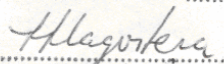


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR FLÁVIO FERNANDO
GUARINELLO JÚNIOR E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 03 / 02 / 12

ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Flávio Fernando Guarinelto Júnior

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO COMBINADO OPERANDO FORA DAS CONDIÇÕES DE PROJETO

Campinas, 2012

Flávio Fernando Guarinelo Júnior

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO COMBINADO OPERANDO FORA DAS CONDIÇÕES DE PROJETO

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
Mecânica, da Universidade Estadual de
Campinas, como requisito para obtenção de
Título de Doutor em Engenharia Mecânica.
Área de concentração: Térmica e Flúidos

Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltrán

Campinas
2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

G931a Guarinelo Júnior, Flávio Fernando
 Análise termodinâmica de ciclo combinado operando
 fora das condições de projeto / Flávio Fernando
 Guarinelo Júnior. -Campinas, SP: [s.n.], 2012.

 Orientador: Jorge Isaías Llagostera Beltrán.
 Tese de Doutorado - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

 1. Turbina a gás. 2. Caldeiras. 3. Turbinas a vapor.
 4. Termodinâmica. 5. Energia elétrica - Produção. I.
 Llagostera Beltrán, Jorge Isaías. II. Universidade
 Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
 Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Thermodynamic evaluation of a combined cycle operating
under off-design conditions

Palavras-chave em Inglês: Gas turbine, Boilers, Steam Turbines,
Thermodynamics, Electricity Production

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, Joaquim Eugênio Abel Seabra,
Sílvio de Oliveira Junior, Denilson Boschiero do Espírito
Santo

Data da defesa: 03-02-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

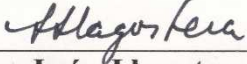
TESE DE DOUTORADO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO
COMBINADO OPERANDO FORA DAS
CONDIÇÕES DE PROJETO**

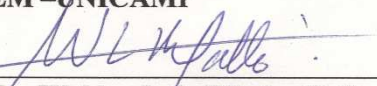
Autor: Flávio Fernando Guarinelo Júnior.

Orientador: Dr. Jorge Isaías Llagostera Beltrán

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



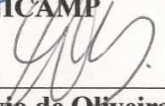
Prof. Dr. Jorge Isaías Llagostera Beltrán, Presidente
DE/FEM – UNICAMP



Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
DE/FEM-UNICAMP



Prof. Dr. Joaquim Eugênio Abel Seabra
DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior
Poli/USP



Prof. Dr. Denilson Boschiero do Espirito Santo
Sistern Ar Condicionado

Campinas, 03 de Fevereiro de 2012

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha esposa, Silvia Helena. Seu amor, incentivo e consideração sempre estiveram presentes na elaboração de mais este projeto da minha vida. A conclusão deste trabalho somente foi possível graças ao seu total apoio e a sua dupla função em assumir todas as responsabilidades da família na minha ausência.

Aos meus filhos, Julia e Rafael, que representam uma nova dimensão na minha vida.

Aos meus pais, pelo amor e carinho incondicionais.

Agradecimentos

Ao prof. Llagostera, agradeço pela sua orientação e transmissão de conhecimento ao longo dos três anos de convívio. Embora tivéssemos pouco tempo para discussões a respeito do tema, as poucas reuniões foram objetivas e agradáveis. Foram momentos em que abordávamos os mais variados assuntos que cercavam o trabalho, além do nosso cotidiano. Enalteço, também, a credibilidade que me foi atribuída.

A minha esposa, pelo apoio e palavras de incentivo.

Ao amigo Denílson Boschiero do Espírito Santo, pelos seus valiosos comentários sobre os resultados obtidos.

Ao colega de trabalho Mario Luiz Homma Junior, os meus agradecimentos por seus comentários a respeito tanto do conteúdo como da didática empregada na apresentação.

Este trabalho nada mais é do que o resultado da minha perseverança.

Resumo

GUARINELO JÚNIOR, Flávio Fernando, “Análise termodinâmica de ciclo combinado operando fora das condições de projeto” Campinas, SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012, 239 p, Tese (Doutorado)

O atendimento da demanda crescente de eletricidade, associado à necessidade do cumprimento de metas de emissões de gases causadores do aquecimento global, será um grande desafio ao setor elétrico nas próximas décadas. A geração de eletricidade ainda necessitará de combustíveis fósseis por muitos anos e a busca por eficiência energética nos processos térmicos que envolvem as usinas termoeletricas será determinante ao cumprimento das metas de emissões.

Neste contexto, o ciclo combinado tem sido apresentado como a tecnologia mais eficiente e com o menor impacto ambiental quando se considera o uso de combustíveis fósseis na geração de eletricidade. Possui curtos prazos de instalação e custos relativamente baixos em comparação às outras tecnologias, quer façam uso de fontes renováveis ou não, e tem passado por processos de evolução tecnológica que permitem eficiências de até 62%.

Mesmo que apresente características tão favoráveis, o desempenho do ciclo combinado é uma tecnologia sensível quando passa a operar em condições ambiente diferentes daquelas especificadas em projeto. A análise do comportamento do desempenho nestas condições é de extrema importância para fins de avaliação da viabilidade técnica e econômica do ciclo no local a ser instalado e é o tema central deste trabalho. Portanto, a proposta deste trabalho é analisar termodinamicamente a operação do ciclo combinado operando em condições fora-de-projeto (*off-design*) através do desenvolvimento de um sistema de equações não lineares que representam os balanços de massa e energia de cada componente e as relações entre si. O conjunto de equações do modelo analítico é resolvido através de uma ferramenta computacional comercialmente disponível, a qual permite a definição de variáveis independentes e das restrições necessárias a uma solução objetiva. A lógica empregada na solução do conjunto de equações define uma relação direta entre as mesmas através da redução do grau de liberdade de uma determinada variável.

A modelagem analítica revelou ser uma ferramenta importante na investigação do comportamento do desempenho do ciclo como um todo e a dependência termodinâmica entre os seus componentes.

Palavras- chave

Turbina a gás, Caldeiras, Turbinas a vapor, Termodinâmica, Energia elétrica - Produção

Abstract

GUARINELO JÚNIOR, Flávio Fernando, “Thermodynamic evaluation of a combined cycle operating under off-design conditions” Campinas, SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012, 239 p, Tese (Doutorado)

The worldwide growing demand for electricity associated with global warming issues is becoming a great challenge to the electric sector for the next decades. As the power generation still depends on the fossils fuels as main source, the combined cycle is further recognized for its better environmental performance in mitigating air pollution and by reducing the global warming effects. Based on this perspective, the combined cycle has been presented as the most efficient technology, by providing advantages due to its smaller environmental impact when considering the use of fossils fuels in power generation. It is characterized by its low capital cost and short construction lead time in comparison with other technologies, whatever type of renewable fuel is being used or not, it has been experiencing a technological evolution that boost its overall efficiencies to more than 62%. Even though it has been presented with such favorable characteristics, the overall efficiency of the combined cycle is very sensitive to environmental conditions as well as running from the base load. By analyzing all thermodynamic parameters in the combined cycle under off - design conditions it can provide a better understanding in order to develop a technical and economical feasibility and it is the core issue of this work.

Therefore, the proposal of this work aims to develop a system of non linear equations that represent the mass and energy balances of all component and the thermodynamic relationships among them. The group of equations of the analytical model is solved through a computational tool, commercially available, which allows the definition of independent variables and all constraint needs to reach a target solution. The logic employed in solving the system of equations defines a direct relationship among each combined cycle’s component through the reduction of the degree of freedom of a certain variable.

The analytical modeling revealed to be an important tool in the investigation of the combined cycle operation behavior as a whole and the thermodynamic dependence among all components.

Key- words

Gas turbine, Boilers, Steam Turbines, Thermodynamics, Electricity Production.

Índice

Resumo

Abstract

Lista de figuras

Lista de tabelas

Nomenclatura

1 INTRODUÇÃO	1
2 AS PERSPECTIVAS ENERGÉTICAS E TECNOLÓGICAS PARA AS PRÓXIMAS DÉCADAS NO BRASIL E NO MUNDO	8
2.1 Introdução	8
2.2 As relações climáticas e ambientais associadas ao setor energético	15
2.3 Bioeletricidade - potencial e estado da arte do uso da biomassa na geração de energia elétrica	21
3 REVISÃO DA LITERATURA	28
3.1 Considerações iniciais	28
3.2 Turbinas a gás	27
3.2.1 O ciclo simples	29
3.2.2 Turbina a gás com reaquecimento dos gases de combustão, resfriamento intermediário no compressor e regeneração.	38
3.2.3 Turbinas a gás com regeneração	42
3.2.4 O reaquecimento dos gases na turbina	45
3.2.5 O ciclo com resfriamento intermediário no compressor	48
3.2.6 Categorias de turbinas a gás	51
3.2.7 Arranjos construtivos	52
3.2.7.1 Turbina a gás de eixo Único (<i>Single shaft</i>)	52
3.2.7.2 Turbina a gás de eixo livre (<i>free shaft</i>)	54
3.2.8 Fatores que influenciam o desempenho	56

3.3	Caldeiras de recuperação (HRSG)	61
3.3.1	Caldeira de recuperação com 01 nível de pressão (<i>Single Pressure HRSG</i>)	66
3.3.2	Caldeira de recuperação com 02 níveis de pressão (<i>Dual Pressure HRSG</i>)	68
3.3.3	Caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão (<i>Triple Pressure HRSG</i>)	72
3.3.4	Ciclos com reaquecimento do vapor	78
3.3.5	Efeitos dos <i>Pinch</i> e <i>Approach Points</i>	79
3.3.6	Perdas de pressão dos gases ao longo da caldeira	82
3.3.7	Pré-aquecimento da água de alimentação	83
3.3.8	Parâmetros de projeto e fatores limitantes	83
3.3.9	Desempenho de caldeiras de recuperação	84
3.4	Turbina a vapor	85
3.4.1	Transferência de energia na turbina	86
3.4.2	A relação potência /consumo de vapor ou relação de calor	89
3.4.3	Critério de definição da pressão e temperatura do vapor	89
3.4.4	Características de expansão nos estágios das turbinas a vapor	94
3.4.5	Operação das turbinas a vapor fora das condições de projeto (<i>off design</i>)	95
3.4.6	O impacto da temperatura do meio de resfriamento no desempenho das turbinas a vapor de condensação.	99
4	CICLOS COMBINADOS	102
4.1	Introdução	102
4.2	A contribuição do ciclo combinado no parque gerador de energia elétrica	112
4.3	Os avanços tecnológicos e os seus impactos nas eficiências térmicas do ciclo combinado	113
4.4	Processos termodinâmicos de um ciclo combinado	117
4.5	A relação eficiência térmica -redução das emissões de CO ₂ nos ciclos combinados	126
4.5.1	Redução da emissão de CO ₂ por kWh gerado	128
4.5.2	A captura e estocagem de CO ₂	130
4.5.2.1	Tecnologias de captura do CO ₂ : pré-combustão, <i>oxyfuel</i> e pós-combustão	131
4.6	Perspectivas de integração de gaseificadores aos ciclos combinados	136
4.6.1	Ciclos combinados integrados a gaseificadores de carvão	136

4.6.2 Ciclos combinados integrados a gaseificadores de biomassa	139
5 MODELAGEM DE OPERAÇÃO NAS CONDIÇÕES “FORA DE PROJETO”	144
5.1 Introdução	144
5.2 A descrição do ciclo combinado a ser analisado	146
5.3 Modelagem da turbina a gás	148
5.3.1 Operação da turbina a gás fora das condições de projeto (<i>off- design</i>)	150
5.3.2 Representação dos mapas do compressor e da turbina na simulação desenvolvida	158
5.3.3 Estratégias de operação de turbinas a gás em cargas parciais	164
5.3.4 O equacionamento da turbina a gás	167
5.4 O equacionamento da caldeira de recuperação	173
5.5 O equacionamento da turbina a vapor e do condensador	182
5.6 A modelagem da torre de resfriamento	186
5.7 Modelagem das bombas da caldeira e de circulação torre/condensador	187
6 RESULTADOS	188
6.1 Introdução	188
6.2 Análise da modelagem dos componentes: comparação de resultados para validação	189
6.3 O comportamento do ciclo combinado em diferentes condições atmosféricas	191
6.4 Operação em cargas parciais	204
7 CONCLUSÕES	213
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	216
ANEXO A – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES	221
ANEXO B – MAPAS PARAMETRIZADOS	238

Lista de figuras

Figura 2.1-Emissões globais relacionadas a cada setor segundo os cenários de concentrações de CO ₂ .	19
Figura 2.2-Perspectivas de contribuição de cada fonte para se atingir as metas de concentração de CO ₂ na atmosfera: 450 e 550 ppm.	20
Figura 2.3-Participação das fontes de geração elétrica e a expansão do parque gerador no Brasil no período 2006/2015 (percentuais de capacidade instalada)	22
Figura 3.1-Os componentes principais de uma turbina a gás	30
Figura 3.2-Corte esquemático de uma turbina a gás, 17 estágios de compressão, eixo único	31
Figura 3.3-Diagramas P-v e T-s para um ciclo ideal de turbina a gás simples	32
Figura 3.4-Trabalho específico adimensional em função da relação de temperatura, t , e de pressão, r	35
Figura 3.5-O desempenho de uma turbina a gás em função da temperatura dos gases de combustão e da relação de pressão	37
Figura 3.6- Aumento da temperatura de combustão em decorrência do desenvolvimento de novas ligas metálicas associadas a técnicas de resfriamento das palhetas	38
Figura 3.7-Arranjo esquemático e diagrama T-s de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração, contemplando-se as irreversibilidades dos processos envolvidos	39
Figura 3.8-Variação da potência específica de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, regenerador e reaquecimento em função da relação de pressão	40
Figura 3.9-Variação da eficiência térmica de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, regenerador e reaquecimento como uma função da relação de pressão	41
Figura 3.10-Corte esquemático de uma turbina a gás com regenerador	43
Figura 3.11-Ciclo simples com regeneração – diagrama esquemático e T-s	43
Figura 3.12 – (a) Efeito da efetividade do trocador de calor sobre a eficiência térmica do ciclo e (b) efeito da temperatura de combustão e efetividade do trocador de calor sobre a eficiência térmica do ciclo.	45
Figura 3.13-Diagramas esquemático e T-s, de uma turbina a gás com reaquecimento	46

Figura 3.14-Desenho conceitual de um sistema de reaquecimento <i>in-situ</i> , da Siemens Westinghouse.	48
Figura 3.15-Diagrama volume específico- pressão para um processo de compressão demonstrando-se os efeitos do resfriamento intermediário isotérmico e isoentrópico de um processo de compressão.	49
Figura 3.16- Configuração de uma turbina a gás de eixo único.	53
Figura 3.17-Componentes de uma turbina a gás de eixo livre.	55
Figura 3.18-Linhas de equilíbrio e eficiência em função do ponto de operação	56
Figura 3.19-Desempenho de uma turbina a gás em função da temperatura do ar	57
Figura 3.20- Eficiência relativa típica da turbina a gás, ciclo a vapor e ciclo combinado em função da variação da temperatura do ar ambiente em relação as condições ISO.	58
Figura 3.21- Fator de correção típico da potência de uma turbina a gás em função da altitude	59
Figura 3.22-Potência específica e eficiência térmica para várias temperaturas em função da umidade relativa. Relação de pressão e temperatura de entrada na turbina constante.	60
Figura 3.23-Perfis de temperaturas típicos: caldeiras de um e dois níveis de pressão	62
Figura 3.24-Desempenho dos ciclos combinados em função dos níveis de pressão na caldeira e temperaturas dos gases de exaustão da turbina a gás	63
Figura 3.25-Efeito da pressão do vapor na potencia da turbina para um ciclo combinado de 01 nível de pressão, temperatura do vapor superaquecido de 568 °C	67
Figura 3.26-Diagrama energia/temperatura de uma caldeira de um nível de pressão, comparando-se a recuperação de energia na pressão de 40 e 105 bar	67
Figura 3.27-Arranjo típico de uma caldeira de recuperação com 02 níveis de pressão, circulação forçada nos balões dos evaporadores, sem queima suplementar.	69
Figura 3.28- Diagrama temperatura/energia para uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão sem reaquecimento. Temperatura dos gases de exaustão da turbina: 647 C; Pressão de vapor: secção de alta = 113 bar; de baixa = 5.4 bar.	70
Figura 3.29-Efeito da pressão de baixa na eficiência da caldeira de recuperação	71
Figura 3.30-Arranjo típico de uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão, circulação forçada nos balões dos evaporadores, sem queima suplementar	72
Figura 3.31-Diagrama T-s para o processo de geração de vapor em uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão	73

Figura 3.32-Diagrama temperatura/energia para uma caldeira de recuperação de três níveis de pressão sem reaquecimento. Temperatura dos gases de combustão na turbina, 1500 K, Pressões de vapor : de alta = 110 bar; de média= 26 bar e de baixa = 5,4 bar.	74
Figura 3.33-Temperatura de saturação do vapor em função da pressão	75
Figura 3.34-Fluxograma de otimização da caldeira de recuperação: do ciclo combinado completo até a componente caldeira de recuperação.	77
Figura 3.35-Diagrama T-s para o processo de geração de vapor em uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão e reaquecimento	78
Figura 3.36-Perfil de temperatura típico de uma caldeira com 01 nível de pressão.	80
Figura 3.37-Efeito da mudança do <i>pinch point</i> no custo e recuperação de calor.	81
Figura 3.38-Ciclo térmico real de um ciclo a vapor no diagrama T-s, considerando-se um nível de pressão.	87
Figura 3.39- Linhas de superaquecimento ótimas para uma turbina a vapor de condensação.	90
Figura 3.40-Turbina a vapor com estágios de impulso	91
Figura 3.41-Turbina de reação	91
Figura 3.42-Diagrama T-s comparando-se dois pontos de operação em uma turbina a vapor	94
Figura 3.43-Eficiência térmica de um ciclo Rankine segundo três estratégias de controle de carga.	95
Figura 3.44-Diagrama de pressão deslizante na caldeira de recuperação.	96
Figura 3.45-Eficiência térmica de um ciclo Rankine segundo três estratégias de controle de carga.	97
Figura 3.46-Diagrama de pressão deslizante na caldeira de recuperação.	99
Figura 4.1-Diagrama de distribuição de energia de um ciclo combinado.	104
Figura 4.2-Arranjo típico de um ciclo combinado com 01 nível de pressão na caldeira, sem queima suplementar.	106
Figura 4.3-Custos médios de equipamentos de plantas de ciclos combinados. Combustível : Gás natural e frequência de 60 Hz.	107
Figura 4.4-Dependência do custo da eletricidade em função do tempo de utilização equivalente. Referencia de uma planta com potencia instalada de 100 MW. Preço do GN ~ US\$ 2,70/ MBTU	108

Figura 4.5-Dependência do custo da eletricidade gerada em função do custo do combustível	109
Figura 4.6-Participação típica de cada turbina no total de potência gerada ao longo da faixa de operação de um ciclo combinado.	111
Figura 4.7-Eficiência do ciclo a vapor em função da temperatura de entrada dos gases na caldeira de recuperação. 3 níveis de pressão com reaquecimento do vapor.	115
Figura 4.8-A elevação das eficiências dos ciclos combinados ao longo das últimas décadas	116
Figura 4.9-Diagramas Temperatura-Entropia (T-S) para o ciclo Brayton, Rankine e a combinação de ambos.	119
Figura 4.10-Relação de recuperação de calor e potência de uma caldeira de recuperação com queima suplementar.	120
Figura 4.11-As eficiências de um ciclo simples e de um ciclo combinado, em função da temperatura de entrada na turbina e da relação de pressão.	123
Figura 4.12-Níveis de temperatura dos gases de exaustão em função da relação de compressão de algumas turbinas a gás comerciais.	124
Figura 4.13-Eficiências de um ciclo simples e de um ciclo combinado, em função da TET e TST	125
Figura 4.14-Emissões relativas de CO ₂ por tecnologia de geração de eletricidade	127
Figura 4.15-Emissões estimadas de CO ₂ baseada na temperatura dos gases de combustão para ciclos combinados a gás natural. Base de geração de 10.000 TWh/ano. Ano projetado: 2030.	128
Figura 4.16-Formas e caminhos de captura de CO ₂ em diversos processos de conversão de energia	132
Figura 4.17-O ciclo combinado baseado no <i>oxyfuel</i> tendo o CO ₂ como fluido de trabalho	133
Figura 4.18-Referencial de custos de geração para diversas tecnologias - com e sem captura de CO ₂ projetados para o ano 2020, nos EUA. Base de referência: geração hidráulica.	135
Figura 4.19-Fluxograma básico de um sistema de gaseificação de biomassa	139
Figura 5.1-Fluxograma do ciclo combinado a ser analisado com os principais pontos identificados	147

Figura 5.2 -Interação termodinâmica para fins de modelagem do ciclo combinado	148
Figura 5.3- Componentes principais de uma turbina a gás de eixo único.	149
Figura 5.4- Mapa de um compressor axial em função do fluxo mássico e da relação de pressão.	151
Figura 5.5- Mapa da turbina em função da relação de expansão e vazão mássica corrigida relativa à condição de projeto.	152
Figura 5.6-Diagrama de fluxo de informações em uma solução para determinar o ponto de <i>equilibrium</i> de uma turbina a gás.	155
Figura 5.7-Arranjo esquemático de uma turbina a gás de eixo livre.	156
Figura 5.8-O problema de leitura de um mapa de compressor axial.	159
Figura 5.9-Demonstração de uma rede de linhas beta sobre o mapa do compressor.	160
Figura 5.10-Representação dos parâmetros: fluxo mássico corrigido versus rotação corrigida, em função das linhas beta.	161
Figura 5.11-Representação dos parâmetros: relação de pressão versus rotação corrigida, em função das linhas beta.	162
Figura 5.12-Representação dos parâmetros: eficiência do compressor versus rotação corrigida, em função das linhas beta.	162
Figura 5.13-Mapa de uma turbina com as linhas de eficiência isentrópica em função do fluxo mássico corrigido e relação de pressão.	163
Figura 5.14-Os parâmetros de desempenho de uma turbina a gás V64.3, da Siemens, em cargas parciais	164
Figura 5.15- Efeito das guias de entrada variável nos compressores axiais	166
Figura 5.16-A equiparação de parâmetros para determinar o ponto de operação de projeto da turbina a gás V84.3 A	169
Figura 5.17-Mapa de parâmetros do compressor KV 8.3 adimensionalizados	170
Figura 5.18-A operação da turbina V84.3 A de acordo com a ajustagem das guias de entrada variável.	171
Figura 5.19-Comportamento estimado das linhas de rotação em função da operação do conjunto IGV e VSV segundo a figura 5.16.	171

Figura 5.20-Desempenho em regime transiente de uma turbina V64.3, da partida à 108% da carga.	172
Figura 5.21- Ciclo a vapor: lógica do desenvolvimento da sub-rotina na condição fora de projeto.	176
Figura 5.22-Ciclo a vapor- lógica do desenvolvimento da sub-rotina na condição de projeto	182
Figura 5.23-Coefficientes de correção para condensadores de superfície	186
Figura 6.1-Comportamento da potência específica do compressor e da vazão mássica de ar em função da temperatura do ar ambiente.	192
Figura 6.2- Os efeitos da temperatura do ar ambiente na relação de pressão, potência consumida e temperatura de descarga do compressor.	192
Figura 6.3-Linha de operação do compressor para o intervalo de temperatura do ar ambiente entre 0 e 35 °C, pressão atmosférica de 101.325 kPa. Parâmetros adimensionalizados relativos a condição de projeto.	193
Figura 6.4-Comportamento dos principais parâmetros da turbina a gás em função da temperatura do ar ambiente, umidade relativa de 60% . Potência máxima disponível em função da temperatura ambiente.	194
Figura 6.5-Variação da pressão de evaporação e taxa de geração de vapor em função da temperatura do ar ambiente. Temperatura do vapor superaquecido variável – 502 à 552 °C para a faixa de temperatura do ar ambiente compreendida.	195
Figura 6.6-O comportamento do <i>pinch</i> e <i>approach</i> em função da temperatura do ar ambiente, turbina a gás a plena carga.	196
Figura 6.7-Diagrama energia transferida e temperatura na caldeira de recuperação em função da temperatura do ar ambiente, a plena carga para a condição ambiente.	197
Figura 6.8-As eficiências relativas da turbina a gás, turbina a vapor, da caldeira de recuperação e do ciclo combinado, em função da temperatura ambiente.	198
Figura 6.9-Comportamento da TET, TST e vazão de gases na turbina a gás em função da temperatura ambiente.	198
Figura 6.10-Parâmetros de operação no condensador em função da temperatura do ar ambiente, umidade relativa de 60%.	199
Figura 6.11-A influência da temperatura do ar ambiente sobre a pressão de condensação e a potência relativa da turbina a vapor.	200

Figura 6.12-Variação das potências relativas da turbina a gás e a vapor e do ciclo combinado, considerando-se pressão de condensação constante e em função da temperatura do ar ambiente.	201
Figura 6.13-Variação das potências em função da umidade relativa do ar a 15 °C, 100 % de carga.	202
Figura 6.14-Variação das eficiências relativas em função da umidade relativa do ar, 15 °C e 100 % de carga.	202
Figura 6.15-Potência relativa da turbina a gás e do ciclo combinado em função da altitude. Representação para temperatura do ar ambiente para 15 °C.	203
Figura 6.16-Simulação da vazão mássica de ar em função da abertura do IGV, condições ISO.	205
Figura 6.17-O deslocamento do ponto de operação do compressor entre 60 e 100 % de carga na turbina a gás para as condições ISO.	205
Figura 6.18-Eficiências relativas em cargas parciais da turbina a gás, turbina a vapor e do ciclo combinado, condições ISO.	206
Figura 6.19- O comportamento do título do vapor na entrada do condensador para 100 % e 60 % da carga da turbina a gás.	207
Figura 6.20-Comportamento das temperaturas de entrada e de saída da turbina a gás e a relação de pressão em função da sua carga, condições ISO.	207
Figura 6.21-Relação de potência entre as duas turbinas em função da carga do ciclo combinado.	208
Figura 6.22-O comportamento das propriedades termodinâmicas do vapor em função da carga do ciclo combinado. Condição ISO.	209
Figura 6.23-Parâmetros da caldeira em função da carga da turbina a vapor, modo de operação em pressão deslizante (<i>sliding pressure</i>).	210
Figura 6.24-Eficiência da caldeira de recuperação e do ciclo a vapor em função da carga relativa do ciclo combinado.	210
Figura 6.25-Taxa de geração de vapor, título na entrada do condensador e eficiência isoentrópica da turbina a vapor em função da carga do ciclo combinado.	211
Figura 6.26-Participação de recuperação da energia interna dos gases na caldeira de recuperação ao longo da faixa de carga analisada.	211

Lista de tabelas

Tabela 2.1-Evolução do crescimento das fontes primárias energéticas mundiais segundo previsão do cenário Referencia Mtoe	10
Tabela 2.2-Indicadores econômicos e energéticos de algumas regiões e países, ano base 2007.	11
Tabela 2.3-Evolução dos indicadores econômicos e energéticos no período 2005/2030 segundo os cenários A, B1, B2 e C, propostos pelo PNE 2030	13
Tabela 2.4-Evolução da capacidade instalada no decênio 2010 2019 por fonte de geração	14
Tabela 3.1-Comparação de alguns modelos comerciais com sistemas de regeneração .	42
Tabela 3.2-Síntese comparativa entre turbina a gás aeroderivativas e industriais	52
Tabela 3.3-Aumento de custos e eficiência relativos em plantas de ciclos combinados	63
Tabela 3.4-Comparação construtiva e operacional entre as caldeiras horizontal e vertical	65
Tabela 3.5-Arranjos principais de turbinas a vapor	93
Tabela 3.6-Comparação do desempenho de um ciclo combinado para diferentes sistemas de resfriamento e temperaturas ambiente.	101
Tabela 4.1-Parâmetros termodinâmicos de processos compostos por turbinas a gás, turbinas a vapor e a combinação entre ambos.	118
Tabela 4.2-Plantas comerciais em operação baseadas no ciclo IGCC.	137
Tabela 4.3-Identificação de plantas projetadas e em construção baseadas no ciclo IGCC com captura de CO ₂	138
Tabela 5.1-Parâmetros de operação da turbina a gás SGT6-4000F da Siemens	168
Tabela 5.2-Dados para cálculo na condição de projeto da caldeira de recuperação.	174
Tabela 5.3-Condições de operação de projeto da turbina a vapor.	183
Tabela 6-1-Comparativo dos principais parâmetros da turbina a gás em 100 e 60 % de carga, em condições ISO.	190
Tabela 6.2-Parâmetros dimensionais do compressor e da turbina entre 0 e 35 °C.	194

Nomenclatura

Letras Latinas

A	área	[m ²]
C _p	calor específico	[kJ/kg.K]
Ger	gerador	
h	entalpia específica	[kJ/kg]
N	rotação	[RPS]
P	pressão	[kPa]
Q	fluxo de calor	[kJ/s]
mmca	milímetros de coluna de água	
m	vazão mássica	[kg/s]
K	fator de correção das propriedades dos gases de combustão	
mec	mecânico	
n	número de moles	[mol]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
RPM	rotações por minuto	
rp	relação de pressão	
s	entropia específica	[kJ/kg. K]
T	temperatura absoluta	[K]
TG	turbina a gás	
V	velocidade	[m/s]
v	volume específico	[m ³ /kg]
W	trabalho/potência	[MW]

.....

