamente, elevar a temperatura de entrada na turbina.

Variáveis de operação: As variáveis que influenciam na operação da câmara de combustão são: pressão, temperatura do ar de entrada, relação entre combustível/ar e velocidade do escoamento. Estas variáveis podem agir sobre:

Eficiência de combustão: uma elevação da pressão do ar na entrada da câmara de combustão eleva a eficiência do processo. Um incremento da relação entre combustível/ar provoca um acréscimo na eficiência do processo combustão até certo limite.

Estabilidade de operação: é alterada com a oscilação de pressão e velocidade do escoamento. Uma queda de pressão provoca um decréscimo da faixa de operação até o ponto de não existir mais a queima. Se houver uma elevação da velocidade, a faixa de operação reduzida até alcançar a velocidade crítica e a partir dessa a combustão cessa.

Distribuição da temperatura: se a relação entre combustível, ar e a velocidade do escoamento é elevada, a temperatura no final da câmara de combustão tende a se tornar menos uniforme, uma vez que uma quantidade maior de calor é liberada e há um tempo menor para a mistura na zona de diluição.

Partida: o processo de partida é, geralmente, simples se a temperatura e a pressão estiverem elevadas, e a velocidade for pequena. Ademais, há um valor ótimo da relação entre combustível e ar para o processo de partida, caso esse valor seja menor ou maior a partida se torna complicada.

Temperatura e resfriamento: caso a temperatura e a pressão do ar, na entrada da câmara de combustão, sejam elevadas, uma quantidade maior de calor é transferido entre os gases quentes e o tubo de chama, provocando um aumento de sua temperatura. Sendo assim, a relação existente entre o combustível e o ar torna-se maior, a temperatura de combustão se torna maior e então a temperatura do tubo de chama será aumentada. Em contrapartida, se existir uma elevação da velocidade do escoamento no exterior do tubo de chama aumenta a convecção, provocando a redução de sua temperatura.

- **Compressores axiais**

Os compressores axiais são formados por uma série de palhetas posicionadas ao longo de um disco, conhecido como rotor, além de um conjunto fixo de palhetas posicionadas ao longo da carcaça, conhecido como estator. O conjunto do rotor mais o estator é conhecido como estágio. O compressor em sua totalidade é constituído de vários estágios. Do início até o fim do compressor há uma redução

progressiva da região anular. Essa redução é necessária para conservar a velocidade média axial do ar quase que constante visto que a densidade sofre uma elevação durante o comprimento do compressor.

O compressor de múltiplos eixos consiste de dois ou mais rotores com inúmeros estágios, cada um ativado por uma turbina diferente, com rotações diferentes, para atingir elevadas razões de pressão e propiciar versatilidade na operação. O compressor axial possui a vantagem de ser capaz de atingir uma alta razão de pressão com grande eficiência, quando comparado ao compressor radial.

Operação básica:

Os compressores axiais são formados por vários estágios e cada estágio é constituído de um rotor e um estator. No início, o fluido de trabalho sofre uma aceleração a partir do rotor e, em seguida, sofre desaceleração no estator, e então a energia cinética transferida no rotor é transformada em pressão estática. O processo é repetido em cada estágio, quantas vezes forem necessárias para alcançar a razão de pressão que se deseja.

Apesar da velocidade absoluta do fluido ser elevada no rotor, a velocidade relativa do fluido no rotor sofre uma redução, ou seja, ocorre difusão no rotor. Limites de difusão devem existir para que seja possível um processo de compressão com alta eficiência. O limite de difusão para cada um dos estágios indica que um compressor de estágio único consegue produzir apenas uma razão de pressão relativamente baixa, e muito abaixo do que pode ser utilizada pela turbina que possui um gradiente de pressão propício, palhetas com passagens convergentes e escoamento acelerado. Assim, uma turbina que possua apenas um estágio consegue acionar um compressor de vários estágios. A Figura 13 mostra um esquema de um compressor axial.

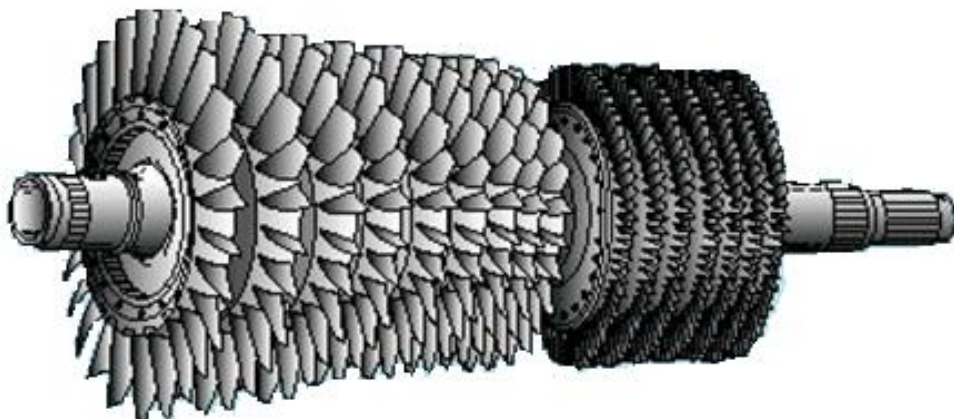


Figura 13. Compressor axial (Fonte: adaptado de reddit.com).

Compressor centrífugo:

Os compressores centrífugos operam com vazões de ar pequenas e médias. Geralmente, pode-se dizer que os compressores centrífugos são empregados quando se deseja uma maior relação de compressão e menor vazão.

Os compressores centrífugos são formados essencialmente por um rotor e um difusor. O ar é sugado e deslocado ao longo do rotor, graças à sua alta rotação. A velocidade do fluido é transformada, quase que totalmente, em pressão no mesmo rotor. Posteriormente, na saída do compressor, o ar irá passar pelo difusor, onde o restante de sua energia cinética é transformada em energia de pressão.

Os projetos de compressores axiais têm avançado muito nos últimos tempos fazendo com que esse tipo de compressor alcance rendimentos mais elevados do que os compressores centrífugos, e por isso são mais utilizados em projetos de turbinas a gás. Na Figura 14 é mostrado um esquema de um compressor centrífugo.

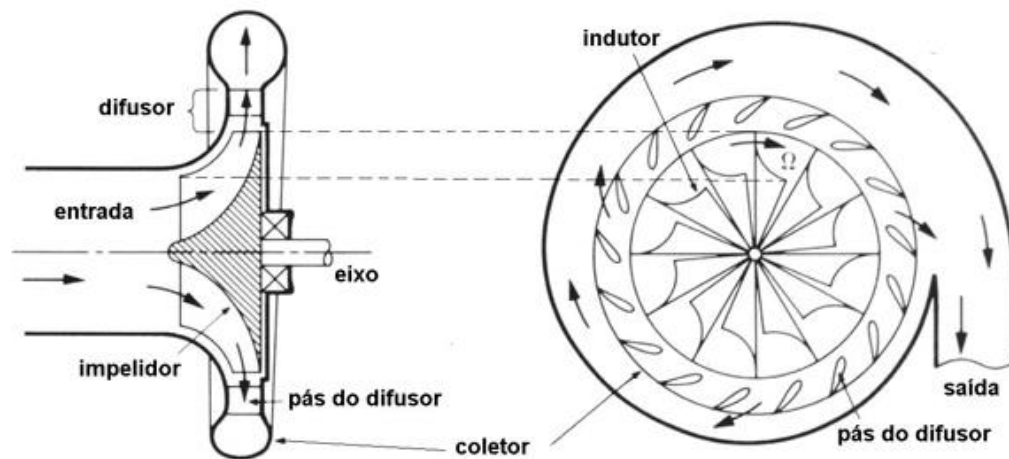


Figura 14. Compressor Centrífugo (Fonte: Canaldopiloto.com.br).

- **Turbinas Axiais:**

A turbina possui a função de produzir potência para o acionamento do compressor e de dispositivos secundários e, nas turbinas a gás, que não utilizam apenas propulsão, potência de eixo. Para esses processos, a turbina extrai energia dos gases quentes provenientes da câmara de combustão e realiza um processo de expansão desses gases fazendo com que sua pressão e temperatura sejam mais baixas.

Para a produção do torque necessário, a turbina pode apresentar vários estágios. O número de estágios irá depender da relação entre a potência retirada do gás, a rotação que deverá ser atingida e o diâmetro da turbina. Há três tipos de turbinas: a turbina de reação, a turbina de ação e uma associação dos dois tipos formando as turbinas de ação/reação.

Nas turbinas de ação, o decaimento de pressão total por cada um dos estágios acontece nas palhetas do bocal (estator), que por possuir uma forma convergente, eleva a velocidade do gás e reduz a sua pressão. O gás é então direcionado para o interior das palhetas do rotor, que são atingidas pela ação de uma força impulsiva que é gerada por meio do impacto do gás nas palhetas. Nas turbinas de reação, as palhetas do bocal (estator) são configuradas para modificar o sentido do fluxo do gás sem alterar a sua pressão. A presença de passagens convergentes entre as palhetas produz uma força de reação, gerando a expansão e aceleração do gás. Geralmente as turbinas não utilizam apenas um tipo, apenas de ação ou apenas de reação, mas sim uma combinação das duas.

3.3) Equipamentos Auxiliares

3.3.1) Condensadores

O condensador é um equipamento trocador de calor onde se realiza a transformação do vapor de exaustão da turbina para o estado líquido, fazendo o uso de água como fluido para o resfriamento.

Como os últimos estágios das turbinas a vapor operam com pressão negativa, nessa região ocorre à infiltração de ar, desse modo, para a manutenção do nível adequado de vácuo nos condensadores é necessário que se remova constantemente os gases que não são condensáveis pelos ejetores.

O vapor proveniente da exaustão da turbina entra no condensador por meio da seção de exaustão da turbina. O processo de condensação acontece quando o vapor entra em contato com as superfícies dos tubos nos quais existe a circulação de água em seu interior. Esses tubos devem possuir resistência à corrosão, sendo assim devem ser construídos de ligas de cobre, latão e aço inox. Os tubos do condensador possuem feixes dispostos de forma ondulada, com o objetivo de aumentar a superfície de troca de calor além de diminuir a velocidade com a qual o vapor passa pelos tubos.

Os ejetores a vapor removem os gases não condensáveis do condensador mantendo um nível ótimo de vácuo para o funcionamento da turbina. A variação repentina do volume específico do vapor, durante o processo de condensação, é a grande responsável pelo surgimento de vácuo no condensador.

A pressão e a temperatura do vapor são dependentes da temperatura e da vazão da água utilizada para o resfriamento. O condensado que se acumula na parte inferior do condensador é então bombeado por meio de um sistema de aquecimento regenerativo para a caldeira de vapor e assim conclui-se o ciclo.

O vapor de água que chega ao condensador não é puro, na verdade, esse vapor é uma mistura de vapor e gases que não são condensáveis (ar). Na entrada do condensador o volume relativo de ar é

baixo e quando o vapor sofre a condensação e a concentração de ar é elevada, a pressão do vapor sofre uma queda e, portanto, sua temperatura também sofre uma diminuição. Esse processo é conhecido como super-resfriamento do condensado. Esse fenômeno possui as seguintes consequências:

- Perdas de calor, uma vez que é necessário o aquecimento do condensado até a faixa de temperatura da água que alimenta o sistema.
- Aumento da concentração de oxigênio que está dissolvida na água provocando a corrosão do sistema de aquecimento regenerativo.

A temperatura da mistura de ar e vapor que é retirada do condensador é diminuída, em uma seção de feixes conhecida como resfriador de ar, permitindo a redução de seu volume e, portanto diminuindo o consumo de energia do ejetor.

Condensadores resfriados a ar

Existem dois tipos de condensadores resfriados a ar: os de resfriamento com superfície úmida e os de resfriamento a seco.

Nos condensadores de resfriamento com superfície úmida, o vapor proveniente da turbina circula em um conjunto de tubos lisos por onde existe a circulação de uma mistura de ar e água em sentido descendente. Com o auxílio de um ventilador se faz com que o ar suba e seja descartado para atmosfera enquanto que a água é coletada em um tanque de água de condensação que em seguida é bombeada, recomeçando o procedimento. Na Figura 15 é mostrado um diagrama de um condensador a ar de resfriamento úmido.

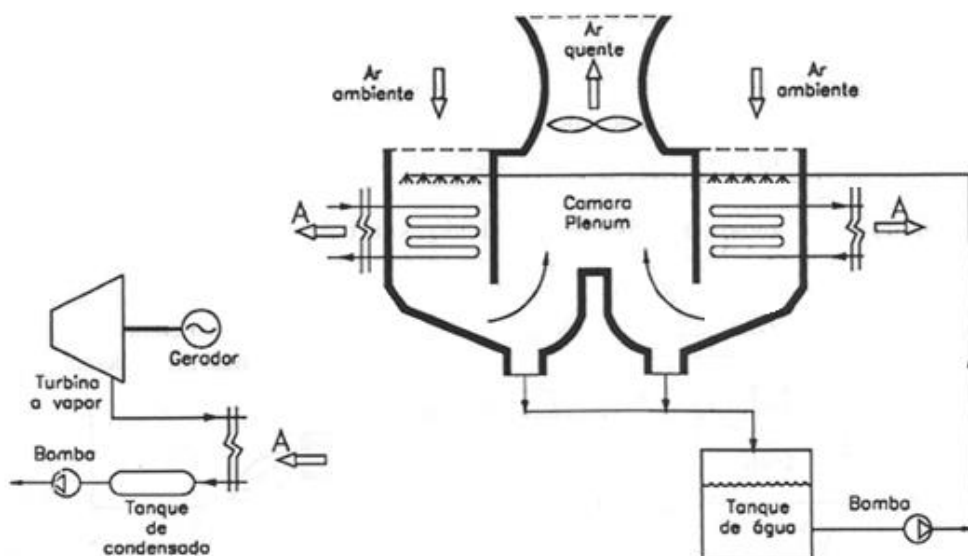


Figura 15. Diagrama de um condensador a ar de resfriamento úmido (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Os condensadores a ar com resfriamento a seco são divididos como de ação direta ou indireta. No caso dos condensadores de ação direta, o vapor proveniente da turbina circula por tubos com aletas, pelos quais o ar que provoca a condensação do vapor flui. Já nos condensadores de ação indireta, o vapor proveniente da turbina sofre condensação por água fria em um condensador convencional e então a água utilizada nesse processo rejeita calor para a atmosfera através de uma torre de resfriamento a seco.

A escolha entre o tipo de condensador a ser usado deve levar em consideração os custos e a eficiência do processo. As torres de resfriamento possuem um menor custo e melhor eficiência em dias com temperaturas elevadas, por outro lado os condensadores a ar evitam o desperdício de água. A Figura 16 mostra os diagramas de condensadores de ação direta e indireta.

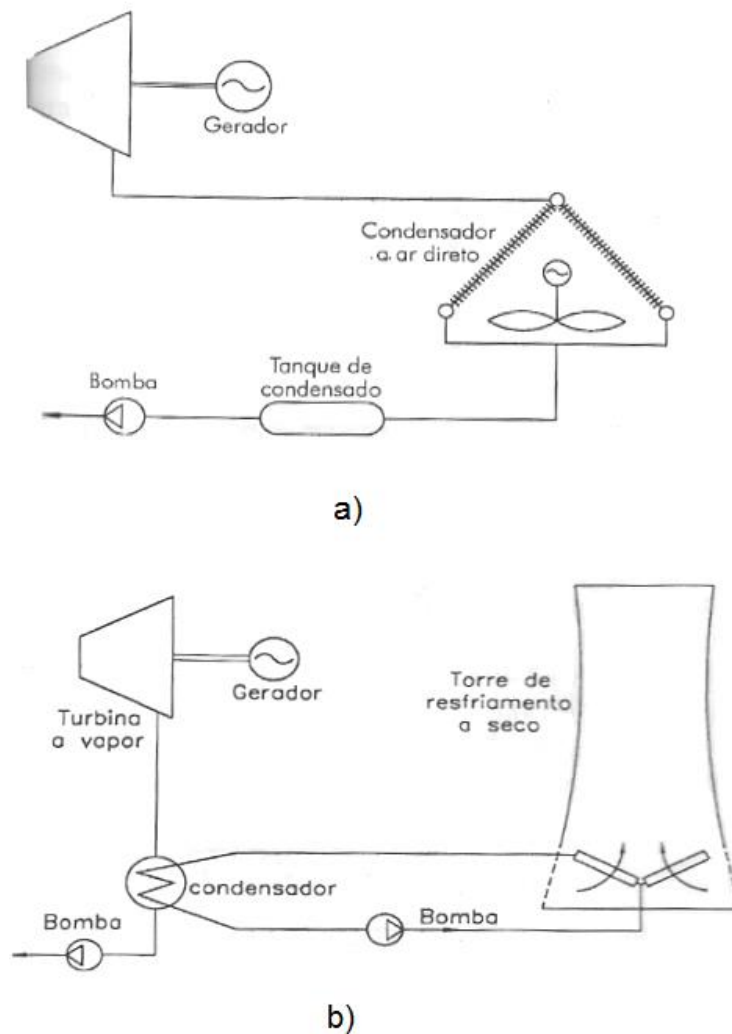


Figura 16. a) Diagrama de um condensador de ação direta; b) Diagrama de um condensador de ação indireta (Fonte: adaptado de Lora & Nascimento, 2004).

Condensadores resfriados a ar/água

A maior parte das usinas termelétricas com ciclo a vapor rejeita o calor proveniente do processo de condensação utilizando o processo de resfriamento com superfície úmida em torres de resfriamento ou por meio de resfriamento a seco em condensadores de ar.

Em 1990 surge uma nova alternativa a esses processos fazendo o uso de condensadores paralelos. Nesse método, o vapor que sai da turbina é encaminhado para os dois tipos de condensadores (a água e a ar) por meio de dutos em paralelo. A proporção de ar que é direcionada para cada condensador depende das condições ambientais, da quantidade disponível de água e da carga.

Nos meses onde a temperatura é menor o processo de condensação é feito, principalmente, por condensadores resfriados a ar. Já em meses mais quentes utiliza-se de forma predominante o processo de condensação a água.

3.3.2) Aquecedores regenerativos dos ciclos de turbinas a vapor

Os aquecedores regenerativos são trocadores de calor que possibilitam, em um ciclo a vapor, o aquecimento da água de alimentação fazendo o uso de vapor de extrações da turbina. Podem ser classificados, em relação ao nível de pressão, como:

- **Aquecedores de alta pressão:** São dispostos entre a bomba de alimentação e a caldeira. Faz uso de vapor extraídos das turbinas de alta e média pressão.
- **Aquecedores de baixa pressão:** São dispostos entre a bomba de alimentação e o condensador da turbina. Faz uso de vapor de extração da turbina de baixa pressão.

3.3.3) Desaeradores

O processo de desaeração consiste na remoção dos gases que estão presentes na água (O_2 e CO_2). A existência de gases dissolvidos provoca corrosão das superfícies de alguns equipamentos (tambor, tubos do economizador). Na Figura 17 é mostrado um esquema de um desaerador. O desaerador, também possui outras funções, como:

- Aquecimento regenerativo do condensado;
- Estoque de água de alimentação no sistema que permite a operação, por alguns minutos, da UTE à carga máxima.

A presença do desaerador, imediatamente após os aquecedores de baixa pressão, visa assegurar a temperatura ideal do vapor que é extraído da turbina.

Os desaeradores podem ser classificados, segundo a pressão de operação, em:

- **Desaeradores a vácuo** (0,0075-0,005 MPa). A temperatura de saturação encontra-se na faixa de 40 a 80 °C.

- **Desaeradores atmosféricos** (0,12 MPa). A temperatura de saturação é de 104 °C. Esse tipo de desaerador opera com uma pressurização baixa e apresenta, como uma de suas vantagens, a economia de metal;
- **Desaeradores de alta pressão** (0,6-0,78 MPa). A temperatura de saturação encontra-se na faixa de 158 a 167 °C. São usados em blocos energéticos com pressão maiores que 10MPa.

Os desaeradores também podem ser classificados, de acordo com o tipo de superfície de contato das duas fases, em:

- **Desaerador de jato**
- **Desaerador de película**
- **Desaerador de borbulhamento**

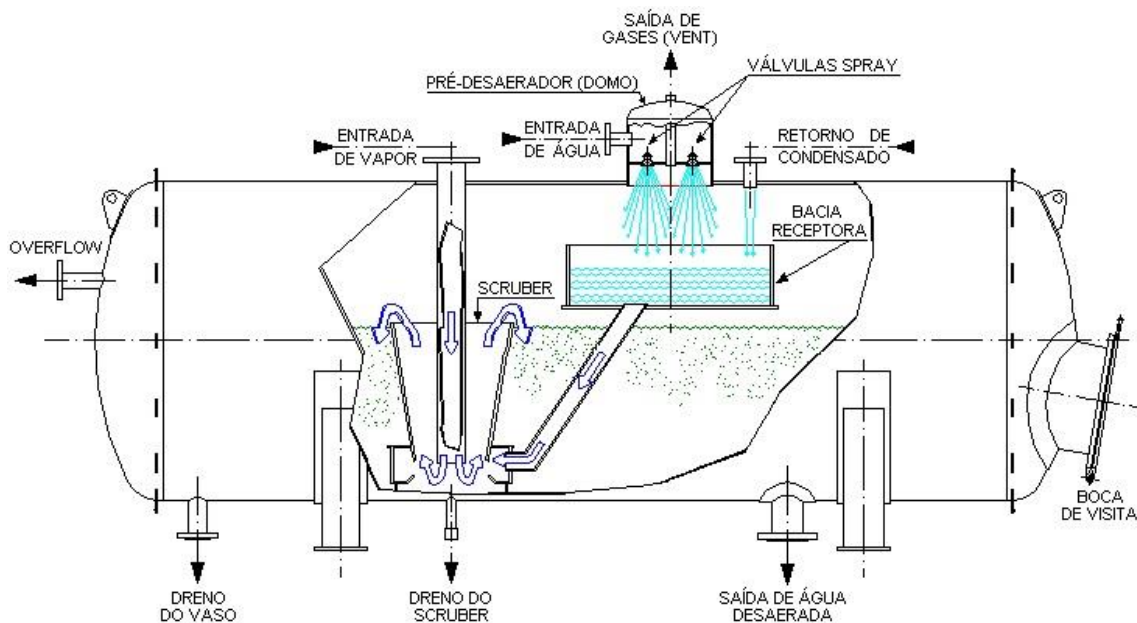


Figura 17. Desaerador (Fonte: adaptado de Aquafil).

3.3.4) Torres de resfriamento

As torres de resfriamento são um componente característico dos sistemas de água de resfriamento presente no ciclo fechado e sua finalidade é atenuar a temperatura da água de circulação e coloca-la mais uma vez no ciclo de resfriamento do condensador.

Uma torre de resfriamento pode ser classificada de alguns critérios, como:

- **Modo de acionamento:** mecânico ou natural;
- **Direção do deslocamento dos fluxos de ar e de água:** fluxo cruzado ou contracorrente;
- **Modo de transferência de calor principal:** evaporativo (úmido) ou sensível (seco).

Em torres de evaporação, a ação de resfriamento é resultado do processo de evaporação de parte da água no momento em que existe contato da água com o ar. Em torno de $\frac{1}{3}$ do valor total de calor transferido é resultado do processo de convecção enquanto $\frac{2}{3}$ ocorre devido à evaporação.

Parâmetros de uma torre de resfriamento:

- **Carga térmica de resfriamento:** a torre de resfriamento e o condensador são configurados para a máxima carga térmica prevista da turbina.
- **Temperatura de bulbo úmido de projeto:** trata-se da temperatura de saturação limite em o ar ainda pode sofrer resfriamento. A temperatura de bulbo úmido estabelece o máximo de calor que será trocado por evaporação.

O componente fundamental em torres de resfriamento é o mecanismo de nebulização. A água de resfriamento do condensador é concedida para este mecanismo, onde irá acontecer o fracionamento dessa água em pequenas gotas. Enquanto isso, o sentido reverso, para a torre de contrafluxo e no interior da torre, existe o deslocamento de ar. A água sofre resfriamento por meio da transferência de calor por convecção e do processo de evaporação parcial. O ar quente saturado de umidade é liberado para a atmosfera pela parte superior da torre. A eficiência da torre de resfriamento está ligada ao contato íntimo e prolongado entre a água e o ar. O dispositivo da torre que possui essa função é o enchimento, que ocupa um grande espaço da torre.

Para entender como a temperatura ambiente influencia a pressão no condensador, é necessário fazer uma análise do conjunto formado por condensador e torre de resfriamento. Uma elevação na pressão no interior do condensador irá provocar a redução da potência da turbina, a redução da eficiência do último estágio da turbina além de poder elevar o esforço sobre os mancais de escora.

Uma torre de resfriamento pode apresentar alguns inconvenientes, como: corrosão, incrustação e *fouling* ou acúmulo de sujeira. Para amenizar esses inconvenientes, a água utilizada no processo de resfriamento passa por um pré-tratamento e alguns produtos químicos são adicionados para evitar a corrosão e as incrustações.

3.3.5) Aquecedores regenerativos dos ciclos de turbinas a gás

Existem diversos tipos de arranjos de trocadores de calor. Os principais tipos são: o recuperador e o regenerador rotativo de disco e de tambor.

O projeto de um regenerador de disco é mais fácil de ser implementado. Os gases escoam de forma perpendicular ao disco enquanto que no tipo tambor, os gases escoam de forma radial. Os regeneradores rotativos de disco e tambor apresentam alguns inconvenientes, como:

- Separação dos gases quente e frio;

- Dificuldade na selagem, uma vez que, os gases frios possuem uma pressão mais elevada do que dos gases quentes. Ademais, os gases que ficam aprisionados nas passagens do disco ou do tambor rotativo provocam um aumento no vazamento dos gases do lado frio, para o lado quente.
- Expansão e contração térmica.

O regenerador rotativo pode ser construído com metal ou material cerâmico. A principal distinção entre elas é o seu coeficiente térmico. Em regeneradores cerâmicos, o coeficiente de expansão térmico é teoricamente zero, facilitando a resolução nos problemas de selagem, além das paredes do regenerados serem menos espessa.

Fazendo uma comparação entre o trocador recuperador e os trocadores rotativos nota-se que cada tipo possui vantagens e desvantagens. Os trocadores rotativos possuem dimensões menores e eficiência elevada, no entanto, possuem dificuldades de selagem e distorções térmicas.

Deste modo, a escolha do tipo de trocador a ser utilizado irá depender da aplicação da turbina a gás, além de uma investigação ente as vantagens e desvantagens que cada um dos tipos apresenta.

3.3.6) Sistemas de refrigeração por absorção

O Sistema de refrigeração por absorção é uma opção para a diminuição da demanda de energia elétrica, uma vez que seu transmissor energético fundamental é o calor. Uma das vantagens essenciais desse sistema, quando comparado ao sistema de compressão de vapor, é a sua atratividade econômica em regiões onde a recuperação de energia seja adaptável com o sistema de absorção, como em regiões onde exista um excedente de resíduos orgânicos, óleos, madeira, etc.

Os estudos pioneiros sobre refrigeração por absorção foram feitos por Nairn em 1777, no entanto o criador do sistema a absorção foi o francês Ferdinand Carré que conseguiu a sua patente nos Estados Unidos, em 1860 (Stoecker, 1985).

O ciclo de refrigeração por absorção é muito semelhante ao ciclo de compressão de vapor. No ciclo de compressão de vapor existem quatro elementos fundamentais: o evaporador, o condensador, o mecanismo de expansão e o compressor. Já nos sistemas de refrigeração por absorção, o compressor é trocado por um gerador, absorvedor e bomba de solução.