Letras Gregas

ε– efetividade

σ – relação de pressão critica do vapor

Δ –variação

ς – perda de pressão na câmara de combustão

η - eficiência

γ –relação de calores específicos

.....

Superescritos

.....

Subescritos

Amb ambiente

sup superaquecedor

comb combustível

comp compressor

cond condensador

eletr elétrico

evap evaporador

f formação (entalpia)

liq líquido

proj projeto

q quente

reaquec reaquecimento

term térmico

turb – turbina

.....

Abreviações

ABB Asea Brown Boveri

AIE Agencia Internacional de Energia

ASME American Society of Mecahnical Engineers

BIG–GT	Biomass integrated gasification – gas turbine
CC	ciclo combinado
CHP	combined heat and power
CT	função das condições de vapor na entrada da turbina a vapor
DMLT	Diferença média logarítmica de temperatura
EES	Engineering Equation Solver
EOR	Enhance Oil Recovery
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GE	General Electric
GN	gás natural
HRSG	caldeira de recuperação
IGCC	Integrated gaseification combined cycle
IGV	Inlet Guide Vane
ISO	International Standard Organization
OCDE	Organização para Cooperação do Desenvolvimento Econômico
PROINFA	Programa de Incentivo a Fontes Alternativas
TV	turbina a vapor
UNICA	União dos produtores de açúcar e etanol
VSV	Variable Stator Vanes

.....

1 INTRODUÇÃO

As últimas edições dos relatórios anuais da AIE-Agência Internacional de Energia têm destacado a crescente demanda por eletricidade em todo o mundo em conjunto à necessidade urgente de equacionar a emissão de gases que provocam o aquecimento global.

Os combustíveis fósseis ainda terão uma grande contribuição na matriz energética global por vários anos e as tecnologias existentes, que fazem uso dos mesmos, deverão passar por processos de melhorias de eficiência tanto por questões de competitividade como ao atendimento às novas e complexas exigências ambientais.

É consenso nas previsões e discussões sobre tendências energéticas que não haverá uma tecnologia predominante, mas sim uma considerável gama de opções que possam aproveitar a grande diversidade de recursos naturais disponíveis. Toma-se como exemplo o caso do carvão mineral que tem contribuído com $\frac{1}{4}$ do total em escala global como fonte primária ao longo dos últimos 40 anos. Será certamente, uma opção a longo prazo devido a sua abundância e baixos preços porém, deverá ser empregado de maneira mais eficiente e menos poluente. Neste contexto, o ciclo combinado apresenta-se como uma possibilidade para o seu uso através da gaseificação integrada do carvão com posterior captura e seqüestro do CO₂.

Portanto, o atendimento às metas de concentração de CO₂ deverá gerar ações de mitigação, praticamente concentradas no setor de geração de eletricidade, pois, cerca de 2/3 das emissões globais são geradas por este setor. Presume-se que o setor energético nos próximos 20 anos apresentará um perfil tecnológico muito diferente daquele que predominou nas duas últimas décadas, pois o novo modelo de desenvolvimento será fundamentado e pautado pela pressão da opinião pública, muito mais atenta e crítica às questões relacionadas aos aspectos ambientais.

As ações de mitigação, segundo a Agência Internacional de Energia, deverão ser baseadas em rotas tecnológicas que favoreçam a promoção de processos de conversão energéticas mais eficientes, em conjunto com o suprimento de energia elétrica através de fontes não poluentes e renováveis.

Estima-se que somente o aumento das eficiências de conversões energéticas, inerentes ao setor de geração de eletricidade, possa contribuir com a metade das metas de redução das emissões a serem atingidas em 2030. Será a tendência natural na busca por processos mais eficientes, decorrente de uma menor disponibilidade de recursos naturais e da pressão por redução de custos.

Como o setor de geração de eletricidade tem passado por um processo evolutivo baseado na pressão exercida pelos preços dos combustíveis, na década de 90 um novo elemento relevante tornou-se uma questão de sobrevivência às empresas: a busca por processos que apresentassem o menor impacto ambiental. Nesta mesma década, em vários países o mercado de geração de eletricidade passou por processos de privatização e descentralização, condição que favoreceu um ambiente de negócios mais competitivo.

Ambientes competitivos criam mecanismos de desenvolvimento mais ágeis e, especialmente no setor de geração de eletricidade, tem se traduzido na forma de aumento das eficiências.

Com a entrada em vigor do Protocolo de Kyoto, em meados de 2006, os objetivos foram direcionados a estimular o desenvolvimento de tecnologias que permitissem reduzir as emissões de CO₂. As opções disponíveis, desde então, têm se resumido às fontes renováveis e às tecnologias energeticamente mais eficientes, e o ciclo combinado pode ser inserido neste contexto. O mesmo tem sido uma grande opção na expansão da capacidade de geração de eletricidade em vários países, considerando-se, também, o Brasil. No maior consumidor de energia elétrica, os EUA, onde praticamente congelou a instalação de usinas nucleares nas décadas de 90 e na seguinte, o ciclo combinado tem participado com expressiva participação na expansão da capacidade de geração.

Somente na década passada, participou com 20 % na geração global de eletricidade, ante 10 % na década de 70.

Com tal cenário adverso às demais tecnologias, os ciclos combinados passaram a ser a opção mais atrativa, graças aos seus custos de instalação e geração, os quais são mais competitivos que as demais opções. Apresenta um prazo menor de construção e ainda, a seu favor, a menor relação carbono/hidrogênio quando utilizando o gás natural dentre os

combustíveis fósseis que, conseqüentemente, emite uma menor taxa de CO₂ por kW.h gerado.

Composto pela associação da tecnologia de uma turbina a gás com um ciclo a vapor redesenhado para a recuperação da energia interna contida nos gases de exaustão, o ciclo combinado tem sido reconhecido como o sistema de geração termoelétrica mais eficiente disponível até então. Eficiências térmicas em torno de 60% representam o estado da arte deste ciclo.

A evolução tecnológica do ciclo combinado se resume, principalmente, às turbinas a gás, onde o desenvolvimento de materiais metalúrgicos associados a sistemas de resfriamento das palhetas, permite elevar substancialmente a temperatura dos gases de combustão sem o comprometimento da resistência térmica destes componentes. Com tais avanços, a eficiência térmica das turbinas a gás, operando de forma isolada, tem alcançado até 40 %.

Embora haja uma série de tentativas de se aproximar o ciclo Brayton do ciclo ideal, através do resfriamento intermediário do ar ao longo do processo de compressão, bem como da regeneração dos gases de exaustão, tais recursos raramente apresentam viabilidade econômica, ainda que venham a ser termodinamicamente factíveis. Raras exceções são atribuídas às turbinas de baixa potência.

Os fabricantes de turbinas a gás têm privilegiado tecnologias que apresentam sistemas mais simples e robustos e nas duas últimas décadas o seu desenvolvimento tem sido amplamente direcionado aos ciclos combinados. Um dos destaques compete à turbina a gás GT 24/26, da ABB, a qual oferece um sistema de reaquecimento dos gases que visa não somente aumentar a sua potência, mas, também, melhorar a taxa de recuperação na caldeira de recuperação, resultando num expressivo aumento da eficiência térmica do ciclo combinado.

A determinação do desempenho em condições fora de projeto, diferentes daquelas definidas na concepção do projeto, e relativas à ISO: 15 °C e 101.325 kPa, é importante para avaliar a real capacidade e eficiência do ciclo combinado. Tal avaliação é vital para o operador identificar todos os cenários possíveis ao longo de um determinado período de operação. Entender e identificar tais efeitos são vitais para questionar a garantia de capacidade da planta.

Alinhado a este conceito, o presente trabalho propõe desenvolver uma rotina computacional que permita simular as condições essenciais de compatibilidade de fluxo, energia e rotação entre o compressor e a turbina, os quais refletem diretamente na forma de operação dos demais componentes do ciclo combinado. Geralmente, os modelos de análise são realizados segundo dados obtidos de ábacos de desempenho, os quais são fornecidos pelos fabricantes das turbinas a gás com fatores de correção para cada variável que possa interferir no seu desempenho.

Os mapas das características, termo comumente usado para referenciar os parâmetros do compressor e da turbina, raramente são encontrados na literatura aberta.

No desenvolvimento da rotina computacional deste trabalho, dados disponíveis de uma turbina a gás encontrada no Gatecycle (2010) foram utilizados com hipóteses embasadas na interpretação de informações obtidas em artigos relacionados ao mesmo tipo e porte de equipamento.

A rotina computacional desenvolvida envolve os balanços de massa e energia de todos os componentes e com vínculos às devidas relações termodinâmicas. A rotina representa um sistema de equações, geralmente não lineares, construída na plataforma computacional Engineering Equation Solver- EES[®].

As variáveis independentes são calculadas em um conceito similar ao processo iterativo e tendo estimativas iniciais e intervalos previamente definidos. A convergência ocorre quando todas as condições são atendidas e respeitando-se a faixa de tolerância determinada. Valores de tolerância acima daqueles especificados são identificados através de alertas e mensagens.

O conceito apresentado por esta ferramenta permite, segundo a percepção do autor, uma maior flexibilidade na análise termodinâmica que decorre da maior possibilidade de definições de dependência ou não entre as variáveis.

O ciclo combinado considerado para o desenvolvimento da rotina computacional é composto por uma turbina a gás de eixo único acoplada à uma caldeira de recuperação de 01 nível de pressão e uma turbina a vapor de condensação. As condições de saída do vapor na turbina também são analisadas, não somente em relação ao regime de operação da caldeira de recuperação, mas também, em relação à influência das condições ambientais diferentes daquelas definidas em projeto. Embora uma série de resultados seja apresentada, é importante ressaltar a metodologia empregada no desenvolvimento do sistema de equações de cada componente, em especial à turbina a gás. Na sub-rotina deste componente adotou-se a parametrização do mapa do compressor usando-se o conceito de coordenadas auxiliares, que foram obtidas da superimposição de linhas parabólicas sobre o mesmo, técnica sugerida e utilizada por vários autores, entre eles Joachin Kurzke.

Na modelagem da caldeira de recuperação utiliza-se o método do “cálculo de desempenho”, apresentado por V. Ganapathy. Tal método baseia-se na determinação dos perfis de temperatura bem como dos fluxos de energia, segundo critérios de correção em relação à condição de projeto. A análise da caldeira permite demonstrar como as variações na operação da turbina a gás afetam os parâmetros operacionais deste componente, além do vínculo termodinâmico com a turbina a vapor.

O desenvolvimento do trabalho foi desmembrado nos seguintes capítulos:

No Capítulo 2 foi apresentada uma abordagem sobre as perspectivas energéticas e ambientais sobre os anos que virão, com uma visão ampla, especialmente relacionada ao tema do trabalho. A evolução do consumo de energia nos últimos anos e as percepções dos diversos órgãos de estudo e análises, são apresentadas associando-se à questão da demanda crescente à necessidade de geração de eletricidade de maneira mais limpa e eficiente. O capítulo ainda trata da relação da tecnologia do ciclo combinado onde merece destaque

graças a sua possibilidade de contribuição na mitigação dos gases causadores do aquecimento global.

No Capítulo 3 são revisados os conceitos termodinâmicos em conjunto com uma pesquisa bibliográfica dos três principais componentes. As várias possibilidades e tentativas em melhorar o desempenho das turbinas a gás são demonstradas, e a revisão ainda é reforçada com uma percepção sobre a sua evolução tecnológica ao longo das duas últimas décadas. Os demais componentes também passam por uma revisão de maneira similar, especialmente em relação às caldeiras de recuperação, onde são demonstradas as configurações relacionadas à quantidade de níveis de pressão e os critérios de escolha das pressões do vapor a ser gerado. O capítulo é concluído com uma revisão conceitual das turbinas a vapor, segundo as peculiaridades relacionadas à sua operação, em um ciclo combinado.

O Capítulo 4 trata de maneira mais ampla os conceitos termodinâmicos envolvidos no ciclo combinado. Nele, demonstram-se os conceitos que o tornam o mais eficiente processo de conversão de energia térmica em elétrica que venha a utilizar combustíveis fósseis. O capítulo é concluído demonstrando-se a contribuição que a tecnologia do ciclo combinado pode oferecer aos processos de mitigação de emissão de CO₂.

No Capítulo 5 é demonstrada toda a modelagem do ciclo combinado de maneira bem detalhada. As hipóteses e considerações a respeito do comportamento de alguns componentes são apresentadas, além dos critérios de correção em relação à condição de projeto. Quanto à modelagem da turbina a gás, o conceito das coordenadas auxiliares é demonstrado como a solução para contornar o problema de leitura de parâmetros dos mapas de compressores. As considerações de projeto bem como as condições admitidas para todas as equações envolvidas são apresentadas. Na turbina a gás, uma perspectiva de análise sobre a melhor forma de manter a eficiência da mesma em cargas parciais, com base no controle de entrada de ar no compressor é analisada.

No Capítulo 6 são apresentados os resultados da análise termodinâmica do ciclo operando em condições fora de projeto: do ambiente; onde a temperatura, pressão e umidade do ar são consideradas, e da carga a ser gerada.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões e as possibilidades de estudos adicionais que poderiam estar relacionados ao trabalho.

O Anexo A apresenta o sistema de equações no formato da rotina computacional, abrangendo-se todos os componentes do ciclo combinado.

E, finalmente no Anexo B, é apresentado os mapas de parâmetros relativos ao compressor e a turbina, segundo o modelo máquina adotado para a análise. Neles estão consideradas as linhas betas, sobrepostas às linhas de eficiência e rotação em função da relação de pressão e vazão mássica, no formato adimensional e corrigido em relação à condição de projeto adotada. Dos mapas desenvolvem-se as tabelas parametrizadas (*look up tables*), as quais fazem parte da rotina de cálculos dos parâmetros da turbina a gás operando fora das condições de projeto.

2 AS PERSPECTIVAS ENERGÉTICAS E TECNOLÓGICAS PARA AS PRÓXIMAS DÉCADAS NO BRASIL E NO MUNDO

2.1 Introdução

Os custos dos insumos energéticos aumentaram dramaticamente desde o início da década de 90. Neste período, o processo de privatização de grandes corporações de energia associado à desburocratização e descentralização da geração de eletricidade, provocou o surgimento de um ambiente mais competitivo no setor de energia. O resultado prático deste processo foi um incentivo à busca por processos mais eficientes.

Acredita-se, que nos próximos 20 anos, o setor energético deverá ter um perfil muito diferente daquele que predominou nas duas últimas décadas devendo, obrigatoriamente, desenvolver rotas tecnológicas pautadas pela pressão da opinião pública, muito mais atenta e crítica às questões relacionadas ao meio ambiente.

Os mercados serão regulados e direcionados por tais exigências e alinhados às necessidades de criar condições competitivas aos investidores no setor energético. Em suma, o grande desafio será atender a demanda crescente por energia, porém, respeitando-se as necessidades de redução de emissão de gases que venham a provocar o aumento do efeito estufa.

A forte expansão do consumo de energia tem sido provocada pela expansão da renda da população e também, como resultado dos programas de universalização do consumo de energia elétrica, principalmente nos países em desenvolvimento.

Na década passada, entre 2001 e 2010, a capacidade instalada de geração de energia elétrica apresentou um acréscimo de aproximadamente 650 GW, 20 % maior do que a década anterior e, segundo as projeções apresentadas nos relatórios da Agência Internacional de Energia, estima-se um crescimento na ordem de 55% no período entre 2007 e 2030¹.

¹ Haveria, entretanto, duas fases distintas de crescimento neste período, sendo entre 2005 e 2015, de 2,3 % ao ano, e a partir de 2015 até 2030, um pequeno decréscimo situando-se em 1,4% ao ano. Esta tendência é

Prevê-se que será um período turbulento e incerto, fruto da necessidade da implementação de políticas governamentais que possam reduzir a emissão de gases causadores do efeito estufa. Tais políticas governamentais podem até estabelecer níveis de emissões factíveis, segundo os cenários fictícios propostos² pela AIE, mas, até então, as negociações tem sido demoradas, pouco produtivas e polêmicas. O grande obstáculo à grande maioria dos países são as outras prioridades no momento e estão relacionadas às questões econômicas, que visam equacionar os efeitos negativos da crise financeira de 2008. Estabelecer concessões e outros subsídios tem sido visto como um impedimento à recuperação econômica.

As projeções de emissões de gases causadores do aquecimento global estão baseadas em dois cenários:

- o cenário fictício, que fora criado em meados de 2006, onde as políticas energéticas atualmente adotadas seriam mantidas, mas os subsídios dados à fontes poluidoras em determinados países seriam eliminados gradativamente, condição que naturalmente favoreceria o desenvolvimento de tecnologias mais limpas;

- no cenário Referência, o carvão e o petróleo continuarão a ter uma contribuição significativa dentro do grupo classificado como fontes primárias e seria a perspectiva no qual onde não haveria nenhuma ação de mitigação das emissões de gases que provocam o aumento do efeito estufa .

As fontes renováveis poderão dobrar a sua participação entre 2015 e 2030 e a biomassa, em conjunto com outros resíduos, teria um incremento pouco expressivo, segundo o relatório anual emitido pela AIE, o World Energy Outlook de 2007.

A tabela a seguir demonstra a participação de cada fonte e as expectativas de crescimento para o período 2005 /2030. Os valores indicados estão expressos em milhões de toneladas de óleo equivalente.

interpretada em razão do aumento gradativo das eficiências energéticas em todos os setores: geração de eletricidade, transportes, habitação e industrial.

² O Cenário Referência é uma projeção de como os mercados de energia global contribuirão para as concentrações de CO₂ na atmosfera se a demanda e o suprimento de energia não se alterarem até 2030. Ele é revisado anualmente segundo as projeções executadas pela AIE.

Tabela 2.1-Evolução do crescimento das fontes primárias energéticas mundiais segundo previsão do cenário Referência Mtoe.

	1980	2000	2006	2015	2030	2006-2030*
Carvão	1 788	2 295	3 053	4 023	4 908	2.0%
Petróleo	3 107	3 649	4 029	4 525	5 109	1.0%
Gás Natural	1 235	2 088	2 407	2 903	3 670	1.8%
Nuclear	186	675	728	817	901	0.9%
Hidro	148	225	261	321	414	1.9%
Biomassa e resíduos	748	1 045	1 186	1 375	1 662	1.4%
Outros Renováveis	12	55	66	158	350	7.2%
Total	7 223	10 034	11 730	14 121	17 014	1.6%

* Taxa média anual de crescimento

** Inclui uso moderno e tradicional

Fonte: World Energy Outlook (2008).

Analisando a tabela, constata-se que o consumo de combustíveis fósseis ainda terá aumentos significativos nos países em desenvolvimento, onde o consumo de energia per capita ainda permanece muito abaixo dos países membros da OECD³. Somente a China e a Índia participarão com metade do crescimento da demanda de energia para o período 2005/2030. Em 2010 a China ultrapassou os EUA e a Índia passou a ocupar a terceira posição em termos absolutos de consumo de energia.

De 2009 até 2030, a China irá instalar uma capacidade de geração maior que a existente nos EUA, visando atender a entrada no mercado consumidor de mais de 400 milhões de pessoas que ainda não possuem acesso a eletricidade. Tal expectativa irá gerar uma forte pressão na demanda.

³ A OECD é um fórum constituído por trinta países membros que trabalham em conjunto para discutir questões sociais, económicas e ambientais relacionadas ao processo de globalização, sendo: EUA, União Européia e Japão.

Tabela 2.2- Indicadores econômicos e energéticos de algumas regiões e países, ano base 2007.

Região/país	População (milhões)	PIB (US\$ bilhões)	Produção de energia (Mtoe)	Consumo de eletricidade (TW.h)	Consumo relativo de eletricidade (kW.h/capita)	Emissões de CO ₂ (Mt de CO ₂)
Mundo	6609	39493	11940	18187	2752	28962
OECD	1185	30110	3833	10048	8477	13001
Oriente Médio	193	891	1527	628	3252	1389
China	1327	2623	1814	3114	2346	6071
Ásia	2148	2308	1221	1514	705	2898
América Latina	461	1938	705	847	1838	1016
Brasil	191	808	215	412	2154	347
EUA	302	11468	1565	4113	13616	5769

Fonte : Adaptado do relatório anual Key World Energy Statistics(2007) da AIE.

Especificamente em relação ao grupo constituído pelos países membros da OECD, o consumo de energia terá incrementos menores do que os demais, pois o enfoque neste grupo deverá ser pautado numa maior atenção à busca pela eficiência energética, vocação característica dos países com maior desenvolvimento tecnológico.

Em termos de forte crescimento, a região asiática deverá ser o destaque por um longo período dado a sólida e consistente evolução do seu crescimento econômico. Sendo a base econômica voltada à indústria de transformação e de manufatura, o consumo de petróleo e carvão será crescente para atender à grande demanda por energia. Em relação à demanda por eletricidade as previsões projetam uma taxa de crescimento anualizada em torno de 2,8 % até 2030. (World Energy Outlook, 2008)

Um fator que tem provocado a instabilidade global no setor energético é a forte dependência dos grandes consumidores de petróleo e gás de países exportadores, que na sua grande maioria, apresenta uma grande instabilidade sócio-política. O resultado desta evidência tem provocado, recentemente, o favorecimento de mecanismos e políticas que visam reduzir tal dependência, através da promoção da diversificação de outras fontes de

geração, basicamente constituídas por aquelas caracterizadas como renováveis: eólica, solar e biomassa. Certamente, são fontes que passarão a ter uma participação importante na matriz energética global de forma viável, quer seja econômica e ambiental, ainda serão insuficientes para atender o crescimento da demanda. Segundo as previsões de diversos organismos internacionais, o atendimento à demanda ainda deverá ser sustentado pelas fontes fósseis por várias décadas, conforme visto na tabela 3.1.,.

No Brasil a expectativa de evolução do consumo final de energia é apresentada com base em cenários de altos e baixos crescimentos econômicos no período compreendido entre 2005 e 2030. A EPE- Empresa de Pesquisa Energética, vinculada ao Ministério das Minas e Energia, publicou, em 2006, o primeiro Plano Nacional de Energia. Este documento foi elaborado para direcionar as tendências e políticas públicas relacionadas ao setor energético, através da criação de vários cenários, entre eles, o mais otimista, onde se estima que o consumo total de energia⁴ cresça até 194% até 2030, em comparação aos níveis atuais, e o cenário mais pessimista, com 89 % de crescimento.

No caso específico da energia elétrica⁵, segundo o cenário pessimista, o crescimento do consumo pode chegar a 137 % e para o otimista, em torno de 240%. Em termos de projeção de demanda, a longo prazo, as razões para um crescimento maior da energia elétrica devem-se a uma maior intensidade das atividades sócio-econômicas, atribuída principalmente, à elementos catalisadores de serviços públicos; por exemplo: uma maior disponibilidade de saneamento e iluminação à população; o aumento do PIB e consequente aumento da renda per capita, da distribuição de renda⁶, o vetor da modernidade- que decorre do uso de aparelhos residenciais e, principalmente, da consolidação da industrialização distribuída no país.

⁴ Taxa anualizada de 4,4 % para o cenário mais otimista e 2,6 % para o cenário pessimista.

⁵ Taxa anualizada de 5,1 % para o cenário mais otimista e 3,5 % para o cenário pessimista

⁶ Programa governamental Luz para Todos, que projeta atender 2,5 milhões de famílias (12 milhões de pessoas) que moram nas zonas rurais e remotas do país.

Tabela 2.3-Evolução dos indicadores econômicos e energéticos no período 2005/2030 segundo os cenários A, B1, B2 e C, propostos pelo PNE 2030.

Discriminação	2030				
	2005	A	B1	B2	C
Produto interno bruto (R\$ bilhões de 2005)	1.938	6.712	5.290	4.256	3.337
Variação média no período (% ao ano)	-	5,1	4,1	3,2	2,2
População total residente (milhões)	185	239	239	239	239
Variação média no período (% ao ano)	-	1,0	1,0	1,0	1,0
PIB per capita (R\$ [2005]/hab)	10.449	28.136	22.175	17.841	13.988
Variação média no período (% ao ano)	-	4,0	3,1	2,2	1,2
Consumo final de energia elétrica (TWh ⁽¹⁾)	362	1.245	1.047	946	859
Variação média no período (% ao ano)	-	5,1	4,3	3,9	3,5
E. elétrica per capita (kWh/hab/ano)	1.950	5.220	4.388	3.966	3.602
Variação média no período (% ao ano)	-	4,0	3,3	2,9	2,5
Intensidade elétrica do PIB kWh/mil R\$ de 2005	193,6	192,2	205,0	230,3	266,7
Elasticidade-renda do Consumo de energia elétrica	-	1,00	1,06	1,23	1,60

⁽¹⁾ Exclusivo o consumo final do setor energético

Fonte: Plano Nacional de Energia PNE 2030 (2007).

Nota: Cenário A – Na crista da onda; Cenário B1 – Surfando a marola; Cenário B2 – Pedalinho e Cenário C - Naufrago, que são , dentre seis possíveis cenários, aqueles que definem uma variedade suficientemente rica para análise de possíveis evoluções futuras comparadas às taxas de crescimento mundiais, segundo a EPE.

Segundo o Plano Decenal de Expansão de Energia 2010-2019, a demanda crescente será basicamente atendida através da geração hidroelétrica com uma taxa de expansão média anual de 3.300 MW, ou 5,1 % a.a. Deve ser enfatizado que a escolha pelas fontes hídricas baseia-se na disponibilidade do potencial ainda a ser explorado, mesmo que as grandes unidades estejam a milhares de quilômetros dos principais centros consumidores. As tarifas de compra, por parte do governo, com valores obtidos durante os leilões, têm sido muito abaixo das expectativas, a priori, com deságios sobre os valores mínimos estipulados, superando e muito, as demais fontes disponíveis⁷.

Já os projetos termoelétricos não foram mencionados, nem tampouco indicados nas projeções, salvo aqueles já em construção.

⁷ O preço obtido durante o leilão da Usina de Belo Monte foi de R\$ 77,97/MWh. (O Estado de São Paulo, 05/03/2011)

Tabela 2.4-Evolução da capacidade instalada no decênio 2010-2019 por fonte de geração.

Fonte	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019
HIDRO ^(a)	83.169	85.483	86.295	88.499	89.681	94.656	104.476	104.151	108.598	116.699
URÂNIO	2.007	2.007	2.007	2.007	2.007	3.412	3.412	3.412	3.412	3.412
GÁS NATURAL	8.860	9.356	9.8356	11.327	11.533	11.533	11.533	11.533	11.533	11.533
CARVÃO	1.765	2.485	3.205	3.205	3.205	3.205	3.205	3.205	3.205	3.205
ÓLEO COMBUSTÍVEL	3.380	4.820	5.246	8.864	8.864	8.864	8.864	8.864	8.864	8.864
ÓLEO DIESEL	1.728	1.903	1.703	1.356	1.149	1.149	1.149	1.149	1.149	1.149
GÁS DE PROCESSO	687	687	687	687	687	687	687	687	687	687
PCH	4.043	4.116	4.116	4.116	5.066	5.566	5.816	6.066	6.416	6.966
BIOMASSA	5.380	6.083	6.321	6.671	7.071	7.421	7.621	7.771	8.121	8.521
EÓLICA	1.436	1.436	3.241	3.641	4.041	4.441	4.841	5.241	5.641	6.041
Total^(b)	112.455	118.375	122.676	130.774	133.305	140.935	147.605	152.080	157.628	167.078

Notas: Os valores da tabela indicam a potência instalada em dezembro de cada ano, considerando a motorização das UHE.

^(a) Inclui a estimativa de importação da UHE Itaipu não consumida pelo sistema elétrico Paraguai.

^(b) Não considera a autoprodução, que, para os estudos energéticos, é representada como abatimento de carga.

Fonte: Plano Decenal de Expansão de Energia 2010- 2019. (2010).

Embora o Plano Decenal de Expansão de Energia 2010-2019 não contemple novas térmicas no período compreendido de 2010 a 2014, possíveis novas usinas térmicas a gás natural poderiam desempenhar um papel fundamental na matriz energética, dada a possibilidade de redução do volume de armazenamento dos reservatórios de usinas hidroelétricas já licenciadas.

Ainda, a construção de novas usinas térmicas a gás natural se enquadraria no regime de operação emergencial, pois a possibilidade de ocorrência de baixa intensidade de chuvas nas bacias hidrográficas principais poderiam comprometer o planejamento a longo prazo do operador do Sistema Interligado Nacional. Em suma, seria a opção estratégica a garantir os níveis dos reservatórios a fim de atender eventuais picos de demanda.

Outro aspecto a ser considerado refere-se ao equacionamento da disponibilidade de gás natural resultante da evolução da exploração de petróleo na camada do pré-sal.

O risco eminente de atrasos na liberação de licenças ambientais, além de outros impedimentos jurídicos, deve ser considerado na expansão da geração hidroelétrica, eventos que podem favorecer a viabilização do uso do gás natural como uma alternativa ao atendimento crescente da demanda nos próximos anos. A favor do uso do gás natural, a

proximidade da bacia de Santos das grandes redes de gasodutos facilitaria a absorção desta disponibilidade que, antes de 2011, vinha sendo queimados na ordem de 1, 549 milhões de m³/dia em decorrência da falta de logística e de infra-estrutura para transportá-lo até o continente. A conclusão do gasoduto Gastau permitirá o seu escoamento até as ramificações maiores entre São Paulo e Rio de Janeiro.

Segundo artigo publicado por Mello (2011), na página www.gasnet.com.br, a disponibilidade de gás natural proveniente da bacia de Santos pode transformar a indústria da região Sudeste através da criação de inúmeras oportunidades na área de geração e da cogeração. O artigo ainda relata as estimativas promissoras da Associação da Indústria de Cogeração de Energia (Cogen) que, identificou mais de 400 oportunidades apenas no setor industrial, as quais podem totalizar até 2,8 GW de potência elétrica a ser instalada.

2.2 As relações climáticas e ambientais associadas ao setor energético

Desde o início da era industrial, a concentração de gases de efeito estufa decorrente das atividades humanas tem aumentado significativamente. Somente entre 1970 e 2004, as emissões de CO₂, CH₄, N₂O, HFCs, PFCs e SF₆, conhecidos como potencializadores do efeito estufa, aumentaram em 70 %, passando de 28,7 para 49 gigatoneladas de CO₂ equivalente por ano no período em questão. Somente de 1990 a 2004 o aumento foi de 24%, segundo o World Energy Outlook de 2008 que é publicado anualmente pela Agência Internacional de Energia.

Somente o setor de geração de eletricidade participa com 2/3 das emissões globais e, tendo este peso, não haveria políticas de controle de emissões sem considerá-lo como a questão central nas discussões de políticas globais. Portanto, a relação entre energia e meio ambiente será determinante para que os esforços políticos e tecnológicos estejam alinhados aos mecanismos que possam estabilizar as concentrações de CO₂ na atmosfera.

Atenções têm sido direcionadas à bioenergia como uma opção-chave no processo de mitigação das emissões de gases de efeito estufa, em parte, pela substituição aos combustíveis fósseis no setor de transportes.

Neste campo, o Brasil é considerado uma referência mundial na questão da biomassa, graças ao sucesso do programa PROALCOOL lançado na década de 70 para diminuir a dependência externa do petróleo no período dos choques⁸. A energia renovável produzida pelas usinas para uso externo (principalmente o etanol) é cerca de nove vezes maior que o insumo fóssil utilizado na sua produção, o que o torna como o processo mais atraente economicamente entre os usos comerciais de energia alternativa no mundo. (HOSEIN *et al* 1995). Sob o ponto de vista da sustentabilidade, o setor sucroenergético nacional promove uma redução de emissões de gases de efeito estufa em cerca de 12,7 milhões de toneladas de carbono equivalente através da substituição da gasolina por etanol. Somente em 2003, o país evitou a emissão de 27,5 milhões de toneladas de CO₂.

Nos países membros da OECD⁹, o uso de biocombustíveis tem passado por discussões polêmicas, principalmente em relação ao seu sentido termodinâmico.

Ponton (2009) e Hosein *et al.* (1995), apresentam uma série de perspectivas relacionadas ao uso de biocombustíveis provenientes da biomassa e de grãos originalmente destinados ao consumo humano. Com base nestas perspectivas, não há um sentido termodinâmico plausível quando se submete toda a cadeia produtiva de grãos a uma análise energética clássica. Exemplificando o caso americano, o uso de milho na produção de etanol apresenta um rendimento energético líquido muito baixo e dependendo das considerações envolvidas no estudo de toda a cadeia produtiva, pode até ser negativa. Na grande maioria dos países o uso de tais fontes somente é justificado economicamente se houver um forte subsídio governamental aos produtores agrícolas.

A Comunidade Européia tem demonstrado ceticismo em relação a adotar políticas de incentivo ao setor agroindustrial, as quais visam à produção de biocombustíveis, sem que haja uma clara definição do sentido termodinâmico. Além do mais, a importação de grãos

⁸ O uso de bagaço como combustível nas usinas de açúcar e álcool equivale a 17,5 Mtoe, o que corresponde a todo o gás natural e ao óleo combustível usado no País em 2003.

⁹ Países membros do OECD: EUA, Canadá, União Européia, Suíça, Japão, México, Chile, Nova Zelândia, Austrália e Coreia do Sul.

de países em desenvolvimento pode trazer um efeito colateral em termos ambientais: o risco de desmatamento de florestas nativas voltadas à abertura de novas fronteiras agrícolas destinadas a tal propósito.

Por outro lado, a disponibilidade de áreas agriculturáveis na Europa é insuficiente para a produção de grãos ou plantas que possam ser transformados em combustíveis alternativos visando reduzir, mesmo que parcialmente, a dependência do petróleo. No contexto apresentado, ainda Ponton (2009), exemplifica o caso do Reino Unido com base em uma análise que, caso toda a sua área agriculturável disponível fosse utilizada para a produção de grãos, conjuntamente a outras fontes de biomassa, a conversão destes insumos cobriria somente 10% do seu consumo equivalente em petróleo.

Não seria o caso do Brasil, pois o uso dos resíduos gerados na produção do etanol torna o processo auto-suficiente energeticamente. Nas usinas mais modernas ocorre a geração de excedentes de bagaço e desta forma passa a ser uma nova fonte de receita, através da sua venda a outros setores industriais. Conclui-se que, salvo países como o Brasil, não haveria sentido em desenvolver políticas com subsídios agrícolas e isenções fiscais que venham a fomentar tal atividade.

No que tange ao controle de emissões futuras, a Agência Internacional de Energia emitiu em 2008, um relatório intitulado como *Suporte para o Plano de Ação do G8*, documento este em que são articuladas as ações de controle das emissões de CO₂.

Resumidamente, o relatório provoca toda a comunidade internacional a equacionar a crescente demanda por energia com o cumprimento de metas de emissão de gases propostas para as próximas décadas.

Alinhadas a este desafio, as expectativas são as seguintes:

- o aumento do consumo de energia no mundo poderá ser quadruplicado até o ano de 2050 e, em algumas economias, principalmente as emergentes, podem crescer até 10 vezes em relação aos níveis de 2008. Se tal acréscimo de demanda for plenamente atendido por combustíveis fósseis, haverá um aumento de consumo da ordem de 70% destas fontes, representando um aumento de emissões de 130 % de CO₂ na atmosfera.

A mobilização imediata dos agentes que possam contribuir para uma manutenção dos níveis atuais de CO₂ na atmosfera deverá, em um cenário otimista, estabilizar as emissões somente entre 2020 e 2030. Após este período prevê-se que as novas tecnologias, então já viabilizadas, poderiam contribuir para a estabilização das emissões somente no final da década de 30, em relação aos níveis gerados no ano de 2005. Os custos marginais de geração que usem combustíveis fósseis serão extremamente elevados, e podem ser atribuídos às atividades de captura, transporte e estocagem de CO₂. Podem representar um acréscimo de US \$ 50 por tonelada de CO₂ processada.

Uma análise profunda deste assunto, evidentemente tão complexo, exigirá um trabalho que envolva a participação ampla da comunidade internacional na busca das melhores alternativas.

Certamente não haverá uma única solução, mas a combinação de uma série de possibilidades. Será determinante, de acordo com todos os cenários propostos que visa o atendimento dos níveis de emissão, uma participação mais efetiva de atividades que envolvam o aumento das eficiências energéticas, principalmente na geração de eletricidade baseada em plantas térmicas, que contribui com quase 45 % do total de emissões de CO₂.

Nas discussões políticas envolvendo os principais países emissores de gases poluentes, dois cenários têm sido considerados para a tomada de decisões:

- o Cenário Referência, que define uma perspectiva a longo prazo, mais precisamente até ano de 2030. Nele, as políticas energéticas atuais não seriam alteradas e o modelo econômico do setor energético seria mantido. Não sendo, portanto, uma previsão, mas sim o resultado esperado segundo as tendências atuais;

- o Cenário **450 ppm**, onde se analisam as medidas necessárias para estabilizar os níveis de concentração de CO₂ na atmosfera. Tal concentração representa quase a metade da projeção do aumento de emissões, segundo a perspectiva adotada no Cenário Referência para 2030. Prevê-se neste cenário uma mudança de comportamento na economia como um todo através da inserção de novas tecnologias, entre elas a captura e sequestro do CO₂ no setor

elétrico. Seria a fase da descarbonização do setor energético com a migração de fontes fósseis para as renováveis. Para o cenário da **Política 450 ppm**, é estimado um aumento de até 2 °C na temperatura média global e preconiza o emprego imediato das tecnologias de captura e estocagem do CO₂. O custo de evitar-se a emissão de uma tonelada deste poluente poderia chegar a US\$ 180 em 2030.

Há ainda, um terceiro cenário, menos desafiador em termos de emissões, definido como **Política 550 ppm**. Com esta concentração de CO₂ na atmosfera, projeta-se um aumento de até 3 °C na temperatura média global, evento que causaria uma menor impacto nos custos médios envolvidos na mitigação. Entretanto, este cenário não foi contemplado no relatório da AIE de 2009.

O gráfico a seguir demonstra a participação na mitigação de cada setor no que tange ao atendimento das metas de concentração de CO₂ na atmosfera e contempla ambos os cenários mencionados – referência e 450 ppm, tanto para 2020 como para 2030.

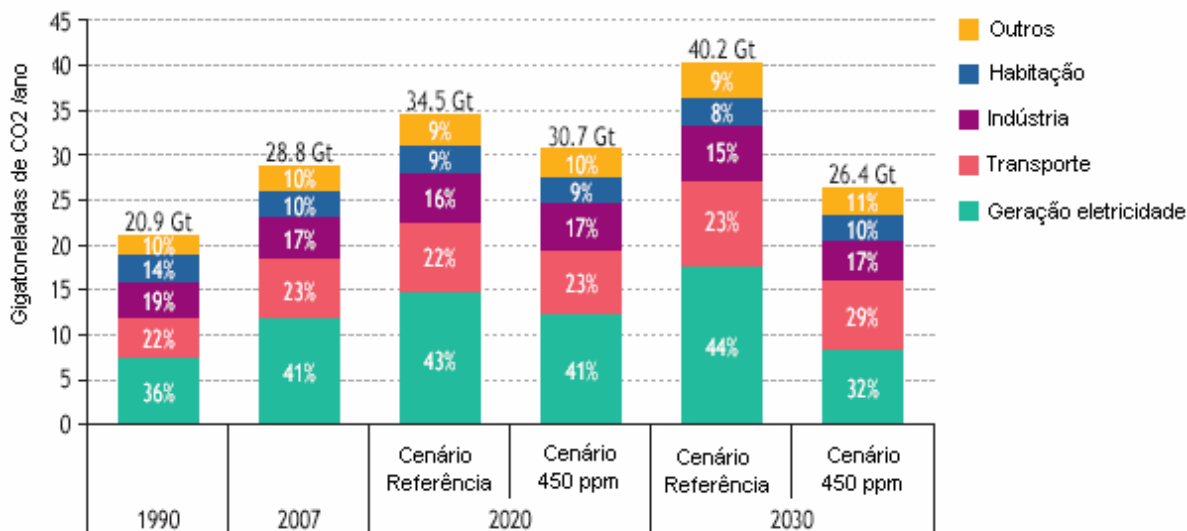


Figura 2.1-Emissões globais relacionadas a cada setor segundo os cenários de concentrações de CO₂.

Fonte: World Energy Outlook (2009).

Em ambos, as metas de redução devem ser alcançadas com base no desenvolvimento de tecnologias energeticamente mais eficientes em todos os setores, com especial atenção ao setor de geração de eletricidade. Outras formas podem ser representadas através de estímulos às fontes renováveis, entre elas a eólica, os ciclos combinados com gaseificação de biomassa, os sistemas fotovoltaicos e a segunda geração de biocombustíveis. A gaseificação do carvão, associada à captura e seqüestro do CO₂, seria uma das opções.

Entretanto, para que ambos os cenários sejam factíveis, somente no setor de geração de eletricidade seriam necessários US\$ 3,6 trilhões de investimento.

Numa maior abrangência, que envolveria todos os setores consumidores de energia: transportes, habitação e indústria; seriam necessários US\$ 45 trilhões a serem investidos até 2050. É um montante de significativo, mesmo em termos globais, e representa a média de US\$ 1,1 trilhão de investimento ao ano, ou 1,1 % do Produto Interno Bruto de todas as economias globais conjuntas.

Com estas metas, o gráfico da figura 2.2, a seguir, representa a contribuição efetiva de cada fonte no processo de mitigação e, novamente, as oportunidades de melhoria na eficiência energética serão os grandes destaques.

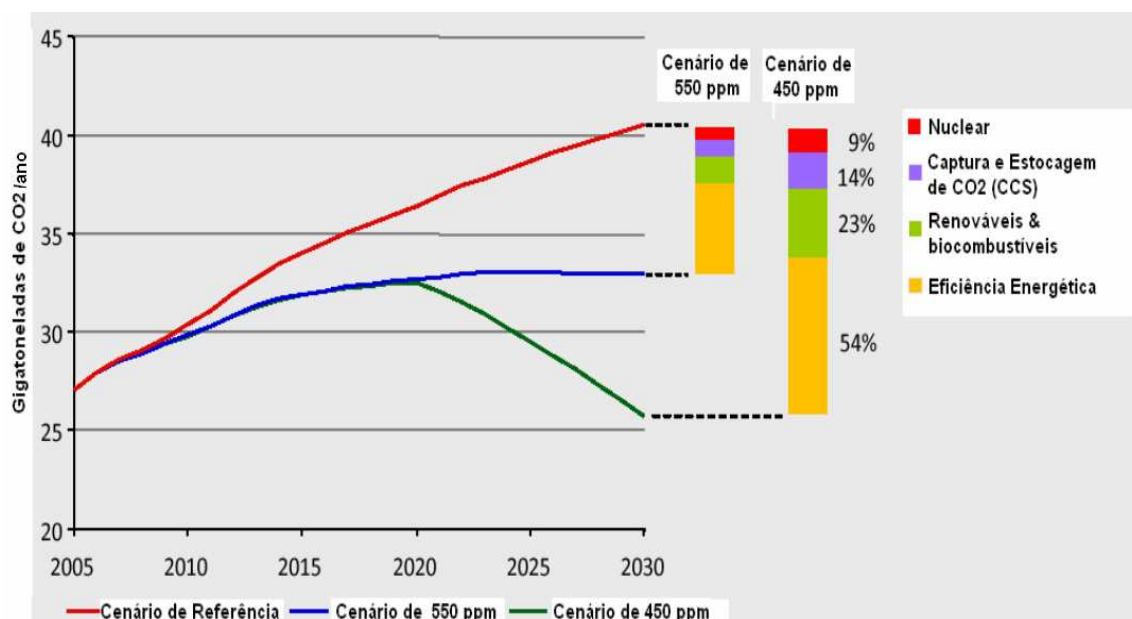


Figura 2.2-Perspectivas de contribuição de cada fonte para se atingir as metas de concentração de CO₂ na atmosfera: 450 e 550 ppm.

Fonte: World Energy Outlook (2008).

Espera-se que somente por volta de 2020, as ações e tecnologias de mitigação estejam maduras e prontas para serem implementadas.

2.3 Bioeletricidade - potencial e estado da arte do uso da biomassa na geração de energia elétrica

A relação deste tema com a proposta deste trabalho é estreita e tem como objetivo demonstrar as perspectivas promissoras que envolvem além do setor sucroenergético, outros setores que tenham grande disponibilidade de biomassa que possam ser utilizadas na geração de energia elétrica brasileira de uma forma mais eficiente.

No que se refere ao suprimento de fontes primárias classificadas como renováveis, as fontes renováveis participavam com aproximadamente 47,5 % do total no ano de 2010(Balanço Energético Nacional, 2011).

Deste total, as fontes hidráulicas apresentavam uma participação de 14 % e a biomassa, com 27%.

Quanto à energia elétrica, as fontes hidráulicas apresentam uma participação bastante expressiva, ou seja, 73% do total do parque instalado, segundo o Plano Decenal de Expansão do Setor de Energia Elétrica: 2006-2015 da EPE, e até 92,7% na geração.

O mesmo Plano menciona que a geração hidráulica continuará a ter a uma participação significativa no total da capacidade instalada, algo em torno de 75 % do total, e as demais fontes permanecerão praticamente inalteradas. Este perfil essencialmente hidráulico só perde para a Noruega, que possui 98,5 % de sua capacidade de geração elétrica baseada nesta fonte. World Energy Outlook (2008)

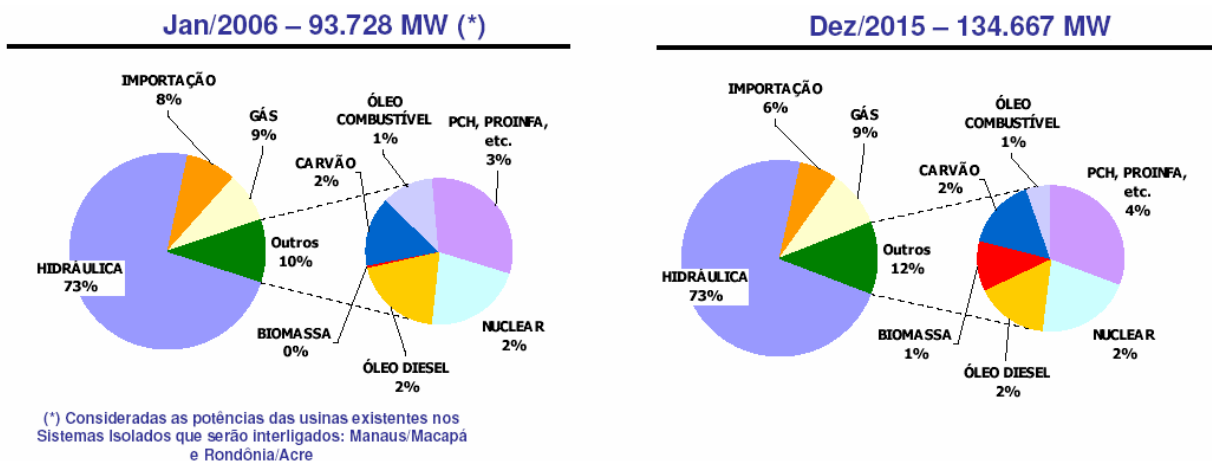


Figura 2.3-Participação das fontes de geração elétrica e a expansão do parque gerador no Brasil no período 2006/2015 (percentuais de capacidade instalada)

Fonte: Plano Decenal de Expansão do Setor de Energia Elétrica: 2006-2015 (2006)

Do total de 93 GW instalados em 2006, a biomassa participava com 4,74 GW e mesmo a partir de 2015 a projeção de geração através de fontes hidráulicas ainda continuará a ser majoritária. De 2009 até 2015, está contemplada a entrada em operação de 82 usinas hidroelétricas, entre elas Belo Monte, no rio Xingu, e Jirau e Santo Antonio, no rio Madeira.

Com base neste contexto, a biomassa participará somente com 1 % da capacidade instalada. Esta elevada concentração de geração através de fontes hidráulicas tem se mostrado vulnerável em determinados momentos, motivado pela excessiva exposição à sazonalidade do regime de chuvas.

Com o PROINFA ¹⁰, programa de incentivo a fontes alternativas, espera-se um incremento de geração proveniente de fontes alternativas (grande potencial da eólica no Nordeste, PCHs e biomassa na região Sudeste), mas a participação percentual destas ainda se manterá nos níveis atuais. A viabilização de novas usinas passará a ter restrições ambientais e econômicas ainda maiores, principalmente relacionadas às áreas de alagamento (km²/kW instalado). A tendência é a predominância de usinas a fio de água, porém, tal característica operacional compromete o atendimento da demanda nos momentos de baixa precipitação pluviométrica. Ainda há o fato de que as novas grandes usinas

¹⁰ Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia

estejam a longas distâncias dos centros consumidores, o que requer investimentos significativos em linhas de transmissão. A expectativa é que as novas grandes usinas hidroelétricas sejam “a fio de água”.

A experiência do racionamento de 2001 favoreceu a inclusão nos planejamentos energéticos a longo prazo, de uma maior diversidade de fontes que visam garantir alternativas à excessiva dependência das fontes hídricas. Estabeleceu-se assim um estímulo as outras fontes renováveis, entre elas a biomassa e a eólica.

Dentre as diversas fontes de biomassa, que possam ser aproveitadas na geração de eletricidade, obviamente destaca-se o bagaço de cana. É um subproduto inevitável, tanto na produção de açúcar quanto na de etanol, e apresenta um enorme potencial de aproveitamento combinado com outros resíduos oriundos da própria colheita da cana.¹¹ Uma das rotas possíveis para fins de aproveitamento do excedente de resíduos seria a produção de etanol através da hidrólise enzimática, o que possibilitaria uma produção extra de até 70 litros/ton de cana colhida. Em relação à geração de eletricidade, a gaseificação (processo termoquímico) possibilitaria a transformação deste combustível sólido em gasoso, com posterior utilização em um processo termodinamicamente mais eficiente.

A Copersucar/CTC publicou em 2005, um relatório relevante, que foi direcionado a obter um panorama do potencial técnico e econômico do aproveitamento de tais resíduos voltados a gaseificação com posterior uso em um ciclo combinado, o ciclo BIG-GT. Hassuani *et al* (2005).

Este relatório é específico e abrange possibilidades de uso de tais resíduos para fins de gaseificação bem como quantifica o potencial e os gargalos a serem vencidos, quer seja tecnicamente como economicamente. É muito promissor, pois a diferença entre as eficiências do ciclo a vapor convencional e a gaseificação, com posterior uso em ciclos combinados, é muito significativa: de 20% para até 45 %, considerando-se somente a geração de eletricidade.

¹¹ O Protocolo Agro-ambiental no Estado de São Paulo prevê para 2014 o fim da prática das queimadas e colheita manual nas áreas planas. Atualmente, 50% da colheita já ocorre de forma mecanizada. Desta forma, mesmo uma parte da cana permanecendo no solo para protegê-lo, irá haver um significativo aumento da biomassa disponível para fins energéticos.