No gerador, o calor é disponibilizado ao fluido de trabalho, provocando a separação do elemento refrigerante da substância absorvente. O elemento refrigerante em estado de vapor, com pressão elevada, é deslocado até o condensador e neste local irá fornecer calor para outro fluido, como a água, provinda da torre de resfriamento, acontecendo a sua condensação. Em seguida, o refrigerante é transportado até o evaporador onde irá sofrer vaporização em consequência da baixa pressão, provocando, desse modo, a ação de resfriamento.

O elemento refrigerante é transportado até o absorvedor onde será misturado a uma solução rica de absorvente-refrigerante, oriunda do gerador. Nesse momento uma solução pobre é enviada de volta ao gerador, por meio da bomba de solução, onde o processo será recomeçado.

Solução rica nada mais é do que a mistura que apresenta uma concentração elevada de absorvente enquanto que solução pobre é uma a mistura que apresenta uma concentração de absorvente não relevante.

Os equipamentos de refrigeração por absorção são caracterizados por terem uma mistura binária como fluido de trabalho, onde as misturas mais comuns são formadas por água-amônia e brometo de lítio-água.

Grande parte dos equipamentos de refrigeração por absorção utiliza brometo de lítio-água como fluido de trabalho. Esses equipamentos são formados por quatro partes principais: absorvedor, evaporador, um condensador e um gerador.

Os *chillers* de refrigeração por absorção que utilizam brometo de lítio-água como fluido de trabalho são projetados para serem de simples ou duplo efeito. Máquinas de duplo efeito possuem dois geradores em seu projeto, um no lado de baixa pressão e um no de alta, sendo que o gerador no lado de alta pressão faz uso do calor que está contido no refrigerante evaporado no gerador do lado de baixa pressão para a sua operação.

Máquinas de duplo efeito possuem um desempenho maior graças ao seu projeto, desse modo, levando em consideração que a máquina trabalhe com vapor, ela terá a capacidade de gerar um volume maior de frio utilizando a mesma quantidade de vapor que as máquinas de simples efeito, no entanto é necessário que o vapor que seja gerado em uma pressão mais elevada, provocando uma diferença no recuperador de calor que vai ser usado ou então uma limitação no seu uso.

- **Sistemas de refrigeração por absorção, utilizados na cogeração**

A fonte energética fundamental dos equipamentos que realizam a refrigeração por absorção é o calor, desse modo, o calor é muito importante em plantas de cogeração, uma vez que ele pode ser usado na produção de frio por meio do uso de calor com baixo potencial presente em diversos processos de geração de energia elétrica, como o aproveitamento dos gases de escape das turbinas, do calor residual das turbinas que utilizam vapor em seu funcionamento, etc.

Os gases provenientes do escape de uma turbina a gás apresentam uma grande quantidade de energia residual, uma vez que esses gases são liberados com temperaturas de aproximadamente 500 °C. Desta forma, o calor que é liberado por esses gases poderá ser usado em um sistema de recuperação para gerar água quente ou vapor que por sua vez poderá ser usado para a alimentação das máquinas de refrigeração por absorção.

Nos motores de combustão interna, os gases provenientes da combustão e da água que é usada na refrigeração do motor, podem ser utilizados na alimentação de um sistema de refrigeração por absorção.

Nas máquinas de refrigeração por absorção em que o fluido de trabalho é o brometo de lítio-água, só podem operar com temperaturas superiores a 5°C uma vez que o seu refrigerante é água e esta não pode sofrer um resfriamento a temperaturas baixas por causa de seu ponto de congelamento. Caso exista a imposição de se operar com temperaturas pequenas (menores que 5°C), então se torna necessário à escolha pelas máquinas por absorção de água-amônia, uma vez que a amônia é o fluido de trabalho, e essa pode trabalhar em condições mais rigorosas.

A análise que qual o tipo de fonte energética que se deve utilizar no acionamento de um *chiller* por absorção deve levar em consideração quatro itens (ASHRAE, 1995):

- Temperatura do fluxo da fonte de calor;
- Vazão recuperável do fluxo da fonte de calor;
- Composição química do fluxo da fonte de calor;
- Continuidade do fluxo da fonte de calor (temperatura e vazão).

A temperatura da fonte de calor para uso em máquinas de absorção pode ser classificada como:

- **Fontes de alta temperatura**

Procedimentos que produzem temperaturas superiores a 650°C são chamados de fontes de alta temperatura. Essa faixa de temperatura é geralmente alcançada na fabricação de vidro, fundição de metais e incineração de compostos orgânicos. O modo de recuperação ideal do calor que é gerado nesse processo é a geração de vapor em caldeiras de recuperação que seria utilizado para a alimentação do *chiller* por absorção.

- **Fonte com temperaturas média**

Uma fonte de temperatura média é aquela que produz uma temperatura na faixa de 230°C a 650°C. Essa faixa de temperatura é normalmente alcançada em processos de exaustão de caldeiras, motores de combustão interna e gases de exaustão de uma turbina a gás. Essa faixa de temperatura também pode ser utilizada para a geração de vapor visando à alimentação do *chiller* de absorção.

- **Fontes de baixa temperatura**

Uma fonte de baixa temperatura é aquela que produz temperaturas inferiores a 230°C. Geralmente, temperaturas dessa ordem são resultado de processos como: o resfriamento de motores de combustão interna, resfriamento de água de processo e da contrapressão da turbina a vapor. Nessa faixa

de temperatura, pode haver a recuperação por meio de um trocador de calor com o objetivo de gerar água quente e alimentação do *chiller* por absorção.

Vazão da fonte de calor:

A temperatura e a vazão do fluxo de calor definem se a energia que está disponível é o bastante para o acionamento do *chiller* por absorção e atendimento da carga térmica requerida.

Composição química da fonte de calor:

A composição química da fonte de calor nada mais é do que o estado físico do fluxo, isto é, se está no estado líquido ou no gasoso, se existe a presença de agentes contaminantes, etc. que podem provocar uma influência direta no modelo de recuperador a ser utilizado.

Continuidade do fluxo da fonte de calor:

A fonte de calor deverá existir de forma contínua para poder suprir a demanda. Caso a fonte não seja contínua, alguns procedimentos auxiliares podem ser adotados como a queima de combustível auxiliar ou a termoacumulação.

4) Fundamentos Teóricos envolvidos nas Centrais Termelétricas

Neste tópico será discutido alguns princípios teóricos que serão tratados na elaboração do trabalho atual, como as Leis Fundamentais da Termodinâmica, Modelagem dos principais componentes de uma central termelétrica, além do uso dos ciclos de Rankine e Brayton em processos de geração de energia.

4.1) Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica

Nessa seção serão abordados alguns dos conceitos clássicos sobre as leis fundamentais da termodinâmica.

A Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle em regime permanente e escoamento uniforme pode ser denotada da seguinte forma (Wylen, 1995):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_s \dot{m}_s * \left[h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot Z_s \right] - \sum_e \dot{m}_e * \left[h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot Z_e \right] \quad (1)$$

Onde:

- \dot{Q} : taxa de transferência de calor;
- \dot{W} : potência de eixo;
- m : vazão mássica;
- h : entalpia específica do fluido de trabalho;
- V : velocidade do fluido quando cruza as superfícies de controle;
- g : aceleração da gravidade;
- Z : nível em relação a um referencial, geralmente considera-se o solo.

Os subscritos e , s refletem os pontos de entrada e saída do fluido nas superfícies de controle. Em muitas aplicações de uso prático, as variações das energias cinética e potencial podem ser desconsideradas, então:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_s \dot{m}_s * h_s - \sum_e \dot{m}_e * h_e \quad (2)$$

A equação anterior é utilizada para calcular algumas grandezas, tais como: energia térmica recebida pelo gerador de vapor ou fornecida pelo condensador, o valor do trabalho que a turbina realiza, a variação de massa que flui pelo sistema e entalpia no início e no fim de cada elemento do sistema.

Um sistema fechado, operando em ciclo, é definido pela equação a seguir:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (3)$$

A relação abaixo mostra o trabalho que é gerado, por meio da diferença entre o calor fornecido por uma fonte quente e o calor recebido por uma fonte fria:

$$Q_H - Q_L = W \quad (4)$$

Onde:

- Q_H : Calor fornecido para o ciclo a uma temperatura superior T_H ;
- Q_L : calor que é rejeitado pelo ciclo a uma temperatura inferior T_L ;
- W : trabalho útil gerado pelo sistema, subtraídas as perdas.

Em todos os ciclos térmicos, a referência é o ciclo de Carnot, que trabalha entre duas transformações isentrópicas e isotérmicas.

Apesar das condições exigidas no ciclo de Carnot não possuir aplicação prática em máquinas térmicas reais, esse ciclo determina os limites de rendimento máximo para todos os ciclos. Para um ciclo qualquer, o rendimento térmico de um ciclo é dado pela seguinte relação:

$$n = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (5)$$

Uma vez que o calor que é trocado em um ciclo de Carnot ocorre a uma temperatura constante (ao longo de uma curva isotérmica), a equação (5) pode ser reescrita como:

$$n = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (6)$$

A Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle, pode ser escrita pela seguinte equação (Wylen, 1995):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} s \rho dV + \int_{SC} s \rho \vec{V} d\vec{A}_r \geq \int_{SC} \frac{1}{T} \left(\frac{\dot{Q}}{A_r} \right) dA_r \quad (7)$$

Onde:

- ρ : massa específica do fluido de trabalho;
- s : entropia do fluido de trabalho;
- T : temperatura absoluta;
- dA_r e dV : elementos de área e volume;

- VC : volume de Controle;
- SC : superfície de controle.

Na equação (7), o primeiro termo está relacionado com a variação de entropia no interior do volume de controle. O segundo termo expressa a relação do fluxo de entropia associado à entrada e saída de massa entre as superfícies de controle. O terceiro termo está relacionado com a variação da entropia ocasionada pela transferência de calor entre o fluido e os arredores. Finalmente, a equação anterior pode ser simplificada para a condição de regime permanente e integrada em relação às superfícies de controle e ser rescrita como:

$$\sum_s \dot{m}_s * s_s - \sum_e \dot{m}_e * s_e + \sum \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \dot{\sigma} = 0 \quad (8)$$

O termo relativo às irreversibilidades internas ($\dot{\sigma}$) é incluído na equação para a obtenção da igualdade.

Em um processo internamente reversível com volume de controle com regiões únicas de entrada e saída, a equação (8) pode ser rescrita como:

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0} = \dot{m}(s_s - s_e) \quad (9)$$

Pode-se escrever a equação (2) na seguinte forma:

$$\frac{\dot{W}_{disp}}{\dot{m}} = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) \quad (10)$$

Onde:

- \dot{W}_{disp} : Potência máxima produzida ou potência mínima consumida em processos internamente ou externamente reversíveis.

4.2) Ciclo de Rankine

No decorrer dessa seção serão apresentadas algumas configurações básicas do ciclo de Rankine assim como suas configurações e diagramas de temperatura x entropia (T x s).

4.2.1) Ciclo de Rankine Simples

De acordo com Van Wylen (1995) e Moran (2009), o ciclo Rankine é conveniente para a geração de potência, usando a água como fluido de trabalho. Na Figura 18 se pode observar como o processo funciona para um ciclo fechado, com um aumento de pressão da água pela bomba (segmento 1-2), aumento da temperatura da água até a saturação (segmento 2-2'), alteração de fase na caldeira (segmento 2'-3'), superaquecimento (segmento 3'-3), expansão adiabática na turbina (segmento 3-4), e por fim o processo de condensação do vapor no condensador (segmento 4-1).

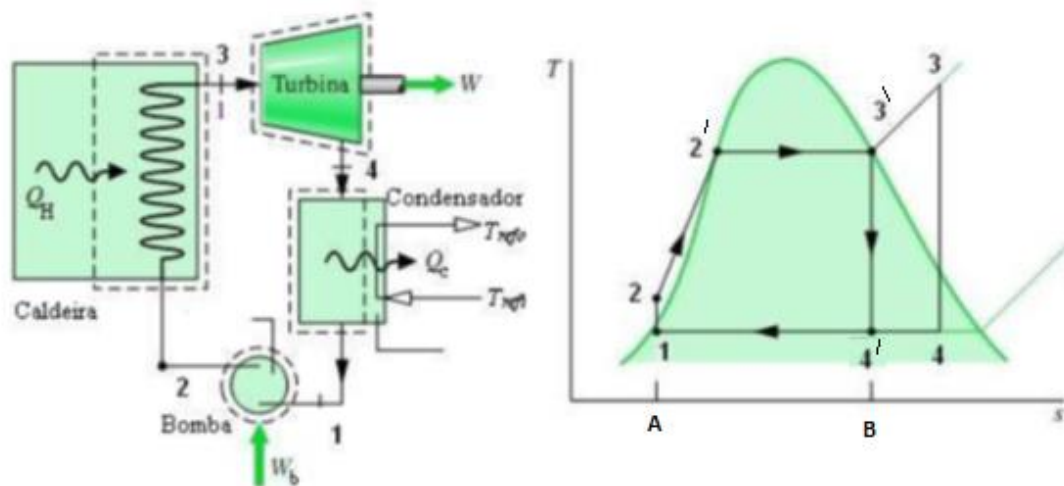


Figura 18. Unidade térmica geradora a vapor com superaquecimento e diagrama T-S correspondente (Fonte: adaptado Moran&Shapiro,2009).

A modelagem de um ciclo Rankine ideal é feita a partir das seguintes hipóteses:

- Todos os processos são irreversíveis;
- A Queda de pressão, que ocorre por causa do atrito, não ocorre na caldeira e no condensador e, portanto o fluido de trabalho circula nestes componentes com pressão constante;
- Os processos que ocorrem na turbina e na bomba são isentrópicos.

De acordo com Shapiro (2009), cada processo do ciclo pode ser analisado da seguinte forma:

- **Processo 1-2. Bombeamento adiabático reversível:** O fluido condensado é levado para a caldeira por meio de bombas. De acordo com a primeira lei da Termodinâmica, a expressão para esse etapa é dada por:

$$w_{12} = h_2 - h_1 \quad (11)$$

Onde:

- w_{12} : trabalho que a bomba realiza, em J.s/kg;

- h : entalpia específica para o ponto correspondente, em J/kg.

Uma vez que é necessária energia externa para a realização de trabalho, a equação anterior apresenta um valor negativo na determinação da eficiência do ciclo.

Processo 2-3. Transferência de calor a pressão constante na caldeira: O líquido que deixa bomba sofre um aquecimento até a sua saturação e em seguida sofre evaporação. De acordo com a primeira lei da termodinâmica, esse processo é dado pela seguinte equação:

$$q_{23} = h_3 - h_2 \quad (12)$$

Onde:

- q_{23} : fluxo de calor específico transferido do sistema para a caldeira, em J.s/kg;

Processo 3-4. Expansão adiabática reversível na turbina: O vapor proveniente da caldeira possui alta temperatura e elevada pressão. O vapor sofre expansão por meio da turbina com o objetivo de produzir trabalho. Em seguida, o vapor circula pelo condensador com uma pressão mais baixa. Nesse processo não são considerados os processos de transferência de calor para os elementos vizinhos e nem a variação de energia potencial e cinética do ciclo. Segundo a primeira lei da termodinâmica, o processo anterior pode ser descrito pela equação (13):

$$w_{34} = h_4 - h_3 \quad (13)$$

- w_{34} : trabalho que a turbina realiza, em J.s/kg;

Processo 4-1. Transferência de calor com pressão constante no condensador: Nessa etapa do ciclo acontece a transferência de calor do fluido de trabalho para o sistema de arrefecimento. Esse processo pode ser expresso pela seguinte equação:

$$q_{41} = h_1 - h_4 \quad (14)$$

Onde:

- q_{41} : fluxo de calor específico transferido do sistema para o condensador, em J.s/kg;

Nessa equação q_{41} apresenta sinal negativo uma vez que esse calor é perdido para o ambiente.

O trabalho resultante desse sistema é dado por:

$$w_t = w_{34} - w_{12} \quad (15)$$

O rendimento térmico do ciclo (n) é dado por:

$$n = \frac{W}{Q_H} = \frac{\hat{A}REA(1 - 2 - 2' - 3 - 3' - 4 - 1)}{\hat{A}REA(A - 1 - 2 - 2' - 3 - 3' - B - A)} \quad (16)$$

O processo 2-2', que representa o aquecimento do fluido de trabalho no interior da caldeira, reduz a temperatura média do ciclo, o que provoca um deslocamento do rendimento do ciclo quando comparado ao ciclo de Carnot. Já o segmento 3'-3, que representa o processo de superaquecimento, compensa a situação provocada pelo processo anterior.

Uma das maneiras de elevar a eficiência do ciclo é aumentar a pressão de trabalho na caldeira e, por conseguinte, na entrada da turbina. No entanto, este mecanismo apresenta limitações práticas, uma vez que diversas centrais termelétricas modernas operam com a variação da pressão para modificar a potência da turbina. A variação é obtida pela modificação da velocidade das bombas e pela alteração da quantidade de calor fornecido para o gerador de vapor, de acordo com a exigência de um volume maior ou menor de vazão de vapor na turbina. Já em centrais termelétricas que operam a pressão constante, o procedimento citado anteriormente é possível contanto que as turbinas possuam o recurso de modificar a sua potência por meio do controle das válvulas o que possibilita a variação de potência pela alteração do escoamento de vapor que transita pela turbina. O aumento da pressão nominal de operação nas turbinas é seguido da elevação da temperatura nominal do vapor na admissão, caso isso não ocorresse, o título do vapor que sai da turbina iria sofrer uma redução. A elevação da pressão nominal sofre a limitação do título final, uma vez que esta não pode ser menor do que 88%, além da temperatura do vapor de admissão, que não deve passar dos 560°C.

4.2.2) Ciclo de Rankine com Reaquecimento

O ciclo de Rankine com reaquecimento na saída da turbina é mostrado na Figura 19. Nessa configuração, devem-se usar duas ou mais turbinas onde pode haver reaquecimento simples ou duplo. O processo de reaquecimento simples acontece entre a turbina de alta pressão a de media ou baixa pressão. Já no processo de reaquecimento duplo, devem existir pelo menos três turbinas, com reaquecimento entre cada uma delas.

A configuração do ciclo de Rankine que faz uso de reaquecimento não provoca uma grande melhora no rendimento do ciclo, no entanto, promove uma evolução do título do vapor na saída da turbina, o que evita o acúmulo de umidade nas palhetas dos últimos estágios.

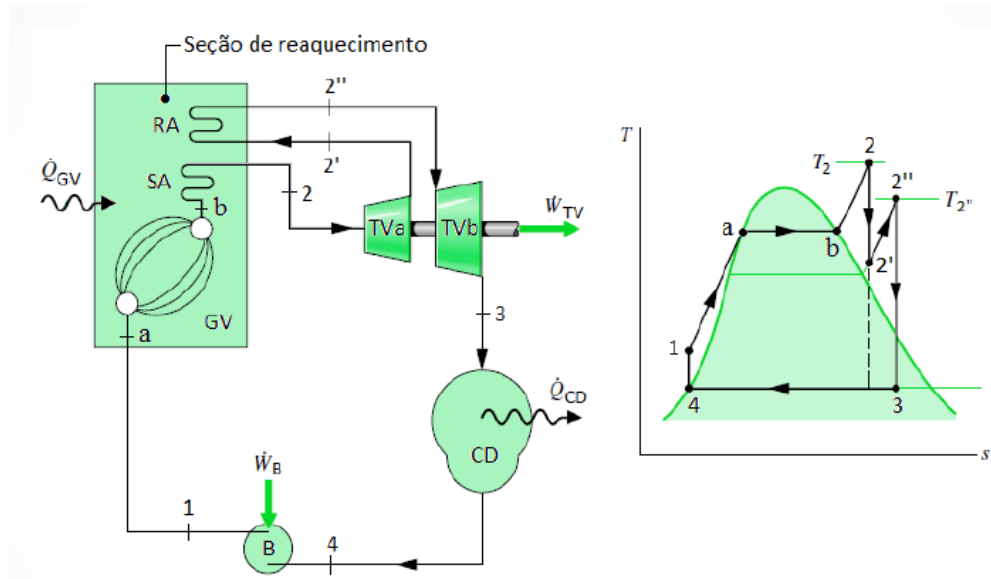


Figura 19. Unidade térmica geradora a vapor com reaquecimento entre duas turbinas e diagrama T-S correspondente (Fonte: adaptado de Moran & Shapiro, 2009).

A região 2-2' na Figura 19 representa o processo de reaquecimento do vapor que sai da turbina da alta pressão.

Caso fosse possível provocar o aquecimento do vapor para uma temperatura superior ao valor representado pelo ponto 2, a uma pressão constante sem o processo de reaquecimento, o ciclo possuiria maior eficiência do que aquele com o processo de reaquecimento, além de promover uma melhora do título nos estágios de baixa pressão da turbina. No entanto, esse processo sofre a limitação da temperatura de operação do ciclo.

4.2.3) Ciclo de Rankine Regenerativo

O ciclo de Rankine regenerativo é outra variação possível do ciclo de Rankine. Nessa configuração, é utilizado vapor extraído da turbina com o objetivo de pré-aquecer o líquido saturado que sai do condensador. Este procedimento provoca uma redução da quantidade de calor que é transferido para o líquido que irá entrar no gerador de vapor, ocasionando uma elevação no rendimento do ciclo.

Entretanto, a potência da turbina sofre uma redução uma vez que, a partir do ponto onde o vapor é extraído, ocorre uma redução de vapor nos estágios seguintes da turbina, o que, no entanto, não chega a provocar uma redução no rendimento do ciclo. Outras vantagens dessa configuração é a utilização de uma parte da energia térmica, que seria rejeitada no condensador, para o pré-aquecimento do líquido saturado, além de reduzir a demanda de combustível provocando uma diminuição do custo por kW gerado. A Figura 20 mostra um esquema desse tipo de ciclo.

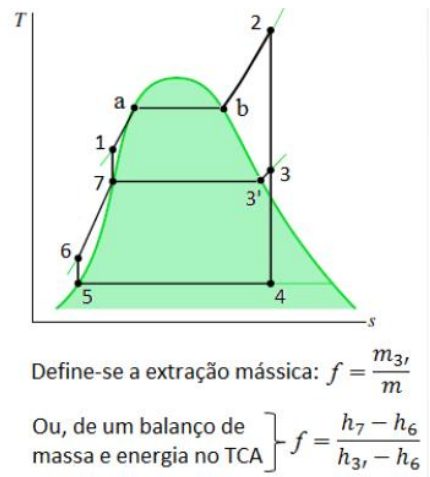
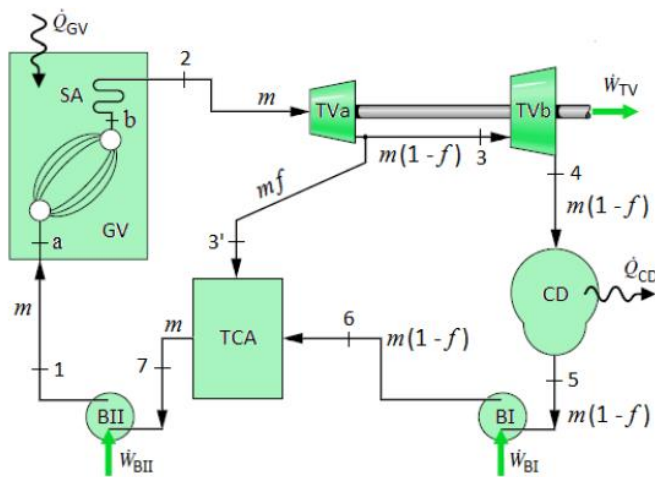


Figura 20. Unidade térmica geradora a vapor com regeneração e diagrama T-S correspondente (Fonte: adaptado de Moran & Shapiro, 2009).

4.2.4) Ciclo de Rankine com Irreversibilidade

Quando se analisa um ciclo de Rankine com irreversibilidade as perdas por atrito nas tubulações, turbinas e bombas devem ser levadas em consideração.

Geralmente, as perdas por calor são pequenas, uma vez que as tubulações e uma região da turbina, onde acontece o escoamento de vapor com altas temperaturas, possuem um revestimento de material isolante térmico. O processo de irreversibilidade é gerado, sobretudo, pelo escoamento do fluido em todo o intervalo do ciclo. A Figura 21 mostra o esquema de um ciclo de Rankine com irreversibilidade.

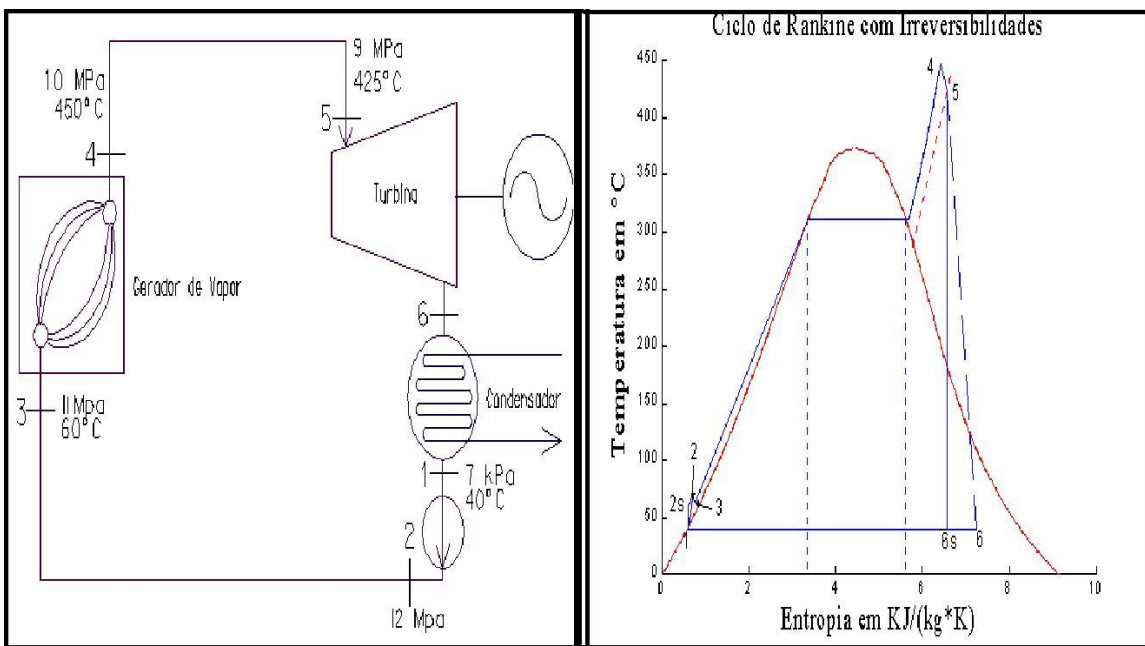


Figura 21. Ciclo de Rankine considerando as perdas no sistema e diagrama T-S correspondente (Fonte: Paz, 2002).

Se não existissem perdas na turbina, a diferença de entalpia iria ocorrer no decorrer de uma transformação isentrópica, e seria simbolizado pelo segmento 5-6s. Com referência as perdas, o ponto 6 simboliza o estado real na saída da turbina. Desse modo, o rendimento isentrópico da turbina pode ser escrito como:

$$n_{turbina} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (17)$$

Para a bomba, o rendimento isentrópico é dado por:

$$n_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (18)$$

A diferença de entalpia real, na turbina e na bomba, é o trabalho, por kg de fluído, realizado por cada um desses equipamentos. Desse modo, as expressões anteriores podem ser escritas da seguinte forma:

$$n_{turbina} = \frac{W_{turbina}}{h_5 - h_{6s}} \quad (19)$$

$$n_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{W_{bomba}} \quad (20)$$

Onde:

- $W_{turbina}$: trabalho específico realizado pela turbina, em kJ/kg
- W_{bomba} : trabalho específico realizado pela bomba, em kJ/kg.

4.2.5) Ciclo de Brayton

O ciclo de Brayton, ou ciclo de Joule, é o ciclo de turbinas a gás. Na modelagem teórica desse ciclo serão adotadas as seguintes hipóteses:

- O fluído de trabalho é o mesmo durante todo o ciclo;
- Todos os processos são ideais;
- O ciclo opera em regime permanente;
- Não existe perda de pressão;
- Os calores específicos são constantes.

Na Figura 22 são mostrados os diagramas P x v e T x s para um ciclo de Brayton:

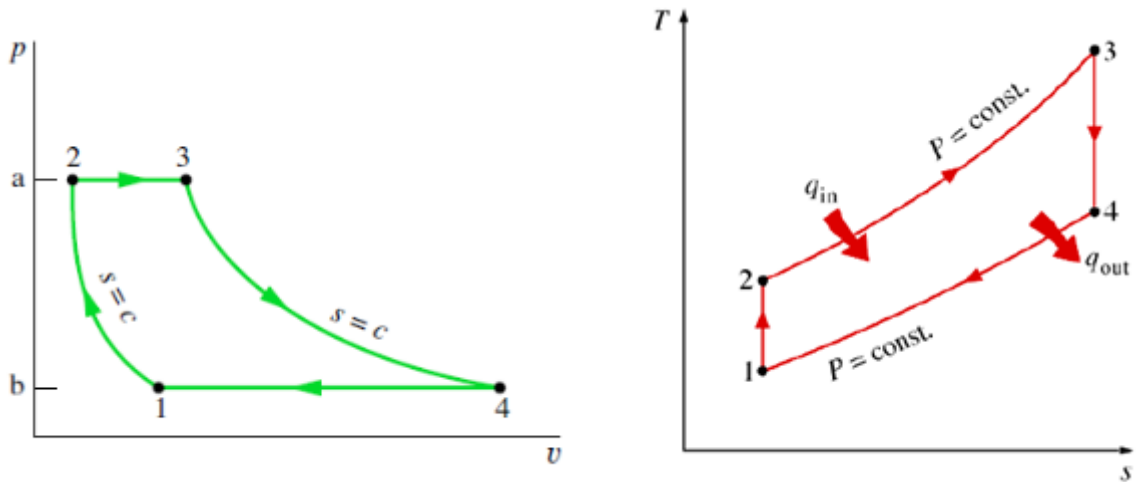


Figura 22. Diagramas P x v e T x s para um ciclo Brayton ideal (Fonte: adaptado de Moran & Shapiro, 2009).

Desse modo, tem-se:

Processo 1 - 2: compressão isentrópica em um compressor.

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) \quad (21)$$

Onde:

- h : entalpia específica para o ponto correspondente, em J/kg.
- \dot{W}_c : trabalho realizado pelo compressor, em J.s/kg;

Processo 2 - 3: adição de calor a pressão constante.

$$\frac{\dot{Q}_{Ad}}{\dot{m}} = (h_3 - h_2) \quad (22)$$

Onde:

- \dot{Q}_{Ad} : Calor adicionado ao ciclo, em J.s/kg;

Processo 3 - 4: expansão isentrópica em uma turbina.

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = -(h_4 - h_3) = h_3 - h_4 \quad (23)$$

Onde:

- \dot{W}_t : trabalho que a turbina realiza, em J.s/kg;

Processo 4 - 1: rejeição de calor a pressão constante.

$$\frac{\dot{Q}_{Rej}}{\dot{m}} = -(h_1 - h_4) = h_4 - h_1 \quad (24)$$

Onde:

- \dot{Q}_{rej} : Calor rejeitado, em J.s/kg;

O trabalho do ciclo pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} \quad (25)$$

Finalmente, a eficiência do ciclo é dada por:

$$n_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{Q}_{Ad}} = \frac{(\dot{W}_t - \dot{W}_c)}{\dot{Q}_{Ad}} \quad (26)$$

Ou

$$n_{ciclo} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (27)$$

Considerando o ar como fluido de trabalho, tem-se para as hipóteses anteriores:

$$n = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (28)$$

$$n = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right) \quad (29)$$

Sabendo que:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (30)$$

e $k = \text{constante}$

Tem-se que:

$$n = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (31)$$

E, portanto:

$$n = 1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \quad (32)$$

Sendo: $r = \frac{p_2}{p_1}$

O parâmetro r é conhecido como “razão de pressão”. A partir da equação anterior, é possível traçar um gráfico de eficiência térmica em função de pressão para o ciclo Brayton. A Figura 23 mostra o gráfico obtido.

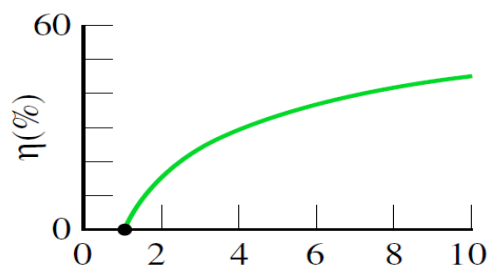


Figura 23. Diagrama de eficiência x razão de pressão para o ciclo de Brayton para $k=1,4$ (Fonte: adaptado de Moran & Shapiro, 2009).

No entanto, os processos que fazem parte de um ciclo Brayton real são irreversíveis. Assim, os valores de eficiência térmica que podem ser alcançados são inferiores aos do ciclo padrão a ar Brayton. Entre os principais motivos de irreversibilidade presente em ciclos reais, os principais são:

- Redução de pressão nos trocadores de calor e na câmara de combustão;
- Processos não-isentrópicos na turbina e no compressor;
- A efetividade dos trocadores é mais baixa 100%;
- Durante o ciclo, os calores específicos dos gases variam com a temperatura.

Do mesmo modo que o ciclo de Rankine pode-se adotar algumas alternativas que possibilitam uma elevação na eficiência do ciclo Brayton, entre elas a regeneração. Em um ciclo Brayton com regeneração o ar é pré-aquecido antes de entrar na câmara de combustão.

4.3) Modelagem dos principais componentes do ciclo a vapor

Nesta seção será feito o desenvolvimento da modelagem matemática dos principais elementos presentes no ciclo a vapor.

4.3.1) Bombas

Inicialmente, adotando-se as seguintes hipóteses:

- bomba adiabática operando em regime permanente;
- desconsiderando as variações de energia cinética e potencial do sistema,

Como resultado da primeira lei da termodinâmica encontra-se a seguinte equação:

$$W_{bomba} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (33)$$

Onde:

- W_{bomba} : trabalho que a bomba realiza, em W;
- \dot{m} : vazão em massa do fluido bombeado, em kg/s;
- h_1 : entalpia específica na entrada, em kJ/kg;
- h_2 : entalpia específica na saída da bomba, em kJ/kg.

Fazendo a hipótese de uma relação isoentrópica ($s_1 = s_2$), e aplicando a relação $Tds = dh - vdp$ para um líquido incompressível tem-se:

$$\int dh = \int vdp \quad (34)$$

$$\Delta h_0 = h_{2s} - h_1 = v(p_2 - p_1) \quad (35)$$

Onde:

- s : entropia, em kJ/(kg K);
- h_{2s} : entalpia específica no processo isoentrópico, em kJ/kg;
- v : volume específico do fluido de trabalho, em m^3/kg ;
- p_1 : pressão de entrada da bomba, em kPa;
- p_2 : pressão de saída da bomba, em kPa.

Pode-se calcular a eficiência isentrópica da bomba pela equação (36):

$$n_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (36)$$

Assim, a potência que é fornecida para a bomba pode ser calculada por meio da seguinte expressão:

$$W_{bomba} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{n_{bomba}} = \frac{v(p_2 - p_1)}{n_{bomba}} \quad (37)$$

Com o uso de curvas fornecidas por fabricantes das bombas é possível encontrar os parâmetros de desempenho de cada tipo de bomba.

Assim, as expressões que relacionam a pressão e a vazão de bombas podem escritas a partir de uma equação de segundo grau dada por:

$$H = H_0 + RQ + SQ^2 \quad (38)$$

Onde:

- H : pressão na saída da bomba expressa como altura de elevação do líquido, em m;
- H_0 : pressão de elevação do líquido com vazão nula;
- Q : vazão em volume do líquido, em m^3/s ;
- R e S são os parâmetros da equação, característicos de cada bomba.

Aplicando a relação de Pascal, dada por $p = \rho gh$ à equação anterior e, fazendo a hipótese de que a água seja incompressível, e fazendo $Q = \frac{m}{p}$, tem-se a expressão (39):

$$\rho gH = \rho gH_0 + \rho gR \left(\frac{m}{\rho}\right) + \rho gS \left(\frac{m}{\rho}\right)^2 = \rho gH_0 + mgR + \frac{gS}{\rho} m^2 \quad (39)$$

E sabendo que:

$$\Delta p = \rho gH \quad (40)$$

Então, é possível encontrar a equação matemática de segundo grau que relaciona a diferença de pressão que existe entre a entrada e saída de uma bomba centrífuga, em função da vazão mássica.

$$\Delta p = A + Bm + Cm^2 \quad (41)$$

Onde os parâmetros A, B e C são característicos da bomba.

4.3.2) Gerador de Vapor

O fluido de trabalho que circula entre as tubulações da unidade geradora de vapor recebe calor por meio da combustão de combustíveis que podem ser renováveis (lenha, álcool, bagaço de cana, por exemplo) ou não renováveis (carvão mineral, petróleo, gás natural, entre outros).

Na unidade geradora de vapor, calor é fornecido para a água até que ocorra a mudança da fase líquida para vapor. Em centrais termelétricas, a unidade geradora de vapor é um dos componentes mais importantes do sistema, uma vez que sua função é a de elevar a energia do fluido na etapa de troca de fase de líquido comprimido na saída da bomba para o vapor superaquecido na entrada da turbina.

Entre as principais perdas de calor que acontecem na unidade geradora de vapor, a mais significativa é a perda ao calor que escapa pela chaminé para o meio ambiente, sobretudo devido à vazão de gás seco a uma temperatura superior a das condições que são usadas como referência. O calor que é absorvido nos processos de evaporação e superaquecimento da umidade e no superaquecimento da unidade do ar de combustão também representam perdas, porém em menor escala. Em diversas oportunidades alguns combustíveis sólidos não sofrem combustão completa, o que representa perdas junto às cinzas. Quantidades menores de calor também são perdidas pelo processo de radiação da superfície exterior da unidade geradora de vapor. Perdas de pressão também são causadas pelo escoamento de água nas fases líquida e gasosa no interior dos tubos. As perdas anteriores estão relacionadas por meio de um valor percentual que é proporcional a vazão de água.

Na modelagem do gerador de vapor, será feita a hipótese de que a transferência de calor Q_H , em kW, para o fluido ocorre em uma representação única, mostrada a seguir:

$$Q_H = \frac{m(h_3 - h_2)}{n_{g\text{vapor}}} \quad (42)$$

Onde:

- h_2 : entalpia do vapor na entrada do gerador de vapor, em kJ/kg;
- h_3 : entalpia do vapor na saída do gerador de vapor, em kJ/kg;
- $n_{g\text{vapor}}$: rendimento térmico do gerador de vapor.

Nas hipóteses anteriores estão incluídas as principais características construtivas de uma unidade como um todo, levando-se em consideração todas as suas partes, como reaquecedores, supraquecedores, entre outras.

4.3.3) Turbina

A turbina é o elemento encarregado de transformar a energia térmica em energia mecânica por meio de um processo que faz uso do decaimento da entalpia de entrada e saída do fluido. Considerando uma turbina a vapor adiabática operando em regime permanente onde se tem as hipóteses de que a vazão de vapor na entrada da turbina é igual à vazão de vapor em sua saída, e de que as variações de energia potencial e cinética no sistema podem ser desprezadas, então, segundo a primeira lei fundamental da termodinâmica, encontra-se a seguinte relação para o trabalho realizado pela turbina (Van Wylen, 2003):

$$W = m(h_3 - h_4) \quad (43)$$

De modo resumido, o processo de conversão de energia térmica em energia mecânica ocorre, primeiramente, por meio da transformação de uma fração da energia interna do vapor em energia cinética nos expansores da turbina e em seguida, a energia cinética é transformada em trabalho nas palhetas móveis da turbina. Com a elevação da velocidade nos expansores, acontece uma diminuição da entalpia, pressão e temperatura e como resultado, ocorre uma elevação do volume específico do vapor. A parte restante da energia interna do vapor, que não foi transformada em trabalho, é conduzida para o condensador.

4.3.3.1) Cálculo e Regulação da Potência da Turbina

Para uma turbina com n-1 extrações de vapor para o processo de regeneração, a sua potência em kW pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$P = n \sum_{i=0}^n \dot{m}_i \Delta h_i \quad (44)$$

Onde:

- \dot{m}_i : vazão de vapor em massa na turbina que escoar ao longo do i-ésimo conjunto de estágios até se deparar com a i-ésima extração ou a saída da turbina, em kg/s;
- Δh_i : diferença de entalpia disponível no i-ésimo conjunto de estágios da turbina, em kJ/kg;
- n : rendimento da turbina.

Com o objetivo de alterar a potência da turbina, utiliza-se da variação da vazão de vapor que escoar por essa turbina. Assim, os principais modos de se realizar tal procedimento são:

- Operação de válvulas de estrangulamento que restringem a passagem de vapor provocando uma diminuição da pressão na entrada da turbina;
- Variação da vazão de vapor pela abertura ou fechamento de válvulas de admissão;
- Variação da pressão do vapor de entrada gerando uma alteração da vazão de vapor pela turbina;
- Injeção de vapor adicional por derivação.

4.3.3.2) Cálculo da vazão de vapor pela Turbina

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - \sigma (p_{01} - p_{21})^2}{(p_{00}^2 - p_{20}^2) - \sigma (p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (45)$$

Onde:

- \dot{m}_0 : vazão nominal de vapor que passa pela turbina, em kg/s;
- p_{01} : pressão do vapor na entrada da turbina, em kPa;
- p_{21} : pressão do vapor na saída da turbina, em kPa;
- p_{00} : pressão do vapor na entrada da turbina, operando nominalmente, em kPa;
- p_{20} : pressão do vapor na saída da turbina, operando nominalmente, em kPa;
- T_{01} : temperatura do vapor na entrada da turbina, em °C;
- T_{00} : temperatura do vapor na entrada da turbina, operando nominalmente em °C;

E:

$$\sigma = \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_0} \quad (46)$$

- ε_0 : relação crítica entre pressão do vapor na saída e pressão do vapor na entrada da turbina.

No caso de turbinas de condensação com vários estágios, o valor de ε_0 torna-se menor que 0,30 e assim, as relações $\sigma (p_{01} - p_{21})^2$ e $\sigma (p_{00} - p_{20})^2$ podem ser ignoradas. Nesse tipo de turbina as pressões do vapor na saída, por serem muito baixas quando comparadas com as pressões de entrada, também podem ser desprezadas, o que resulta na seguinte simplificação da equação (46):

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (47)$$

Pode-se dividir todos os elementos da equação (45) por p_{00} , o que resulta na seguinte expressão:

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \sqrt{\frac{(\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{21}^2) - \sigma (\varepsilon_{01} - \varepsilon_{21})^2}{(1 - \varepsilon_{20}^2) - \sigma (1 - \varepsilon_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (48)$$

Onde:

- $\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$;
- $\varepsilon_{21} = \frac{p_{21}}{p_{00}}$;
- $\varepsilon_{20} = \frac{p_{20}}{p_{00}}$

E de maneira análoga, expressão (47) pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \varepsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (49)$$

4.3.4) Regeneradores

Os regeneradores são, de forma simplificada, trocadores de calor normalmente classificados como regeneradores de contato direto (aberto ou mistura) ou regeneradores de superfície (fechado). Os regeneradores de superfície que são usados em uma central térmica são trocadores de calor do tipo casca e tubos. Nesse tipo de regenerador, a água proveniente do condensador circula pelos tubos que estão envolvidos por certa quantidade de vapor extraído das turbinas. Assim, o vapor sofre condensação e, na

forma de líquido saturado, ele se deposita na parte inferior do casco de onde será extraído por purgadores e transferido para o condensador, regenerador de mistura e para outro regenerador de superfície ou mesmo para o circuito principal por meio de bombas. Em regeneradores de superfície, a transferência de calor para a água de alimentação do gerador de vapor ocorre por meio da conversão de vapor extraído da turbina em líquido saturado que circula no interior dos tubos do regenerador. Segundo a primeira lei da Termodinâmica, este calor pode ser calculado pela expressão abaixo:

$$Q_R = \alpha \dot{m}(h_{vs} - h_1) \quad (50)$$

Onde:

- α : parcela da vazão total de vapor extraída da turbina;
- h_{vs} : entalpia do vapor extraído que entra no regenerador, em kJ/kg;
- h_1 : entalpia da água condensada (ou sub-resfriada) que é retirada pelo purgador, em kJ/kg;
- \dot{m} : vazão total do circuito.

O calor recebido no regenerador pode ser encontrado pela seguinte relação:

$$Q_R = \dot{m}_p c_p (T_o - T_i) = \dot{m}_p (h_o - h_i) \quad (51)$$

Onde:

- \dot{m}_p : vazão em massa da água proveniente do condensador, em kg/s,
- c_p : calor específico da água, em J/(kg K);
- T_o : temperatura da água na saída do regenerador que flui no ciclo;
- T_i : temperatura da água na entrada do regenerador que flui no ciclo;
- h_o : entalpia da água na saída do regenerador;
- h_i : entalpia da água na entrada do regenerador.

Finalmente, ao igualarem-se as duas expressões anteriores, encontra-se a seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{h_o - h_i}{h_{vs} - h_l} \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \right) \quad (52)$$

Quando o condensado proveniente dos regeneradores é transferido para um equipamento que esteja em uma posição anterior ao do regenerador citado, na direção do fluxo do ciclo, os valores de \dot{m} e \dot{m}_p serão iguais.

4.3.5) Tubulação

Em uma central termelétrica, a perda de carga que ocorre durante a circulação do fluido de trabalho possui uma grande importância. Essa perda de carga pode ser explicada como sendo a energia que o fluido de trabalho cede aos elementos do sistema, como tubulações, válvulas e conexões, para superar as resistências que esses elementos ocasionam para o seu escoamento.

Em uma tubulação, a perda de carga que ocorre entre dois pontos da mesma pode ser definida como sendo o abaixamento da linha energética entre esses pontos. Darcy e Weisbach propuseram a equação geral para calcular a perda de carga para um fluido qualquer. Essa equação é dada por:

$$\Delta H = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (53)$$

Onde:

- L : comprimento equivalente entre os dois pontos, em m;
- D : diâmetro da tubulação, em m;
- g : aceleração da gravidade, em m/s²;
- f : coeficiente de atrito. Esse coeficiente depende do número de Reynolds do escoamento e da rugosidade relativa da superfície interna da tubulação.

Para um escoamento turbulento, o coeficiente de atrito f pode ser encontrado através do diagrama de Moody.

Para um tubo de seção circular, a perda de carga em termos de vazão em volume, é expressa pela equação (54):

$$\Delta H = f \frac{LQ^2}{D^5} \frac{8}{\pi^2 g} \quad (54)$$

A relação entre a diferença de pressão, em função da vazão mássica, existente entre os extremos de uma tubulação é calculada pela expressão a seguir:

$$\Delta p = Fm^2 \quad (55)$$

Sendo F o parâmetro específico da tubulação que representa a perda de carga.

4.3.6) Condensador

Os condensadores são trocadores de calor nos quais existe a circulação do fluido de resfriamento por dentro dos tubos enquanto no seu exterior há circulação de vapor saturado proveniente da turbina.

Um condensador pode ser modelado fazendo o uso da hipótese de que a transferência de calor pode ser expressa por meio de dois volumes de controle, sendo um na região do fluido de trabalho, dada por:

$$Q_c = m(h_4 - h_1) \quad (56)$$

E o outro na região da água de resfriamento (refrigerante), dada por:

$$Q_{ref} = (mc_p)_{ref}(T_0 - T_i) \quad (57)$$

Onde:

- Q_c : calor cedido pelo ciclo de Rankine no condensador, em W;
- h_4 : entalpia do fluido na entrada do condensador em kJ/kg
- h_1 : entalpia do fluido na saída do condensador em kJ/kg.
- Q_{ref} : calor recebido pelo circuito do refrigerante que circula no condensador,
- T_i : temperatura de entrada;
- T_0 : temperatura de saída.

A expressão básica de um projeto de trocador de calor (condensador) em termos de quantidades médias é (Incropera and Dewitt 2008):

$$Q = UA\Delta T_{ml} \quad (58)$$

Onde:

- Q : calor cedido pelo ciclo de Rankine no condensador, em W;
- U : coeficiente global de transferência de calor, em $W/(m^2 K)$;
- A : Área total de transferência de calor, em m^2 ;
- ΔT_{ml} : diferença de temperatura média logarítmica dada pela equação:

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_0 - T_i}{\ln\left(\frac{T_c - T_i}{T_c - T_o}\right)} \quad (59)$$

Onde:

- T_c : Temperatura do vapor saturado na entrada do condensador, em °C.

Para calcular a vazão do elemento refrigerante, é necessário considerar que a transferência de calor que ocorre graças à mudança de fase do vapor saturado em água saturada no condensador, é representada pela expressão (60):

$$Q = mh_{lv}x \quad (60)$$

Onde:

- h_{lv} : entalpia líquido-vapor do fluido de trabalho ;
- x : título do vapor na entrada do casco do condensador.

Se for levado em consideração o processo de subresfriamento na saída do condensador, uma transferência de calor sensível (dada pela equação (61)) deverá ser considerada:

$$Q_{sens} = mc_p\Delta T_{sub} \quad (61)$$

Onde:

- c_p : calor específico à pressão constante, em kJ/(kg K);
- ΔT_{sub} : grau de subresfriamento.

A vazão da água de resfriamento que é necessária para o atendimento da demanda máxima do ciclo é expressa pela seguinte equação:

$$m_{ref} = \frac{Q + Q_{sens}}{c_p(T_0 - T_i)} \quad (62)$$

Em projetos práticos, é importante que a temperatura T_c seja a mais próxima possível de T_i que, geralmente, é a temperatura ambiente. No entanto, à medida que a temperatura do vapor vai se aproximando da temperatura do refrigerante, o projeto se torna cada vez mais elevado. Assim, a temperatura ótima será aquela onde os preços dos elementos do sistema de refrigeração junto com os custos de operação sofram uma compensação devido à melhoria da eficiência do sistema.

Finalmente, reescrevendo as equações obtidas anteriormente, chega-se na seguinte relação para a transferência de calor para condensadores:

$$UA = m_{ref}c_p \ln\left(\frac{T_c - T_1}{T_c - T_0}\right) \quad (63)$$

5) Principais Tipos de Centrais Termelétricas

As centrais termelétricas possuem diferentes classificações, sendo estas definidas por certos critérios como:

- Produto principal: possibilita diferenciar as usinas térmicas cujo único produto é a eletricidade (centrais termelétricas de geração) das que geram simultaneamente calor e eletricidade (cogeração);
- Potência: pequena (<50MW), média (50 a 100MW), alta (>100MW)
- Tipo e natureza do combustível: deve ser levado em conta tanto aspectos técnicos e econômicos quanto os ambientais;
- Tipo de caldeira: refere-se somente aos ciclos de vapor, influenciando nos tempos de partida pelo fato da caldeira ser de passe único ou circulação natural;
- Tipo de carga: variando para usinas que operam em período integral com carga constante (ou operação em carga base) e as que operam somente em alguns períodos no dia (ou operação em carga pico);
- Tipo de máquinas térmicas: que se subdivide em turbina a gás em ciclo simples, turbina a vapor, turbina em ciclo combinado e motor de combustão interna.

A Figura 24 mostra um esquema com a classificação das centrais termelétricas.

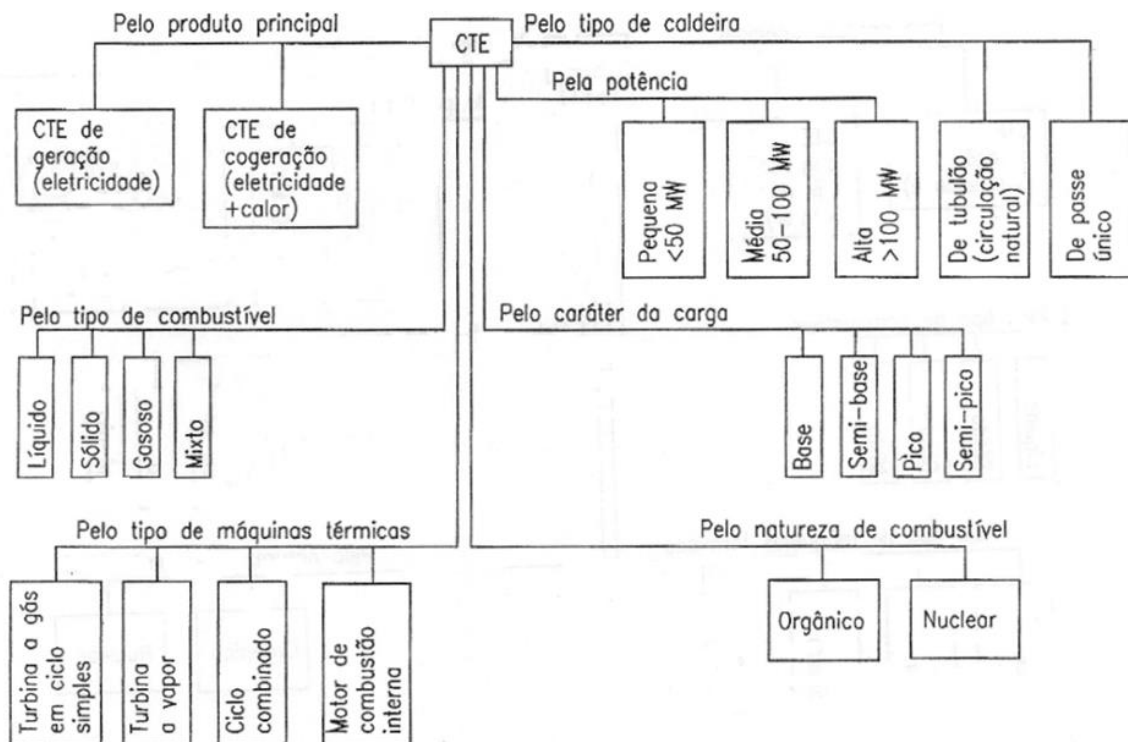


Figura 24. Classificação das centrais termelétricas (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Os principais tipos de centrais termelétricas existentes, bem como suas principais características são:

Central termelétrica de geração com ciclo a vapor: utilizam qualquer tipo de combustível a fim de produzir apenas energia elétrica, apresentando um rendimento maior ao operar com combustíveis como o gás natural ou óleo combustível. Possuem como principal vantagem potências unitárias de até 1200MW. Essas centrais também apresentam como característica marcante a capacidade em obter um bom rendimento devido as alternativas térmicas de recuperação de calor que ampliam a eficiência da mesma (podendo variar de 42 a 44% dependendo do combustível empregado). A Figura 25 mostra o processo que ocorre neste tipo de central termelétrica, onde CV = ciclo a vapor; TV = turbina a vapor; G = gerador.

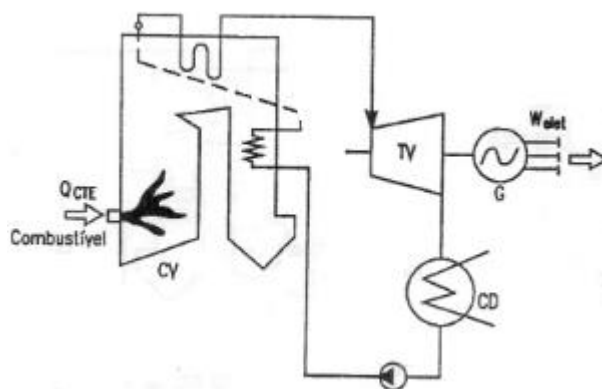


Figura 25. Esquema típico de uma central termelétrica de geração com ciclo a vapor (Fonte: Lora & Nascimento,2004).