Embora seja um dos objetivos do trabalho, o grande enfoque é dado à possibilidade de aproveitamento dos resíduos gerados durante a colheita que, contabilizada, pode representar até 140 kg¹² a mais por tonelada de cana colhida. Tais resíduos seriam utilizados exclusivamente para geração adicional de energia elétrica através da melhoria do emprego de técnicas de processamento das pontas e folhas da cana.

Em termos absolutos, seria possível aproveitar economicamente em torno de 24 milhões de toneladas de resíduos da colheita¹³, segundo a produção de cana de açúcar em 2005. O levantamento considera que somente parte do total disponível no campo seja aproveitada, ou seja, pouco mais de 50 % e o restante seria mantido na própria área da colheita, visando à proteção do solo contra erosão e contenção da evaporação.

Os aspectos mais relevantes do estímulo a desenvolver o setor sucroenergético com vista à geração de eletricidade para suprir o Sistema Interligado, teriam as seguintes qualificações:

- i) Complementar a geração hídrica, em razão da sazonalidade do regime de chuvas, principalmente nas regiões Sudeste e Centro-Oeste;
- ii) Aumentar a competitividade em termos de custos, através da geração de novas receitas;
- iii) Contribuir para a redução das emissões de gases poluentes que causam o aquecimento global;
- iv) Estarem, as fontes geradoras, próximas aos centros de consumo e, ainda;
- v) Prover maturidade ao setor sucroenergético.

O parque industrial instalado até o final de 2009, segundo a UNICA, era de 325 unidades de produção de açúcar e etanol e o setor processou em torno de 569 milhões de toneladas¹⁴ de cana de açúcar na safra 2008/2009 e projeta para 2030, uma produção de 1.140 milhões de toneladas¹⁵.

¹² Uma tonelada de cana no campo produz 140 kg de pontas e folhas e 140 kg de bagaço.

¹³ Em base seca, o total disponível, segundo o estudo de 2005, era de 42 milhões de toneladas, e somente o estado de São Paulo contribuiu com 24 milhões de toneladas.

¹⁴ Somente o estado de São Paulo contribuiu com 346 milhões de toneladas na safra mencionada.

¹⁵ Crescimento anual de 3,5 % entre 2006 e 2015 e 3,0 % entre 2015 e 2030, segundo o PNE 2030.

Baseando - se na capacidade da colheita de 2009, haveria um potencial de geração de resíduos, considerando-se o bagaço e resíduos da colheita, da ordem de 70 milhões de toneladas em base seca. Uma usina convencional, com rendimento líquido energético de 95%, obtém toda a sua energia térmica necessária através da queima do bagaço e a demanda de energia elétrica é suprida pela autogeração. Entretanto, algumas unidades possuem processos mais eficientes que permitem a venda de excedentes de energia elétrica durante o período de safra.(Planos Nacionais de Energia 2030, 2006-2007).

Para a viabilização de um mercado de venda de excedentes de energia elétrica seria necessário investir em ciclos de potência mais eficientes. Estudos de novos projetos de cogeração baseados no ciclo Rankine sugerem a tecnologia de condensação, a qual permitiria gerar significativos excedentes de energia elétrica a custos mais competitivos. Segundo Kitayama (2008), esta tecnologia seria capaz de produzir em torno de 96 kW.h por tonelada de cana processada e, desse total, 80 kW.h poderiam ser exportados.

Considerando-se os resíduos da colheita, como as folhas e pontas, seria possível gerar até 200 kW h por tonelada de cana processada a um custo estimado de R\$ 3.000,00 /kW instalado.

Para o aproveitamento dos resíduos agrícolas ainda pende a necessidade de aperfeiçoamento tecnológico dos ciclos de potência. Para competir com os demais é necessário uma inovação dos processos de produção de açúcar e álcool além da necessidade de redução dos custos de coleta e disposição de resíduos para fins de aproveitamento energético. Estes resíduos, tão e somente, podem responder por até 50 % do total de bagaço oriundo do processo de moagem da cana. Mesmo tendo baixa densidade de transporte, a recuperação de resíduos da colheita torna viável seu aproveitamento na geração de eletricidade. O transporte seria feito em conjunto com a cana cortada mecanicamente.

A tecnologia baseada nos ciclos combinados já está consolidada nos dias atuais, e mesmo a questão de se empregar um gás de baixo poder calorífico oriundo da gaseificação da biomassa, tem sido avaliada extensivamente por diversos agentes nas ultimas décadas: organismos de pesquisa, financiadoras de projetos, fabricantes de turbinas a gás e entidades governamentais. Trata-se, portanto, de uma tecnologia que permitiria produzir até 270

kW.h de energia excedente por tonelada de cana processada, valor muito acima do ciclo a vapor convencional.

Como referência de capacidade e eficiência, Hassuani *et al.*(2005) toma como exemplo uma usina típica com processamento de 1,3 milhões de toneladas de cana por ano, ou 7.000 ton./dia. Com o bagaço, seria possível ter uma potência instalada de 27 MW líquidos e exportar 197.000 MWh /ano com o ciclo BIG-GT. Com a mesma capacidade de processamento, porém adotando-se o ciclo a vapor convencional, haveria um excedente de energia de somente 1.469 MW.h/ano.

Para tal energia gerada seria necessário instalar uma planta com potência de 36 MW e investimento de US\$ 73, 120 milhões. O custo unitário de instalação seria de US\$ 2.031/kW¹⁶.

Llagostera (2007) estima um custo de 3186 €/KW ou, aproximadamente US\$ 4.400 /kW¹⁷, para um investimento de um ciclo BIG-GT com potência total instalada de 225 MW. O aumento do custo relativo por kW instalado entre um ciclo combinado, que venha a operar com gás natural, e um ciclo BIG-GT, seria decorrente do processo de gaseificação em si, da adaptação da turbina a gás para operar com gás de baixo poder calorífico e, ainda, da elevação da pressão da caldeira de recuperação, em torno de 20%. Hipoteticamente tal custo de instalação poderia ser reduzido a médio prazo, considerando-se a introdução da queima conjunta (*co-fired*) de gás proveniente de gaseificação de biomassa com gás natural. Tal perspectiva permitiria a implementação progressiva de “ilhas” de gaseificação, que tecnicamente possibilitaria um desenvolvimento progressivo do ciclo BIG CC bem como a viabilização gradativa desta tecnologia. Estas ilhas, de pequeno porte, permitiriam criar, segundo o autor, a oportunidade de transpor a percepção de alto risco observada pelos investidores. Uma possibilidade de incremento da atratividade desta tecnologia é discutida por diversas fontes e autores, entre elas a associação do ciclo BIG CC à captura e estocagem do CO₂ gerado neste processo, fato que permitiria uma mitigação indireta deste poluente.

¹⁶ Uma usina convencional de cogeração operando com bagaço de cana, constituída por caldeira de alta pressão e turbinas a vapor de condensação-extracão pode chegar a US\$ 1.500/KW.

¹⁷ Um ciclo combinado operando a gás natural tem como custo de instalação médio de US\$ 510/kW.

Lora (2009) comenta que o potencial de geração de eletricidade no setor de açúcar e etanol, baseando-se em ciclos a vapor e no uso de somente 40 % da palha oriunda da colheita, poderia chegar a 3,85 GW com base nos dados de 2001. Há estudos paralelos indicando até 8 GW.

Mesmo com perspectivas de aproveitamento do bagaço tão promissoras, as políticas de mercado estabelecidas pelo governo brasileiro ainda não refletem um ambiente atrativo a investimentos a médio e longo prazo. Mesmo que várias leis e regulamentações tenham sido implementadas, visando fomentar e incentivar novos investimentos na geração de eletricidade através de fontes renováveis, a alta volatilidade de preços de compra desta energia nova tem criado dificuldades para uma análise de viabilidade econômica para este segmento.

Além do setor sucroenergético, o setor de papel e celulose também deve ser observado com atenção em decorrência da expansão da sua atividade e o enorme potencial de expansão, devido à disponibilidade de terras para o plantio de florestas. Há no Brasil mais de 200 unidades industriais de processamento de papel e celulose e o setor consumiu no ano de 2006, aproximadamente 15 TW.h de energia elétrica e apresenta uma capacidade total de geração própria de 1280 MW. A possibilidade de uso de tecnologias mais avançadas na cogeração poderia direcionar o setor a auto-suficiência através do melhor aproveitamento dos seus resíduos disponíveis: cascas de árvores, o licor negro e cavacos de madeira. O uso de gás natural, bem como a gaseificação do licor negro, poderia ser o caminho natural na busca desta auto-suficiência.

Outros resíduos agrícolas podem ser inseridos no dimensionamento do potencial, tais como: casca de arroz, sabugo do milho, casca e talos da soja, entre outros.

3 REVISÃO DA LITERATURA

3.1 Considerações iniciais

Este capítulo apresenta uma revisão dos conceitos básicos relacionados aos componentes principais do ciclo combinado além de apresentar o estado da arte do seu desenvolvimento tecnológico. Não é objetivo apresentar uma descrição detalhada dos conceitos termodinâmicos básicos, mas, em momentos oportunos, serão introduzidos como forma de auxiliar a explanação de algumas publicações relacionadas ao assunto.

Especificamente, em relação à turbina a gás, três livros são considerados como referência no meio acadêmico, entre eles: *The Gas Turbine Theory*, de Saravanamuttoo *et al.*, com várias revisões; o livro *Fundamentals of Gas Turbines*, publicado por William W. Bathie e *Gas Turbine Performance*, de Phillip Walsh e Paul Fletcher. Todos foram consultados visando uma compreensão relacionada ao desenvolvimento da modelagem e formulação de uma turbina a gás operando nas condições fora de projeto. Destaca-se a publicação de Saravanamuttoo *et al.* pela sua objetividade na definição dos conceitos termodinâmicos voltados as diferentes aplicações das turbinas a gás, bem como as configurações mecânicas existentes.

Já o livro *Gas Turbine Performance*, de Phillip Walsh e Paul Fletcher, é útil no entendimento da operação das turbinas a gás operando fora das condições de projeto em qualquer situação: regime transiente e permanente. Destaque para a apresentação do mecanismo de controle de ar na entrada do compressor que foi adotado como uma fonte de informação que permitiu o estabelecimento da hipótese de operação deste componente em cargas parciais.

Em relação ao ciclo combinado como um todo, o livro *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants*, de Meherwan P. Boyce faz uma abordagem ampla dos componentes de um ciclo combinado em relação aos aspectos de projeto, operação e manutenção da planta. Com o mesmo intuito, mas alinhado as demandas atuais de

compreensão da operação de um ciclo combinado, Rolf Kelhofer *et al*, com Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants, fazem uma abordagem ampla, prática e objetiva visando o entendimento operacional desta tecnologia. Na sua terceira edição a conotação ambiental dos ciclos combinados é valorizada, onde se percebe que tal tecnologia deverá ser predominante na geração termoelétrica quando se considera o uso de um combustível fóssil.

Em relação às caldeiras de recuperação, a grande referência em desenvolvimento de projetos é atribuída ao livro Waste Heat Boiler Deskbook, de V. Ganapathy. A metodologia de definição de parâmetros quer seja de projeto e de desempenho, foi amplamente utilizada no desenvolvimento da rotina computacional. Outra publicação do mesmo autor, o livro Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators, foi consultada para validar parâmetros operacionais de uma caldeira de recuperação com um nível de pressão.

Completam as fontes de consulta, os diversos artigos coletados em páginas da ScienceDirect, ASME, Springerlink, entre outros e, até, de postagem de questionamentos técnicos dos componentes do ciclo combinado em blogs especializados, como o Engineering Tips.

3.2 Turbinas a gás

3.2.1 O ciclo simples.

A turbina a gás é o componente principal de uma planta de ciclo combinado por representar até 2/3 do total da potência gerada. Este componente foi empregado por muitos anos na forma de ciclo simples, ou seja, sem qualquer aproveitamento dos seus gases de exaustão.

Na sua forma ideal, a turbina a gás consiste de dois processos isobáricos: no processo de combustão e na saída da turbina; e dois processos isentrópicos: na compressão do ar (compressor) e na expansão dos gases quentes (turbina).

Resumidamente três processos ocorrem numa turbina a gás, assim descritos: o ar ambiente é filtrado, comprimido a pressões que podem variar entre 14 e 30 bar, onde é misturado ao combustível na câmara de combustão. A combustão gera gases com temperaturas acima de 1000 °C os quais se expandem em vários estágios.

Um estágio é composto por uma fileira de aletas fixas (estator), que direciona o fluxo de gases, e uma fileira de aletas móveis (rotor), a qual se integra ao eixo e gera a potência mecânica. Quando o ar é comprimido este processo consome aproximadamente 1/3 da energia total gerada pela turbina e o restante, obviamente, a potência líquida produzida.

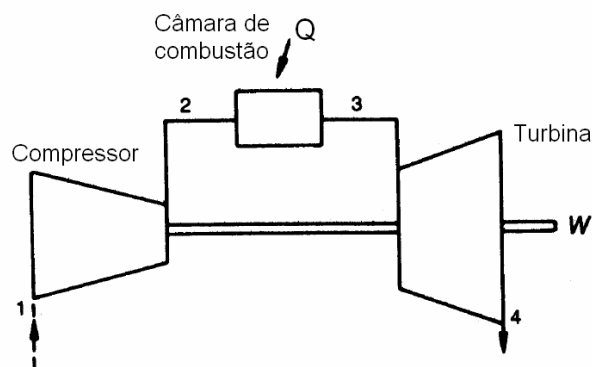


Figura 3.1-Os componentes principais de uma turbina a gás.

O aumento da temperatura dos gases de combustão produz um salto entálpico maior, que por consequência, aumenta a eficiência e a potência líquida.

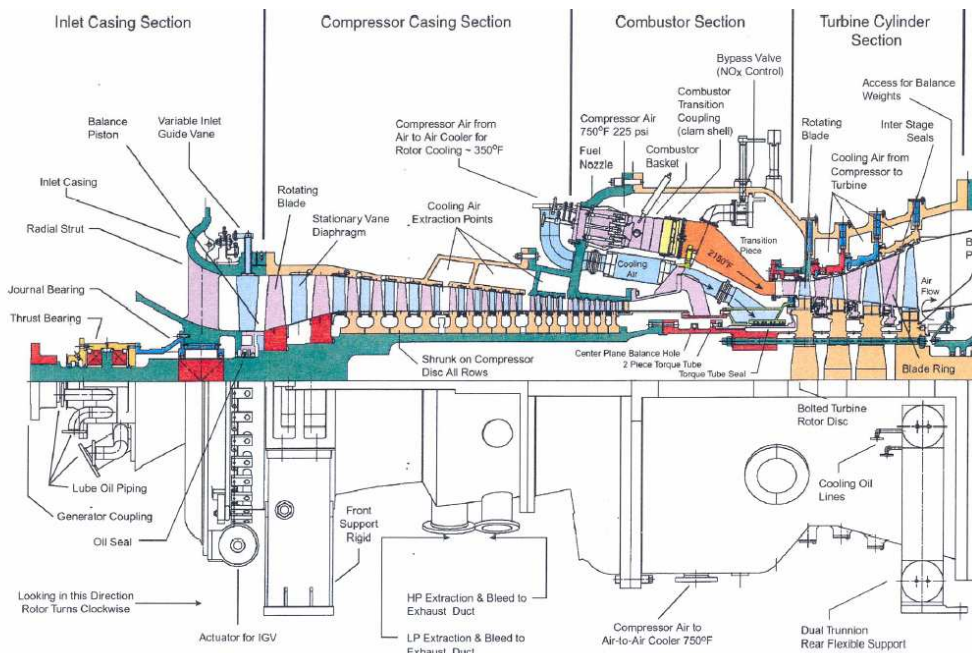


Figura 3.2-Corte esquemático da turbina a gás Westinghouse 501D5A, com 17 estágios de compressão, eixo único.

Fonte: <http://www.siemens.com>.

Os gases de exaustão após a total expansão nos vários estágios das turbinas contêm o restante da energia suprida pelo combustível e pode apresentar temperaturas na faixa entre 450 e 650 °C. A determinação desta temperatura dependerá da eficiência isentrópica, da relação de compressão e da temperatura dos gases de combustão na entrada da zona de expansão.

O balanço de energia, segundo a Primeira Lei da Termodinâmica para o ciclo ideal é dado por:

$$Q = (h_2 - h_1) + (V_2^2 - V_1^2)/2 + W \quad (3.1)$$

Onde:

- h_1 e h_2 são as entalpias de entrada e saída do ciclo;
- V_1 e V_2 , as velocidades do fluxo de ar e gases, na entrada e saída, respectivamente;
- W , o trabalho realizado pelo ciclo por unidade de massa (trabalho específico) e
- Q , o calor inserido no ciclo, também por unidade de massa (calor específico).

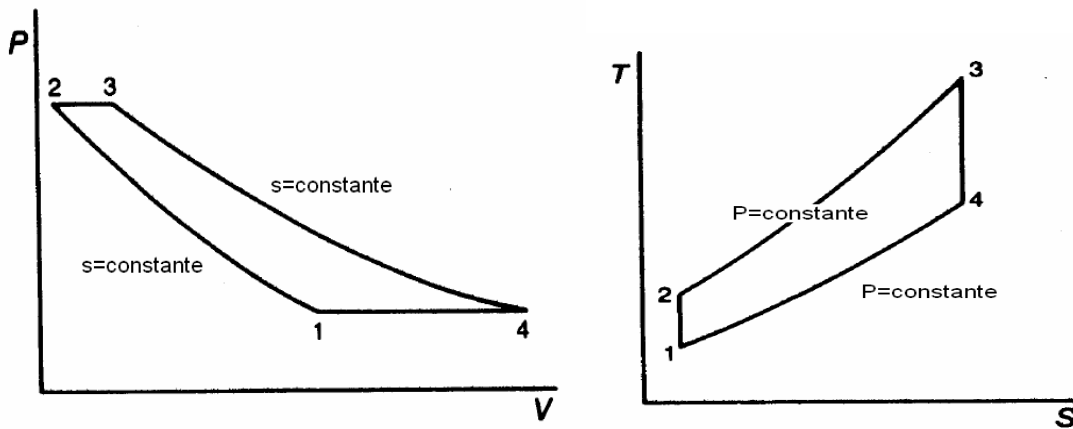


Figura 3.3-Diagramas P-v e T-s para um ciclo ideal de turbina a gás simples.

Na análise de um ciclo ideal as seguintes considerações devem ser assumidas:

- os processos de compressão e expansão são reversíveis e adiabáticos, ou seja, são isentrópicos;
- não há variação de energia cinética dos fluidos, ar e gases de combustão, entre a entrada e a saída de cada componente;
- não há perda de pressão em quaisquer componentes;
- o fluido de trabalho tem a mesma composição ao longo do ciclo e considera-se que seja um gás perfeito, com calor específico constante;
- o fluxo de gás é constante e
- o calor transferido nos trocadores de calor, assumido na configuração contracorrente, é completo, ou seja, o aumento da temperatura do lado frio é a máxima possível e igual à queda de temperatura do lado quente. Assume-se que a câmara de combustão é a fonte quente que transfere calor ao ar comprimido

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica para cada componente do ciclo, temos que:

No compressor:
$$W_{12} = - (h_2 - h_1) = - c_p (T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

Na câmara de combustão: $Q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p (T_3 - T_2)$ (3.3)

Na turbina: $W_{34} = (h_3 - h_4) = c_p (T_3 - T_4)$ (3.4)

A eficiência do ciclo é dada pela relação entre a potência líquida produzida e a energia inserida no ciclo pelo combustível:

$$\eta = \frac{\text{potência líquida}}{\text{energia térmica fornecida}} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \quad (3.5)$$

Como os calores específicos, tanto para o ar como para os gases, podem ser considerados próximos, a equação 3.5 pode ser rearranjada na seguinte forma:

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3.6)$$

E como a relação de pressão, tanto no compressor como na turbina, são teoricamente iguais, observa-se que:

$$rp = rp_{\text{compr}} = rp_{\text{turb}} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.7)$$

Onde: rp_{compr} é a relação de pressão entre a entrada e a saída do compressor e rp_{turb} , a relação de expansão dos gases na turbina. Ambas as relações podem ser definidas como relação de pressão, rp .

Fazendo-se uso da relação pressão-temperatura de um gás perfeito para um processo isentrópico, tem-se que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = rp \quad (3.8) \quad \text{ou} \quad rp = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.9)$$

Onde: γ é a relação dos calores específicos.

Rearranjando-se a equação 3.9 na equação 3.7, a eficiência do ciclo ideal aberto, depende tão e somente da relação de pressão isentrópica:

$$\eta = 1 - \frac{1}{rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.10)$$

Assim, o trabalho específico do ciclo ideal pode ser expresso em função da diferença da potência específica produzida pela turbina e pela potência específica consumida pelo compressor, por:

$$W = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \quad (3.11)$$

O trabalho específico, W , também pode ser definido em função tanto pela relação de pressão como pela temperatura dos gases de combustão na entrada do primeiro estágio de expansão, T_3 , que é a máxima temperatura encontrada no ciclo.

$$\frac{W}{c_p T_1} = t \left(1 - \frac{1}{rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.12)$$

Onde: t é a relação da temperatura dos gases de combustão na entrada do primeiro estágio de expansão, T_3 , e a temperatura de entrada do ar atmosférico no compressor, T_1

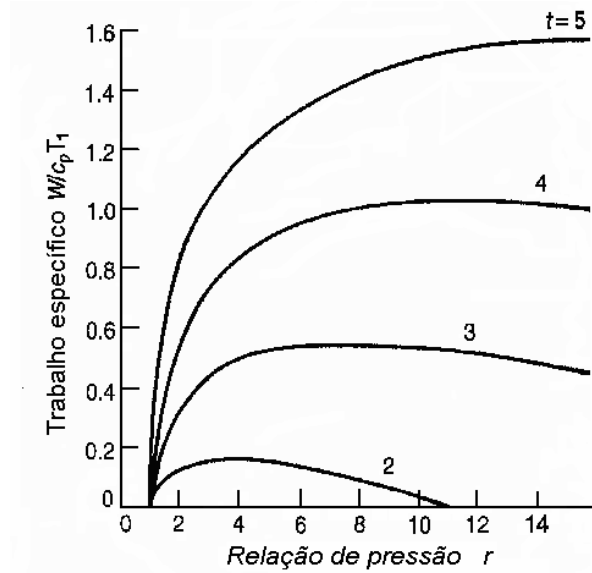


Figura 3.4-Trabalho específico adimensional em função da relação de temperatura, t , e de pressão, r .

Fonte: Saravanamuttoo *et al.*, (1996)

O valor de T_3 e, portanto, de t depende da máxima temperatura admissível em razão dos limites metalúrgicos dos materiais que compõem os primeiros estágios de expansão da turbina. No início de operação das primeiras turbinas a gás, por volta da década de 50, a temperatura T_3 situava-se em torno de 800 °C, que representava um valor de $t \sim 3,5$. Com o avanço tecnológico de ligas metálicas e sistemas de resfriamento avançados, o valor de t subiu para a faixa entre 5 e 6 nos dias atuais.

Para qualquer valor de t a relação de pressão ótima para o máximo trabalho específico pode ser encontrada diferenciando-se a equação (3.12), em função de $rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$, igualando-a zero. A diferenciação resulta em:

$$rp_{otima}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \sqrt{t} \quad (3.13)$$

O trabalho específico W é zero quando $rp=1$ representa o valor onde os processos de compressão e expansão coincidem-se. Isto pode ser comprovado no gráfico da figura 3.4, por que uma curva de t constante demonstra que o trabalho específico é máximo a uma dada relação de pressão.

Da relação isentrópica, $rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$, é equivalente escrever que $t = \frac{T_2}{T_1} \times \frac{T_3}{T_4}$.

E, como $t = \frac{T_3}{T_1}$, conseqüentemente, tem-se que $T_2 = T_4$.

Portanto, o trabalho específico será máximo quando a relação de pressão for tal que a temperatura de saída do compressor, T_2 , seja igual à temperatura dos gases na saída da turbina. Para todos os valores de rp entre 1 e $t^{\frac{k}{k-1}}$, T_4 será sempre maior que T_2 e um trocador de calor pode ser utilizado a fim de transferir a energia contida nos gases de exaustão para o ar que entra na câmara de combustão. Tal recurso possibilita uma maior eficiência do ciclo em decorrência da aproximação das duas temperaturas.

Com este recurso, o ciclo simples passa a incorporar a regeneração do calor contido nos gases de exaustão, a qual resulta no aumento da sua própria eficiência térmica.

No ciclo real, obviamente, as eficiências são menores que o ciclo ideal em decorrência das ineficiências dos processos internos. Considerando as ineficiências do compressor e da turbina, a relação de pressão ótima para o máximo trabalho específico W fica:

$$rp_{otima} = \left[\left(\frac{T_3 \eta_{comp} \eta_{turb}}{2T_1} \right) + \frac{1}{2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.14)$$

A relação de pressão ótima não necessariamente irá acarretar na máxima eficiência do ciclo, mas, sim, no máximo trabalho específico. Para cada temperatura T_3 a eficiência possui seu pico de acordo com a sua relação de pressão correspondente.

A queda da eficiência em relações de pressão acima de um determinado patamar é decorre da redução do fluxo de combustível, e é uma consequência de uma maior temperatura do ar na saída do compressor. Este aumento de temperatura do ar na descarga do compressor irá implicar num consumo maior de potência por kg de ar comprimido (potência específica). Assim, a relação de pressão ótima para a máxima eficiência difere do trabalho específico máximo.

Segundo Saravanamuttoo *et al.*(1996) a escolha da relação de pressão não deve ser aquela que apresenta simplesmente o rendimento térmico mais elevado, mas deve conciliar também as questões econômicas (custo /benefício). A vantagem de se empregar temperaturas dos gases de combustão mais elevadas possíveis, combinada às relações de pressões maiores, fica evidenciada no gráfico da figura 3.5..

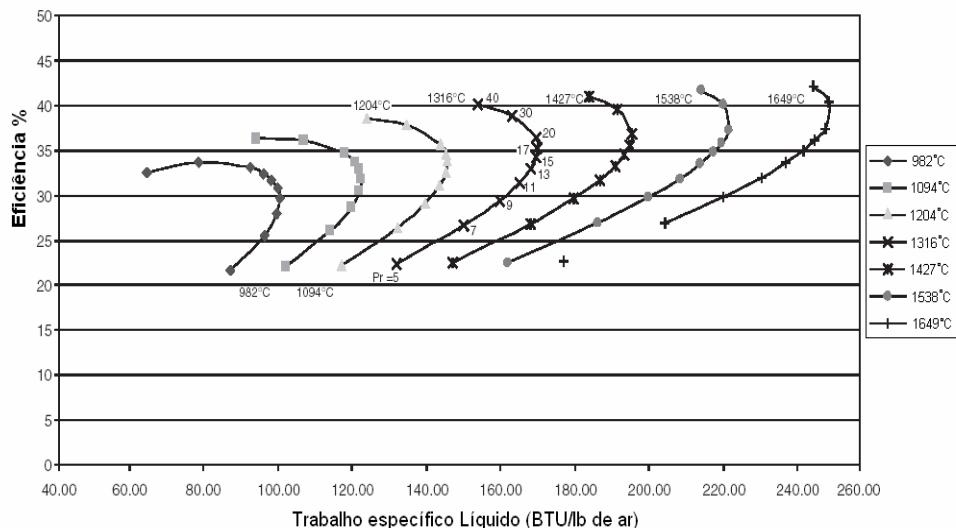


Figura 3.5 O desempenho de uma turbina a gás em função da temperatura dos gases de combustão e da relação de pressão.