Central termelétrica de cogeração: geram energia elétrica e energia térmica e possuem uma alta eficiência, e, conseqüentemente um bom rendimento, como principal característica, A Figura 26 mostra um sistema de cogeração com ciclo a vapor.

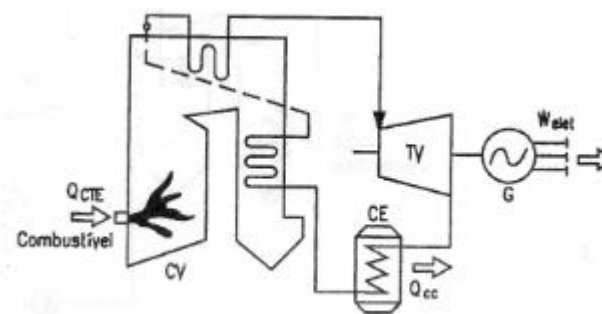


Figura 26. Esquema típico de uma central termelétrica de cogeração (Fonte: Lora & Nascimento,2004).

Central termelétrica de turbina a gás operando em ciclo simples: Um esquema típico deste tipo de central termelétrica é mostrado na Figura 35. Geram apenas eletricidade a partir de combustíveis como diesel especial e gás natural utilizando as turbinas a gás como acionador primário. Possuem como principal característica uma partida extremamente rápida (sendo muito empregada para gerar energia

elétrica nas horas de pico) e apresentam uma eficiência energética relativamente baixa (36 a 37%), sendo inferior a das centrais com ciclo a vapor (42 a 44%). A Figura 27 mostra o processo de geração de energia deste tipo de central.

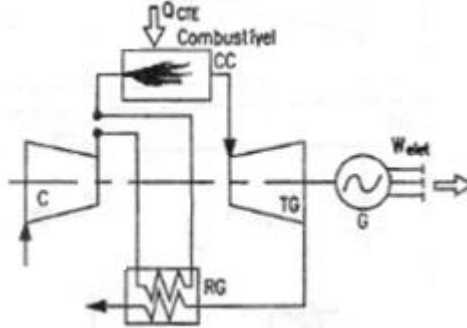


Figura 27. Esquema típico de uma central termelétrica de turbina a gás operando em ciclo simples (Fonte: Lora & Nascimento,2004).

Central de ciclo combinado: apresentam os sistemas mais modernos e eficientes utilizando, a partir do gás natural como combustível, um ciclo com turbina a gás em conjunto com um ciclo com turbina a vapor. Nessas centrais, os gases de exaustão do ciclo superior servem como fonte de calor para o ciclo inferior de vapor, o que gera uma eficiência na faixa de 55 a 58% (com perspectivas de atingir uma eficiência de até 62%). A Figura 28 mostra como é realizado o processo do ciclo combinado, conforme o Ciclo de Brayton, vide Figura 28-I, e ciclo de Rankine, vide Figura 28-II (o qual também é usado nas centrais nucleares). Possuem como principal desvantagem a limitação em relação ao tipo de combustível que pode ser empregado, limitando-se apenas gás natural ou diesel especial.

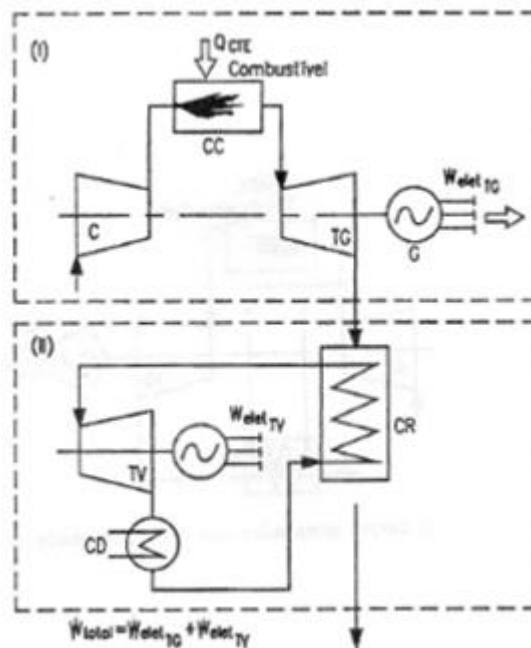


Figura 28. Esquema típico de uma central termelétrica de ciclo combinado: (I) Ciclo Brayton, (II) Ciclo Rankine (Fonte: adaptado de Lora & Nascimento,2004).

Central de motores de combustão interna: Geram potência a partir de motores de ciclo Diesel ou Otto movidos a gás natural.

Central nuclear: operam com vapor saturado em virtude de restrições com a temperatura do vapor devido as resistências dos materiais construtivos empregados nos reatores nucleares. Utilizam as turbinas a vapor como máquina térmica e o vapor d'água como fluido de trabalho, operando conforme o ciclo de Rankine (Figura 28-II).

Após serem citados 6 tipos de centrais termelétricas, serão apresentados a seguir mais detalhadamente os seguintes tipos: **de geração com ciclo a vapor; de turbina a gás operando em ciclo simples e de ciclo combinado.**

5.1) Centrais Termelétricas a Vapor

A Figura 29 revela dados comparativos a respeito do custo de geração para centrais termelétricas a vapor, de diferentes parâmetros a carvão mineral e de ciclos combinados com diferentes potências, bem como diferentes níveis de pressão. Fazendo uma simples análise dos valores nela expressos, é visível que o custo mais reduzido de geração é referente às centrais termelétricas de ciclo combinado com vários níveis de pressão. Nela, pode-se verificar que o menor custo de geração relativo é referente ao ciclo combinado de 801MW com 3 níveis de pressão, já o maior custo de geração relativo é também para ciclo combinado com 101MW com 2 níveis de pressão.

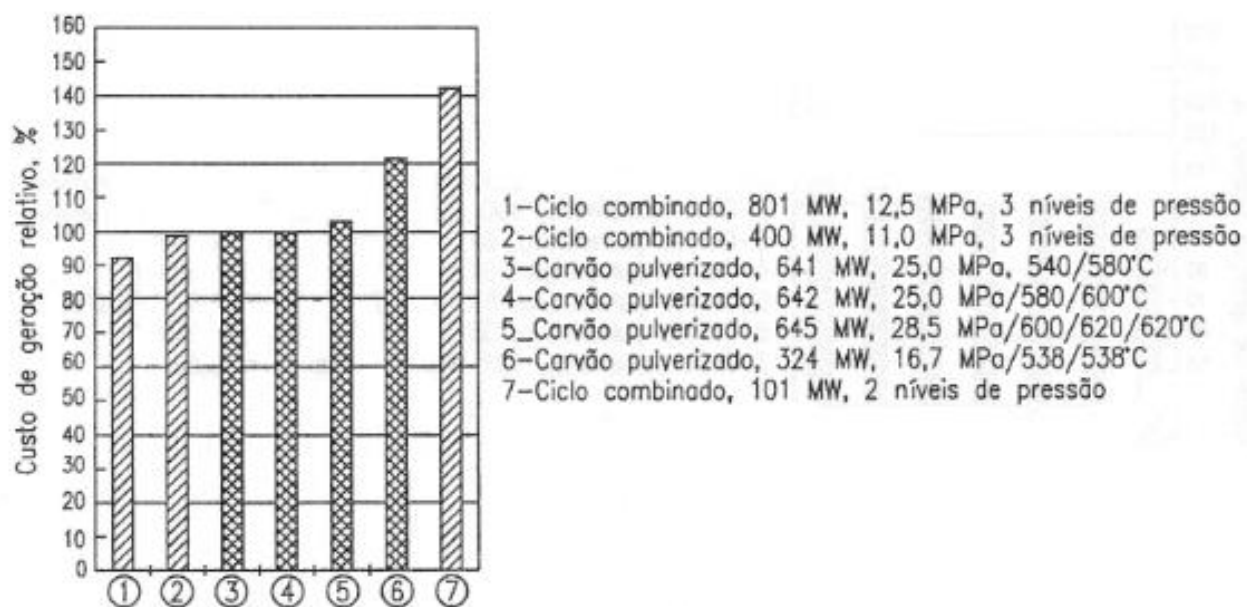


Figura 29. Custos de geração comparativos de diferentes centrais termelétricas com tecnologia comercial. (Fonte: adaptado de Lezuo, A. & Taud, R. Comparative evaluation of power plants with regards to technical, ecological and economical aspects, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2001, com autorização da ASME).

Fazendo uma análise mais delicada no desempenho de diferentes centrais termelétricas, faz-se necessário incluir especificações a respeito dos parâmetros do fluido de trabalho (sendo este vapor ou

gás), além de considerar também o tipo de combustível utilizado, como apresentado na Figura 30. Em uma simples análise de tal figura, é perceptível que, com relação as centrais termelétricas de vapor, verificando os parâmetros do vapor, as temperaturas típicas estão na faixa de 400 a 580°C. Com relação as centrais termelétricas de ciclo combinado sem queima suplementar e operando com gás natural (analisando a parte direita da Figura 30), pode-se inferir que apresentam as maiores eficiências (valores entre 55 e 60%). Já as centrais termelétricas do ciclo combinado com queima suplementar (podendo usar gás natural ou carvão mineral), possuem uma eficiência na faixa de 40 a 48%. Por fim, analisando as centrais termelétricas de ciclo combinado com gaseificação de carvão e sem queima complementar, percebe-se que a eficiência é mais baixa (variando entre 40 a 45%). Com relação à temperatura de entrada dos gases na turbina a gás, trabalha-se atualmente na ordem de 1200°C, porém com um prognóstico de atingir 1400°C nos próximos anos.

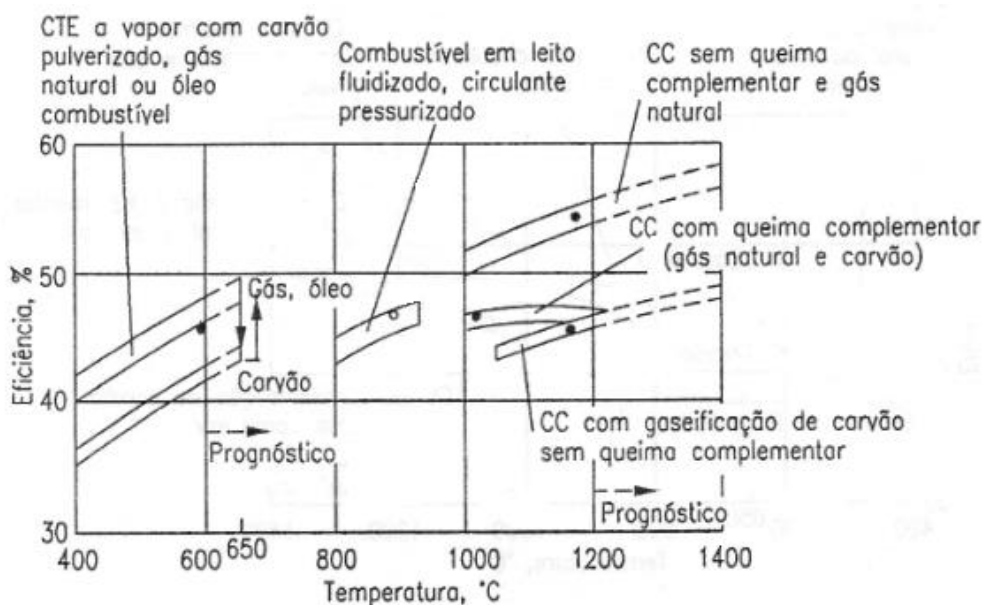


Figura 30. Estado atual e prognósticos no desempenho de centrais termelétricas com ciclo a vapor e ciclo combinado utilizando diferentes tipos de combustíveis (Fonte: Zorner, Siemens AG, 1994).

5.1.1) Elementos Principais de uma central termelétrica com ciclo a vapor

Por intermédio da Figura 11.7 do livro “**Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**” de LORA, E. E. S. & NASCIMENTO, M. A. R. localizada no Capítulo 11 (Fonte: Dvoinishnikov et al,1988), é possível visualizar os principais elementos de uma central termelétrica convencional com ciclo a vapor, operando com combustível sólido, sendo estes:

- 1) Gerador elétrico; 2) Turbina a vapor; 3) Sala de controle; 4) Desaerador; 5) e 6) Silos de Carvão; 7) Classificador/separador de carvão pulverizado; 8) Ciclone; 9) Caldeira; 10) Superfícies de aquecimento; 11) Chaminé; 12) Equipamento para trituração preliminar do combustível; 13) Armazém de combustível; 14) Vagão de transporte de combustível; 15) Instalação de descarga; 16) Transportador;

17) Exaustor; 18) Canal; 19) Separador de cinzas; 20) Soprador; 21) Fornalha; 22) Moinho; 23) Estação de bombeamento; 24) Reservatório de água; 25) Bomba de circulação; 26) Aquecedor regenerativo de alta pressão; 27) Bomba de alimentação; 28) Condensador; 29) Instalação para o tratamento químico da água; 30) Transformador; 31) Aquecedores regenerativos de baixa pressão; 32) Bomba de condensado

De acordo com Dvoinishnikov,1988, uma sucinta e objetiva explicação do funcionamento da central apresentada na Figura 39, mencionando as principais etapas e equipamentos empregados, é a seguinte: “O combustível sólido (carvão) é levado para as usinas em vagões ferroviários (14) e acumulado em pilhas num armazém a céu aberto (13). Por meio de esteiras transportadoras (16), ele é levado ao setor de preparação do combustível, o que inclui uma trituração preliminar (12) e uma etapa de pulverização nos moinhos (22). O carvão pulverizado é classificado atendendo à sua granulometria em (7) e (8), sendo que as frações mais grossas retornam aos moinhos. O carvão, com a granulometria requerida, é armazenado nos silos (5) e (6), de onde é enviado para sua queima na fornalha (21) da caldeira (9), sendo injetado na mesma por meio de queimadores. Nas superfícies de aquecimento (10), gera-se o vapor superaquecido que é fornecido à turbina (2). O vapor condensa nas superfícies dos tubos do condensador (28), sendo que o calor latente removido utilizando água de resfriamento de uma fonte fria (24) que é levada ao condensador pelas bombas de circulação (25). O condensado, logo após as bombas de condensado (32), passa pelo aquecedor de baixa pressão (31), desaerador (4), a bomba de alimentação (27) e os aquecedores de alta pressão, retornando novamente para a caldeira, a fim de fechar o ciclo. A eletricidade produzida no gerador (1) é convertida para a tensão requerida fornecida aos consumidores através das linhas de transmissão. Na sala de controle (3), os funcionários de operação controlam os parâmetros requeridos e comandam as intervenções operativas. ”

5.1.2) Rendimento das Centrais Termelétricas a Vapor

Nesta etapa do trabalho, todo o equacionamento apresentado foi feito por Electo Eduardo Silva Lora e está contido no livro “*Geração termelétrica: Planejamento, projeto e operação*” de Lora & Nascimento,2004.

Inicialmente, para efeito de análise, são feitas as seguintes definições:

$$\textit{Turbogerador} = \textit{Gerador Elétrico} + \textit{Turbina a Vapor}$$

$$\textit{Grupo Turbogenerador} = \textit{Turbogerador} + \textit{Condensador} + \textit{Aquecedores Regenerativos} + \textit{Bombas}$$

Uma central termelétrica com ciclo a vapor é composta por três elementos principais: caldeira a vapor, tubulações para o transporte de vapor e o grupo turbogerador. Na Figura 40 é possível visualizar os principais fluxos de energia e as perdas de calor de um ciclo de vapor, sendo as linhas descontínuas o volume de controle do grupo turbogerador. A partir dela é possível obter o balanço de energia, o qual representa os fluxos de energia de uma central termelétrica, como equacionado em (64).

$$Q_{CTE} = W_{elet} + \Delta Q_{ger} + \Delta Q_{turb} + \Delta Q_{cond} + \Delta Q_{tub} + \Delta Q_{cald} \quad (64)$$

Sendo:

- Q_{CTE} = consumo total de calor na central termelétrica;
- W_{elet} = potência elétrica produzida pelo gerador elétrico;
- ΔQ_{ger} = perdas de potência no gerador elétrico;
- ΔQ_{turb} = perdas internas e mecânicas na turbina;
- ΔQ_{cond} = perdas de calor com a água de refrigeração no condensador da turbina;
- ΔQ_{tub} = perdas de calor no meio ambiente através das tubulações, entre o gerador e a turbina;
- ΔQ_{cald} = perdas de calor na caldeira.

Já o rendimento bruto das centrais termelétricas (sem considerar o consumo próprio de eletricidade) pode ser calculado pela razão da potência elétrica produzida pelo gerador e o consumo total de calor, como mostra as equações (65) e (66):

$$\eta_{CTE} = \frac{W_{elet}}{Q_{CTE}} \quad (65)$$

ou então:

$$\eta_{CTE} = \frac{E_a}{Q_{CTE'}} \quad (66)$$

onde:

- E_a = produção anual de energia elétrica;
- $Q_{CTE'}$ = consumo anual de energia do combustível (que é dado pelo produto da vazão de combustível pelo seu poder calorífico).

Com relação ao rendimento total das centrais termelétricas, este pode ser obtido pelo produto dos rendimentos dos diferentes componentes de uma central termelétrica, podendo ser obtido por (67):

$$\eta_{CTE(total)} = \eta_{caldeira} \times \eta_{tubulação} \times \eta_{grupo\ turbogenerator} \quad (67)$$

Detalhando mais tal equação e igualando-a ao rendimento bruto obtido acima, tem-se a seguinte equação:

$$\eta_{CTE(total)} = \frac{W_{elet}}{Q_{CTE}} = \frac{Q_{caldeira}}{Q_{CTE}} \times \frac{Q_{grupo\ turbogenerador}}{Q_{caldeira}} \times \frac{W_{elet}}{Q_{grupo\ turbogenerador}} \quad (68)$$

onde:

- $\eta_{CTE(total)}$ = rendimento total da central termelétrica;
- $Q_{caldeira}$ = energia fornecida à água de alimentação para sua conversão em vapor superaquecido = energia do vapor que sai da caldeira;
- Q_{CTE} = energia liberada durante a combustão do combustível;
- $Q_{grupo\ turbogenerador}$ = Energia do vapor que chega no grupo turbogenerador.

Na prática, alguns valores típicos do rendimento dos componentes de uma central termelétrica a vapor são:

- $\eta_{caldeira}$ = 87 a 95%
- $\eta_{tubulação}$ = 98 a 99%
- $\eta_{grupo\ turbogenerador}$ = 42 a 45%

A partir dos cálculos apresentados para o rendimento e dos diferentes tipos de perdas mencionados, sabe-se que as perdas nas tubulações (ΔQ_{tub}) são extremamente pequenas e quase irrelevantes para os valores a serem obtidos no rendimento. No entanto, pode-se considerar que as perdas no grupo turbogenerador (representada na equação (63) por ΔQ_{cond}) são as mais impactantes para o rendimento de uma central elétrica de condensação já que tal perda refere-se a fonte fria, alcançando um valor que representa de 45 a 50% de todo o calor gasto. Cabe ressaltar que o rendimento de uma central elétrica de condensação moderna é calculado pelas equações (67) e/ou (68) e varia na faixa $35,8\% \leq \eta_{CTE} \leq 42,32\%$.

As Figuras 31a e 31b mostram os diagramas de Sankey correspondentes ao balanço energético e exerético de uma central a vapor. Tais diagramas tem por função mostrar graficamente como a energia ou a exergia química sofre a conversão de uma forma de energia em outras nos diferentes equipamentos que se encontram presentes no ciclo, mostrando também todas as perdas associadas ao processo. A primeira figura, referente ao balanço energético, deixa claro que o condensador é o responsável pela maior perda do ciclo, rejeitando muito calor ao meio ambiente. Nela também é possível observar que as perdas geradas pela caldeira e pelo condensador são extremamente pequenas se comparadas as perdas provindas do condensador. Já a figura 31b, que mostra o diagrama do balanço exerético, observa-se que o condensador é responsável por pequenas perdas quando comparado as perdas que ocorrem na superfície da caldeira, onde o processo de combustão e de transferência de calor entre os gases quentes e o fluido de trabalho são os principais responsáveis por este fato.

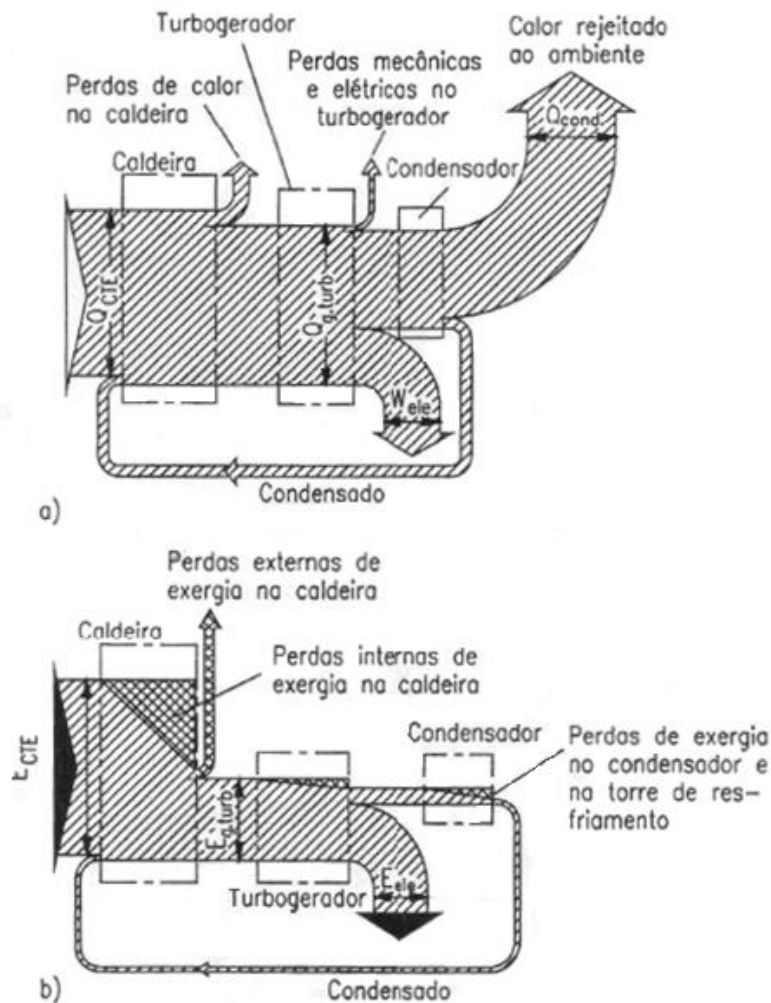


Figura 31. Diagrama de Sankey do balanço energético (Figura 31a) e exergético (Figura 31b) respectivamente, de uma central termelétrica com ciclo a vapor. (Fonte: adaptado de Szargut, J. & Ziebipk, A. Podstawy energetyki cieplnej, 1998, com autorização de Wydawnictwo Naukowe PWN).

5.1.3 Ciclos a vapor com reaquecimento

Em centrais termelétricas de grande porte, o reaquecimento e o aquecimento regenerativo são métodos utilizados com grande frequência a fim de conseguir uma maior eficiência. O reaquecimento do vapor, após este se expandir e realizar trabalho na turbina de alta pressão, pode gerar um aumento no rendimento através do restabelecimento da temperatura inicial do vapor. Apesar de contribuir para um aumento da eficiência, a implementação do processo de reaquecimento provoca um consumo adicional de combustível e gera necessidade de instalações adicionais de tubulações de vapor entre a turbina e a caldeira e de novas superfícies de aquecimento, o que acaba gerando altos custos. Por este e outros fatores, o reaquecimento acaba sendo utilizado somente em unidades de potência média e alta (normalmente com mais de 100MW), já que em pequenas unidades ter-se-ia um prejuízo técnico-financeiro em sua aplicação.

O esquema de reaquecimento pode ser feito em uma única etapa (também conhecido como reaquecimento simples) ou em duas etapas (ou reaquecimento duplo). O mais comum, que é usado principalmente em unidades de baixa e média capacidade, é o reaquecimento em uma etapa, que é mostrado na Figura 32a, sendo o processo 2-3 a etapa do reaquecimento e as siglas TAP e TBP referem-se a turbina de alta e baixa pressão, respectivamente. Pelo diagrama de Mollier apresentado na Figura 32b que mostra a entalpia específica (ou “h” medido em KJ/Kg) em função da entropia específica (ou “s” em KJ/Kg.K), percebe-se que no processo 2-3 houve um grande aumento na temperatura e também na entalpia do sistema, passando de 3050 KJ/Kg para 3700 KJ/Kg.

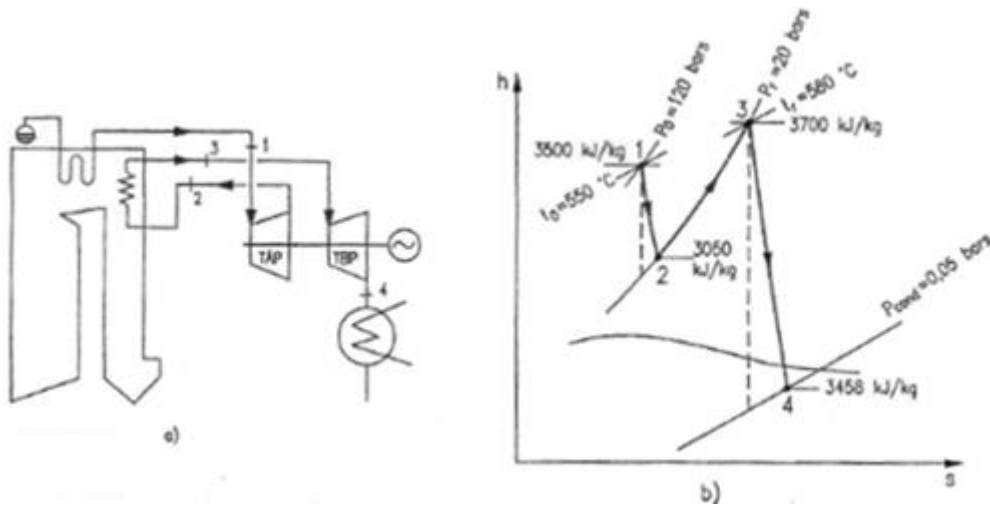


Figura 32.a e 32.b. Esquema de central termelétrica com reaquecimento em uma etapa (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Já em unidades de alta capacidade, geralmente emprega-se o reaquecimento intermediário em duas etapas, devido a maior viabilidade econômica. Este pode ser visualizado na Figura 33a (sendo TBP, TMP e TAP as turbinas de baixa, média e alta pressão, respectivamente), onde os processos 2-3 e 4-5 correspondem à primeira e segunda etapa de reaquecimento. Pelo Diagrama da Figura 33b, pode-se ver que no processo 2-3 também houve um aumento da entalpia (de 2986 KJ/Kg para 3630 KJ/Kg) seguido depois de uma queda de 580 KJ/Kg na própria entalpia na etapa 3-4.

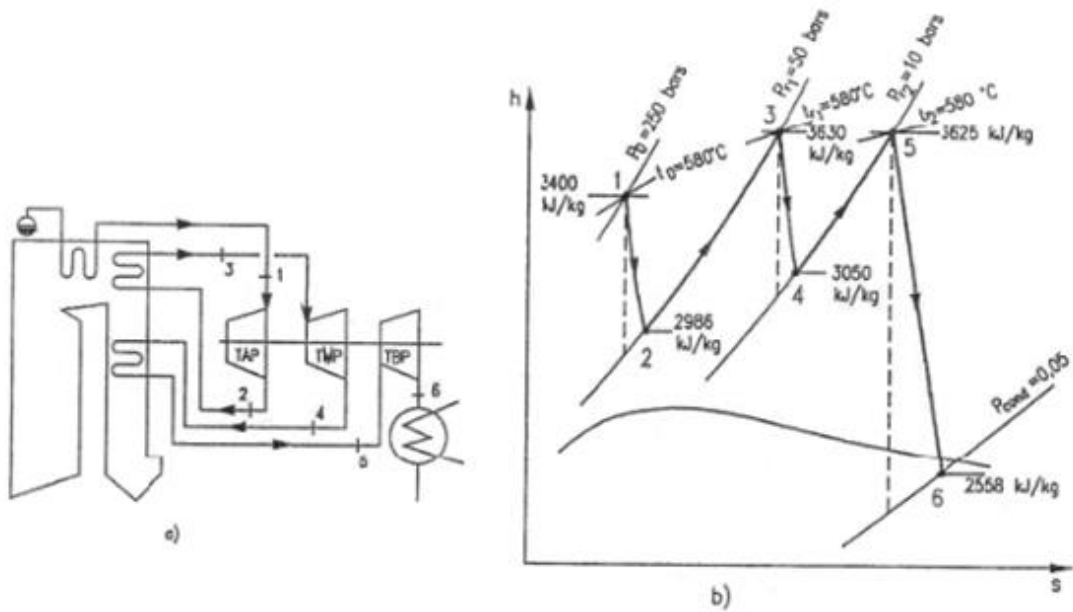


Figura 33.a e 33.b. Esquema de central termelétrica com reaquecimento em duas etapas (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

A Figura 34 demonstra graficamente a dependência existente entre a redução no *heat rate* (ou consumo específico), que é extremamente proporcional ao aumento da eficiência, em uma central termelétrica que se usa uma única etapa de reaquecimento, e os parâmetros do vapor (temperatura e pressão do vapor antes da turbina e temperatura do vapor reaquecido) para a melhor pressão possível de reaquecimento. Analisando-a, é possível notar que para uma temperatura do vapor entre 593 e 621°C e com pressão de 30 Mpa, a redução máxima do *heat rate* é de cerca de $6,5\%$, o que mostra uma grande melhoria no rendimento da central.

Com relação a Figura 35, observando-se os mesmos parâmetros de operação que foram analisados na Figura 34, porém agora tratando-se de uma central termelétrica com reaquecimento em duas etapas, é possível ver uma redução do *heat rate* ainda maior, garantindo uma melhor eficiência. Para as mesmas condições observadas anteriormente (temperatura do vapor entre 593 e 621°C e com pressão de 30 Mpa), o valor da redução do *heat rate* foi cerca de $8,5\%$. Isso evidencia a importância da implementação do processo de reaquecimento em centrais a vapor, mesmo apresentando alguns gastos financeiros (como discutido anteriormente).

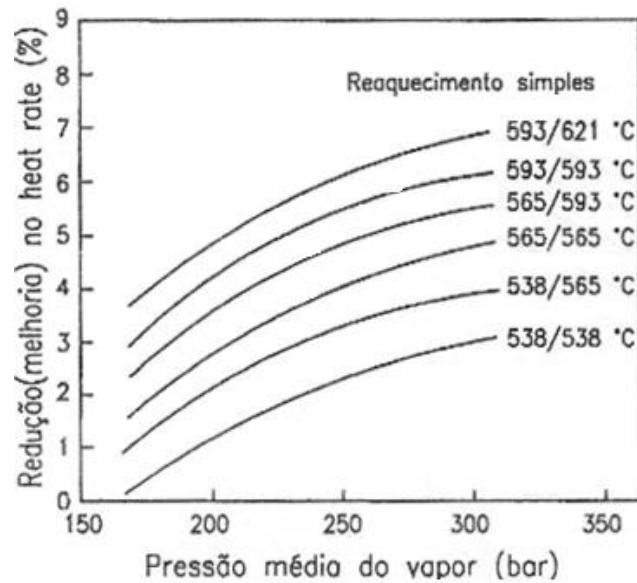


Figura 34. Redução do heat rate durante o reaquecimento em uma etapa para diferentes parâmetros do vapor (Fonte: adaptado do cap. 11 do livro Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação como cortesia da Siemens).

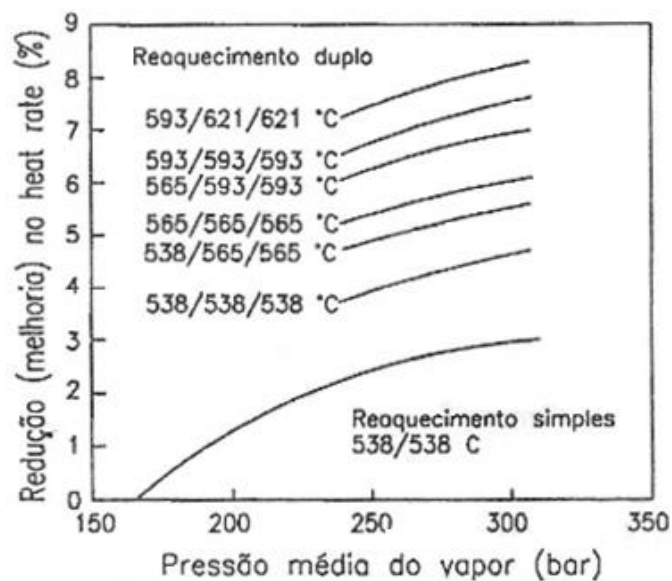


Figura 35. Redução do heat rate durante o reaquecimento em duas etapas para diferentes parâmetros do vapor (Fonte: adaptado do cap. 11 do livro Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação como cortesia da Siemens).

5.1.4) Ciclo a Vapor com Aquecimento Regenerativo

A princípio, o processo de aquecimento regenerativo poderia ser tratado como um processo de produção combinada de calor e eletricidade (ou cogeração), uma vez que o consumidor de calor é a água de alimentação do próprio ciclo. Resumidamente, tal processo trata-se do uso do vapor das extrações da turbina para posteriormente aquecer o condensado que alimenta as caldeiras a vapor.

O aquecimento regenerativo é utilizado nos esquemas de todas as centrais termelétricas pelo fato de aumentar muito o rendimento do ciclo a vapor. Para escolher a temperatura final de aquecimento da água de alimentação, avalia-se qual seria o aumento da eficiência do ciclo e quais os custos a serem investidos com equipamentos – mais especificamente, aquecedores. Com isso, verifica-se esta temperatura ideal através de uma análise técnico-econômica bastante detalhada. Normalmente, para uma central termelétrica que apresenta parâmetros médios do vapor, a temperatura da água de vapor é estabelecida na faixa de 150 a 170°C. Já no caso de centrais de altos parâmetros, tal temperatura fica em uma faixa de 225 a 275°C.

A Figura 36 ilustra graficamente a ocorrência de uma redução da vazão de vapor que chega ao condensador e a redução das correspondentes perdas na fonte fria, além do aumento da temperatura média termodinâmica de fornecimento de calor ao ciclo. Verifica-se que em um ciclo convencional o calor da fonte quente é fornecido de uma faixa que se inicia em $t^{\text{conv}}_{\text{a.alim}}$ até atingir a temperatura t_0 . Para o caso do ciclo com aquecimento regenerativo, esta faixa de temperatura (de $t^{\text{reg}}_{\text{a.alim}}$ até t_0) é mais estreita e mais elevada, garantindo que seja fornecido menos calor na fonte quente em uma maior temperatura. Dessa forma, conclui-se que a temperatura média termodinâmica de fornecimento de calor, no ciclo com reaquecimento intermediário T^{reg}_{1m} , é maior que no ciclo convencional T^{conv}_{1m} .

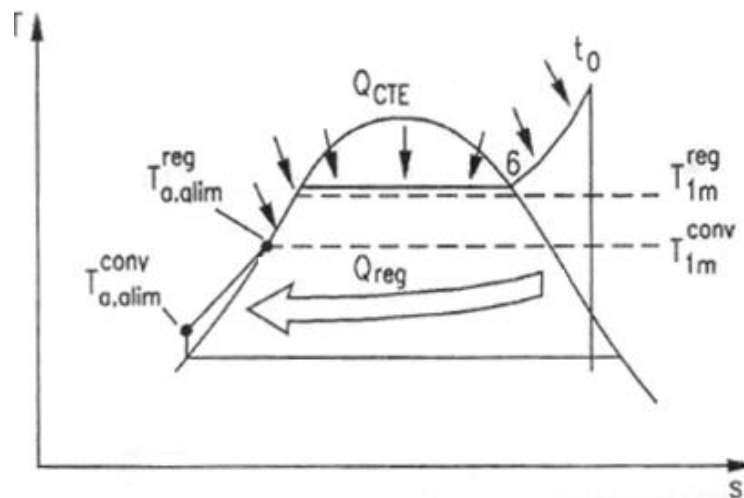


Figura 36. Fundamentação termodinâmica do aumento da eficiência em ciclos a vapor com aquecimento regenerativo (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Nesses tipos de centrais, quanto maior trabalho de vapor que sai pelas extrações em comparação com o do vapor que chega ao condensador, maior será o efeito do aquecimento regenerativo no acréscimo da eficiência da central termelétrica. Todas as vezes em que o número de extrações (e de aquecedores) é ampliado em um sistema de aquecimento regenerativo, o valor da entalpia da água de alimentação que é correlacionado ao máximo da eficiência do grupo turbogerador, desloca-se para a direita como é apresentado na Figura 37, a qual mostra dados correspondentes a uma instalação com $p_0 = 12,7\text{MPa}$, $t_0 = 565^\circ\text{C}$ e $p_{\text{cond}} = 0,0039\text{MPa}$. Na mesma, Z é o número total de aquecedores regenerativos

e percebe-se que em cada etapa adicional de regeneração produz um menor aumento da eficiência. Isso pode ser claramente observado se comparar o acréscimo de quando se passa de 8 para 9 extrações com o de 2 para 3 extrações, sendo o segundo acréscimo mencionado muito maior que o primeiro. Para cada um dos valores de Z nas respectivas curvas correspondentes, pode-se explicar o máximo característico na eficiência da seguinte forma: o aumento da temperatura da água de alimentação é obtido aumentando a vazão do vapor através das extrações, o que simultaneamente diminui o trabalho total realizado pelo vapor na turbina.

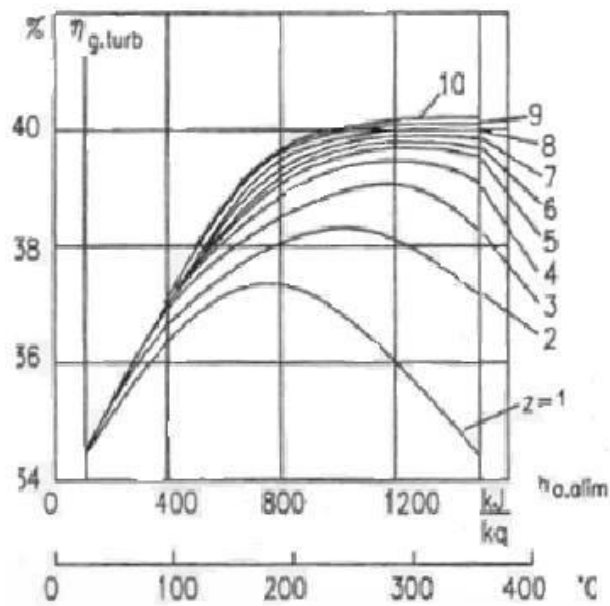


Figura 37. Dependência entre a eficiência do grupo turbogerador, a entalpia da água de alimentação e o número de extrações para o aquecimento regenerativo (Fonte: Elizarov,1981).

Apenas como observação, se forem comparados dois grupos turbogeradores de mesma potência, sendo um deles puramente de condensação e o outro com aquecimento regenerativo, conclui-se que o consumo de vapor do segundo é maior devido ao vapor das extrações expandir-se somente de forma parcial na turbina.

Com relação aos aquecedores regenerativos, este pode receber duas diferentes classificações, conforme seu princípio de operação, sendo essas:

- **de mistura:** o aquecimento da água ocorre pelo contato direto com o vapor, até que a água atinja a temperatura de saturação. Neste tipo de sistema, há necessidade de dispor de uma bomba após cada aquecedor, sendo que uma parte de tais bombas opera com água a temperaturas elevadas (com pressão no aquecedor igual a pressão de vapor de extração de aquecimento). Tais fatos são vistos como as principais desvantagens dos aquecedores regenerativos de misturas por deixar o sistema menos confiável e consumir mais energia.

- **de superfície:** a troca de calor acontece por meio das paredes dos tubos de um trocador de calor e a água circula pelo interior dos tubos e vapor pelo lado externo dos mesmos (carcaça).

Além disso, após determinar a classificação e o número de aquecedores a serem utilizados, faz-se necessário determinar o destino do condensado do vapor das extrações nos aquecedores de superfície. Sendo assim, os esquemas de aquecimento regenerativo podem ser:

- **com bombas de drenagem em cada aquecedor:** em virtude da mistura da drenagem com o condensado ocorrer no ponto em que a diferença de temperatura entre os fluidos é mínima (sendo a irreversibilidade do processo de mistura mínima também), é considerado o método mais eficiente de todos. A Figura 38 ilustra tal esquema, sendo as siglas utilizadas: GE = gerador elétrico; C = condensador; A = aquecedor; BD = bombas de drenagem; BC = bomba de condensado; BA = bomba de alimentação; CV = caldeira de vapor; TV = turbina de vapor.

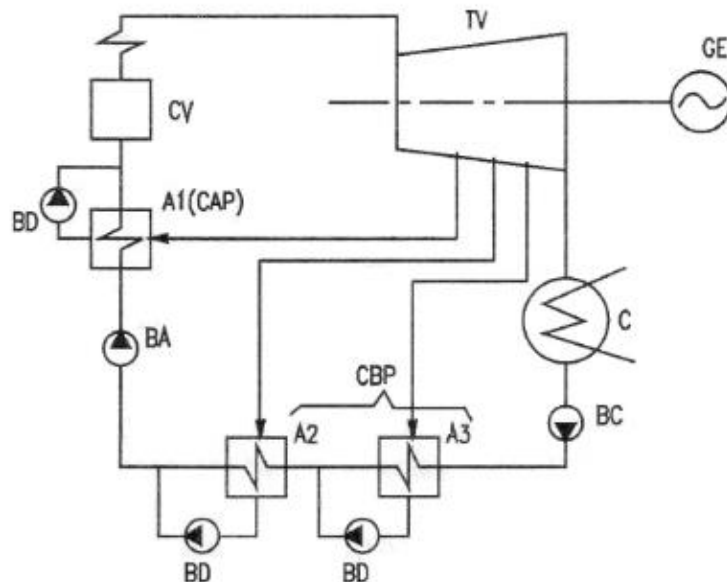


Figura 38. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação de drenagem por bombas (Fonte: Lora & Nascimento,2004).

- **com derivação em cascata de drenagem:** o condensado se movimenta para os aquecedores que apresentam menor pressão e posteriormente vai para o condensador. Na Figura 39 é possível ver este esquema e perceber que nas linhas de derivação são instalados purgadores de condensado (PC), que tem por função aumentar consideravelmente o nível de condensado nos aquecedores. Este é um processo de baixo custo por não utilizar bombas de drenagem, porém é pouco eficiente quando comparado com outros esquemas (devido a drenagem de alto potencial térmico ser derivada para um aquecedor de menor potencial).

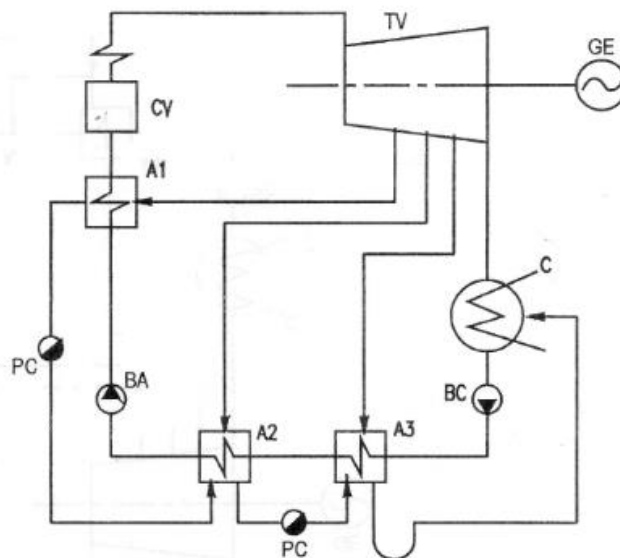


Figura 39. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação em cascata de drenagem (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

- **esquema combinado da derivação da drenagem:** apresenta uma eficiência intermediária quando comparado aos dois anteriormente apresentados. Neste, ocorre uma perda de calor considerável pelo fato de evitar-se a derivação final para o condensador. A Figura 40 mostra este esquema.

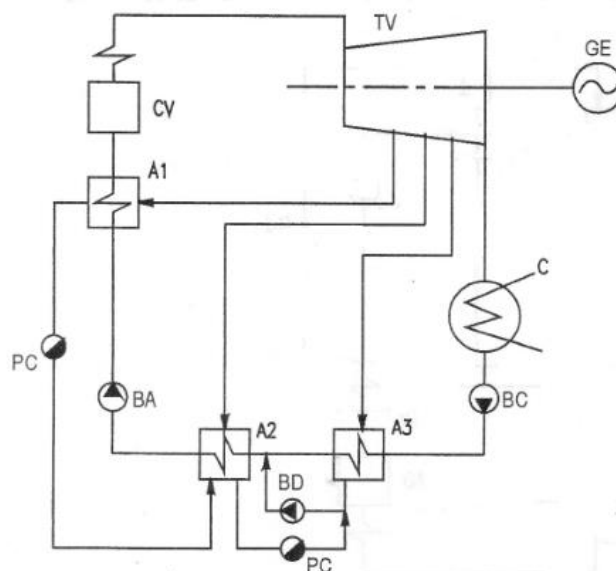


Figura 40. Esquema térmico de uma central termelétrica com aquecimento regenerativo e derivação combinada da drenagem (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

Entre todos os esquemas de aquecimento regenerativo, o mais comum entre as centrais termelétricas inclui o desaerador como uma etapa adicional de aquecimento, conforme Figura 41. Os

aquecedores de alta pressão (AAP) estão inseridos após a bomba de alimentação (BA), já os aquecedores de baixa pressão (ABP) são localizados entre a bomba de alimentação e a bomba de condensado (BC).

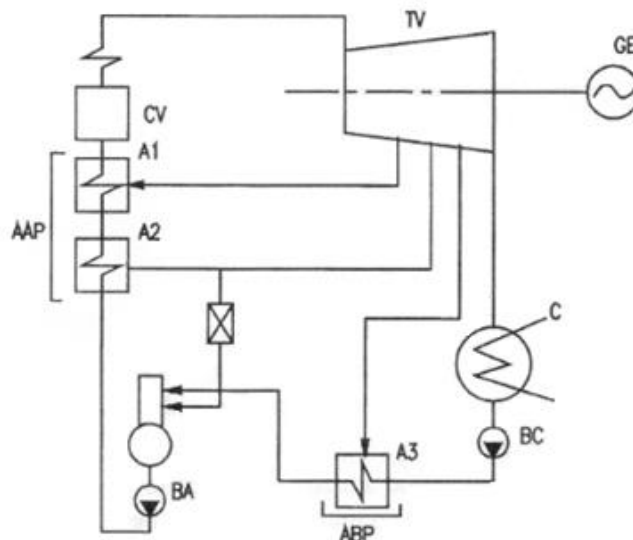


Figura 41. Esquema de aquecimento regenerativo com desaerador (Fonte: Lora & Nascimento, 2004).

No entanto, os esquemas acima ficam mais na teoria do que na prática, uma vez que os esquemas térmicos reais dos ciclos com aquecimento regenerativo são mais complexos, possuindo um maior número de equipamentos como várias tubulações e trocadores de calor adicionais que assumem função de recuperar a energia residual do vapor utilizado nos selos terminais da turbina e para a selagem das válvulas. Na Figura 42 tem-se um esquema que demonstra melhor a realidade, sendo: TV = turbina de vapor; G = gerador; BA = bomba de alimentação; C = condensador; BC = bombas de condensado; E = ejetor principal; RE = resfriador do ejetor principal; ES = ejetor de selos; RES = resfriador do ejetor de selos; AS = aquecedor de selos; A1-A4 = aquecedores; RC = resfriador de condensado; D = desaerador.

O ejetor de selos succiona o vapor das câmaras extremas dos selos a e b, enviando o mesmo para o resfriador do vapor dos selos (RVS, o qual não aparece na Figura 42). Verifica-se que uma parcela do vapor de alta pressão usado na selagem da turbina é enviada por c e d até os aquecedores A4 e A2. Observa-se também a maneira com que é feita a recuperação da energia residual do vapor usado no ejetor principal E, através do resfriador do ejetor principal (RE).

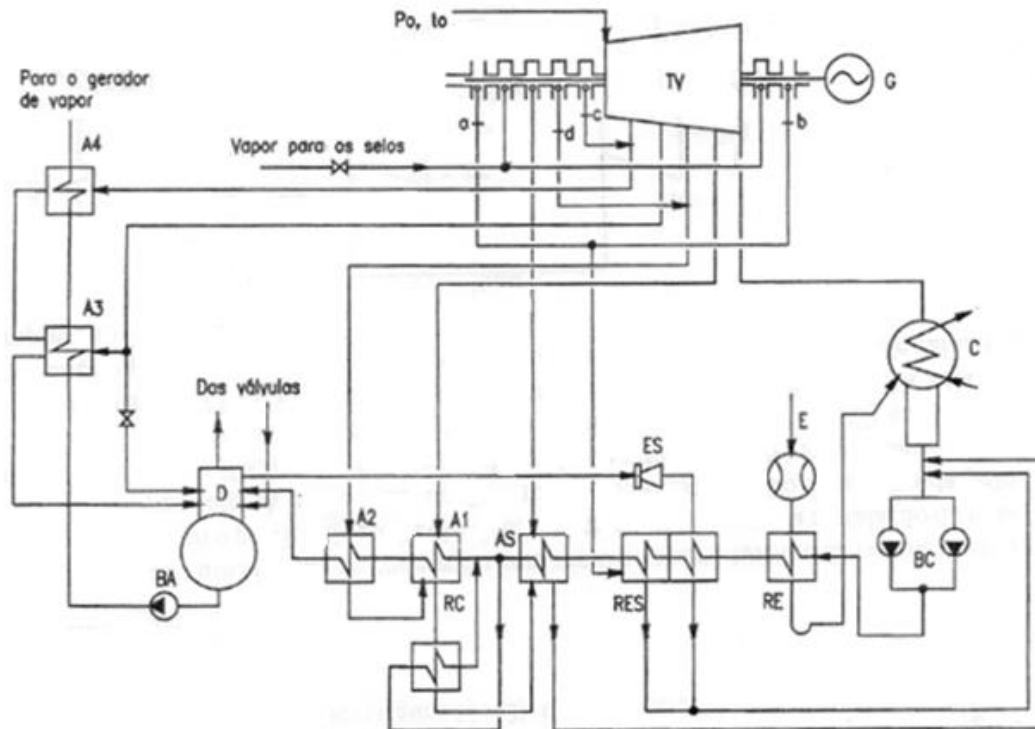


Figura 42. Esquema térmico de uma instalação de turbinas com a utilização dos escapes de vapor através dos selos terminais da turbina e dos selos das válvulas (Fonte: adaptado de Trubilov et al., 1985).

5.2) Centrais Termelétricas de ciclo simples com turbina a gás

Nesta parte do trabalho serão apresentados, inicialmente, detalhes das usinas termelétricas que utilizam turbinas a gás de ciclo simples que fazem uso de dispositivos térmicos, como o trocador de calor, sistemas de resfriamento do ar da entrada, *intercooler* e sistemas de injeção de água e vapor. Tais dispositivos promovem uma otimização do desempenho das unidades termelétricas.

Posteriormente, serão apresentados alguns detalhes das unidades que utilizam o ciclo combinado de geração.

5.2.1) Ciclo de turbinas a gás com regeneração

O ciclo regenerativo de uma turbina a gás ideal é composto por: compressor, trocador de calor. O funcionamento, teoricamente, é simples: o calor rejeitado pelos gases que movimentam a turbina chega ao trocador de calor e aquece o ar que sai do compressor, antes que este chegue à câmara de combustão. O aquecimento do ar tem a finalidade de reduzir o uso de combustível no interior da câmara de combustão. Este processo resulta em um aumento da eficiência térmica do ciclo mas, ao mesmo tempo, a potência pode diminuir em cerca de 10% (propositado pela queda de pressão no trocador de calor).

A Figura 43 contém o esquema de um ciclo de turbina a gás com trocador de calor (regenerativo).

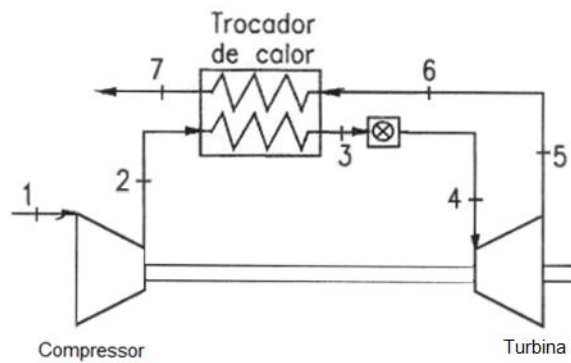


Figura 43. Esquema do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração (Fonte: adaptado de Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

As Figuras 44 e 45 ilustram as curvas de eficiência térmica e de trabalho específico, respectivamente, para o ciclo regenerativo ideal. Ambas as curvas são em função da razão de compressão para diferentes temperaturas de entrada da turbina (TET).

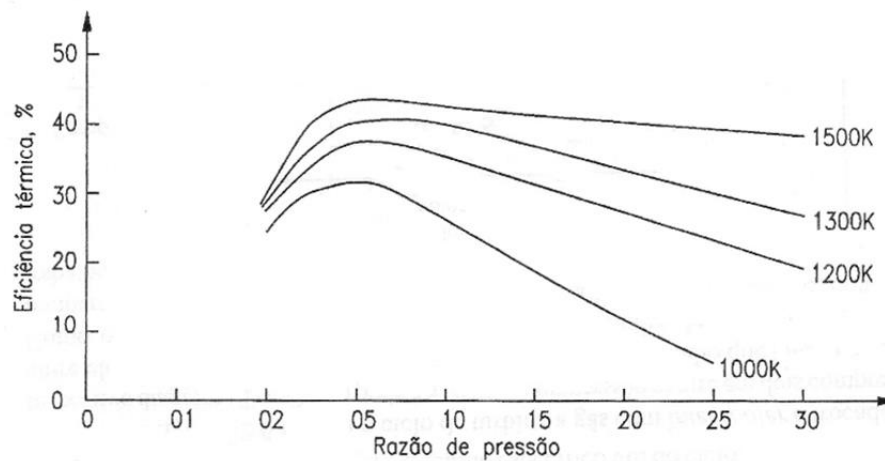


Figura 44. Eficiência térmica do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração em função da razão de compressão para diferentes temperaturas de entrada da turbina (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

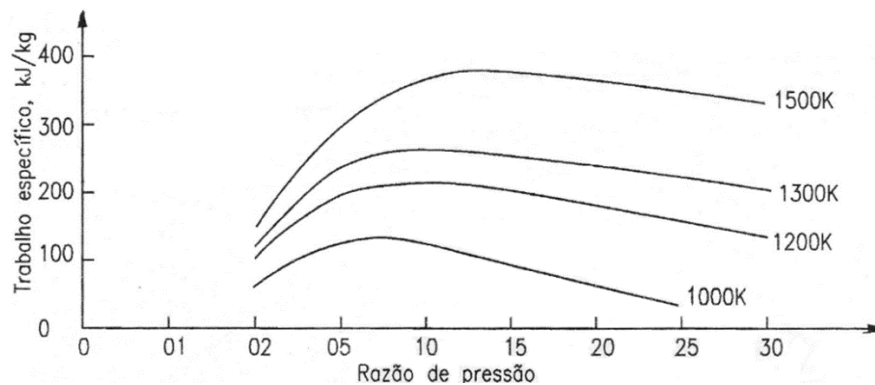


Figura 45. Trabalho específico útil do ciclo ideal de turbinas a gás com regeneração em função da razão de compressão para diferentes temperaturas de entrada da turbina (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Analisando a Figura 44, a eficiência dos ciclos regenerativos é máxima para baixos valores de razão de pressão. Por exemplo, com a temperatura de entrada da turbina em 1200 K, a eficiência térmica máxima será de aproximadamente 36% para uma razão de pressão igual a 6. Já para uma TET de 1300 K, o máximo valor da eficiência é de aproximadamente 40% para razão de pressão 8.