Fonte: Boyce,(2002).

O aumento da temperatura T_3 possui um efeito positivo na eficiência do ciclo simples de acordo com a equação 3.11, resultando em um aumento da razão de potência gerada pela turbina.

A figura 3.6 demonstra a tendência de elevação desta temperatura desde 1950 e as técnicas recentes adotadas na proteção das palhetas dos primeiros estágios de expansão da turbina. Nota-se que as técnicas de resfriamento configuradas pelo uso de ar proveniente do compressor, bem como da injeção de vapor nos orifícios das palhetas, tem sido os recursos mais empregados que permitem elevar a T_3 , aliados a uma maior resistência metalúrgica das palhetas.

A importância destes incrementos de temperatura é nítida nos efeitos na eficiência térmica do ciclo simples: a cada 56 °C de aumento pode haver um aumento de 8 a 13% na potência líquida e de 2 a 4 % na eficiência térmica.

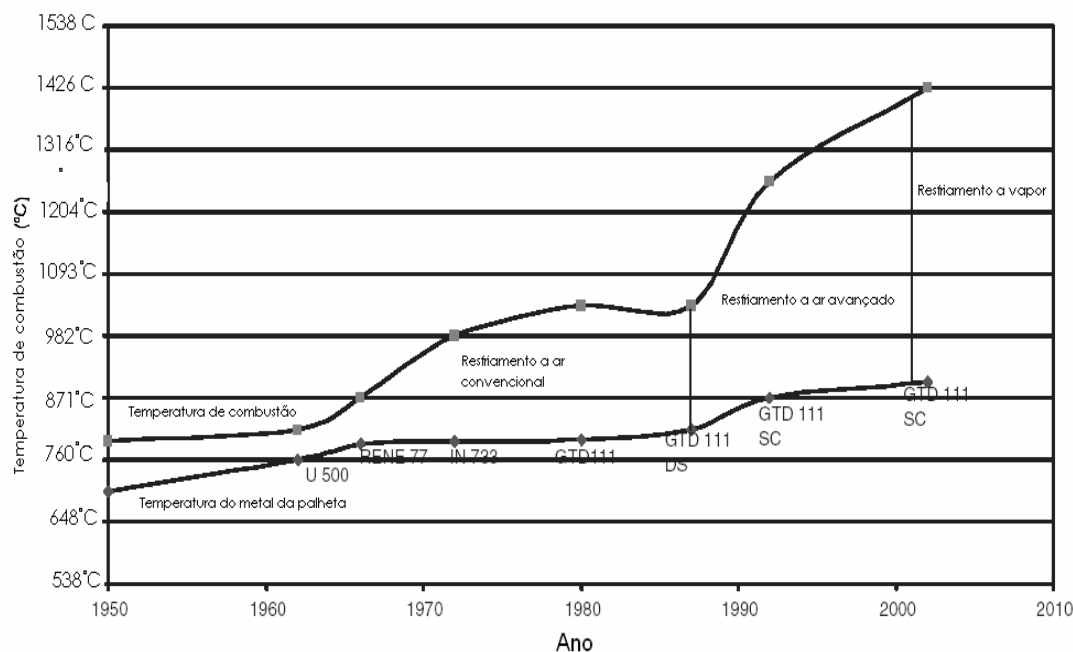


Figura 3.6-Aumento da temperatura de combustão em decorrência do desenvolvimento de novas ligas metálicas associadas a técnicas de resfriamento das palhetas.

Fonte: Boyce,(2002)

3.2.2 Turbina a gás com reaquecimento dos gases de combustão, resfriamento intermediário no compressor e regeneração.

Inúmeras possibilidades tecnológicas, associadas à processos termodinâmicos, podem ser encontradas na literatura visando aumentar tanto a potência específica como a eficiência de um ciclo simples. O arranjo composto pela incorporação do resfriamento intermediário no compressor, do reaquecimento dos gases de combustão e a regeneração, tudo num mesmo ciclo, são as tentativas mais práticas que possam permitir a aproximação da eficiência do ciclo simples ao ciclo ideal de Carnot.

A composição de um ciclo que contemple todas as três possibilidades permite alcançar tanto a máxima eficiência térmica como a máxima potência específica, quando comparadas a qualquer outra variante de forma isolada.

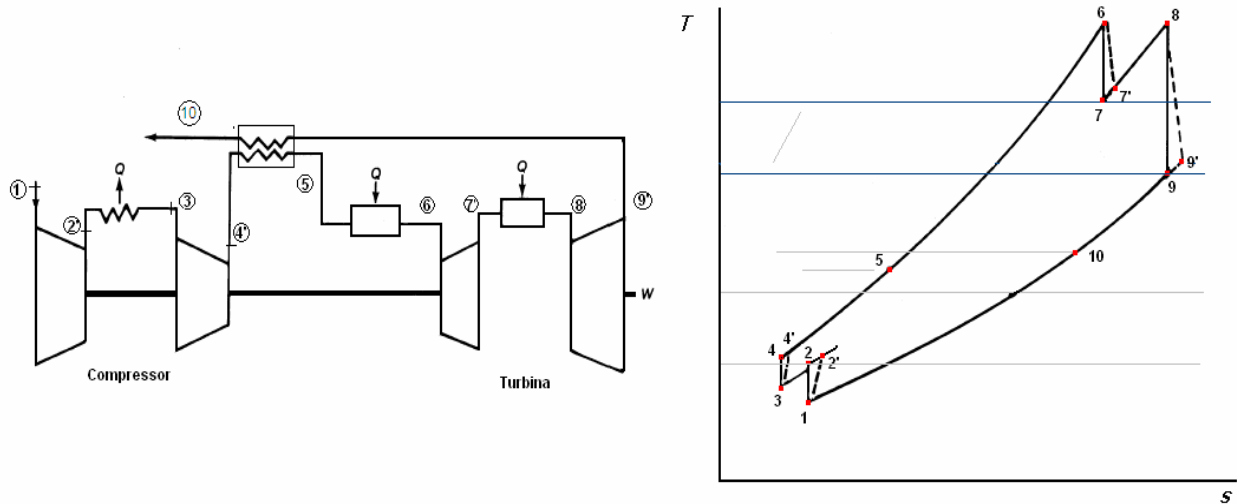


Figura 3.7-Arranjo esquemático e diagrama T-s de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração, contemplando-se as irreversibilidades dos processos envolvidos.

No ciclo representado no diagrama T-s acima, pode-se obter a máxima eficiência quando são mantidas iguais as relações de pressão tanto entre os dois estágios do compressor como nos dois estágios do processo de expansão, que visa a aproximação entre as temperaturas T_2 , T_4 e T_{10} . Para que o ciclo real tenha a máxima eficiência e a maior potência específica, a temperatura de saída dos gases no regenerador deve aproximar-se da temperatura de saída do ar no compressor.

A possibilidade de desmembrar o compressor em vários estágios e incorporar um resfriamento intermediário visa reduzir a densidade do ar após o seu resfriamento, que provoca uma queda da potência consumida no processo de compressão (potência específica consumida fica menor – kW/kg). Embora tal recurso seja termodinamicamente viável, comercialmente fica restrito às turbinas de baixa potência e com no máximo dois ou três estágios de compressão. A principal restrição estaria associada à complexidade construtiva envolvida. No lado da turbina, o reaquecimento dos gases após o primeiro estágio de

expansão deve elevar a sua temperatura ao mesmo nível da primeira câmara de combustão, conforme indicado pelos pontos 6 e 8.

Conceitualmente similar no lado da exaustão dos gases, a regeneração da sua energia interna tem como objetivo a aproximação da temperatura de saída deste fluxo à temperatura de descarga do compressor, segundo os pontos daquela que sai de ambos os estágios de compressão. O que irá definir essa aproximação é a efetividade do trocador de calor empregado.

Uma turbina a gás que contemple todas essas possibilidades expressa um ganho da potência específica na medida em que as relações de pressão se elevam em comparação a um ciclo simples. A influência do reaquecimento dos gases, regeneração e resfriamento intermediário, pode ser visto na figura a seguir.

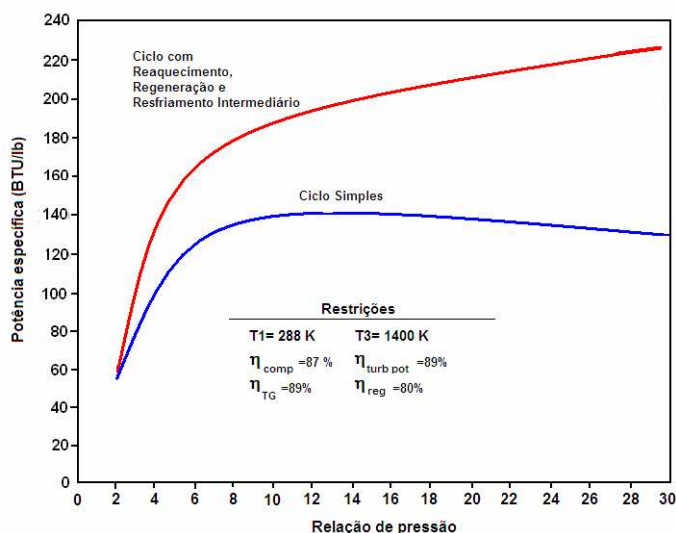


Figura 3.8-Variação da potência específica de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, regenerador e reaquecimento em função da relação de pressão.

Fonte: adaptado de Bathie (1996)

Quanto a eficiência térmica, o seu aumento está condicionado com o aumento da relação de pressão no ciclo simples. Para o ciclo que incorpora o resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração, a eficiência tende a estabilizar ou mesmo decrescer na medida em que a relação de pressão sobe, conforme visto na figura 3.9.

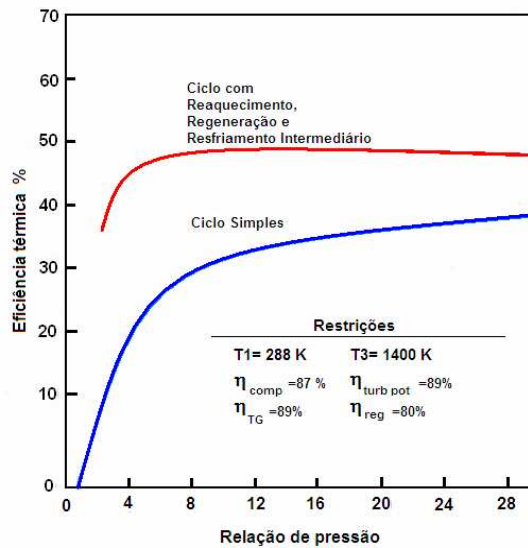


Figura 3.9-Variação da eficiência térmica de uma turbina a gás com resfriamento intermediário, regenerador e reaquecimento como uma função da relação de pressão.
Fonte: adaptado de Bathie (1996).

Turbinas a gás, com sistemas de reaquecimento e resfriamento intermediário, tem sido usados em casos excepcionais e Saravanamutto *et al.*(1996) sugerem que o emprego de ambas as técnicas, associadas à regeneração, podem atingir eficiências térmicas teóricas na ordem de 60 % para uma turbina a gás operando de forma isolada.

Entretanto, mesmo que tais técnicas venham a possibilitar ganhos e benefícios termodinâmicos inquestionáveis, a tendência do mercado de turbinas a gás é a padronização de projetos de concepção, característica que reduz os custos de engenharia de desenvolvimento e fabricação. Soluções complexas acarretariam custos de instalação maiores e, certamente, não seriam compensados pelos ganhos de eficiência proporcionados.

Atualmente, o enfoque dos fabricantes tem sido dado ao desenvolvimento tecnológico de turbinas a gás que estabeleçam vantagens operacionais e econômicas aos ciclos combinados. A ordem é criar condições tecnológicas que permitam elevar a eficiência global, conjunta aos demais componentes.

De qualquer forma, as características termodinâmicas de cada tecnologia empregada isoladamente, são apresentadas a seguir como objetivo de revisão da bibliográfica.

3.2.3 Turbinas a gás com regeneração

A aproximação da temperatura de saída do ar do compressor à temperatura de saída dos gases da turbina permite aumentar substancialmente a eficiência térmica, acompanhada da redução da relação de pressão ótima para uma dada temperatura de combustão.

O aumento da eficiência térmica decorre do aumento da temperatura do ar que entra na câmara de combustão, que obviamente irá requerer um menor consumo de combustível para se atingir a temperatura máxima de combustão correspondente à relação de pressão.

O uso de regeneradores tem sido usado em turbinas a gás de menor porte, com potências que podem variar entre 1 e 60 MW. Regeneradores para turbinas de grande porte agregariam uma relativa complexidade (trocaador de calor e dutos).

Tabela 3.1-Comparação de alguns modelos comerciais com sistemas de regeneração

Fonte: Adaptado de Bolland (2008) ND – Não Disponível

Para um regenerador que tenha uma efetividade de 80 %, o seu uso permite aumentar a eficiência térmica em até 40 % em relação ao ciclo simples. Desta forma, o ponto de máxima eficiência no ciclo regenerativo ocorre a uma relação de pressão menor que aquela verificada no ciclo simples, mas a ótima relação de pressão permanece a mesma para ambos os casos.

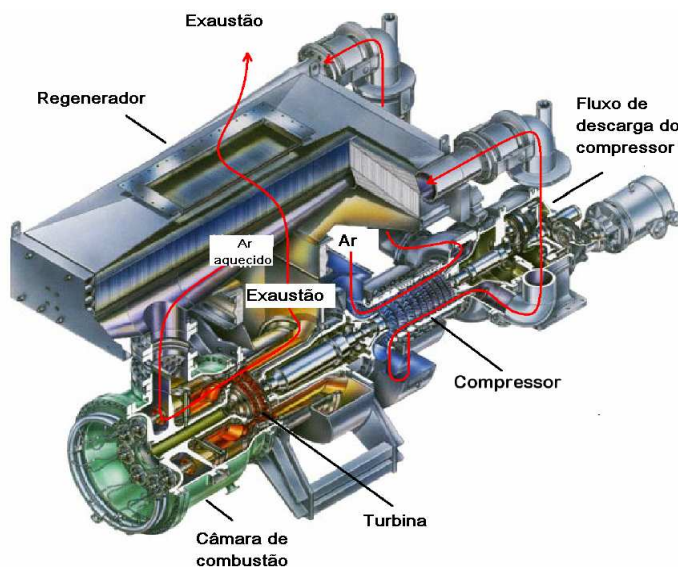


Figura 3.10-Corte esquemático de uma turbina a gás com regenerador.
Fonte: <http://www.solar.com>.

A eficiência de uma turbina a gás ideal com regeneração pode ser definida, segundo as indicações da figura 3.10, como:

$$\eta = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_5)} \quad (3.15)$$

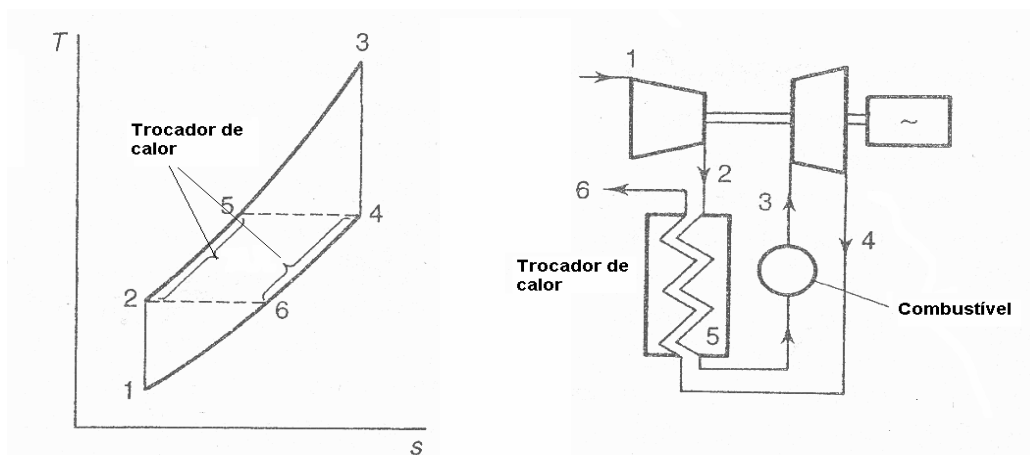


Figura 3.11 - Ciclo simples com regeneração – diagrama esquemático e T-s

Admitindo-se que, com o trocador de calor regenerativo, as temperaturas T_4 e T_5 seriam idealmente iguais, e substituindo-se a relação isentrópica p - T , $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$, na equação (3.15) a eficiência do ciclo com regeneração pode ser definida como:

$$\eta = 1 - \frac{rp^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{T_3/T_1} \quad (3.16)$$

Portanto, a eficiência do ciclo com regeneração não é independente da máxima temperatura do ciclo e claramente aumenta na medida em que a relação de temperaturas (T_3/T_1) também aumenta. Evidencia-se que, segundo a equação 3.16 e para uma dada relação de temperaturas T_3/T_1 , a eficiência poderá ser incrementada com a redução da relação de pressão, e não aumentada, como ocorre com o ciclo simples.

Por isso, segundo Saravanamutto *et al.* (1996), os ciclos com regeneração não requerem altas relações de pressão para se atingir altas eficiências, ainda mais que baixas relações de pressão irão demandar compressores menores e menos complexos, o que permite compensar o aumento do custo relativo do trocador de calor regenerativo.

O gráfico da figura 3.11 (b), demonstrado por Bathie (1996), permite compreender que para uma dada temperatura dos gases de combustão, segundo as condições apresentadas, o aumento da relação de pressão a partir de um determinado ponto perde seus efeitos benéficos, decorrente da potência específica do compressor.

Outro fator importante na avaliação do ciclo com regeneração é a efetividade do trocador de calor que irá desempenhar a transferência de energia entre ambos os fluxos. O aumento da efetividade deste trocador deve ser analisado em função do seu custo, bem como da queda de pressão, a qual provoca uma perda de potência em razão da contrapressão. A figura 3.11 (a) permite ilustrar a relação direta da efetividade do regenerador com a eficiência térmica do ciclo.

E, ao lado, a figura 3.11(b) apresenta a relação da efetividade em função da alteração das temperaturas dos gases de combustão.

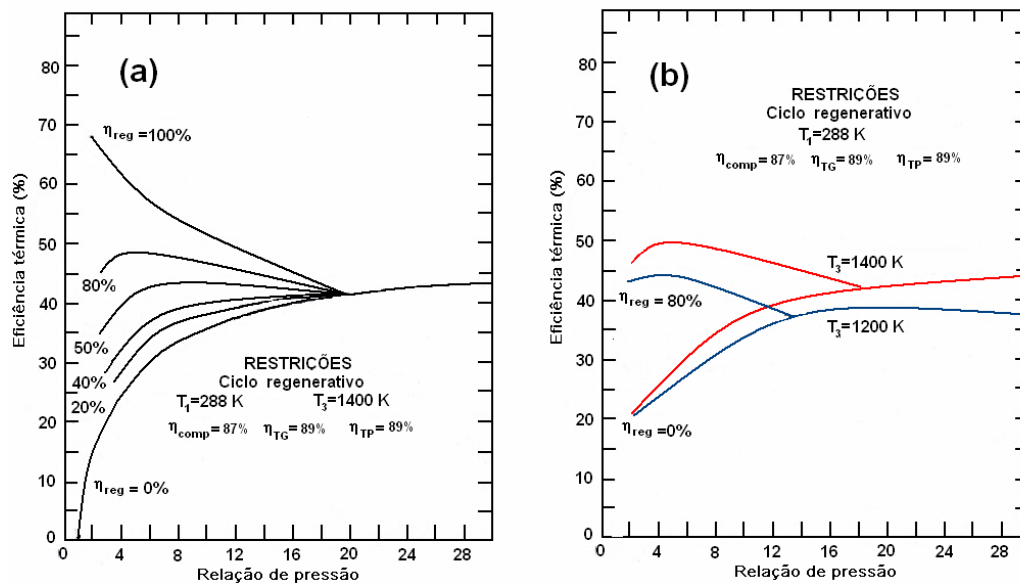


Figura 3.12-(a) Efeito da efetividade do trocador de calor sobre a eficiência térmica do ciclo e (b) efeito da temperatura de combustão e efetividade do trocador de calor sobre a eficiência térmica do ciclo.

Fonte: Bathie (1996).

3.2.4 O reaquecimento dos gases na turbina

O termo “reaquecimento” é usado para definir a utilização do oxigênio remanescente nos gases para um processo adicional de combustão ao longo do processo de expansão, visando estritamente à elevação da sua temperatura para o mesmo patamar daquela encontrada na câmara principal de combustão. Este fornecimento adicional de energia térmica permite, além de elevar a potência líquida da turbina a gás, reduzir a formação de poluentes como o NO_x comparada aos ciclos com câmara de combustão única.

Saravanamuttoo *et al.* (1996) comenta que não há vantagem em reaquecer os gases de combustão sem o uso conjunto da regeneração exceto, quando a turbina a gás opera em um ciclo combinado, onde ocorre a recuperação da energia dos gases de exaustão. Como visto anteriormente, a regeneração permite aumentar a potência específica em detrimento da eficiência, ao passo que com o uso do reaquecimento, a eficiência pode ser melhorada desde que a energia dos gases de exaustão seja regenerada.

Se a turbina a gás operar somente com o reaquecimento, sem a regeneração, o consequente aumento da temperatura dos gases de exaustão irá obviamente reduzir a sua eficiência térmica.

O reaquecimento não tem sido usado de forma intensiva, apesar das suas vantagens, face à complexidade associada a uma segunda câmara de combustão e os seus problemas de controle associados. Ainda, a introdução de um sistema de reaquecimento requer que a zona de expansão seja segregada em duas para permitir a introdução de uma segunda câmara de combustão. Mesmo para aquelas máquinas que tenham o desmembramento da zona de expansão em várias, sendo que uma delas produza a potência exclusivamente dedicada ao compressor, esta divisão natural não seria o melhor ponto para que aconteça o reaquecimento e desta forma os seus benefícios não seriam plenamente alcançados.

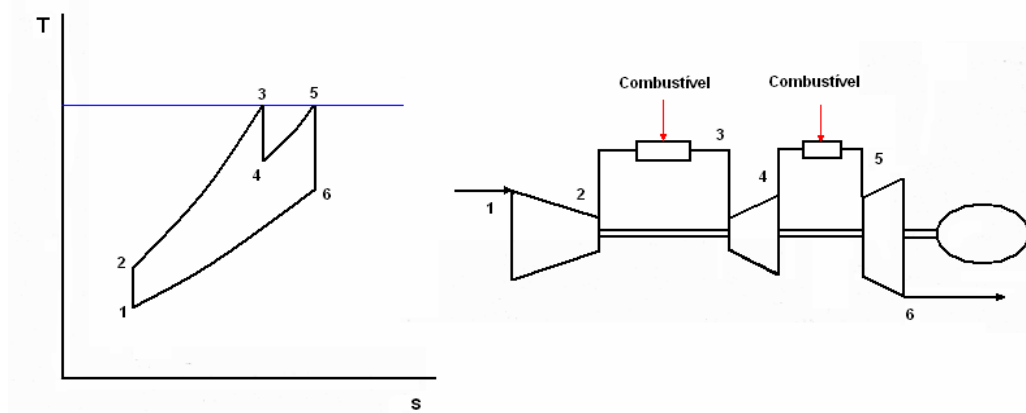


Figura 3.13-Diagramas esquemático e T-s, de uma turbina a gás com reaquecimento.

Segundo Bathie (1996), o melhor ponto da zona de expansão da turbina para que ocorra o reaquecimento é dado pela expressão:

$$P_{requec} = \sqrt{P_3 \cdot P_6} = P_4 \quad (3.17)$$

Onde: P_3 é a pressão de saída da câmara de combustão principal e P_6 , a pressão de saída do ultimo estagio da turbina.

A ABB, atual Alston Power, foi a pioneira em desenvolver turbinas a gás com combustão seqüencial, denominação dada pela empresa a tecnologia de reaquecimento.

As suas configurações mais modernas, lançadas em meados da década de 90, GT 24(50 Hz) e GT 26 (60 Hz), tinham o propósito não somente em aumentar a potência específica, mas também reduzir as emissões de NO_x , quer seja para qualquer faixa de carga. Esta configuração apresenta uma temperatura de escape em torno de 640 °C, ou seja, 40 °C acima do modelo sem reaquecimento¹⁸ (Gás Turbine World 2008 Performance Specs). Comparativamente, os modelos industriais sem reaquecimento, apresentam temperaturas de exaustão na faixa entre 500 e 600 °C. (Starr, 2003)

Kehlhofer *et al.*(2009) salientam que as turbinas a gás com reaquecimento apresentam grandes vantagens nos projetos dos compressores dada a simplificação do projeto em razão de relações de pressão menores. O ciclo com reaquecimento faz com que a relação de pressão correspondente à temperatura de combustão, que produziria a máxima potência específica, seja menor que no ciclo simples.

Em 2004, a Siemens/Westinghouse apresentou um programa de desenvolvimento baseado em turbinas a gás da classe F e G, o qual propunha avaliar as condições aerodinâmicas das palhetas e das emissões de poluentes, através de testes de bancada onde seriam gerados os parâmetros de escala para um modelo computacional. A ideia principal era a simplificação do sistema de combustão através da eliminação da complexidade de uma segunda câmara, além do aproveitamento do ar usado no sistema de resfriamento das palhetas.

A abordagem técnica principal consistia em criar pontos de combustão em vários estágios através dos orifícios usados para o resfriamento das palhetas. O combustível seria injetado através dos orifícios e sofreria auto-ignição após a passagem no primeiro estágio da turbina. O programa chamava-se de combustão *in-situ*.

Evitando-se uma segunda câmara de combustão na zona de expansão, reduziram-se as perdas de pressão e conseqüentemente um ganho de potência líquida. Para a turbina classe F, segundo as simulações apresentadas, a potência gerada passou de 189 para 269 MW, com uma perda de eficiência térmica, de 38,9 para 37,3 %. Mesmo que tais simulações tenham apresentado um relativo ganho de potência, em detrimento da eficiência, os testes de bancada mostraram que as concentrações de NO_x aumentaram em

¹⁸ Condições ISO: 15 °C, nível do mar e 60 % de umidade relativa.

10 ppm. O escape de chama também foi detectado e sugestões para pesquisas mais profundas e escalas maiores de testes, usando se combustíveis com maiores teores de hidrogênio, foram apresentadas.