A Figura 45 mostra a variação de trabalho específico também para diferentes temperaturas de entrada da turbina e em função da razão de pressão. Vemos que, para TET de 1200 K, o trabalho específico útil máximo é de aproximadamente 220 kJ/kg e ocorre com razão de pressão 10. Já para TET de 1300 K, o trabalho específico útil é de 260 kJ/kg e razão de pressão 9.

A análise das figuras 44 e 45 permite-nos constatar que, para alta razão de pressão, o ciclo regenerativo da turbina a gás não tem vantagem sobre o ciclo simples.

5.2.2) Ciclos de turbinas a gás com resfriamento e recuperação

A principal diferença entre o ciclo de turbinas a gás com resfriamento e recuperação para o ciclo a gás com regeneração (apresentado anteriormente) é o uso do *intercooler* combinado com o trocador de calor regenerativo. Essa topologia de sistema tem como objetivo aumentar a eficiência térmica e também o trabalho específico útil do ciclo. A inserção do *intercooler* no sistema promove uma redução no trabalho de compressão. Desta forma, o trabalho específico útil do ciclo é ampliado.

Como mostrado na Figura 46, este sistema apresenta dois compressores, intercooler, trocador de calor e turbina. A compressão ocorre em dois compressores e o intercooler é posicionado entre eles (pontos 2-3 da figura), ocasionando a redução da temperatura do fluido de trabalho que entra no segundo compressor (ponto 3). Visto que o trabalho de compressão é dado em função da temperatura de entrada do fluido de trabalho, a diminuição da temperatura do fluido ocasiona uma diminuição no trabalho de compressão e, por conseguinte, o incremento do trabalho específico útil do ciclo.

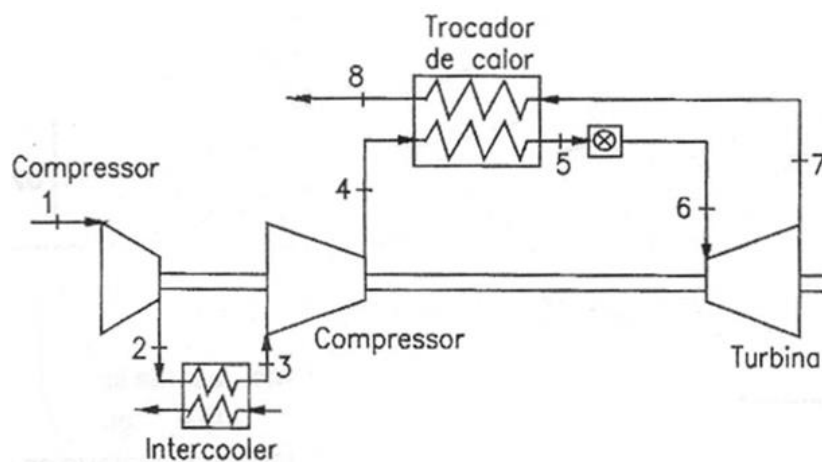


Figura 46. Esquema do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação (Fonte: adaptado de Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Como visto anteriormente, parte do calor que seria rejeitado para a atmosfera (pontos 7-8 da Figura 55) é recuperado pelo trocador de calor e utilizado para pré-aquecer o ar à saída do compressor (pontos 4-5, Figura 46). Esse processo faz com que ocorra uma redução na quantidade de combustível usado e, por consequência, um aumento da eficiência térmica do ciclo.

A seguir, a Figura 47 ilustra a variação térmica do ciclo analisado em função da temperatura de entrada da turbina (TET) e da razão de pressão. A eficiência térmica é incrementada com o aumento da razão de pressão até um determinado ponto e, daí em diante, permanece constante durante uma faixa de valores para razão de pressão e depois volta a diminuir, pelo efeito do aumento da queda de pressão no regenerador.

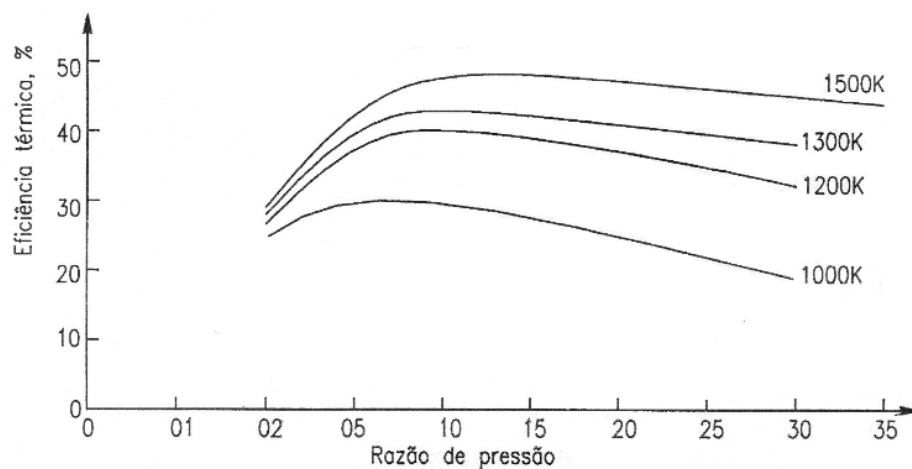


Figura 47. Eficiência térmica do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação, em função da razão de compressão e diferentes TET (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Na Figura 48 verifica-se que o trabalho específico útil se comporta da mesma forma em função da razão de pressão: atinge altos valores, permanece constante para uma faixa da razão de pressão e depois tem uma pequena queda. Esta queda é muito menor que a do ciclo regenerativo, visto que o intercooler presente no sistema em questão reduz o trabalho de compressão. À vista disso, máximos valores de trabalho específico útil são obtidos para razões de pressão baixas.

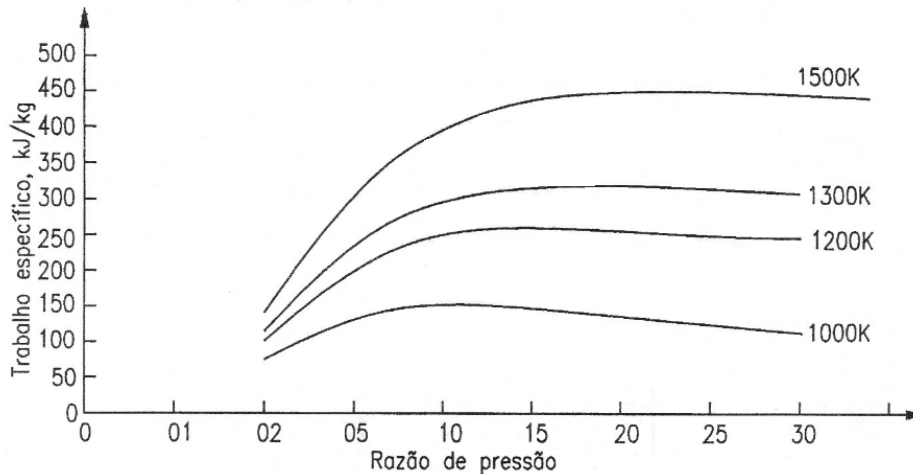


Figura 48. Trabalho específico útil do ciclo ideal de turbinas a gás com resfriamento e recuperação, em função da razão de compressão e diferentes TET (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

O domínio do conhecimento sobre o ciclo de turbinas a gás com resfriamento e recuperação permite escolher, para projetos de turbinas a gás, valores maiores de eficiência e trabalho específico útil. Já o ciclo simples não permite esta opção, tendo o projetista que escolher entre maior eficiência ou maior trabalho específico útil.

5.2.3) Ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor e água

O ciclo de turbina a gás com injeção de vapor opera da seguinte forma: o vapor d'água é injetado no ponto de saída do compressor, aumentando a vazão mássica através do expensor da turbina, resultando em aumento do trabalho produzido. Apesar deste aumento, o trabalho necessitado pelo compressor continua o mesmo. Portanto, o trabalho útil do ciclo aumenta. A caldeira de recuperação gera o vapor aproveitando a energia dos gases de exaustão da turbina. Estudos e trabalhos práticos tem mostrado que o vapor gerado na caldeira de recuperação tem necessidade de ser 4bar acima da pressão do compressor e estar na mesma temperatura do ar que sai do compressor. A Figura 49 mostra o esquema de uma turbina a gás com injeção de vapor e água.

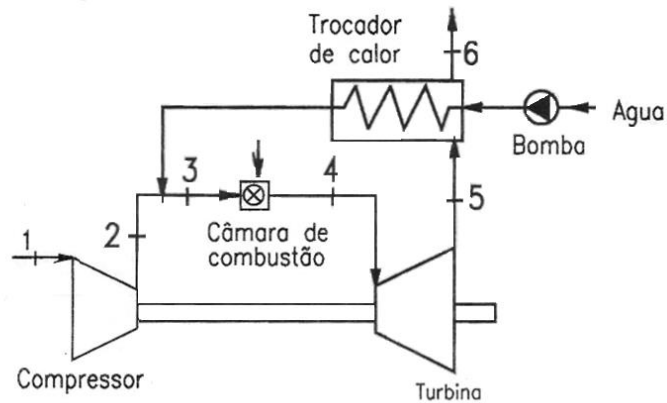


Figura 49. Esquema do ciclo de turbina a gás com injeção de vapor (Fonte: Boyce, 1982).

Um importante ponto positivo deste ciclo é que a injeção de vapor ocasiona uma redução na emissão de NO_x , que é um dos responsáveis pela chuva ácida, resultando em vantagens para os problemas de poluição.

A potência específica do ciclo apresenta um ganho significativo devido à injeção de vapor. A eficiência térmica global também apresenta um ganho, ainda que moderado. Os efeitos sobre o rendimento térmico da taxa de injeção de vapor β e da temperatura de entrada da turbina são mostrados nas Figuras 59 e 60 (Boyce, 1982). Com aproximadamente 5% de injeção (base mássica) e temperatura de entrada da turbina igual a 982 °C, a uma razão de pressão igual a 18,5, observa-se um aumento de 34% na potência líquida e um aumento de 21% na eficiência do ciclo em comparação com o ciclo sem injeção. Leva-se em conta, para este caso, que o vapor injetado é injetado a uma pressão de 4 bar acima da pressão do compressor, e que o vapor é em sua totalidade gerado pela recuperação dos gases de escape da turbina, que apresenta energia suficiente para atingir esses valores.

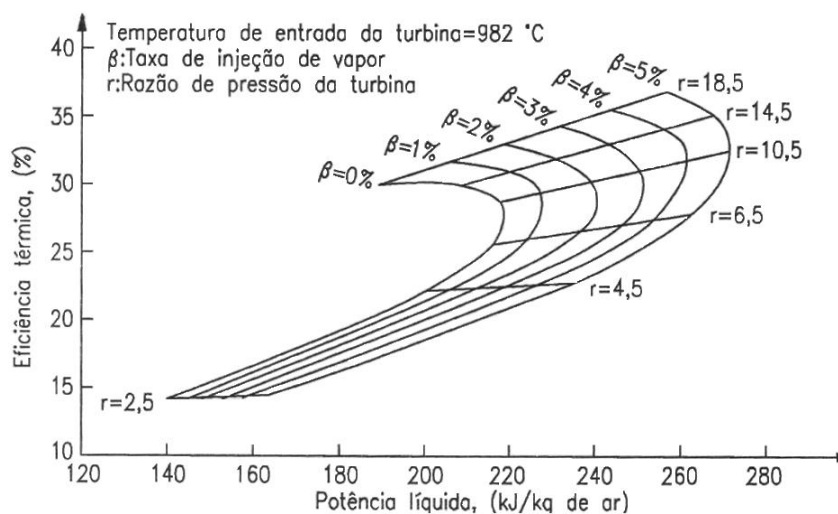


Figura 50. Turbinas a gás com injeção de vapor – efeito da razão de pressão e da taxa de injeção de vapor (Fonte: Boyce, 1982).

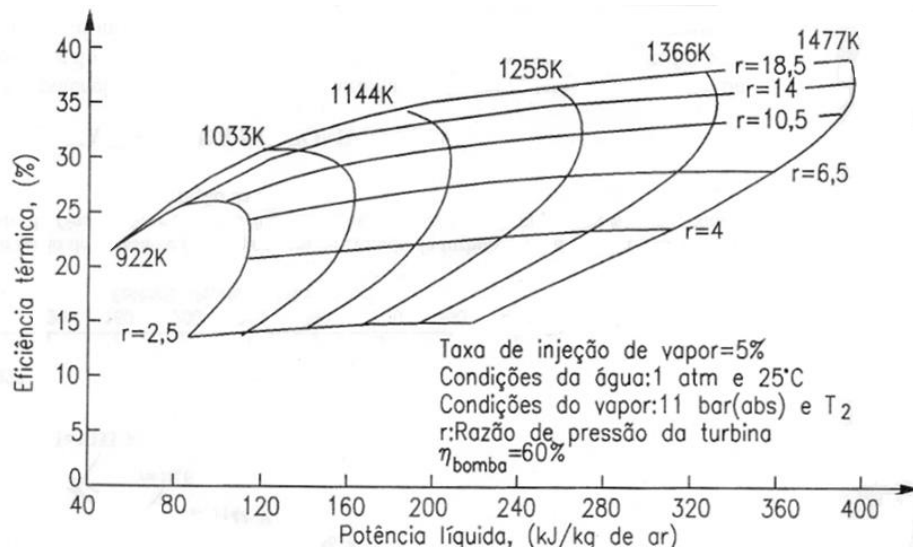


Figura 51. Turbinas a gás com injeção de vapor: efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada da turbina (Fonte: Boyce, 1982).

O baixo nível de produção de óxidos de nitrogênio (NO_x) é uma das vantagens do ciclo com injeção a vapor. Devido à injeção de vapor no difusor na câmara de combustão ocorre um baixo nível de emissão de nitrogênio, gerando uma mistura regular de vapor e ar. Essa mistura uniforme diminui a quantidade de oxigênio necessário na mistura do combustível e aumenta sua capacidade calorífica, diminuindo a temperatura no setor de combustão e, por consequência, a formação de NO_x .

O ciclo regenerativo com injeção de água apresenta maior eficiência à baixa razão de pressão do que o ciclo com injeção de vapor apresentado anteriormente. A Figura 52 mostra o ciclo regenerativo com injeção de água.

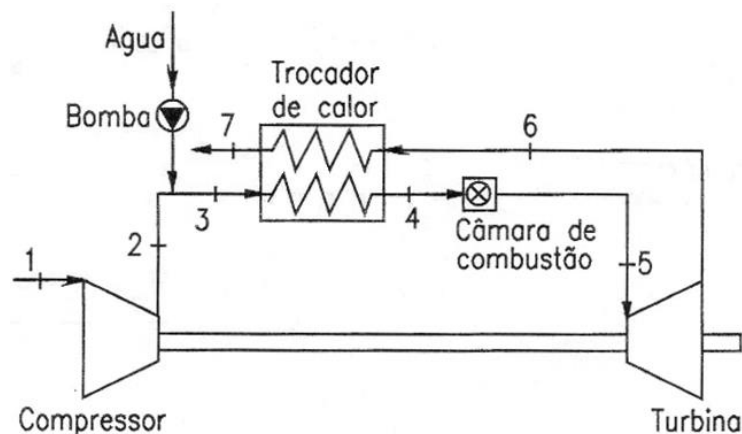


Figura 52. Ciclo regenerativo com injeção de água (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

As curvas de desempenho para vários valores de taxa de injeção de água e temperatura da turbina são mostradas nas Figuras 53 e 54 (Boyce, 1982). Novamente neste caso, como é no ciclo com injeção de vapor, a água injetada apresenta 4 bar acima da pressão de descarga do compressor.

A corrosão no regenerador devido à presença de água é o problema mais encontrado neste sistema. Outro problema é que o regenerador tem a propensão de desenvolver pontos quentes quando não estiver totalmente limpo, podendo o mesmo incendiar-se. Este problema pode ser resolvido com um projeto de adequação do regenerador. O grau de emissão de NOx deste ciclo atinge baixos níveis.

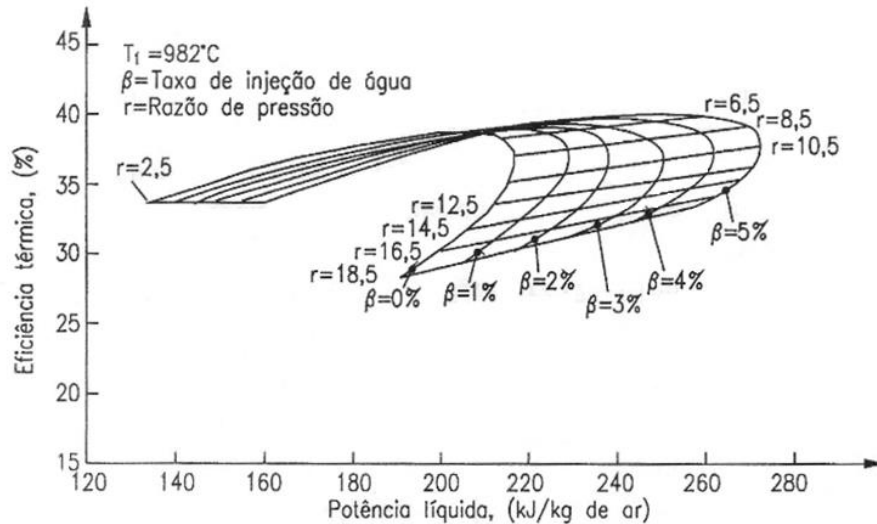


Figura 53. Efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada na turbina – TET para diferentes taxas de injeção de água (Fonte: Boyce, 1982).

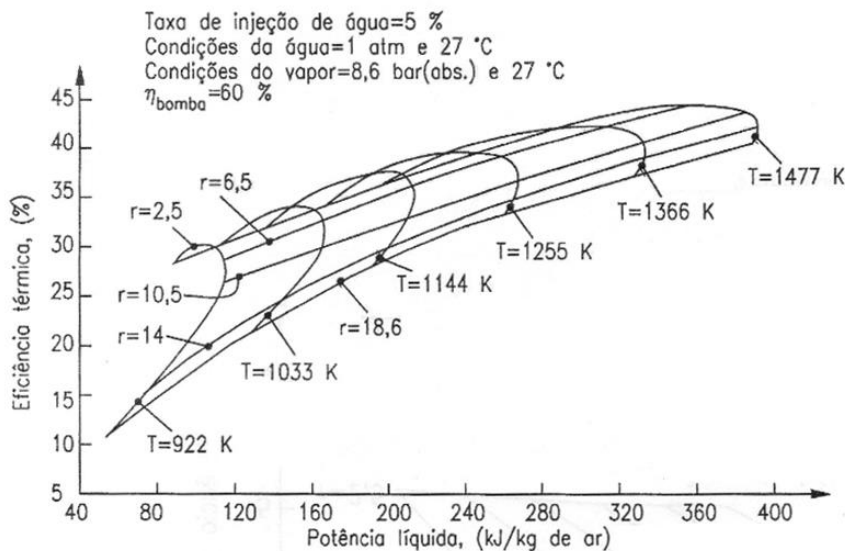


Figura 54. Efeito da razão de pressão e da temperatura de entrada na turbina – TET para uma taxa fixa de injeção de água (Fonte: Boyce, 1982).

5.2.4) Resfriamento do ar na entrada do compressor

A temperatura ambiente do ar na entrada do compressor, como já abordado, influencia a eficiência térmica e a potência elétrica gerada pelas turbinas a gás. Isso ocorre porque o aumento na temperatura ambiente tem como consequência a redução da massa específica do ar, diminuindo assim a vazão de ar que entra e aumentando a potência consumida pelo compressor.

Há diferentes formas de se diminuir a perda de potência elétrica da turbina devido à elevação da temperatura ambiente. Por exemplo, o resfriamento corporativo faz com que ar de entrada seja resfriado na medida em que se evapora a água, podendo esta ser injetada por bocais que a pulverizam em gotas. O nível de umidade do ar determina o limite deste sistema. Portanto, a diminuição de temperatura depende diretamente das circunstâncias da umidade do ambiente.

O esquema de um sistema de resfriamento evaporativo é mostrado na Figura 55. O ar entra no sistema com baixa umidade relativa ϕ_1 e temperatura T_1 e parte da água injetada é evaporada. A própria corrente de ar que entra no sistema fornece energia para a evaporação da água. Desta forma, o ar tem sua temperatura diminuída, saindo do sistema com uma temperatura T_2 menor que T_1 e umidade relativa ϕ_2 maior que ϕ_1 , como ilustra a Figura 55.

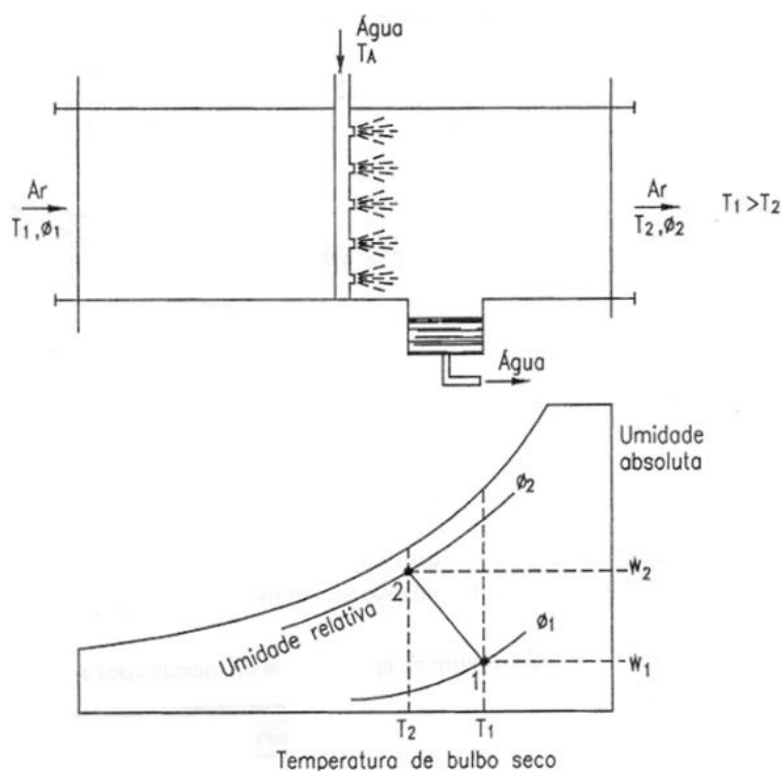


Figura 55. Esquema de um sistema de resfriamento evaporativo (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Um outro tipo de sistema de resfriamento consiste no uso de água gelada, produzida em dispositivo de refrigeração (compressão ou absorção), que resfria o ar por meio de um trocador de calor (*chiller*). Este tipo de sistema promove um aumento no consumo de potência e perda de pressão na entrada da turbina a gás. A Figura 56 mostra o esquema do sistema em questão.

Este sistema é muito parecido com as torres de resfriamento convencionais. Na parte inferior da torre entra o ar a ser resfriado e sobe em direção à parte superior, entrando em contato com a água em

baixa temperatura (2 °C), que é pulverizada na parte superior pelos bocais, e parte da umidade contida no ar é condensada. Este sistema tem como característica a baixa perda de carga. O ar deixa o sistema com temperatura de aproximadamente 5 °C e, ao deixar o sistema de resfriamento, passa por um separador de gotas para retirar as gotas d'água carregadas pelo mesmo (Bies *et al*, 1999).

A refrigeração pode ser feita por um *chiller* de absorção não convencional. Este sistema de refrigeração consome uma potência elétrica que é cerca de 1% a 2% da capacidade de refrigeração, ou seja, para uma turbina a gás de 70 MW o consumo de potência elétrica é menor do que 100 kW. Em contrapartida, o sistema apresenta certa complexidade que é considerada uma desvantagem.

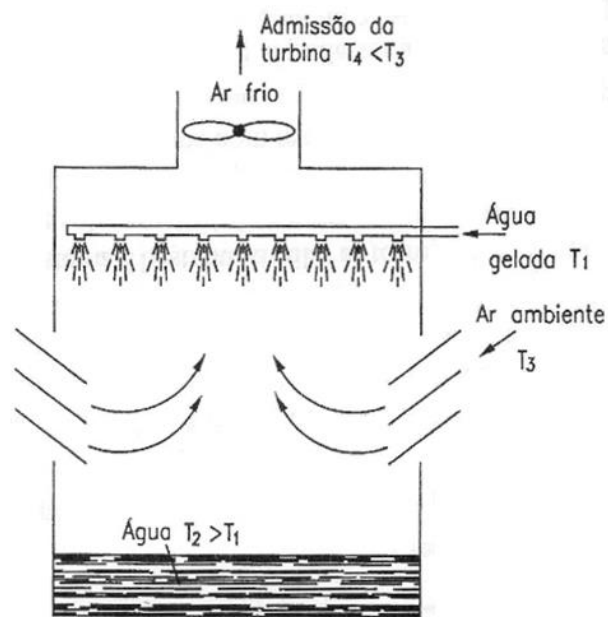


Figura 56. Sistema de refrigeração do ar que entra na turbina a gás (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

O efeito deste sistema de refrigeração do ar de entrada, abordado acima, na taxa de calor (*heat rate*) é mostrado na Figura 57. A Figura 58 mostra o efeito na potência elétrica. Ambos são para uma turbina de gás típica em função da temperatura ambiente.

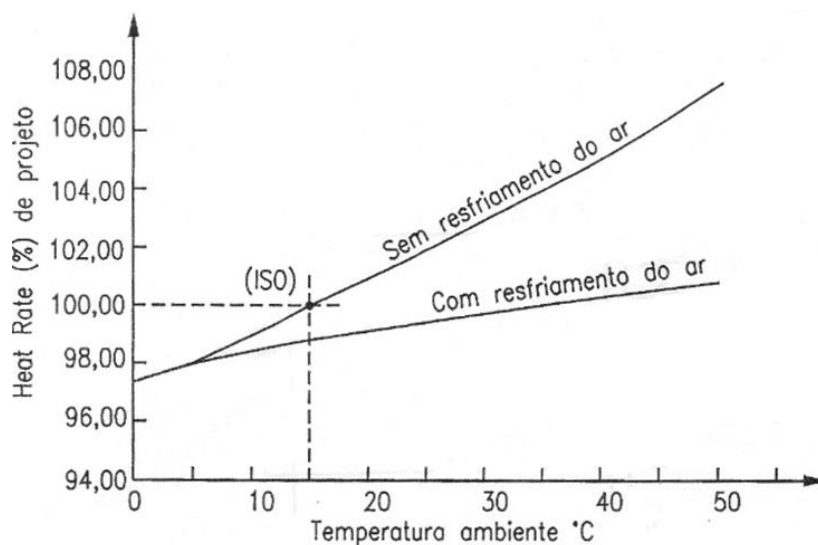


Figura 57. Comportamento do heat rate de uma turbina a gás com o efeito do sistema de resfriamento do ar (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

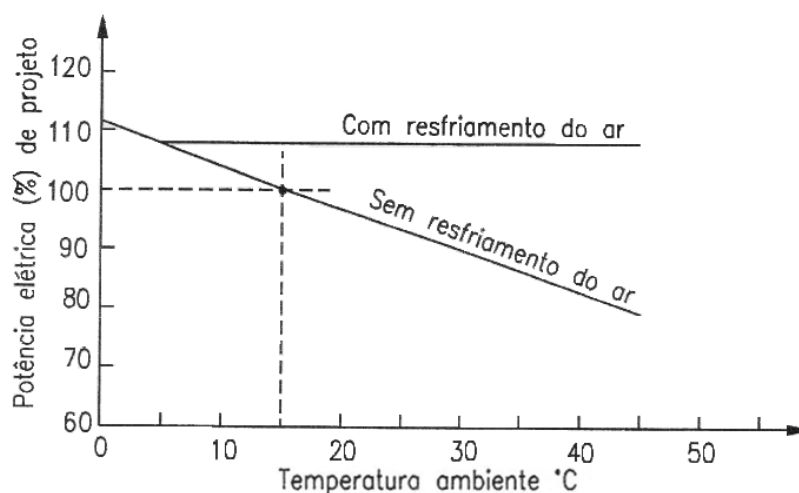


Figura 58. Efeito do sistema de resfriamento do ar de entrada na potência elétrica de uma turbina a gás (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Processos de transferência de calor e massa estão envolvidos no sistema de resfriamento evaporativo. O calor latente requisitado para vaporizar a água é obtido pelo calor sensível das moléculas de ar, resfriando o ar e aumentando sua massa específica.

O processo de modernização do sistema, caso necessário, é de fácil execução. Outras vantagens são: pequena perda de pressão no sistema de admissão da turbina a gás, resfriamento ajustável e 100% de efetividade.

5.3) Centrais Termelétricas de ciclo combinado

Nesta parte do trabalho serão abordados os ciclos combinados, com o objetivo de apresentar alguns detalhes relevantes sobre o assunto, focando nos diferentes tipos de classificação das centrais geradoras.

5.3.1) Introdução aos ciclos combinados

A combinação dos ciclos de turbina a gás e de turbina a vapor resulta no ciclo combinado. Ambas as turbinas são associadas em uma única usina geradora, produzindo energia elétrica a partir da queima de um mesmo combustível. Para o processo acontecer, o calor presente nos gases que movimentam as turbinas a gás são reaproveitados e utilizados para o aquecimento de uma caldeira de água, produzindo o vapor necessário para a geração de energia mecânica na turbina a vapor.

Desde as décadas de 50 e 60 do século XX os ciclos combinados a gás e vapor começaram a ser estudados seriamente. Os ciclos a vapor eram mais utilizados para a geração de potência naquela época e as pesquisas para a sua otimização eram vigorosas. Apesar de, na mesma época, os fundamentos termodinâmicos dos ciclos combinados já serem conhecidos, as barreiras tecnológicas atrasavam o seu desenvolvimento.

A partir dos anos 1970 e 1980, com o desenvolvimento tecnológico, ocorreu a expansão no mercado de geração de energia com o uso dos ciclos combinados. Desde os anos de 1990 os ciclos combinados são utilizados exaustivamente nas instalações termelétricas que utilizam o gás natural como combustível.

5.3.2) Classificação das centrais termelétricas de ciclo combinado

As centrais termelétricas de ciclo combinado para a geração de energia elétrica podem ser três tipos, podendo ser classificadas como: central de ciclo combinado em série; central de ciclo combinado em paralelo e central de ciclo combinado em série paralelo. A Figura 59 ilustra os esquemas simplificados desses três tipos de centrais.

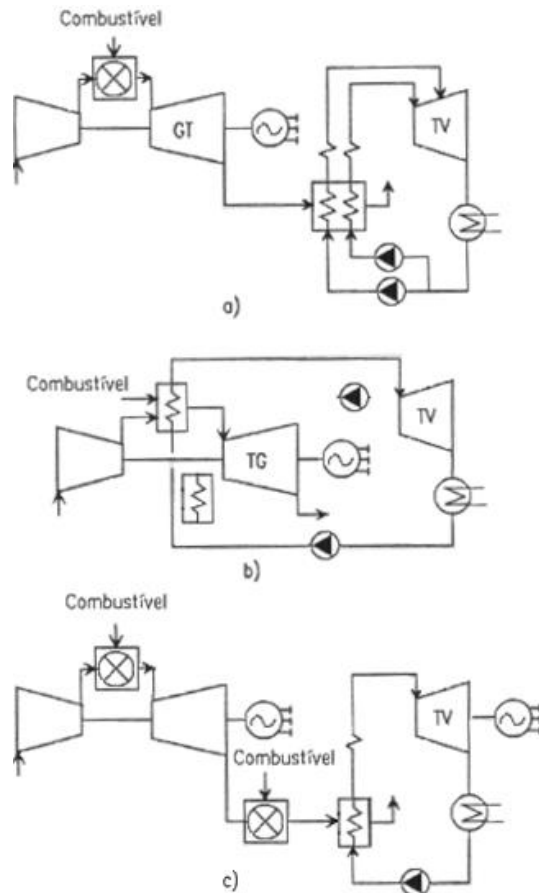


Figura 59. Tipos de centrais termelétricas de ciclo combinado a gás e a vapor. a) série; b) paralelo; c) série paralelo (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Vê-se na Figura 59.a que uma central de ciclo combinado em série liga um ciclo de uma turbina a gás a um ciclo a vapor através de uma caldeira de recuperação. Os gases de exaustão da turbina a gás são reaproveitados para a geração de vapor em uma caldeira de recuperação a dois níveis de pressão.

A central em paralelo utiliza o combustível para gerar calor para os dois ciclos que formam o ciclo combinado. Pode-se constatar na Figura 59.b que o ar comprimido é injetado em uma caldeira que aciona a fornalha a alta pressão (na faixa de 2 e 3 MPa). O processo de combustão produz gases que transferem calor diretamente às paredes de água presentes na fornalha anteriormente a sua expansão na turbina a gás. O maior entrave existente para este tipo de configuração é que deve-se utilizar apenas um combustível de alta qualidade para que o funcionamento estável da turbina a gás seja garantido.

Como podemos constatar na Figura 59.c, a central em série paralelo utiliza queima adicional de combustível na caldeira de recuperação. Além disto, utilizando-se uma caldeira projetada para este fim, pode-se utilizar os gases de exaustão no lugar do ar para a combustão do combustível adicional.

5.3.2.1) Classificação das centrais de ciclo combinado segundo o acoplamento das máquinas

Geralmente, a classificação das centrais de geração termelétrica (também denominado bloco gerador) de ciclo combinado são classificadas segundo o acoplamento das máquinas, que podem ser de eixo único (mono-eixo) ou múltiplos eixos.

No acoplamento mono-eixo a turbina a gás e a turbina a vapor encontram-se acopladas no mesmo eixo, com apenas um gerador elétrico para as duas máquinas. A Figura 60 ilustra este tipo de sistema. Já no acoplamento de múltiplos eixos, a turbina a gás e a turbina a vapor encontram-se acopladas a eixos diferentes, com um gerador elétrico para cada máquina. A Figura 61 mostra este sistema com mais clareza, ainda que simplificado.

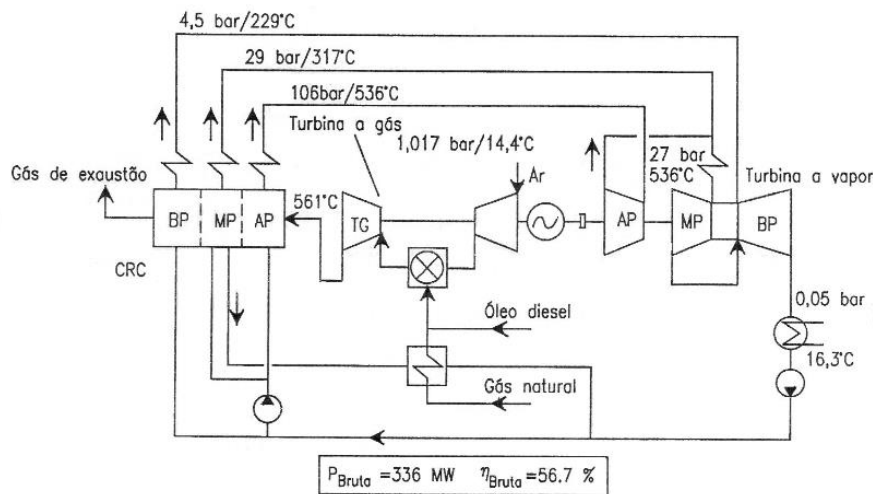


Figura 60. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e a vapor com configuração mono-eixo, sendo: AP = alta pressão; MP = média pressão; BP = baixa pressão; CR = caldeira de recuperação; TG = Turbina a gás (Fonte: Berrevoest & Wolt, 1997).

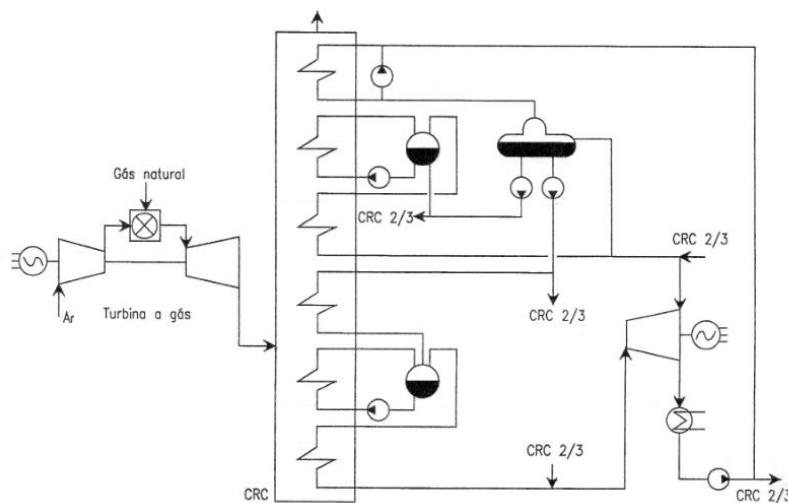


Figura 61. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e CR de dois níveis de pressão sem reaquecimento (Fonte: Lothar et al, 1997).

Na Figura 60 vê-se que o bloco gerador é composto por uma caldeira de recuperação de três níveis de pressão. O nível médio de pressão é utilizado para o reaquecimento no ciclo a vapor e o preaquecimento de combustível. O nível de baixa pressão gera uma quantidade adicional de vapor que é injetado na turbina, no cilindro de baixa pressão. Os valores de potência elétrica gerada e eficiência mostrados na Figura 60 são de um bloco gerador de uma central termelétrica de ciclo combinado de Tapada de Outeiro, em Portugal, para os parâmetros termodinâmicos também apresentados na mesma figura.

A Figura 61 mostra um bloco gerador simplificado composto por uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão para uma instalação de turbina a vapor sem reaquecimento. Este tipo de configuração é normalmente encontrado em antigos blocos geradores de ciclo combinado.

Atualmente, blocos geradores de múltiplos eixos apresentam uma caldeira de recuperação de três níveis de pressão e ciclos a vapor com reaquecimento. A Figura 62 apresenta um esquema simplificado deste tipo de sistema moderno. A facilidade de operação oferecida por este sistema durante o período de construção da central é a vantagem mais relevante, visto que pode-se gerar eletricidade na instalação de turbina a gás ao mesmo tempo em que se realiza a instalação da caldeira de recuperação e do restante do ciclo a vapor.

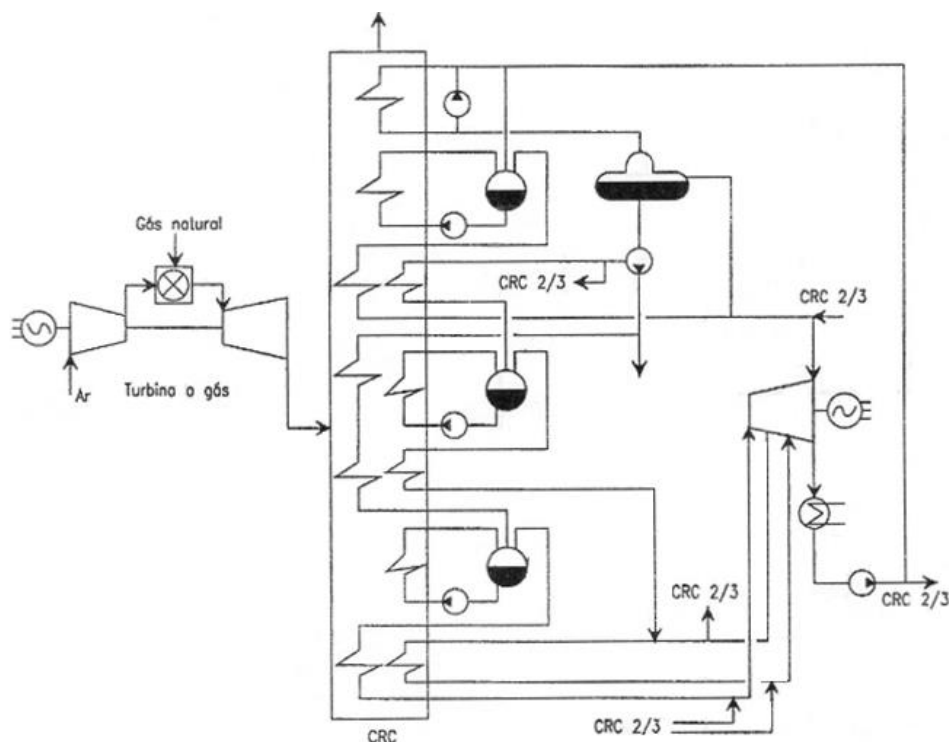


Figura 62. Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e caldeira de recuperação de três níveis de pressão com reaquecimento (Fonte: Lothar et al, 1997).

5.2.3) Clutch

O *clutch* é utilizado para a realização do acoplamento das máquinas na configuração de mono-eixo. O uso deste acoplamento promove algumas vantagens da configuração mono-eixo com relação à de múltiplos eixos. Algumas vantagens são apresentadas a seguir:

- o controle torna-se mais simples, assim como a operação da central. Esta simplificação é obtida com o uso de um sistema água-vapor mais simples, com menor quantidade de válvulas, tubos de distribuição e dispositivos desviadores de fluxo;
- a menor complexidade do sistema e a simplicidade do sistema de partida e parada na central fazem com que a confiabilidade e disponibilidade do bloco gerador aumentem;
- aumento da eficiência em cargas parciais, visto que alguns blocos geradores da central podem ser desligados ao mesmo tempo em que os demais operam a plena capacidade;

O *clutch* é instalado entre o gerador elétrico, ligado à turbina a gás, e a turbina a vapor, como mostra o esquema apresenta na Figura 63. Este acoplamento mecânico tem como função o acionamento da turbina a vapor ao gerador elétrico quando o número de revoluções desta máquina atinge o da turbina a gás, ou tem tendência de superar. O desacoplamento ocorre quando a velocidade de rotação da turbina a gás é maior que o da turbina a vapor. Na Figura 63 apresentam-se as posições das diferentes partes do *clutch* quando as máquinas estão desacopladas, durante o acoplamento e acopladas (Berrevoets & Wolt, 1997).

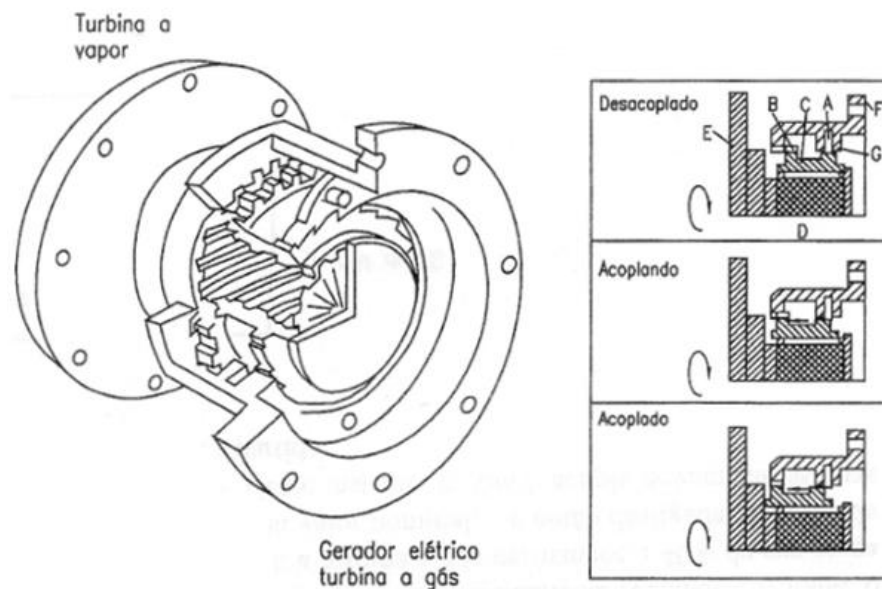


Figura 63. Acoplamento do clutch para ciclos combinados a gás e vapor com arranjo mono-eixo e seu princípio de operação. A = retém; B = dentes do clutch; C = componente deslizante; D = eixo acanalado; E = eixo de comando; F = eixo de resposta; G = dente da catraca (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

As curvas de partida e parada do *clutch* são apresentadas na Figuras 64 em uma hipótese de operação. As variações percentuais da carga, da rotação da turbina a gás e da turbina a vapor de um ciclo combinado são representadas nessas figuras.

Na Figura 64, antes da partida as máquinas se encontram girando na marcha em vazio (giro lento). A princípio ocorre a partida da turbina a gás e o desacoplamento das máquinas, em função do aumento de sua velocidade em relação à turbina a vapor. Com o desacoplamento, ocorre um leve aumento da velocidade de rotação de marcha em vazio da turbina a vapor. Conforme a representação, em quatro minutos a turbina a gás atinge sua velocidade de rotação normal. Uma vez atingida a rotação nominal, a carga da turbina é elevada até aproximadamente 40% da carga de operação, período em que é feito o aquecimento da caldeira de recuperação e começa o fornecimento de vapor à turbina. O período de aquecimento da turbina a vapor começa quando esta atinge 40% de sua rotação nominal. Durante este período a carga da turbina a gás é mantida, enquanto a carga da turbina a vapor é muito pequena. Somente após o aquecimento da turbina a vapor é que esta máquina pode ser levada à sua rotação nominal, havendo, então, o acoplamento das duas máquinas. E, finalmente, a partir deste instante pode começar o aumento de carga das duas máquinas até que ambas atinjam a carga de operação (Arrieta, Rosa do Nascimento e Mazurenko, 2004).

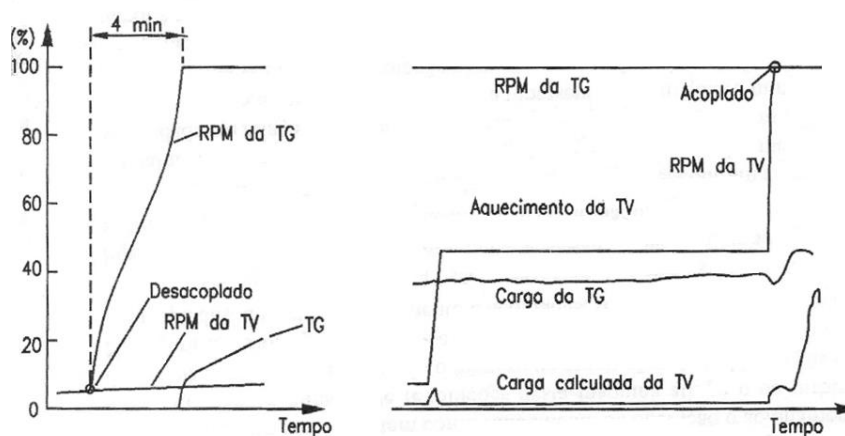


Figura 64. Operação do *clutch* durante a partida (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

O procedimento de parada é representado pela Figura 65. Ambas as máquinas continuam acopladas até que as cargas da turbina a gás e a vapor alcancem 40% e 15%, respectivamente. Neste momento ocorre o desacoplamento e a turbina a vapor tem sua carga e velocidade de rotação reduzidas. A turbina a gás permanece a 40% de sua carga nominal durante o intervalo de tempo em que a rotação da turbina a vapor cai. Logo após, a carga da turbina a gás é reduzida até 15% do seu valor nominal e é rapidamente desligada, com uma brusca redução de velocidade, que cai até a rotação em vazio. Neste instante, o *clutch* acopla novamente as duas máquinas, que continuam girando em vazio até a próxima partida (Arrieta, Rosa do Nascimento e Mazurenko, 2004).

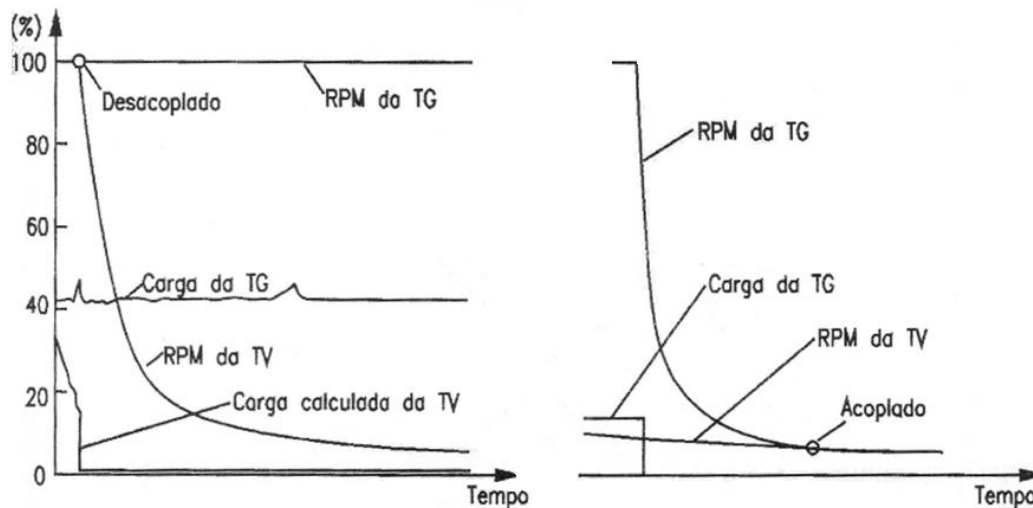


Figura 65. Operação do clutch durante a parada (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

5.4) Outras possibilidades para o desenvolvimento de termelétricas com turbinas a gás

Anteriormente, neste trabalho, foram abordados os ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor e água. Na maior parte dessas configurações a água é evaporada através da energia térmica dos gases de exaustão da turbina, sendo o vapor introduzido na câmara de combustão ou em etapas intermediárias do expensor. Nesta parte do trabalho serão abordados novos tipos de sistema com injeção de vapor e água, com modificações visando a melhoria da eficiência das unidades geradoras. Também serão mostrados os ciclos de ar úmido e recuperação química, também com os mesmos objetivos de melhoria.

5.4.1) Injeção de vapor

O ponto positivo da injeção de água em relação à eficiência de uma turbina a gás já é bastante conhecido. Assim, o controle sobre a temperatura máxima na câmara de combustão torna-se possível e, desta forma, pode-se reduzir a emissão de NO_x . Neste caso em específico, aumentando a vazão mássica tem-se o aumento da potência entregue pela máquina.

Neste âmbito, a injeção de vapor é ainda mais efetiva, visto que o vapor é gerado na caldeira de recuperação e sustentado à turbina. Desta forma, a recuperação de calor dos gases de exaustão é aumentada. Tal ciclo é conhecido como turbina a gás com injeção de vapor (STIG – *Steam Injection Gas Turbine*). O vapor é injetado na câmara de combustão à alta pressão, todavia, o vapor de baixa pressão é introduzido por entre os estágios da turbina a gás (Cheng, 1978a; Cheng 1978b; Larson e Willians, 1987). O esquemático da turbina a gás com injeção de vapor é apresentado na Figura 66.

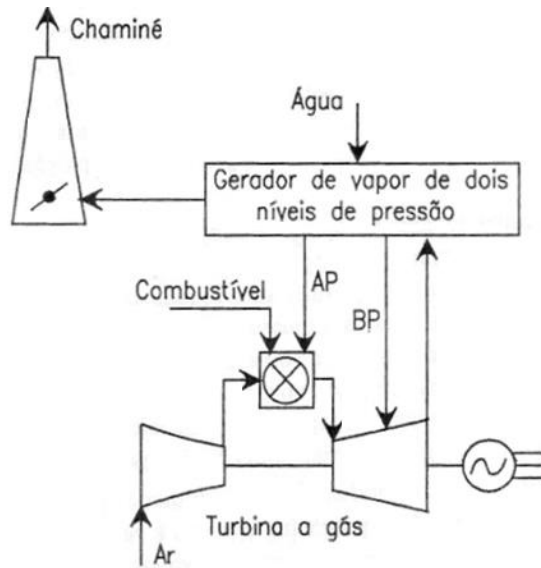


Figura 66. Esquema do sistema da turbina a gás com injeção de vapor (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Em comparação com o ciclo combinado a gás e vapor, os sistemas de turbinas com injeção de vapor mostram-se competitivos economicamente para uma faixa de potência abaixo dos 150 MW (Van Laar *et al*, 1988). Uma característica interessante para o ponto de vista econômico deste sistema que é o uso elevado de água. Depois de tratada e usada no ciclo, é jogada na atmosfera, estabelecendo uma parcela importante que deve ser levada em conta no custo de operação da instalação.

A expansão do vapor na turbina a gás ocorre até uma pressão ligeiramente acima da atmosférica, porém, em um ciclo de Rankine o vapor pode ser expandido até pressões menores que a atmosférica, gerando mais potência. Todavia, um sistema de turbina a gás com injeção de vapor apresenta uma eficiência termodinâmica menor que uma usina termelétrica de ciclo combinado a gás e vapor.

A instalação de resfriamento intermediário no compressor e reaquecimento nas turbinas de gás com injeção de vapor têm sido estudados com a finalidade de aumentar a potência gerada e a eficiência do sistema. Com o resfriamento, o objetivo consiste em reduzir a potência consumida pelo compressor de 50% da potência bruta para 30%. Este método faz com que a quantidade de potência obtida por quilograma de ar ($\text{kWh/kg}_{\text{ar}}$) aumente e que a eficiência da turbina seja menos dependente dos aspectos do compressor. O objetivo com o reaquecimento é aumentar o trabalho útil da turbina. Possíveis modificações nos ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor são apresentadas na Figura 67.

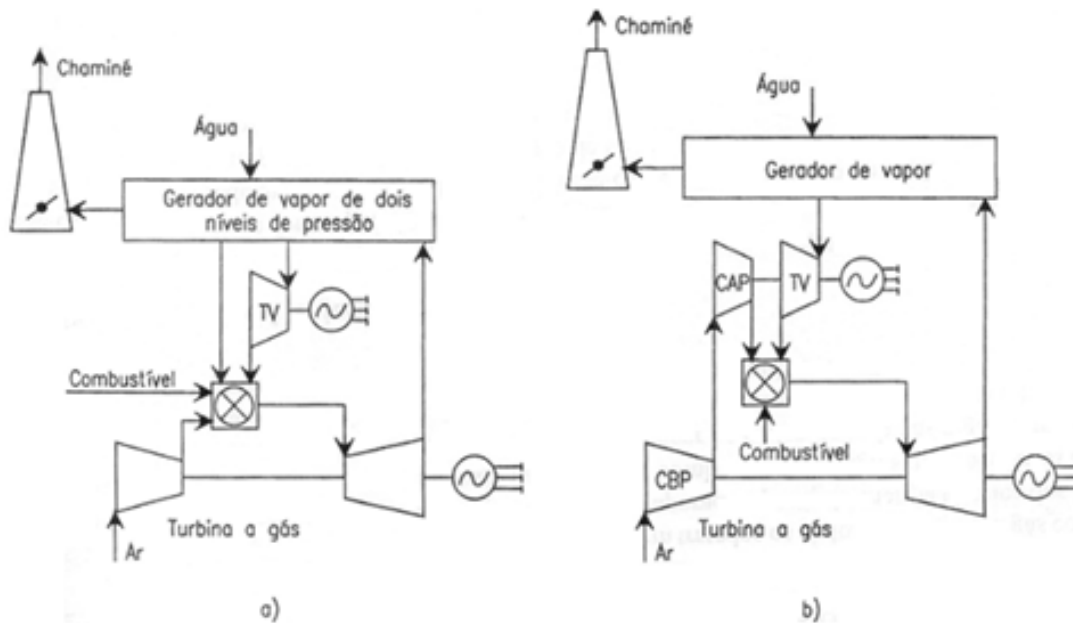


Figura 67. Possíveis modificações nos ciclos com injeção de vapor. CBP = Compressor de Baixa Pressão; CAP = Compressor de Alta Pressão; a = ciclo combinado com injeção de vapor e TV no ciclo superior; b = ciclo combinado com injeção de vapor e turbocompressor (Fonte: adaptado de Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Na Figura 67a, o vapor é expandido a alta pressão em uma turbina a vapor de contrapressão, para depois ser injetado na câmara de combustão (Rice, 1995). Na Figura 67b, no ciclo proposto por Foster – Pegg (1989), é permitido trabalhar com relações de pressão mais altas. Estudos mostraram que, na faixa de 3 a 47 MW, com o uso de um turbocompressor, é obtido um aumento de potência de até 95% e de eficiência na faixa entre 30 e 42,6%.