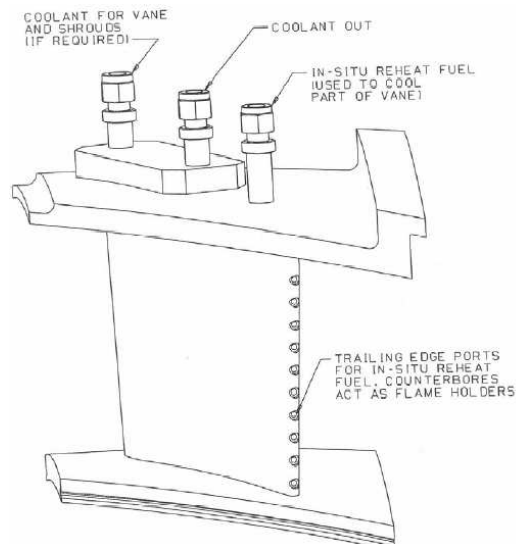


Figura 3.14-Desenho conceitual de um sistema de reaquecimento *in-situ*, da Siemens Westinghouse.

Fonte: Newby *et al.*(2004).

O trabalho apresentou diversas perspectivas de estudos, e avaliações em escalas maiores foram propostas para entender melhor as condições de escoamento dos gases.

3.2.5 O ciclo com resfriamento intermediário no compressor

Assim como no ciclo com reaquecimento, outra forma de elevar a potência específica é resfriar o ar ao longo do processo de compressão. A redução da temperatura numa etapa intermediária do compressor aumenta a densidade do ar, fator determinante na redução da potência consumida pelo mesmo e consequente aumento da potência líquida da turbina a gás. Na prática, é uma tentativa de aproximação a um processo isotérmico de compressão, segundo definição do ciclo de Ericsson.

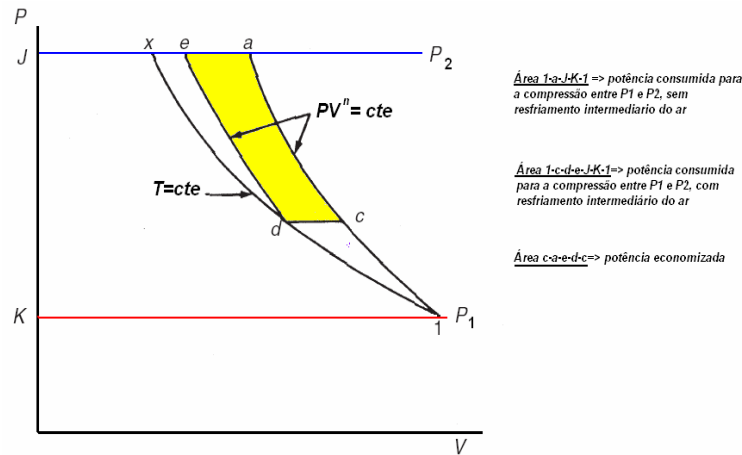


Figura 3.15-Diagrama volume específico-pressão para um processo de compressão, onde se demonstra os efeitos do resfriamento intermediário, isotérmico e isentrópico de um processo de compressão.

Fonte: Bathie (1996).

A figura 3.15 mostra um processo politrópico de compressão *1-a* no plano P-V.

Não havendo alteração da energia cinética, a potência consumida e necessária para ir de P₁ a P₂ é representada pela área *1-a-J-K-1*. A linha de temperatura constante é definida por *1-x* e seria a definição do ciclo de compressão isotérmico, ou seja, o ciclo de compressão ideal, reversível.

Se o processo de compressão politrópico for dividido em duas etapas, sendo a primeira entre *1-c* e, depois, *d-e*, com um estágio de resfriamento a pressão constante, entre os pontos *c-d*, a potência consumida pelo compressor passa a ser representada pela área *1-c-d-e-J-K-1*. Graficamente, a potência economizada devido ao resfriamento intermediário é representada pela área *c-a-e-d-c*.

Desde que os estados inicial e final sejam conhecidos, a potência consumida pelo processo de compressão, segundo a nomenclatura indicada, pode ser definida por:

$$-{}_1W_e = \int_1^e v dp \quad (3.18)$$

O resfriamento intermediário tem um efeito similar ao do ciclo com reaquecimento: aumento da potência específica, ainda que ocorra uma perda adicional de pressão decorrente do trocador de calor, porém com uma significativa redução da sua eficiência térmica.

A queda da eficiência térmica da turbina a gás decorre de uma menor temperatura de saída do ar no compressor, que irá requerer uma maior quantidade de combustível. Porém, tal impacto negativo na eficiência pode ser eliminado com a adição de um regenerador, através da recuperação do calor dos gases de exaustão, acrescentando uma quantidade de energia ao fluxo de ar sem a necessidade de combustível adicional.

O ciclo com resfriamento intermediário é muito utilizado em aplicações navais devido à grande disponibilidade de água do mar, porém, para outras aplicações, a complexidade gerada e consequente perda das características compactas inviabilizam a sua aplicação de forma intensiva. Bathie (1996) citava a existência de uma única turbina a gás operando com um resfriamento intermediário.

O uso deste recurso requer que o compressor seja dividido em dois ou mais níveis de pressão, porém mantendo-se a mesma relação de pressão global.

Analogamente ao ciclo com reaquecimento, o ponto de inserção do trocador de calor é definido pela expressão:

$$P_{resfr} = \sqrt{P_1 \cdot P_2} \quad (3.19)$$

Onde: P_{resfr} é a pressão intermediária onde ocorre o menor consumo de potência pelo compressor, P_1 a pressão de entrada do primeiro compressor e P_2 , a pressão de saída no segundo compressor. Assume-se que as temperaturas de entrada em ambos os compressores sejam iguais.

3.2.6 Categorias de turbinas a gás

As turbinas a gás podem ser classificadas de acordo com a concepção de projeto: aeroderivativas e industriais; do número de eixos e do tipo do fluxo do ar e dos gases. Porém, é mais comum distinguir os tipos de turbinas a gás em aeroderivativas e industriais.

O primeiro tipo é auto-explicativo, enquanto o segundo é voltado para classificar todas as outras turbinas que não se enquadram na primeira categoria.

As turbinas aeroderivativas têm sua concepção de projeto voltada às aplicações que se enquadram na propulsão aeronáutica e se caracterizam pela grande relação potência /peso. Este conceito de turbina possui dois componentes básicos, quando utilizadas na geração de potência mecânica ou de eletricidade: um gerador de gases quentes e uma turbina de potência, mecanicamente desacoplada dos demais.

O gerador de gases quentes é composto por uma turbina aeronáutica adaptada para queimar gás natural ou outros combustíveis destilados, que acoplada a uma turbina de potência, ao invés de um bocal, configura, em si, uma turbina a gás.

Já as turbinas a gás com projetos concebidos para aplicações industriais, ou de geração de eletricidade, apresentam características mecânicas muito próximas das turbinas a vapor. As primeiras turbinas a gás industriais possuíam potências na faixa de 10 MW e eficiências térmicas próximas de 30 %. Os avanços tecnológicos das turbinas aeronáuticas acabaram propiciando uma atratividade aos modelos industriais no sentido de desenvolver unidades com potências maiores. Atualmente, os modelos aeroderivativos têm sido predominantemente empregados em sistemas de bombeamento em dutos de gás e petróleo, bem como de geração de eletricidade, porém com limitações de potência elétrica e propulsão naval.

Tabela 3.2-Síntese comparativa entre turbina a gás aeroderivativas e industriais.

Turbina a gás aeroderivativas	Turbinas a gás industriais (<i>heavy duty</i>)
Concepção voltada a jato propulsão.	Maiores intervalos para manutenção, mais robustas.
Alta relação potência /peso =>compacta.	Baixas relações potência/peso => pouco compactas.
Tecnologias avançadas em relação aos materiais construtivos.	Tecnologias convencionais.
Altas relações de pressão (até 35 em alguns casos).	Moderada relação de pressão (10 a 20), porém, lançamentos recentes apontam para valores próximos a 35.
Temperaturas dos gases de escape mais baixas que as industriais.	Mais silenciosas.

Entretanto, nos dias atuais tem ocorrido uma aproximação tecnológica de ambos os conceitos e ,tal movimento, deve-se ao natural aproveitamento dos avanços dos modelos aeroderivativos aos modelos industriais. Estes últimos podem atingir potências elétricas de até 340 MW na condição ISO.

3.2.7 - Arranjos construtivos

3.2.7.1 Turbina a gás de eixo Único (*Single shaft*)

Se uma turbina a gás for requerida para atender a uma carga de potência e rotação fixas, como é a grande maioria das plantas de geração de eletricidade, o melhor arranjo construtivo é a configuração de “eixo único”. A sua grande vantagem é a facilidade de controle da sua rotação quando ocorre a variação da carga despachada, evento que poderia desencadear uma aceleração momentânea e consequente variação da frequência elétrica. De fato, na prática, este risco é minimizado e controlado pela alta inércia do conjunto composto pelo compressor e gerador elétrico.

Praticamente todas as turbinas a gás, classificadas como industriais, são desenvolvidas com esta configuração, não importando a escala de potência. Entretanto,

prevalecem as faixas de potência acima de 100 MW, com raríssimas exceções caso da Titan 130 da Solar Turbines ¹⁹ de 15 MW, que apresenta ambas as configurações construtivas: eixo livre e único.

Para aplicações em ciclos combinados, as turbinas a gás modernas de eixo único recorrem ao controle de vazão do ar para manter a temperatura de escape dos gases no maior patamar possível, visando melhorar a taxa de recuperação da energia interna (dos gases) na caldeira de recuperação.

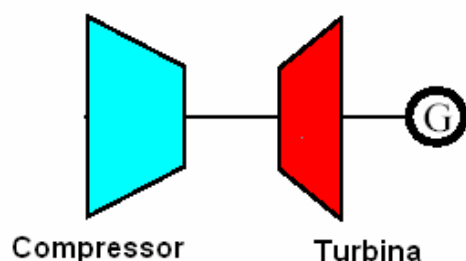


Figura 3.16-Configuração de uma turbina a gás de eixo único.

Atualmente, o mecanismo de controle do fluxo de ar mais usual é realizado por um conjunto de guias (aletas) ajustáveis, ou IGVs em inglês, localizadas no bocal de entrada de ar do compressor; e por guias (aletas) dos estatores, também ajustáveis (VSVs, em inglês). Assim, quando as turbinas a gás operam em cargas parciais, o controle da vazão de ar permite adequar a operação da turbina a gás a melhor condição de eficiência, ou seja, na maior temperatura dos gases de combustão possível e, por consequência, uma temperatura de escape mais alta.

Além de possibilitar uma melhor eficiência térmica do ciclo combinado durante a operação em cargas parciais, os IGVs e VSVs permitem partidas mais estáveis. Esta configuração pode operar com a redução de vazão de ar entre 10 e 30%, correspondendo entre 20 e 50 % de redução de carga. (Kim *et al.*, 2003)

¹⁹ A Solar Turbines apresenta este modelo tanto na configuração de eixo único como de eixo duplo, de acordo com a aplicação (Kim *et al.*, 2003)

Vazões menores que 50 % da condição de projeto, mesmo com o uso destes mecanismos, resulta em uma velocidade axial do ar muito baixa, causando a perda de sustentação (*stall*) (da vazão), bem como da oscilação de pressão (*surge*). Cada fabricante possui sua preferência tecnológica neste controle de vazão de ar, caso da GE que tem favorecido o uso de IGVs para controle de vazão mesmo para turbinas aeroderivativas. Esta preferência é justificada através da possibilidade de se atingir a máxima eficiência térmica para uma dada carga parcial mantendo a da temperatura dos gases na câmara de combustão a mais alta possível. (Saravanamutto *et al.*, 1996)

3.2.7.2 Turbina a gás de eixo livre (*free shaft*)

Quando a flexibilidade na operação é de extrema importância, como por exemplo, o acionamento de um compressor de gás natural para recompressão em gasodutos ou, ainda, a propulsão marítima, o uso de uma turbina de potência mecanicamente independente pode ser mais apropriado para tal finalidade. Neste arranjo, denominado de eixo livre, a turbina de alta pressão aciona o compressor de ar, mecanicamente acoplados, configurando um gerador de gases quentes. Os gases quentes exauridos por este conjunto acionam, a sua jusante, uma outra turbina denominada de “potência”. Em motores a jato, os gases quentes se expandem em um bocal de propulsão, ao invés da turbina de potência.

Turbinas a gás de eixo livre e aeroderivativas podem ser usadas para a geração de eletricidade com a turbina de potência girando a uma rotação constante, de acordo com a frequência do alternador: 3000 ou 3600 rpm, correspondendo, respectivamente, as frequências de 50 e 60 Hz. Com esta configuração evita-se o uso de redutores de velocidade, extremamente caros e mecanicamente complexos.

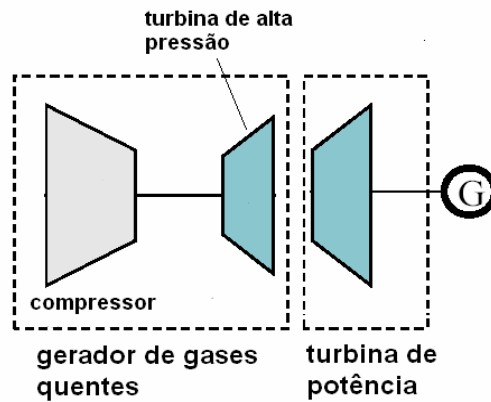


Figura 3.17-Componentes de uma turbina a gás de eixo livre.

O dimensionamento de sistema de partida para grandes turbinas a gás deve ser cuidadosamente analisado e é particularmente importante, pois plantas de geração que operam em regime emergencial requerem uma resposta rápida à disponibilidade de potência.

Modelos de eixo único de grande potência necessitam de um gerador diesel ou mesmo uma turbina a vapor com aproximadamente 3 MW para dar a “partida”.

Por outro lado, a desvantagem do modelo de eixo livre é o seu controle complexo da rotação da turbina de potência que pode decorrer da variação brusca da demanda elétrica, evento que pode acarretar em uma rápida aceleração.

O controle da carga a ser desenvolvida em ambos os modelos é similar, porém a rotação do compressor na turbina a gás de eixo livre se comporta segundo a equiparação de parâmetros termodinâmicos existentes entre os dois componentes do gerador de gases quentes (compressor e turbina de alta pressão). Embora ambas as configurações tenham comportamentos diferentes quanto a rotação do compressor, tanto a relação de pressão como as temperaturas máximas dos gases de combustão caem, na medida em que a potência for reduzida em relação à sua condição de projeto. O resultado é uma forte deterioração das eficiências térmicas a cargas parciais para ambas as configurações..

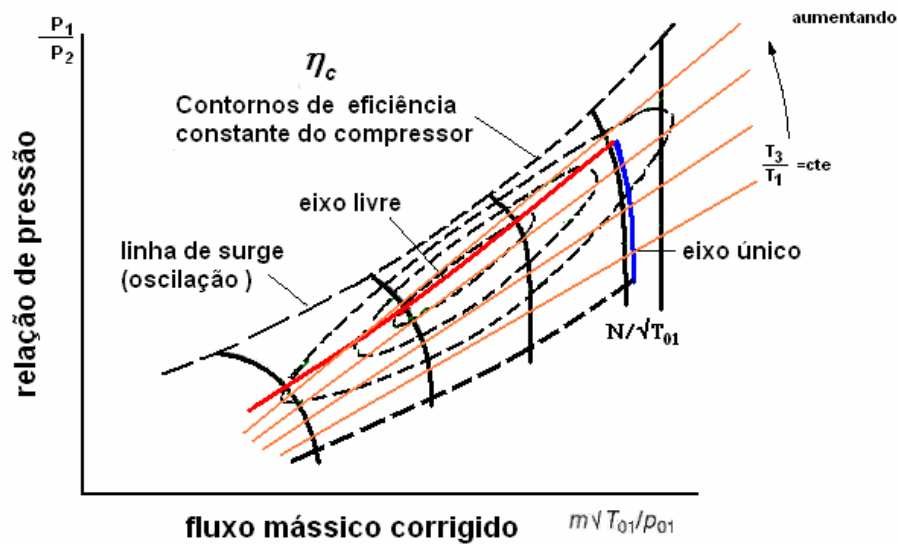


Figura 3.18-Linhas de equilíbrio e eficiência em função do ponto de operação.
 Fonte: Saravanamutttoo *et al.* (1996)

Quanto ao impacto que ambas as configurações provocam no ciclo combinado durante a operação em cargas parciais, Kim *et al.* (2003) indicam que o desempenho de modelos de eixo livre, com a modulação das guias de entrada móveis (IGVs), são mais eficientes. Considerando-se a sua operação em ciclos combinados, o modelo de eixo livre em cargas parciais, não parece ter a eficiência demasiadamente comprometida pela modulação dos IGVs.

3.2.8 Fatores que influenciam o desempenho

Segundo a prática na indústria, as turbinas a gás são identificadas quanto a sua potência de acordo com as condições ISO: pressão atmosférica de 101,325 kPa, temperatura de 15 °C e 60 % de umidade relativa do ar e, ainda, com carga contínua acima de 6000 horas/ano. O gás natural deve ser o combustível padrão a ser utilizado pelas unidades industriais e os combustíveis destilados para propulsão marítima.

A potência é indicada para geração de eletricidade como aquela disponível nos terminais do gerador, ou na ponta do eixo, esta última mencionando-se o seu acoplamento a equipamentos mecanicamente acionados, tais como: bombas, compressores de gás e eixos de propulsão de navios.

Em todos os casos, a potência mencionada em catálogo não considera as cargas auxiliares, as perdas mecânicas de redutores, as perdas de pressão em filtros de ar e dutos de entrada, bem como dos dutos de exaustão.

Em termos de desempenho, as turbinas a gás que venham a operar fora das condições definidas pela norma ISO são fortemente afetadas pela temperatura do ar ambiente e pressão atmosférica, segundo a descrição a seguir:

- Temperatura – a cada 1 °C, a potência líquida pode cair entre 0,6 e 1% em relação à condição ISO, com um aumento proporcional na relação de calor²⁰ - kJ/kWh.

A potência é alterada em função da variação da densidade do ar e cada turbina a gás tem sua própria curva dos efeitos da temperatura ambiente sobre o seu desempenho. Com o aumento da temperatura ambiente reduz-se a densidade do ar e, conseqüentemente, o fluxo mássico no compressor, pois é uma máquina que opera a volume constante.

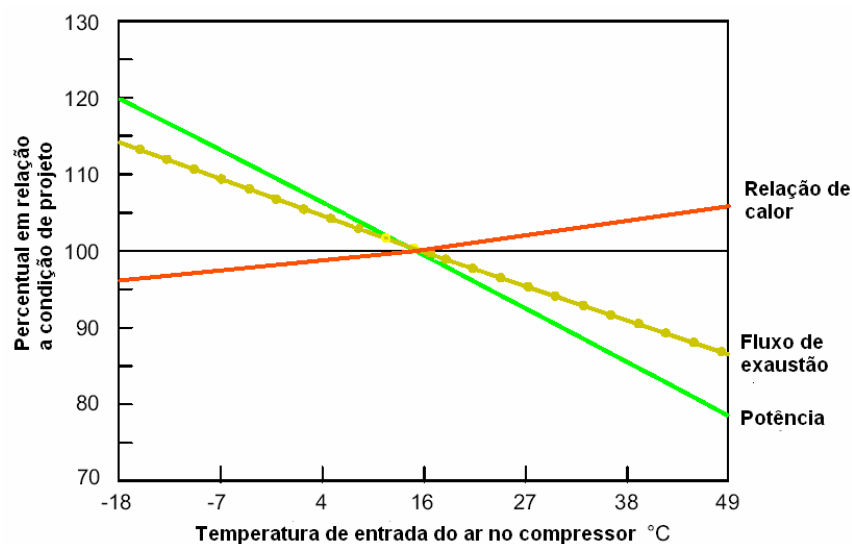


Figura 3.19-Desempenho de uma turbina a gás em função da temperatura do ar.
Fonte: Brooks, (2010).

²⁰ Heat rate: energia do combustível por kW.h, base PCI.

Na medida em que a temperatura do ar sobe, reduz-se o fluxo de ar em decorrência da redução da densidade. A relação de pressão no compressor fica menor.

O comportamento do desempenho do ciclo combinado difere de cada configuração de projeto, mas em geral a eficiência global fica comprometida tanto acima como abaixo das condições ISO. Tal comportamento pode diferir em razão das características de projeto dos componentes do ciclo combinado.

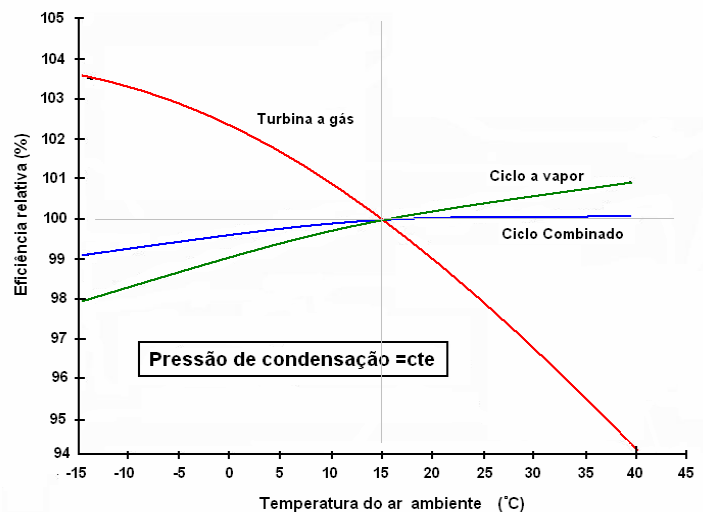


Figura 3.20-Eficiência relativa típica da turbina a gás, ciclo a vapor e ciclo combinado em função da variação da temperatura do ar ambiente em relação às condições ISO.

Fonte: Adaptado de Kehlhofer *et al* (2009).

Embora a eficiência térmica do ciclo combinado tenha uma pequena redução quando opera abaixo de 15 °C, inversamente, a potência gerada pode apresentar um aumento significativo.

Arrieta (2005) apresenta uma análise da influência da temperatura ambiente em um ciclo combinado compensando-se a perda de potência ocorrida na turbina a gás através da queima suplementar na caldeira de recuperação. Esta possibilidade atenua os efeitos negativos provocados pelo aumento da temperatura acima de 15 °C em termos de potência, mas com prejuízos à eficiência térmica do ciclo combinado. Seu uso seria viável e restrito tão e somente se o custo operacional composto pela instalação e combustível fosse menor que a receita gerada pela potência excedente.

- Altitude e variação da pressão atmosférica – os fabricantes de turbinas a gás apresentam propostas técnicas e comerciais com garantias de desempenho na pressão padrão de 101.342 kPa, valor que se refere a pressão do nível do mar. Diferentes condições climáticas e variação na altitude de instalação provocam uma alteração de desempenho da turbina a gás. A cada 300 metros de elevação acima do nível do mar ocorre uma redução de 3.3 % na potência gerada.

A pressão atmosférica não afeta a eficiência térmica da turbina a gás se a temperatura ambiente for constante, mesmo tendo influência na densidade do ar de maneira similar à temperatura. Entretanto, a eficiência de uma planta de ciclo combinado permanece constante porque tanto a energia fornecida, como o fluxo de ar, variam na proporção da variação da pressão do ar atmosférico.

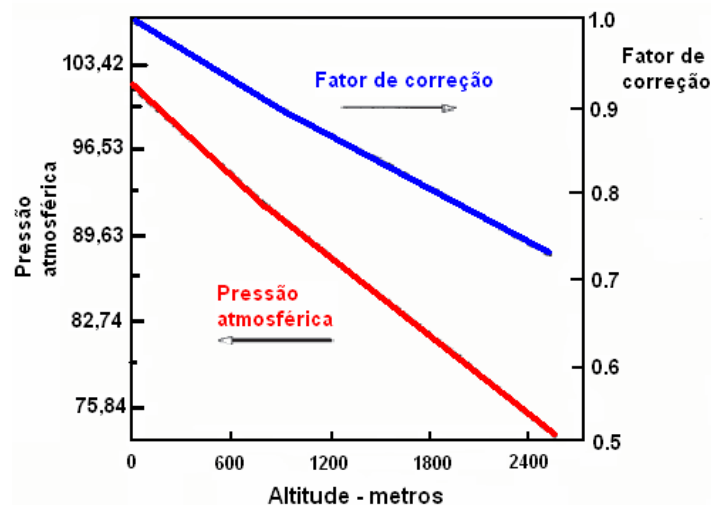


Figura 3.21-Fator de correção típico da potência de uma turbina a gás em função da altitude. Fonte: Brooks, (2010).

Quanto à potência específica, a mesma sofre um expressivo incremento na medida em que ocorre uma elevação da pressão atmosférica. Por outro lado, com a redução da pressão atmosférica, aumenta o volume específico do ar, provocando uma redução da vazão mássica no compressor e da potência da turbina a gás.

- Umidade relativa do ar – o seu aumento provoca um aumento de potência tanto da turbina a gás como do ciclo combinado, desde que as demais condições atmosféricas

permaneçam inalteradas. A razão para isto é que um nível de umidade maior permite aumentar o calor específico dos gases, resultando em um salto entálpico ligeiramente maior.

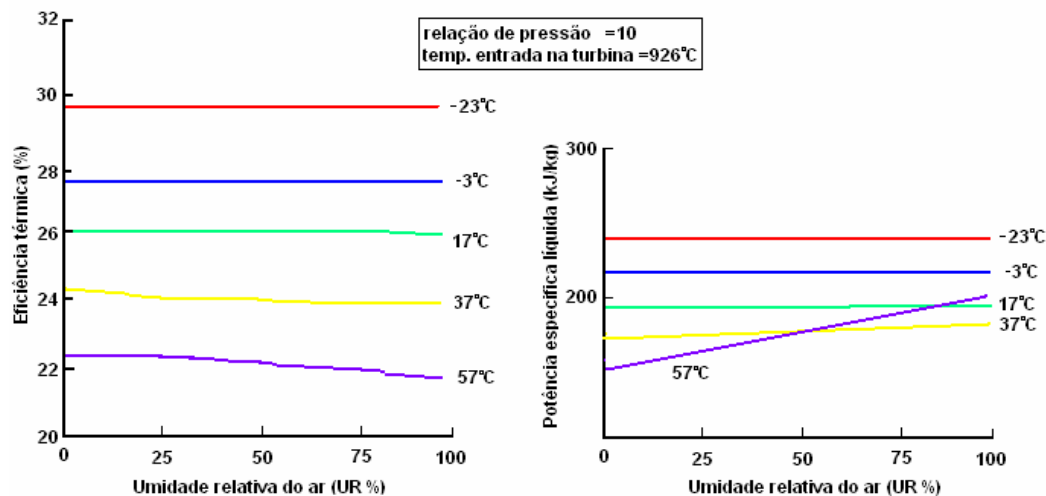


Figura 3.22-Potência específica e eficiência térmica para várias temperaturas em função da umidade relativa. Relação de pressão e temperatura de entrada na turbina constante.

Fonte: El Hadik, (1990).

Em ambas as figuras, para as temperaturas indicadas, -23, -3 e 17 °C, nota-se que não há nenhum efeito da umidade relativa sobre a eficiência térmica e potência específica. Para temperaturas do ar maiores (acima de 37 °C) a redução na umidade relativa provoca uma redução tanto na eficiência térmica como na potência específica.

A umidade relativa também afeta diretamente a operação da torre de resfriamento aberta, pois umidades relativas mais baixas favorecem a redução do vácuo no condensador em razão de uma menor temperatura da água de resfriamento.

3.3 Caldeiras de recuperação (HRSG)

Há muitas e variadas configurações de unidades de caldeiras de recuperação que utilizam os gases de exaustão de turbinas a gás. Possuem seções elementares de uma caldeira convencional, do tipo aquatubular, quando projetada à geração de eletricidade: pré-aquecedor, economizador, evaporador e superaquecedor. Exceção cabe ao modelo de passagem única onde não há seções definidas nem mesmo um balão de evaporação. A fim de unir de forma eficiente o ciclo Rankine com turbinas a gás avançadas que possuem altas temperaturas dos gases de exaustão, novas caldeiras de recuperação têm sido desenvolvidas, mais adequadas à recuperação do calor (energia interna).

Desta forma, o desenvolvimento mais importante no projeto de caldeiras de recuperação foi a introdução no mercado de um segundo nível de pressão. Este nível de pressão adicional permitiu um aumento na eficiência térmica do ciclo combinado em aproximadamente 4 pontos percentuais através da redução da temperatura dos gases de saída na caldeira.

Gerar vapor a pressões elevadas exige projetos construtivos complexos das caldeiras, pois basicamente grande parte da energia recuperada ocorre quando a água evapora. Exemplificando dois pontos de evaporação, a 60 bar em 275 °C e 100 bar a 311 °C, a estas pressões subcríticas, a temperatura do lado do vapor não se altera até que a água se transforme em vapor. A adição de um novo conjunto de evaporador, economizador e superaquecedor, no intermédio do conjunto de alta pressão, permite uma maior taxa de recuperação da energia interna dos gases através de uma maior aproximação das temperaturas de ambos os fluxos considerados.

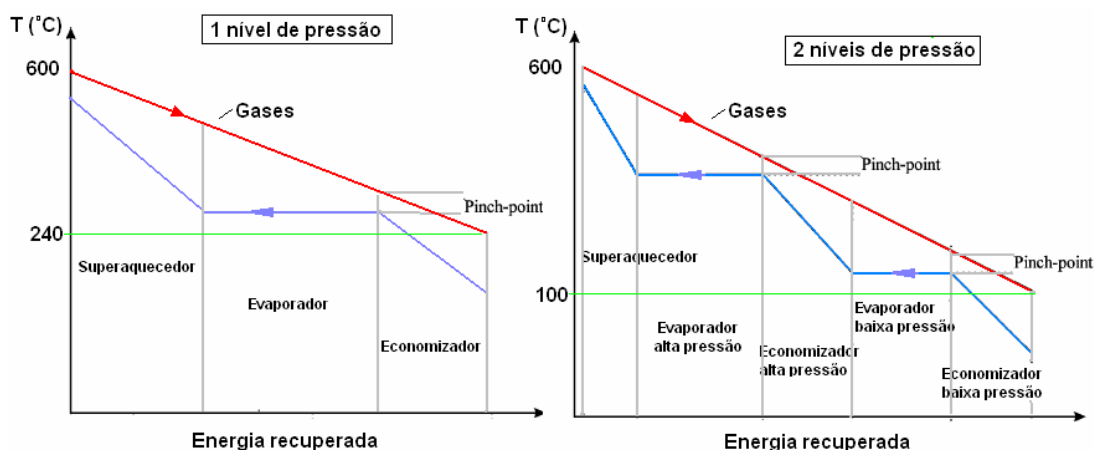


Figura 3.23-Perfis de temperaturas típicos: caldeiras de um e dois níveis de pressão.

Projetos mais recentes de caldeiras já passaram a adotar até 3 níveis de pressão, resultando em mais 1 ponto percentual adicionado a eficiência térmica do ciclo combinado.

É importante frisar que o desenvolvimento do projeto das plantas de ciclos combinados deve levar em consideração, entre tantas variáveis, o desempenho, a disponibilidade de recursos financeiros e, principalmente, os critérios econômicos que justifiquem o seu investimento.

Na visão dos economistas, a melhor taxa de retorno está diretamente ligada à eficiência térmica/desempenho. Embora projetos complexos sejam os mais custosos e em geral os mais rentáveis, a percepção natural dos agentes envolvidos é buscar a simplificação da instalação.

Kehlhofer *et al.*(2009) demonstram que a evolução das turbinas a gás, aplicáveis a ciclos combinados, está direcionada a modelos que apresentam não somente temperaturas de combustão mais elevadas, mas também de configurações construtivas da zona de expansão que exaurem os gases a níveis adequados a um bom rendimento do ciclo combinado como um todo. Isto permite reduzir significativamente as vantagens obtidas pelas caldeiras com múltiplos níveis de pressão e assim, para alguns casos, simplificar as instalações do ciclo a vapor.

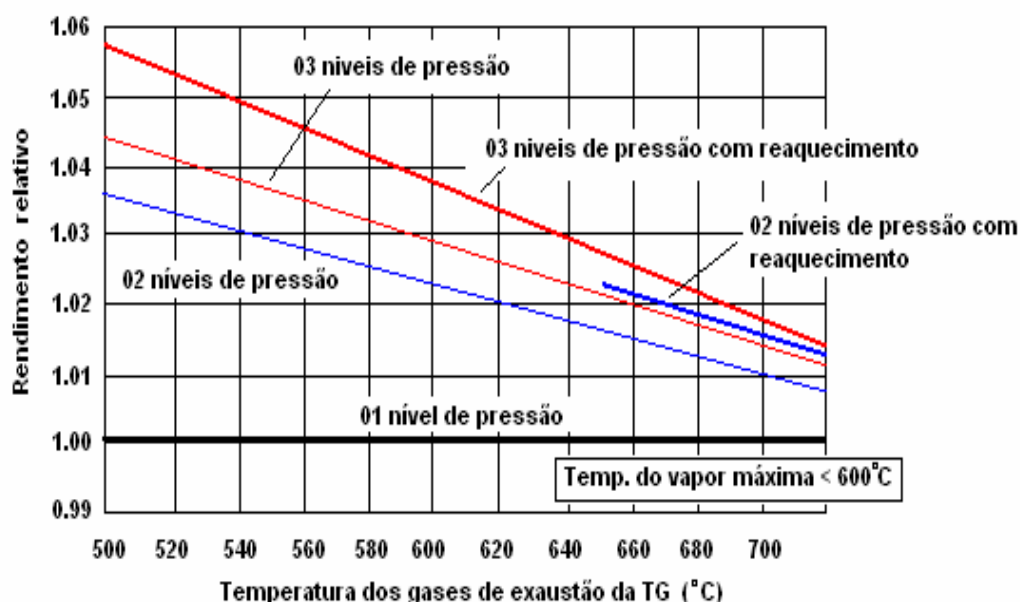


Figura 3.24-Desempenho dos ciclos combinados em função dos níveis de pressão na caldeira e temperaturas dos gases de exaustão da turbina a gás.

Fonte: adaptado de Kehlhofer *et al.* (2009)

Segundo Boyce (2002), a seleção do tipo da caldeira de recuperação depende de vários fatores, entretanto, ressalta-se essencialmente, o seu custo inicial e a eficiência global da planta. Grosso modo, um aumento de 1 % na eficiência pode absorver de 3 a 4 % no aumento de custo.

Tabela 3.3 Aumento de custos e eficiência relativos em plantas de ciclos combinados

Tipo de caldeira e processo	Aumento de custo	Aumento de eficiência	Aumento na potência
01 nível de pressão	1.0	1.0	1.0
Passe único (Once Through)	0.98	1.0	1.0
02 níveis de pressão	1.025	1.015	1.015
03 níveis de pressão	1.03	1.02	1.02
02 níveis de pressão c/reaquecimento	1.04	1.035	1.035
03 níveis de pressão c/reaquecimento	1.035	1.027	1.027

Fonte: Boyce (2002)

Uma variante construtiva refere-se à caldeira de um único estágio onde a água circula por um único componente, ou seja, não possui economizadores, evaporadores e superaquecedores. Desta forma eliminam-se os balões e bombas de recirculação.

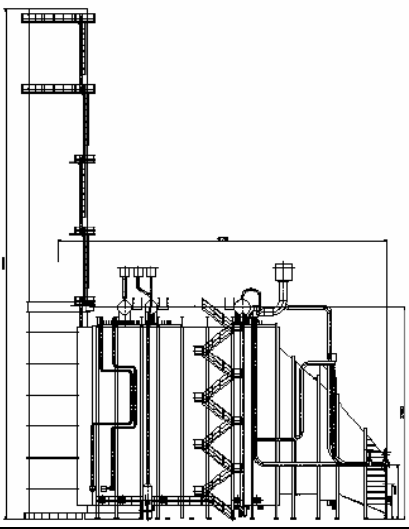
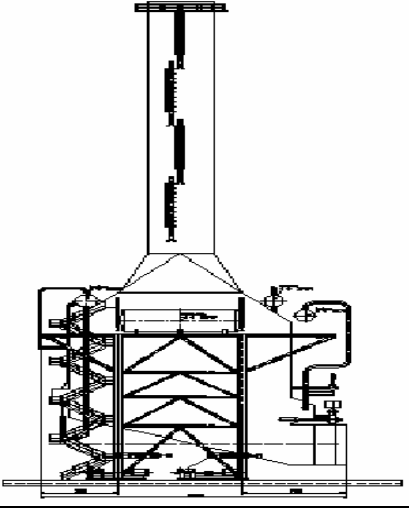
Este conceito construtivo tem suas vantagens para a geração de vapor a altas pressões e com grande frequência de ciclos de partida, pois, os balões criam imposições a tais condições operacionais.

Em inglês é conhecida como *Once Through* e pode ser configurada tanto na posição vertical como horizontal. Pode ser instalada em áreas confinadas, ou de pequeno espaço e em termos de segurança operacional, pode ser operada com falta de água nos tubos sem provocar danos aos mesmos, característica que absorve com segurança as oscilações da operação da turbina a vapor. Tal característica encarece os custos de instalação, porém o investimento é recuperado em função da eliminação das válvulas de desvio dos gases e de uma chaminé adicional para este propósito.

Possui uma operação simplificada, pois seu sistema de controle de vazão resume-se numa válvula de controle de vazão, que é comandada pela temperatura de saída do vapor superaquecido. As caldeiras de recuperação são classificadas nas configurações quanto a sua forma construtiva: vertical e horizontal.

Na tabela a seguir, as principais comparações entre ambas.

Tabela 3.4 – Comparação construtiva e operacional entre as caldeiras horizontais e verticais.

		
Potência e eficiência	Idêntica	Idêntica
Área superficial de troca para a mesma potência	Similar, exceto as seções de o reaquecimento e superaquecimento, que requerem um pouco mais de área de troca devido a desfavorável distribuição de fluxo dos gases com relação à temperatura e fluxo mássico	
Área de base	Aproximadamente exige 30 % a mais que a configuração vertical devido à necessidade do duto de entrada, chaminé, redutores catalíticos e seção de queima suplementar.	Base
Controle de emissões	Requer um maior comprimento	Requer maior altura
Operação cíclica	Problemas severos nos estágios de superaquecimento e reaquecimento	Menos vulnerável, se projetada apropriadamente
Custo	Similar	Similar
Circulação da água /vapor nos tubos e balões	Circulação natural nos evaporadores, provocando uma vigorosa recirculação com a disposição vertical dos tubos. Entretanto, circulação forçada permite a construção de feixes de tubos mais finos.	Pode ser projetada sem a necessidade de bombas de recirculação nos evaporadores. Menor porte dos balões e menores espessuras dos tubos dos trocadores, menor sensibilidade a bloqueios de fluxo nos economizadores durante a partida.

Embora a maioria das caldeiras de recuperação venha a operar sem recorrer a queima suplementar, há situações em que tal recurso pode ser tecnicamente justificado pela necessidade de atendimento a um pico de demanda, podendo ser de energia elétrica ou mesmo térmica.

Geralmente, se faz uso da queima suplementar somente quando o combustível a ser utilizado neste componente apresentar baixo custo, ou apresentar baixa pressão e baixo poder calorífico. Em alguns casos, sendo o ciclo combinado parte de um processo produtivo, a demanda de vapor pode variar independentemente da demanda elétrica, o que faz necessário uma queima suplementar na caldeira para atender esta necessidade. Resumindo-se, a importância da queima suplementar em caldeiras de recuperação tem diminuído nos últimos anos em razão do aumento da temperatura dos gases de exaustão das turbinas a gás.

O projeto de uma caldeira de recuperação com queima suplementar é idêntica àquela que não a possui e o limite de geração de vapor é condicionado ao teor de oxigênio disponível nos gases de exaustão da turbina a gás desde que seja respeitado o limite de resistência metalúrgica dos tubos e das palhetas da turbina a vapor.

3.3.1 Caldeira de recuperação com 01 nível de pressão (*Single Pressure HRSG*)

Este tipo de caldeira de recuperação representa o conceito mais básico em termos de produção de vapor para fins de geração de eletricidade. O nível de pressão de vapor a ser gerado depende de uma série de fatores, pois uma alta pressão de vapor não necessariamente significa a máxima eficiência do ciclo combinado.

Sabe-se que, a expansão do vapor a altas pressões irá resultar num maior salto entálpico, porém, com uma maior temperatura de evaporação, uma menor geração de vapor ocorrerá e, conseqüentemente, a temperatura dos gases na saída da caldeira será maior. A melhor condição deve estar situada em um ponto onde estas duas influências apresentam o melhor desempenho ao ciclo a vapor.

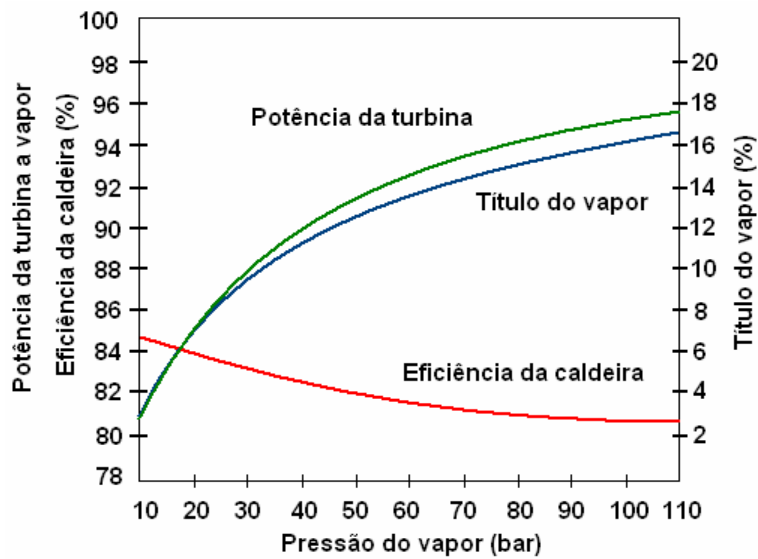


Figura 3.25-Efeito da pressão do vapor na potência da turbina para um ciclo combinado de 01 nível de pressão.

Fonte: Kehlhofer *et al.*(2009).

Ainda, o título do vapor na saída da turbina, ou na entrada do condensador, deve ser considerado na definição da pressão de saturação. Valores próximos de 84% (umidade de 16%) estão próximos do limite em razão da possibilidade de erosão das palhetas, tanto do rotor como do estator nos últimos estágios, provocada pelo impacto de pequenas gotículas nas superfícies.

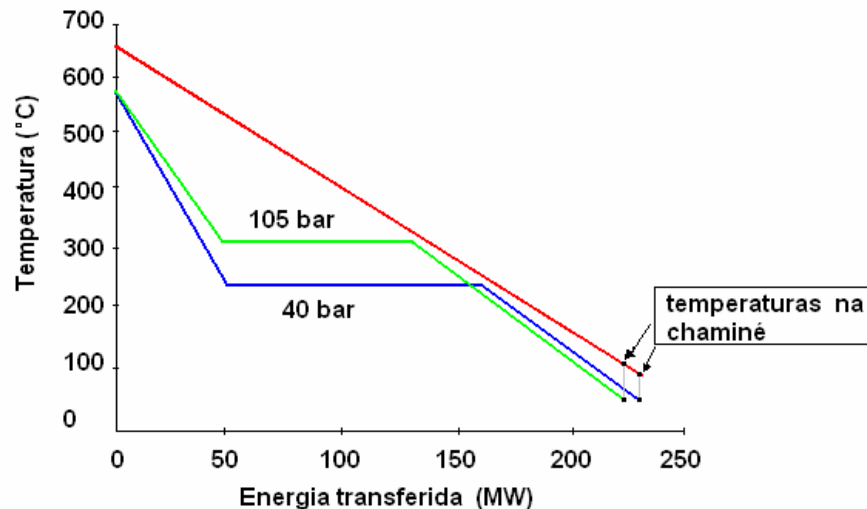


Figura 3.26-Diagrama energia transferida x temperatura de uma caldeira de um nível de pressão, comparando-se a recuperação de energia na pressão de 40 e 105 bar.

Portanto, a definição do nível de pressão deve considerar quais fatores técnicos e econômicos devam prevalecer na análise: a máxima potência ou a máxima eficiência. A pressão de vapor mais elevada pode ser traduzida em vantagens econômicas ao ciclo combinado, pois a seção de exaustão da turbina a vapor tende a ficar menor, bem como de todo o sistema de distribuição de vapor. Também, o fluxo de água de resfriamento deve ser considerado na análise do ciclo combinado, através da contabilização da potência das bombas e dos ventiladores das torres de resfriamento.

3.3.2 Caldeira de recuperação com 02 níveis de pressão (*Dual Pressure HRSG*)

A definição das pressões de uma caldeira com dois níveis de pressão, tanto de “alta”, como de “baixa”, devem ser definidas para atingir a máxima potência na turbina a vapor, embora a principal razão para incluir múltiplos níveis em caldeiras é aumentar a eficiência do ciclo combinado.

Em uma caldeira, com dois níveis de pressão, os circuitos podem ser independentes um do outro, embora possam ser alimentados por um único desaerador, comuns entre si, através de duas bombas dedicadas: de alta e de baixa. Em alguns casos, a seção de alta pressão pode ser alimentada do ponto de saturação da seção de baixa pressão, ou seja, pelo fundo do balão de evaporação, configurando-se um arranjo em cascata (Dechamps *et al.* 1995).

A pressão do vapor no circuito de alta deve ser relativamente elevada para que ocorra uma boa utilização exergética dos gases de exaustão. Já o circuito de baixa deve apresentar um valor da pressão de saturação tal, que promova uma maior potência gerada pela turbina a vapor, através de uma melhor recuperação da energia interna dos gases.

Entretanto, a pressão no evaporador de “baixa” não deve ser menor do que 3 bar, pois o salto entálpico na turbina se tornaria muito pequeno não justificando-se economicamente. (Kehlhofer *et al.* 2009)

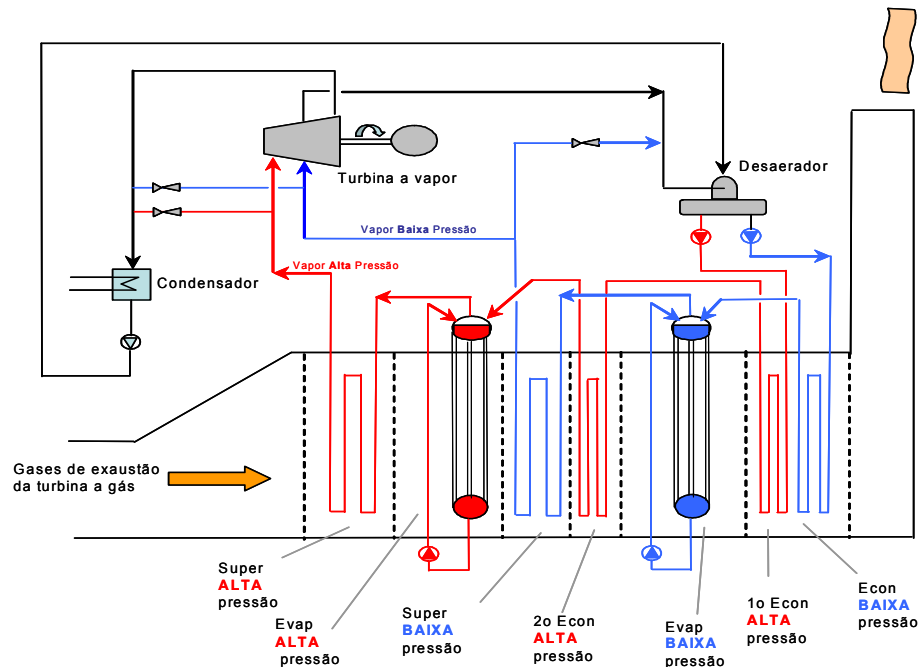


Figura 3.27-Arranjo típico de uma caldeira de recuperação com 02 níveis de pressão, circulação forçada nos balões dos evaporadores, sem queima suplementar.

A primeira seção da caldeira com dois níveis de pressão consiste do economizador de baixa, que posteriormente alimenta o balão de evaporação de mesmo nível. É a configuração mais usual.

A circulação de água nos balões pode ser forçada ou natural. Segundo Pasha (1995), balões de vapor com circulação forçada evitam a formação do fenômeno de *steaming* no economizador em uma ampla faixa de carga. Por outro lado, caldeiras com circulação natural podem permitir tal fenômeno nos economizadores em cargas abaixo de 20 %. Mesmo assim, Nessler *et al.* (2001) salientam que há o predomínio das caldeiras de circulação natural, mesmo que a grande espessura dos tubos desta categoria não permita grande flexibilidade operacional, que pode ocorrer em razão da sua fadiga térmica. Basicamente, a operação da caldeira típica de dois níveis de pressão pode ser representada pelo fluxograma da figura 3.27. Pequenas variações no arranjo podem ser encontradas em razão de tecnologias adotadas por cada fabricante.

A alimentação de ambas as seções partem de um ponto em comum, o sistema de desaeração. Do fluxograma é possível compreender a complexidade enfrentada no

processo de detalhamento de projeto com a disposição de trocadores, os quais representam cada seção.

A água do sistema de baixa pressão, proveniente do desaerador, passa por um economizador, componente no qual em que se recupera em torno de 5 % do total de energia interna entra pela caldeira. Já o economizador da seção de alta (pressão) recupera aproximadamente 10% da energia interna total. Deste ponto, a água pressurizada e aquecida, ligeiramente abaixo da temperatura de saturação, segue para o evaporador de alta pressão e em seguida para o superaquecedor.

Da mesma forma, da parte superior do balão de baixa pressão, o vapor saturado passa por um superaquecedor de baixa pressão, seguindo para a turbina a vapor. Na entrada da turbina deve haver uma válvula de controle de pressão, que regula e mantém a pressão a um nível constante.

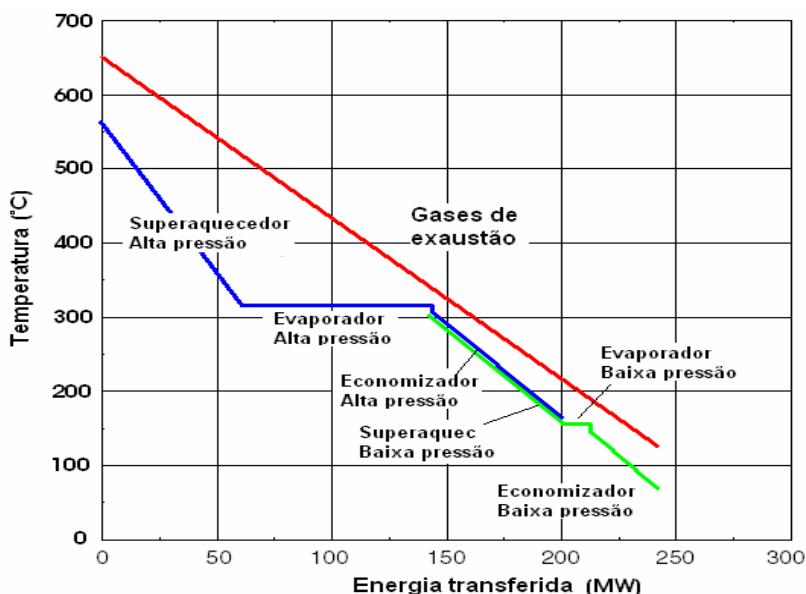


Figura 3.28-Diagrama temperatura/energia para uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão sem reaquecimento. Temperatura dos gases de exaustão da turbina: 647 C; Pressão de vapor: secção de alta = 113 bar; de baixa = 5.4 bar.

Fonte: adaptado de Kehlhofer *et al.*(2009).

A pressão do vapor de baixa pressão não deve ser menor que 3 bar por duas razões: o salto entálpico na turbina passa a ser muito pequeno e a vazão volumétrica se torna muito

elevada. A figura abaixo demonstra o efeito da pressão de baixa no ciclo a vapor com uma caldeira de dois níveis, em função do nível de pressão de baixa.

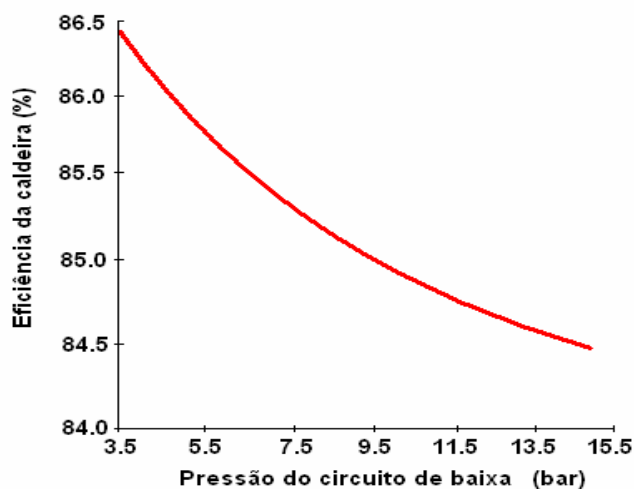


Figura 3.29 – Efeito da pressão de baixa na eficiência da caldeira de recuperação.
Fonte: Kehlhofer *et al.* (2009).

Já no lado do circuito de alta pressão, diferentemente do ciclo com 01 nível de pressão, o aumento da temperatura acarreta um aumento substancial da potência da turbina. Os mesmos argumentos para a caldeira com 01 nível de pressão são válidos para a seção de alta pressão da caldeira com dois níveis de pressão, onde se verifica uma pequena perda de potência na turbina em decorrência do aumento da temperatura do vapor superaquecido.