5.4.2) Ciclo Aquário

A empresa Mashproekt, da Ucrânia, tem desenvolvido a central do tipo “Aquário” para a geração de eletricidade. O ciclo Aquário foi projetado para turbinas a gás que operam com injeção de vapor na câmara de combustão. A vantagem principal que apresenta este ciclo é a recuperação da água contida no gás de exaustão da turbina, antes de sua emissão à atmosfera, para reciclagem (Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

O ciclo Aquário simplificado de uma usina termelétrica é apresentado na Figura 68. Vê-se em tal figura o sistema de recuperação da água e o condensador de contato para a retirada da água presente no gás de exaustão. Um ponto importante deste tipo de sistema é que pode-se obter água potável adicional a partir da combustão de hidrogênio na câmara de combustão.

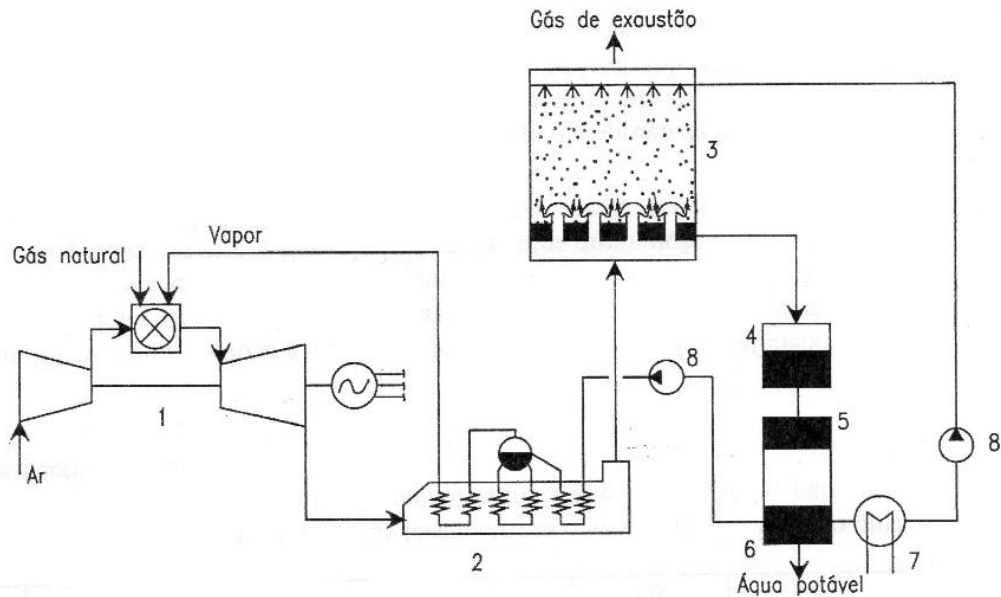


Figura 68. Esquema simplificado do ciclo Aquário (Mashproekt). 1. Turbina a gás; 2. Caldeira de recuperação; 3. Condensador de contato; 4. Recebedor de condensado; 5. Bloco de limpeza condensado; 6. Tanque de água de alimentação; 7. Resfriador externo; 8. Bombas. (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento, Mazurenko, 2004).

Em termos gerais, a Mashproekt estima que as centrais termelétricas com ciclo aquário terão uma eficiência entre 43 e 45%, com um custo específico de investimento entre 300 e 430 dólares por kW, para uma capacidade entre 40 e 16 MW, respectivamente (Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

5.4.3) Injeção de água

As quedas de pressão no filtro de entrada do ar e na câmara de resfriamento fazem com que ocorra uma diminuição na eficiência e na potência da instalação da turbina a gás. Para uma caldeira de recuperação de um ciclo combinado com um só nível de pressão, de cada 10 mbar de perda na entrada do ar se tem uma diminuição de 0,8 a 1% na eficiência, e 1,6% na potência. Cada 10 mbar de perdas nos dispositivos de saída causa uma diminuição de 0,7 a 0,9% na eficiência e 0,6% na potência. A cada 10 mbar de perdas na caldeira de recuperação há um aumento na temperatura de saída dos gases de 1 a 2 °C (Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Com injeção de água pode-se reduzir as perdas nos dispositivos de entrada de ar. A Figura 69 mostra este sistema. O separador de partículas rotatório tem como finalidade filtrar o ar na entrada do compressor. A pressão na entrada do compressor é aumentada com o uso do separador, resultando em um adicional de potência líquida entregue pela turbina.

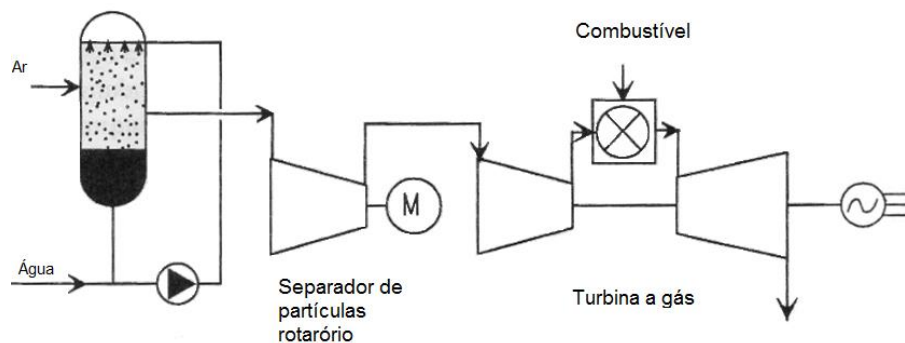


Figura 69. Turbina a gás com injeção de água (Fonte: adaptado de Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Um consumo adicional de combustível será requerido, com a adição de água, para que os gases que chegam na entrada da turbina atinjam altas temperatura. Entretanto, o sistema em questão promove apenas um pequeno aumento na eficiência da instalação.

5.4.4) Ciclo de ar úmido (Humidified Air Turbine – HAT)

Este sistema é uma versão aperfeiçoada do ciclo de ar úmido com resfriamento e é apresentado na Figura 70.

Pela análise da Figura 70, o ar é inicialmente comprimido no compressor de baixa pressão de passa por um trocador de calor, resfriando-se. Logo após, o ar é comprimido no compressor de alta pressão e passa novamente por um resfriador antes de ser conectado ao saturador. Na saturação do ar é reutilizada a energia transferida à água no processo de resfriamento. O ar úmido sai do saturador e é aquecido pelos gases de exaustão em um regenerador de calor, antes de entrar na câmara de combustão.

Na turbina, os gases quentes que saem da câmara de combustão são expandidos e acionam o compressor e o gerador elétrico. A energia dos gases de exaustão é aproveitada no recuperador e no economizador por onde, nesse último, é preaquecida a água para a saturação. O preaquecimento do ar úmido no recuperador faz com que o consumo de combustível diminua, melhorando a eficiência com o uso do regenerador (Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

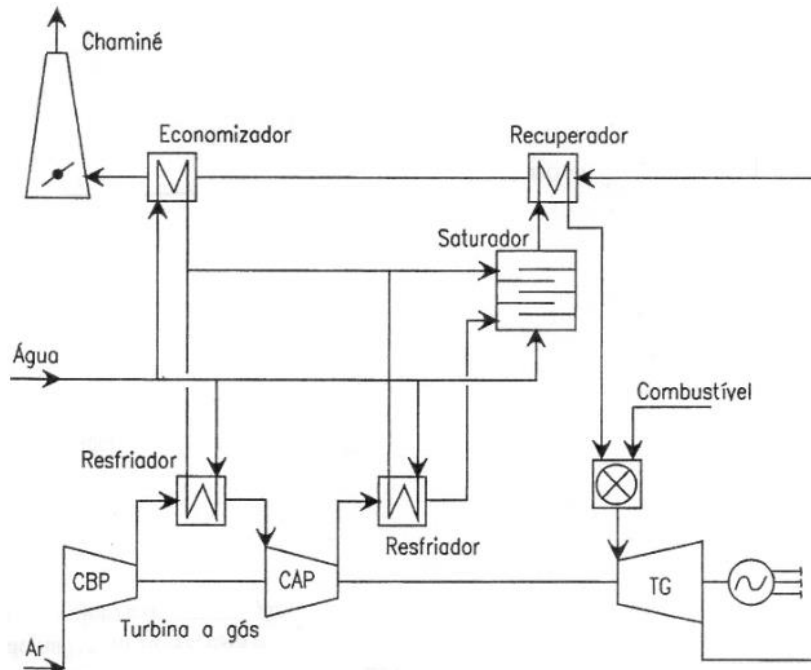


Figura 70. Ciclo de ar úmido (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

Publicações de vários autores têm mostrado valores de eficiência elétrica líquida para o ciclo de ar úmido. A partir de baixas relações de pressão, ela varia de 54% até 57% para altas pressões (Fonte: Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko, 2004).

5.3.5) Recuperação Química

O processo utilizado em turbinas a gás com recuperação química está apresentado na Figura 71. Um sistema de reforma química é utilizado para converter água, metano e, possivelmente, CO_2 em uma mistura de hidrogênio e monóxido de carbono. Esta mistura, posteriormente, será queimada na câmara de combustão da turbina gás.

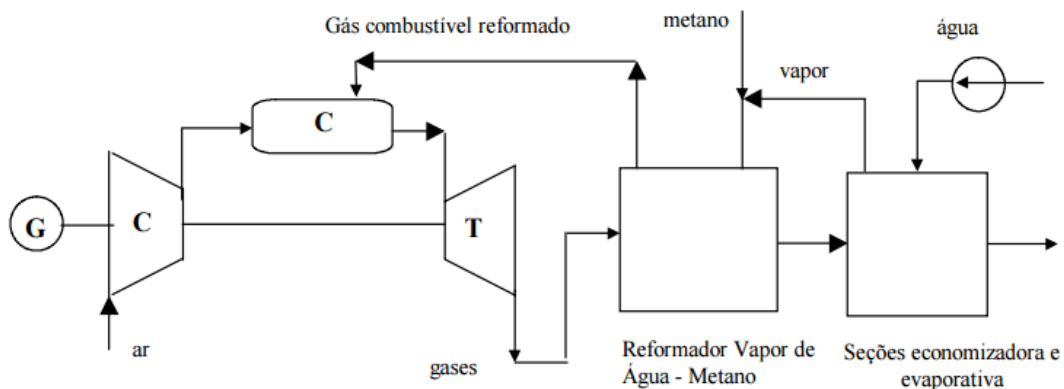


Figura 71. Diagrama conceitual de uma turbina a gás com recuperação química e reforma a vapor (Fonte: Prieto, Nebra & Gallo).

A reação endotérmica de reforma a vapor necessita de energia térmica a temperaturas menores que as de combustão, aumentando significativamente o valor calórico do combustível. O grau de recuperação de calor por processos térmicos e químicos é mais elevado do que com os processos tradicionais de recuperação. O combustível que tem em sua composição grandes quantidades de hidrogênio tem temperatura de combustão mais baixa do que combustíveis ricos em metano, reduzindo muito a produção de NO_x . Segundo Arrieta, Rosa do Nascimento & Mazurenko (2004) para uma turbina a gás LM2500 estimou-se uma eficiência de 47% para este tipo de sistema contra 39,5% da configuração em ciclo simples.

6) Conclusão

A dissertação proposta teve como objetivo principal a análise sobre a importância da energia térmica para a produção de energia elétrica no Brasil e no mundo, mostrando assim os principais componentes e principais tipos de centrais termelétricas.

No início foi apresentado sucintamente um estudo sobre a história do setor elétrico brasileiro, prosseguindo com uma análise sobre os principais componentes de um sistema elétrico de potência (SEP). Nessa seção foram discutidos de forma introdutória alguns conceitos como: sistemas de geração (apresentando as principais fontes de energia renováveis e não renováveis presentes no Brasil e no mundo), transmissão e distribuição e seus principais elementos.

Em seguida, tem início o foco principal do trabalho, onde é feita uma análise detalhada dos principais elementos presentes em centrais termelétricas, entre eles, as caldeiras, as turbinas a gás e a vapor, condensadores e regeneradores. Nessa etapa é feita uma introdução dos conceitos teóricos sobre o processo de geração de energia, a partir da queima de combustíveis renováveis e não-renováveis, destacando as leis fundamentais da Termodinâmica e os ciclos de Rankine, utilizado na geração a vapor, e de Brayton, utilizado na geração a gás. Posteriormente, é feita uma modelagem matemática dos principais elementos presentes em uma usina que utiliza o ciclo a vapor para geração de energia.

Por fim, no desenvolvimento do trabalho ainda é realizado um estudo detalhado sobre cada tipo de central termelétrica e como o ciclo utilizado afeta os seus aspectos construtivos e seus parâmetros de operação. Além disso, o trabalho procurou demonstrar como a escolha correta do ciclo a ser utilizado pode aumentar a eficiência e diminuir os impactos ambientais.

7) Referências Bibliográficas

ABEEólica (2012). Disponível em Associação Brasileira de Energia Eólica:

<<http://www.portalabeeolica.org.br>>. Acesso em: 18 de março de 2015.

ABRADEE (2015). Disponível em <http://www.abradee.com.br/setor-eletrico/redes-de-energia-eletrica>. Acesso em: 10 de junho de 2015.

AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). **Atlas da energia elétrica do Brasil**. 3ed. Brasília: ANEEL 2008 Disponível em: < http://www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/livro_atlas.pdf>. Acesso em: 20 abr.2015

AGENEAL (2013). Disponível em:

<<http://www.ageneal.pt/content01.asp?BTreeID=00/01&treeID=00/01&newsID=7>>. Acesso em: 17 de maio de 2015.

ANEEL (2012) - *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/06-energia_eolica%283%29.pdf>. Acesso em: 17 de março de 2015.

ANEEL (2013) - *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível

em:<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar%283%29.pdf>. Acesso em: 31 de março de 2015.

ANEEL (2013) - *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<http://www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap3.pdf>. Acesso em: 13 de maio de 2015.

ANEEL (2013)- *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas_par3_cap6.pdf>. Acesso em 24 de maio de 2015.

ANEEL (2013)- *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<[http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/07-Petroleo\(2\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/07-Petroleo(2).pdf)>. Acesso em 13 de jun de 2015.

ANEEL (2013)- *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/aspectos_institucionais/2_4_1.html>. Acesso em 2 de junho de 2015

ANEEL (2013) - *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Disponível em:

<http://www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par1_cap2.pdf>. Acesso em 2 de junho de 2015

ARRIETA, F. R. P.; ROSA DO NASCIMENTO, M. A. & MAZURENKO, A. S. **“Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação”**, Editora: Interciência; Capítulo 12 - Centrais Termelétricas de Ciclo Simples com Turbina a Gás e de Ciclo Combinado, 2004.

ASHRAE. 1995. **Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovering Heat**, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA., 1995

Barcikowski, G.F. **PULVERIZED COAL FIRING IN THE 1990S**. Technical Paper, TIS BSCC, AB Combustion Engineering Systems.

BAZZO, Walter A. & FERREIRA, Rogério T.S. Energia eólica – **Desempenho de Rotores de Eixo Vertical Tipo Savonius**, Engenharia Mecânica, UFSC – Florianópolis.

BEGA, E. A.; **Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras**. Editora Interciência, 3º Edição.

BERREBOETS, F. & WOLT, E. **The Tapada do Outeiro Power Plant Employing the Innovative Siemens Single- Shaft Concept as the Most Cost-Effective Solution**. PUBLISHING BY AND COPYRIGHT SIEMES AG, Erlangen, Germany, 1997.

BIBLIOTECA DO EXÉRCITO. **A energia elétrica no Brasil: da primeira lâmpada à Eletrobrás**. Rio de Janeiro: Biblioteca do Exército, 1977, 244 p. (Coleção General Benício, v. 154, publ. 474).

BIES, D.; JOHÄNNTGEN, U. & SSHARFE, J. **Optimized Cooling of The Intake Air – A New Way for The Upgrading of Gas Turbine Plants**, Power Gen, Frankfurt, Germany, June, 1992.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Publishing Company, 1982.

BP (2008). Disponível em Beyond Petroleum: <<http://www.bp.com>>. Acesso em: 25 de maio de 2015.

BRASIL. Lei n.º 9.648, de 27 de maio de 1998. Altera dispositivos das Leis n.º 3.890-A, de 25 de abril de 1961, n.º 8.666, de 21 de junho de 1993, n.º 8.987, de 13 de fevereiro de 1995, n.º 9.074, de 7 de julho de 1995, n.º 9.427, de 26 de dezembro de 1996, autoriza o Poder Executivo a promover a reestruturação da Centrais Elétricas Brasileiras – ELETROBRÁS e de suas subsidiárias e dá outras providências. Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Poder Executivo, Brasília, DF, 28 maio 1998. Seção 1, p. 01.

CCEE, 2015. Disponível em <<http://www.ccee.org.br/>>. Acesso em 8 de junho de 2015.

CENBIO. **Nota Técnica VII – Geração de energia a partir do biogás gerado por resíduos urbanos e industriais**. Florianópolis, SC, 2001. Disponível em:

<<http://cenbio.iee.usp.br/download/documentos/notatecnicavii.pdf> >. Acesso em: 07 de Abril de 2015.

Çengel, Y. A. e Boles, M. A. **Termodinâmica**. Lisboa: McGraw-Hill, 2007.

CHENG, D. Y. **Pressure-Staged Heat Exchanger**. U. S. PATENT 4,072,182; 1978a.

CHENG, D. Y. **Regenerative Parallel Compound Dual-Fluid Cycle Heat Engine**. U. S. PATENT 4,128,994; 1978b.

CONAB, 2008. **Perfil do setor do açúcar e do álcool no Brasil**. Disponível em:

<http://www.agricultura.gov.br/arq_editor/file/Desenvolvimento_Sustentavel/Agroenergia/estatisticas/producao/Perfil_Setor_Acucar_Alcool_2007_08_PDF.pdf>. Acesso em: 08 de Abril de 2015.

COSTA, L. C. A.; MELLO, L. I. A. **As bases da república militar. História do Brasil**. São Paulo: Scipione, 1999. cap. 24, p. 351-364.

DVOINISHNIKOV, V. A.; DEIEV, L. V. & IZIUMOV, M. A. **“Construção e cálculo de caldeiras e instalações de caldeiras (em russo)”**, Mashinostroenie, Moscou, 1988.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). **Balanco Energético Nacional 2014**. Brasília: MME: EPE, 2014. Disponível em: < https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2014.pdf>. Acesso em: 30 mai.2015.

EPIA (2013) - **European Photovoltaic Industry Association**. Acesso em 03 de maio de 2015.

FIGUEIRA, Nilton César. **Geração de Energia Elétrica**. Foz do Iguaçu, 2011.

FOSTER-PEGG, R. W. **Turbo-STIG – Turbocharged Steam Injected Gas Turbine Cycle**. ASME Paper 89-GT-100, 1989.

FRANK, J.; WITTCHOW, E. **Why will benson boilers replace drum boilers in coal - fired powerplant world wide**. Power-Gen, Asia, 1997.

FREIRE DA COSTA, D. **Geração de energia elétrica a partir do biogás do tratamento de esgoto**, 2006. 194 f. Dissertação (Pós-Graduação em Energia) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006. Disponível em: < <http://biogas.cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/sites/27/2014/01/costa.pdf>>

FRONAPE, 1964. **"Manual de Turbinas"**, Frota Nacional de Petroleiros, Petrobrás, Divisão de Adestramento.

GEOGRAFIA CONTEMPORÂNEA (2012). Disponível em:

<<http://geografiacontemporanea.blogspot.com/2012/06/hidreletricas-de-solucao-problema.html>>. Acesso em: 13 de maio de 2015.

GRUBB, M. J; MEYER, N. I. **Wind energy: resources, systems and regional strategies**. In: JOHANSSON, T. B. et. al. **Renewable energy: sources for fuels and electricity**. Washington, D.C.: Island Press, 1993. p.

HORLOCK, J. H. **Combined Power Plants: Including Cicle Gas Turbine (CCGT) Plants**. EDITED BY PREGAMON PRESS LTD., New York, USA, 1992.

IEA - Internacional Energy Agency 2015. World Energy Outlook 2014. Disponível em: <<http://www.worldenergyoutlook.org/publications/weo-2014/>>. Acesso em: 22 mar.2015.

IEA, I. E (2008). Key World Energy Statistics. Disponível em: < <http://www.iea.org/>>. Acesso em: 24 de maio de 2015.

IEA (2011). Disponível em: <<http://www.iea.org/Textbase/npsum/solar2011SUM.pdf>>. Acesso em: 05 de maio de 2015.

Incropera, F. P. e Dewitt, D. P. **Fundamentos de Transferencia de Calor e Massa**. LTC, 2008.

LARSON, E. D. & WILLIAMS, R. H. **Steam Injected Gas Turbine**. **JOURNAL FOR ENGINEERING FOR GAS TURBINE AND POWER**, Vol. 109, pp. 55-63, 1987.

LEYZEROVICH, A.S. 1997. "**Large Power Steam Turbines: Design and Operation**", PennWell Publishing Company,EUA

LEZUO, A. & TAUD, R. "**Comparative evaluation of power plants with regards to technical, ecological and economical aspects**", Proceedings of the ASME TURBO EXPO 2001, JUNE 4-7, 2001, New Orleans, Lousiana, USA, 2001.

LIMA, J. L. **Estado e energia no Brasil – o setor elétrico no Brasil: das origens à criação da Eletrobrás (1890-1962)**. São Paulo, IPE/USP, 1984.

LIMA, J. L. **Políticas de governo e desenvolvimento do setor de energia elétrica: do Código de Águas à crise dos anos 80 (1934-1984)**. Rio de Janeiro: Centro da Memória da Eletricidade no Brasil, 1995, 190 p.

LORA, E. E. S. & NASCIMENTO, M. A. R.; "**Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**", Editora: Interciência; Capítulo 11-Centrais Termelétricas a Vapor, 2004.

LOTHAR, B.;; FRÄKLE, M.; WOLF, E. & FELDMÜLLER, A. **Operating Experience with the Latest Combined Cycle technology using Avanced Gas Turbines**. PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL GAS TURBINES CONGRESS, Yokohama, Japan, 1991.

MEMÓRIA DA ELETRICIDADE (CENTRO DA MEMÓRIA DA ELETRICIDADE). Apresenta informações históricas sobre a eletricidade. 2015. Disponível em: <<http://www.memoria.eletrabras.com/historia.asp>>. Acesso em: 05 jun. 2015.

MMA (2013). Disponível em: <http://www.mma.gov.br/clima/energia/fontes-convencionais-de-energia/gas-natural>>. Acesso em 24 de maio de 2015.

MORAN, M. J. e Shapiro, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

PAFFENBARGER, J. Oil in power generation. Paris: IEA, OCDE, 1997

PORTAL ENERGIA. (2013). Disponível em: <<http://www.portal-energia.com>>. Acesso em: 19 de março de 2015.

PORTAL G1 (2014). Artigo disponível em:<<http://g1.globo.com/jornal-nacional/noticia/2014/12/brasil-aumenta-investimentos-para-geracao-de-energia-solar.html>>. Acesso em: 05 de maio de 2015.

PRIETO, M. G. S.; NEBRA, S. A. & GALLO, W. L. R. **Análise Energética de uma Planta de Turbina a Gás com Recuperação Química**. Campinas, Brasil.

REGO, E. E. **Principais condicionantes das alterações no modelo de comercialização de energia elétrica: retrospectiva e análise crítica**. 2007. 207 f. Dissertação (Mestrado). - IEE-USP. São Paulo, 2007.

RICE, I. G. **The Combined Reheat Gas Turbine/Steam Turbine Cycle**, TRANS. ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINE AND POWER, Vol. 102, Part I, pp. 35-41, Part II, 42-49, 1980.

Site BIODIESEL: **Programa nacional de proteção e uso do biodiesel. Sobre o Biodiesel**.

Disponível em: <http://www.mme.gov.br/programas/biodiesel/menu/biodiesel/o_biodiesel.html>
Acesso em: 05 de Abril de 2015.

Site BLOG USINAS DE BIODIESEL NO BRASIL. Disponível em:

<<http://usinasbr.blogspot.com.br/>>. Acesso em: 07 de Abril de 2015.

Site *Finder Componentes Ltda*. Disponível em:

<<http://www.instalacoeseletricas.com/download/energias%20renovaveis.pdf>> Acesso em: 02 de março de 2015.

Site *Portal Energia*. (2013). Disponível em: <<http://www.portal-energia.com/vantagens-e-desvantagens-da-energia-solar/#ixzz3UqzsvKSm>>. Acesso em: 05 de maio de 2015.

Site *Portal Energia*. (2013). Disponível em: <http://www.portal-energia.com/energia-hidrica-vantagens-e-desvantagens/>>. Acesso em: 13 de maio de 2015.

Site *Sua Pesquisa – Vantagens e desvantagens de fontes não renováveis de energia*. Disponível em:

<http://www.suapesquisa.com/energia/fontes_ nao_renovaveis.htm>. Acesso em: 19 de maio de 2015.

Site *Sua Pesquisa – Vantagens e Desvantagens do uso da energia solar*. Disponível em: <http://www.suapesquisa.com/energia/energia_solar_vantagens_desvantagens.htm>. Acesso em: 05 de maio de 2015.

SMITH, J.K. Babcock & Wilcox company supercritical (once on through) high technology. BR-1614, Babcock & Wilcox Technical Paper, Presented in May, 1996.

STODOLA, A. 1945. "**Steam and Gas Turbine**", New York, EUA.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, Editora McGraw-Hill do Brasil, Ltda, São Paulo, 1985.

SZARGUT, J. & ZIEBIPK, A. **Fundamentos da Energia Térmica**, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 1998.

TRUBILOV, M. A.; ARSENIIEV, G. V. & FROLOV, V. V. e outros. "**Turbinas de vapor e de gás**" (em russo). Redação: de Kostiuk, A. G., e de Frolov, V. V., 1985.

VAN LAAR, J. A.; WENDORD, A. W.; COHN, A.; ESPOSITO, N. T.; D. F. & FOSTER-PEGG, R. W. **Site Assesment of STIG and Combined Cycle Plants**. ASME Paper 88-JPGC/PWR-21, 1988.

Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E. e Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Edgard Blücher, 2003.

WWEA (2011). **World Wind Energy Association**. Disponível em: <<http://wwindea.org>>. Acesso em 23 de março de 2015.

ZENG, K.; ZHANG, N.-Y. e Xu, W.-L (2000). **A comparative study on sufficient conditions for Takagi-Sugeno fuzzy systems as universal approximators**. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 8(6):773–780.

ZORNER, W. "**Steam turbines for power plants employing advanced steam conditions**", Siemens Power Generation, 1994.