Também, o aumento da temperatura do vapor de baixa pressão pode trazer benefícios interessantes à turbina a vapor, possibilitando um título do vapor adequado no último estágio. Embora este aumento de temperatura provoque um aumento da superfície do superaquecedor de baixa, as áreas relativas ao evaporador e economizador serão menores, devido a uma menor vazão mássica de água.

A definição da configuração de uma caldeira com dois níveis de pressão requer uma análise construtiva por parte do projetista, no tocante às condições de pressão na seção de baixa quando a caldeira opera com queima suplementar. Ganapathy (2003) destaca que caldeira de recuperação que atendam simultaneamente uma turbina a vapor e um processo produtivo requer uma análise mais profunda a fim de justificar o investimento nesta seção. Pressão de vapor abaixo de 6 bar em ciclos combinados que atendam a demanda térmica de

um processo produtivo, pode justificar a eliminação desta seção, pois um nível (de pressão) somente atenderia as necessidades do processo através de uma estação redutora de pressão, evitando-se investimentos desnecessários. Daí, conclui-se que a definição do número de seções de pressão de uma caldeira de recuperação deve ser profundamente analisada.

3.3.3 Caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão (*Triple Pressure HRSG*)

Caso um terceiro nível de pressão de vapor for adicionado a um ciclo com dois níveis, a consequência direta é uma maior recuperação da energia interna dos gases de exaustão da turbina a gás.

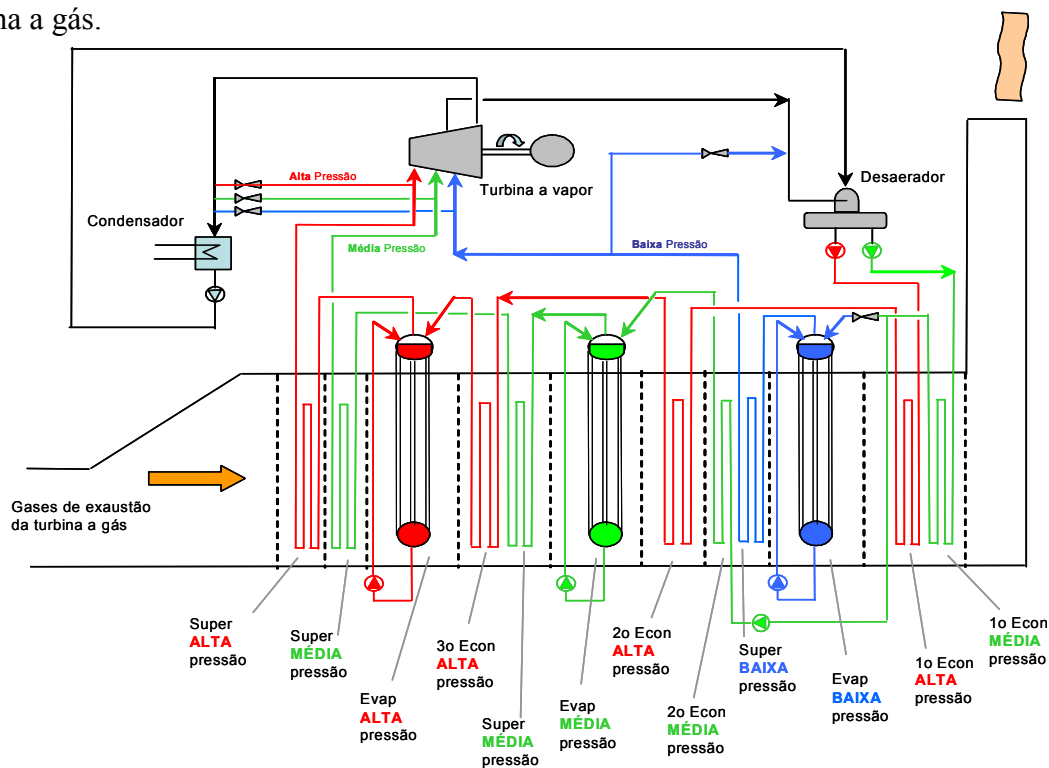


Figura 3.30-Arranjo típico de uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão, circulação forçada nos balões dos evaporadores, sem queima suplementar.

Embora seu projeto seja complexo e o custo adicional, em relação a um ciclo de dois níveis se eleve em torno de 3 %, esta configuração proporciona um ganho de eficiência de até 0,5 ponto percentual.

Duas bombas centrífugas alimentam e pressurizam o sistema. No exemplo acima, as pressões finais de cada bomba se configuram como: de alta e média pressão. Nota-se que do circuito de média há uma derivação para o circuito de baixa, passando por uma válvula redutora, a qual se propõe a ajustar a pressão de baixa. Tal recurso permite uma maior flexibilidade operacional e mobilidade durante os ciclos de partida e desligamento do ciclo combinado.

No circuito de baixa pressão, a água flui para o evaporador, e em seguida tem sua temperatura levemente superaquecida antes de seguir para a seção de baixa pressão da turbina. No circuito de baixa pressão, o vapor pode fluir diretamente para a turbina, em caso de condições de baixa carga, ou ser desviado para o desaerador ou para o condensador em baixas cargas. O fluxo mássico de água deve ser controlado automaticamente, de acordo com a demanda. No circuito de média pressão, a água é aquecida em dois economizadores, segmentados a jusante e a montante do evaporador de baixa pressão.

Daí segue para o evaporador de média pressão e por um conjunto de dois superaquecedores, separados entre si pelo terceiro economizador e evaporador de alta pressão.



Figura 3.31-Diagrama T-s para o processo de geração de vapor em uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão

Finalizando, no circuito de alta pressão a água pressurizada passa por três economizadores, espalhados ao longo da caldeira, antes de ser evaporada.

Os efeitos benéficos desta série de economizadores, considerando-se todos os níveis de pressão, possibilitam a redução das diferenças de temperatura entre os fluxos de

água/vapor e os gases de exaustão. Além disso, é o circuito de alta pressão que recupera a maior parte da energia interna dos gases de exaustão, em torno de 90%, dada as condições de saída do superaquecedor e da vazão proporcional em relação aos demais circuitos. Os circuitos de baixa e de média pressão representam aproximadamente 5 % do total, cada.

Otimizar o projeto de uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão é uma tarefa complexa dada a interdependência dos seus parâmetros, considerando-se todos os seus componentes internos, com os da turbina a vapor.

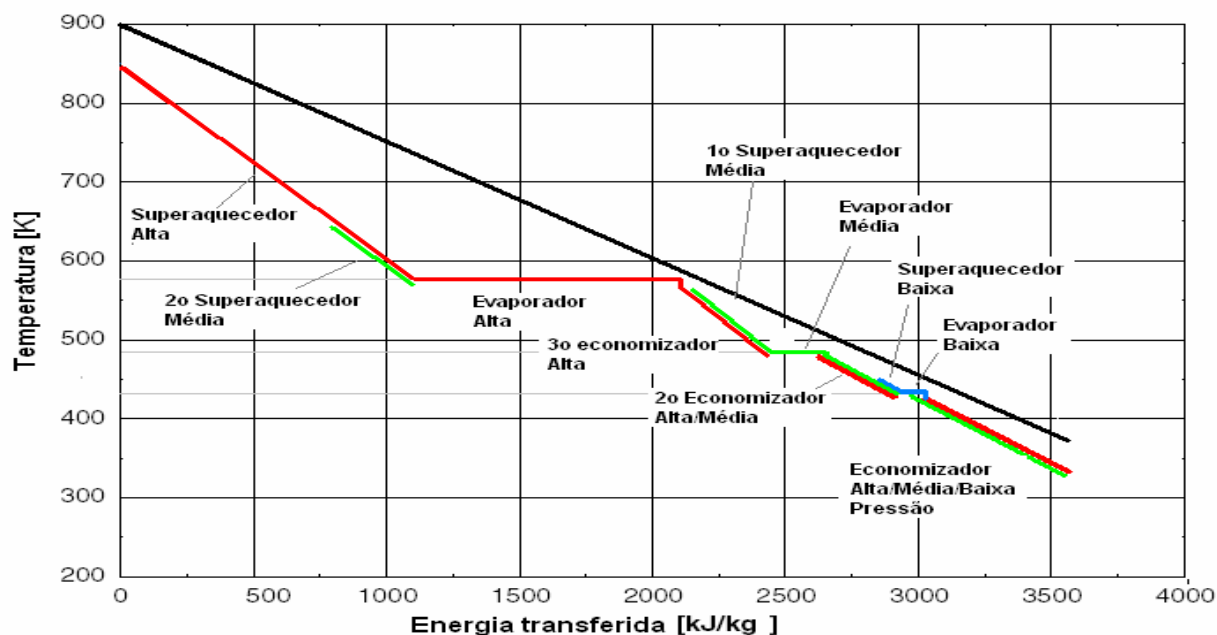


Figura 3.32-Diagrama temperatura/energia para uma caldeira de recuperação de três níveis de pressão sem reaquecimento. Temperatura dos gases de combustão na turbina, 1500 K Pressões de vapor: de alta = 110 bar; de média= 26 bar e de baixa = 5,4 bar. Fonte: Bassily (2007).

A maioria dos trabalhos que envolvem a otimização de caldeiras com 03 níveis de pressão, contempla a análise de todos os componentes do ciclo combinado em conjunto, dada a influência da temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás no desempenho.

A definição do nível de pressão de cada seção e a temperatura do vapor superaquecido deve considerar a influência destes dois parâmetros, pois haverá uma configuração onde as eficiências combinadas, tanto da turbina a vapor como da caldeira de recuperação, estabelecerão uma condição ótima para o ciclo combinado.

A definição das condições do vapor deve ser criteriosa, pois na medida em que a pressão do mesmo sobe, o comportamento da temperatura se torna mais assintótica e, desta forma é necessário um aumento de pressão substancial para se ter um aumento modesto da temperatura.

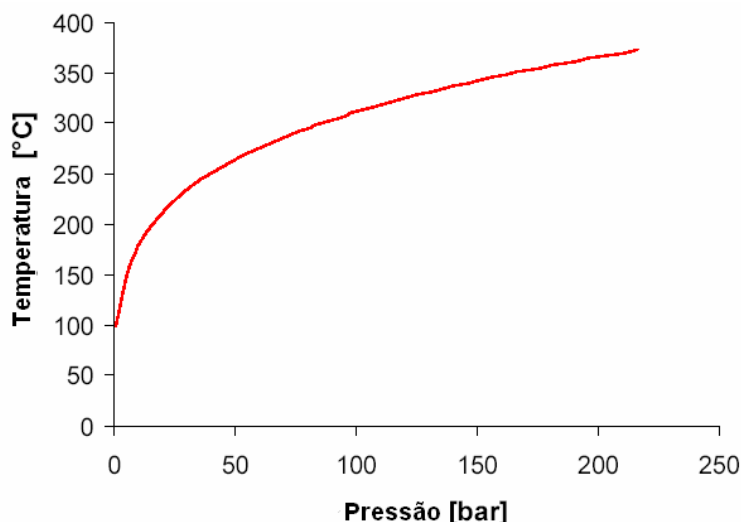


Figura 3.33-Temperatura de saturação do vapor em função da pressão.
Fonte: Inkson (2006)

Nesta linha de raciocínio, Pasha (1995) apresenta um processo de otimização combinando-se a análise de geração de vapor dos três níveis de pressão, tendo como premissa a definição da pressão e temperatura máxima admissível na seção de alta. Partindo-se de um conjunto de ábacos, onde pode ser encontrada a vazão mássica em função da pressão e de curvas de temperatura correspondentes, determinam-se as vazões de vapor para os demais níveis de pressão: média e baixa pressão com a variação das temperaturas. O processo de cálculo evidencia qual será a melhor condição de operação, mediante a determinação da máxima potência obtida na turbina a vapor em função da menor temperatura dos gases na saída da chaminé. Vale lembrar que, as condições do vapor na saída da turbina, é uma premissa importante na definição das condições de operação da caldeira de recuperação, onde a temperatura de condensação também deve ser considerada. Temperaturas de condensação mais baixas permitem aumentar a potência da turbina em função de um maior salto entálpico, desde que seja respeitado o título máximo permitido pelo fabricante da turbina.

A otimização da caldeira de recuperação é um dos elementos chave para aumentar a eficiência do ciclo combinado, pois fica evidenciado que a disponibilidade no mercado de turbinas a gás, com diferentes parâmetros operacionais, requer um dimensionado apropriado deste componente.

Woudstra *et al.* (2010) fazem uma análise comparativa de um ciclo combinado, abrangendo os efeitos da recuperação da energia em caldeiras com 01, 02 e 03 níveis de pressão. É notório que a energia (calor) contida nos gases, é fortemente afetada pelo número de níveis de pressão encontrado na caldeira. No caso de uma unidade com 03 níveis de pressão, o fluxo de calor direcionado ao ciclo a vapor pode chegar a 18 % maior que a de único nível. Tal efeito reduz as perdas de exergia do ciclo a vapor e tem como consequência uma temperatura menor dos gases na saída da chaminé.

Já Mansouri *et al.* (2012) comparam 03 ciclos combinados com 03 configurações de caldeiras de recuperação quanto aos níveis de pressão (02 níveis, 03 níveis sem reaquecimento e 03 níveis com reaquecimento) a fim de avaliar e identificar em quais componentes internos provocam a maior destruição de exergia. A configuração com 03 níveis de pressão e reaquecimento apresenta a menor destruição de exergia tanto na caldeira de recuperação como na turbina a vapor.

Em geral, quando o projeto ótimo de um ciclo combinado é desenvolvido, o processo de dimensionamento pode ser extremamente complexo, devido ao grande número de variáveis de decisão envolvidas e da inerente natureza não linear do problema. Decompor o ciclo combinado em subsistemas pode ser uma alternativa, conforme demonstra Franco *et al.* (2006).

O ciclo a vapor apresenta uma interação termodinâmica com a turbina a gás através dos seguintes parâmetros: fluxo de massa, temperatura e pressão dos gases de exaustão. Estes parâmetros podem ser obtidos como um resultado da otimização de todo o ciclo ou das especificações de projeto da turbina a gás selecionada.

Uma vez que a temperatura dos gases de exaustão esteja definida, a otimização da caldeira de recuperação pode ser desenvolvida em dois níveis de complexidade, obtidos por procedimentos hierárquicos conforme visto na figura 3.34.

No primeiro nível o subsistema composto pelo ciclo a vapor é analisado e a caldeira é decomposta em vários outros subsistemas como, por exemplo, as seções de aquecimento, identificadas pelos fluxos de água-vapor e dos gases. Assim, a otimização leva em consideração os parâmetros operacionais determinados não somente pela termodinâmica, mas também em relação às questões econômicas.

No segundo nível, a otimização envolve o projeto detalhado das seções da caldeira de recuperação baseada em um modelo térmico e fluidodinâmico. Neste nível, a função objetivo é minimizar o porte da caldeira (volume, altura, peso, etc.) ou a minimização das perdas de pressão, segundo o fluxo de energia interna dos gases definido no primeiro nível. Neste segundo nível há ainda, a possibilidade de ocorrer um outro desmembramento: variáveis termofluidodinâmicas e geométricas. Um fluxograma ilustrativo sobre a metodologia pode ser visualizado na figura a seguir.

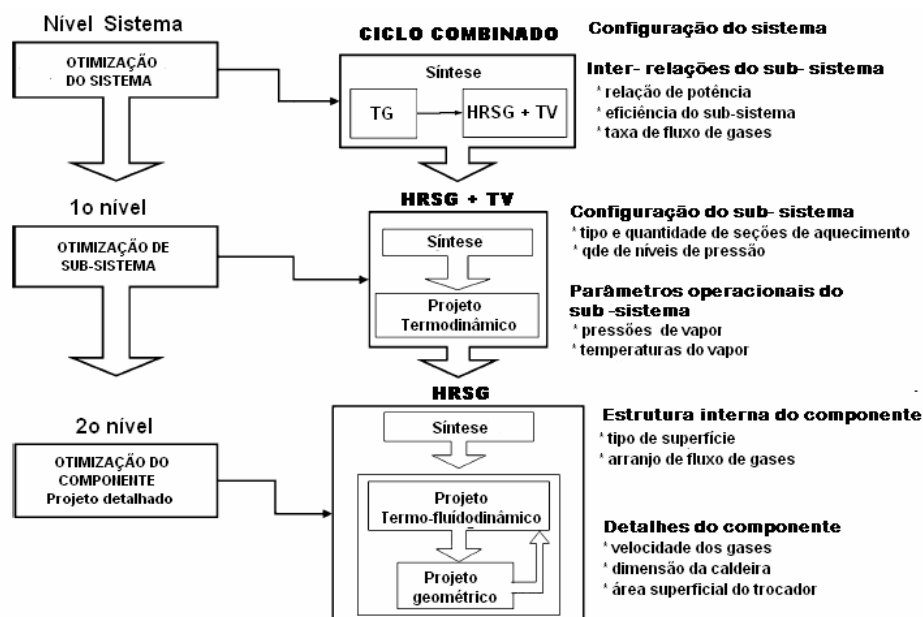


Figura 3.34-Fluxograma de otimização da caldeira de recuperação: do ciclo combinado completo até a componente caldeira de recuperação.

Fonte: adaptado de Franco (2006)

3.3.4 Ciclos com reaquecimento do vapor

Uma condição que limita o desempenho dos ciclos combinados, especialmente em relação ao ciclo a vapor, é o título do vapor na saída da turbina. Os fabricantes das turbinas a vapor exigem um limite para este parâmetro, em razão do risco da erosão prematura das palhetas provocada por gotículas de água que fluem em alta velocidade pelos últimos estágios. Além de garantir uma maior recuperação da energia interna dos gases, o reaquecimento proporciona uma operação com menor temperatura do vapor superaquecido na seção de alta pressão, bem como da seção intermediária conforme demonstrado na figura 3.35.

Em um ciclo com 03 níveis de pressão, o vapor após escoar pela seção de alta pressão da turbina, retorna à caldeira onde é reaquecido a uma temperatura similar ao estágio inicial. É, posteriormente misturado ao vapor superaquecido da seção de pressão intermediária, formando um único fluxo à entrada da turbina de pressão intermediária.

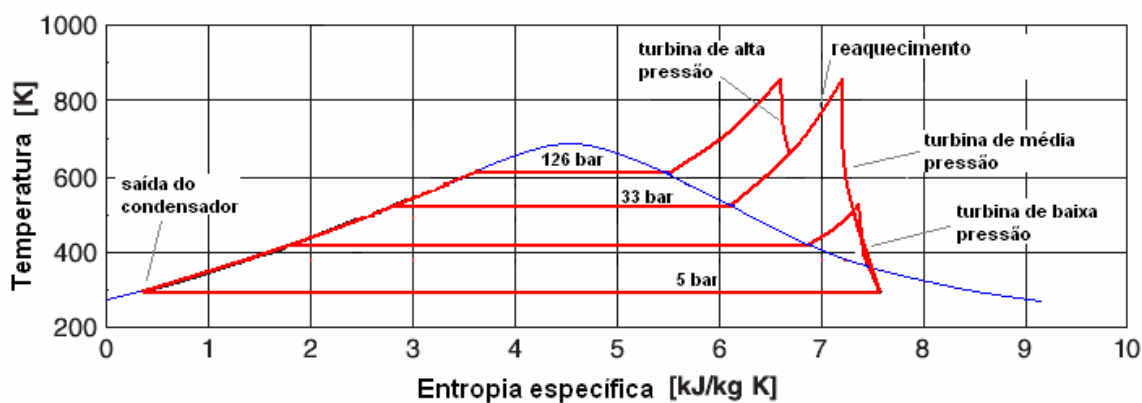


Figura 3.35-Diagrama T-s para o processo de geração de vapor em uma caldeira de recuperação com 03 níveis de pressão e reaquecimento.

A introdução do reaquecimento do vapor de média pressão no ciclo com 03 níveis de pressão acrescenta em média 0.5 ponto percentual comparado ao ciclo com os mesmos níveis de pressão que não tenha reaquecimento.

O ciclo combinado que apresenta 02 níveis de pressão na caldeira de recuperação e com o reaquecimento, possibilita eficiências térmicas próximas às dos ciclos combinados

com 03 níveis de pressão, desde que sejam adotados modelos de turbinas a gás com temperaturas dos gases de exaustão mais elevadas. Em termos construtivos, um ciclo a vapor constituído por uma caldeira de recuperação com dois níveis e reaquecimento é mais simples do que um sistema com 03 níveis sem reaquecimento.

3.3.5 Efeitos do *Approach* e *Pinch Points*

No processo de transferência da energia interna dos gases de exaustão, o ideal seria que a sua temperatura sofresse uma queda a uma taxa constante e gradual ao longo de todas as seções da caldeira. Isto não é possível em razão do processo de evaporação da água.

Uma queda de temperatura dos gases a uma taxa constante só é factível ao longo das seções de superaquecimento e do aquecimento no economizador. No primeiro, a água já está na fase de vapor e no segundo, ainda está na fase líquida. No evaporador, a temperatura dos gases sofre uma queda constante na medida em flui pelo feixe de tubos do evaporador, e do lado da água o processo de evaporação ocorre à temperatura constante.

Na seção de aquecimento da água no economizador a sua temperatura de saída deve estar abaixo da condição de saturação, a fim de evitar a sua fervura²¹. Esta diferença de temperatura, conhecida como *approach* em inglês, deve ser considerada no projeto do economizador, pois a ocorrência da formação de bolhas de vapor na saída deste componente pode ser desastrosa, em razão de um superaquecimento nos tubos. Pode ocorrer ainda um bloqueio na saída do economizador, devido ao aumento do volume específico da mistura água /vapor.

Já a diferença entre a temperatura dos gases na saída do evaporador e a da saturação da água na entrada do evaporador, deve ser equacionada considerando-se dois aspectos: a eficiência térmica do ciclo a vapor e o custo da caldeira. A determinação desta diferença de temperaturas, conhecida como *pinch point* em inglês, deve ser obtida, além da consideração dos aspectos anteriores, por meio da simulação operacional do ciclo combinado tanto em

²¹ Em inglês é conhecida como *steaming*.

cargas parciais como em conjunto as condições ambientes diferentes daquelas definidas em projeto. Esta avaliação é crucial para identificar cenários de operações extremos a fim de evitar-se a aproximação demasiada destas temperaturas, ou mesmo, o seu cruzamento. Alguns projetistas adotam diferenciais muito baixos, entre 4 e 8°C, o que acarreta em construções de caldeiras relativamente grandes.

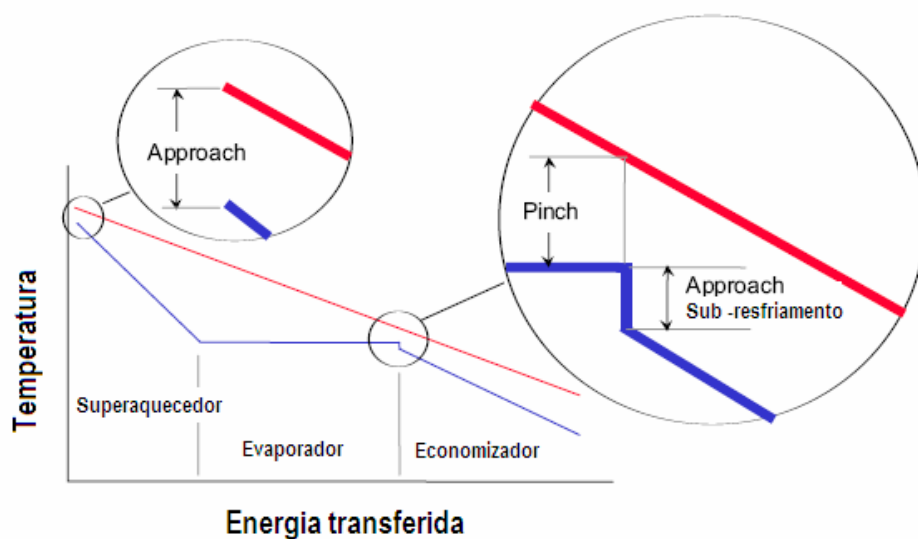


Figura 3.36-Perfil de temperatura típico de uma caldeira com 01 nível de pressão.

Uma série de combinações pode ser possível entre estes parâmetros como, por exemplo, um *pinch* de 10 °C e um *approach* de 5 °C que teria a mesma geração de vapor daquela com um *pinch* de 5 °C e um *approach* de 10°C. Entretanto, a área não seria a mesma em cada caso, devido à diferença de temperatura logarítmica no trocador e o ponto ótimo deve ser aquele em que haveria a limitação de geração de vapor no economizador, em qualquer regime de operação.

Faixas estreitas de *pinch point* provocam um enorme impacto nos custos das caldeiras. Uma redução deste parâmetro de 8 para 6 °C provoca um aumento de 10 % na área de transferência, e o benefício na geração de potência da turbina a vapor seria insignificante, 1 % de aumento somente. Starr (2003)

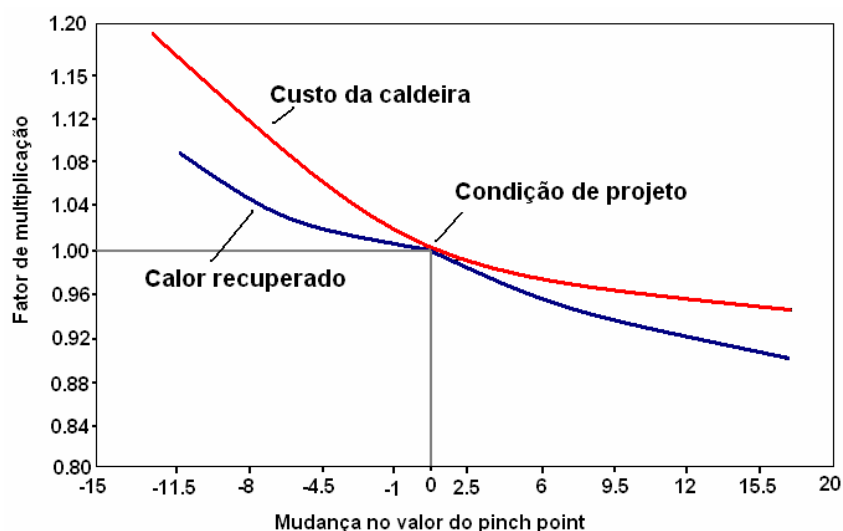


Figura 3.37-Efeito da mudança do *pinch point* no custo e recuperação de calor.
Fonte: Subrahmanyam *et al.* (1995).

Na medida em que os custos dos insumos energéticos apresentam aumentos considerados, o investimento em caldeiras com maiores áreas de transferência de calor torna-se viável. Subrahmanyam *et al.* (1995), comentavam que os valores praticados na década de 90 situavam na faixa entre 8 e 10 °C, bem acima dos parâmetros atuais, ao redor de 5 °C.

O *pinch point* nas caldeiras com 02 níveis de pressão possui uma menor influência do que nas unidades com 01 nível de pressão somente. A justificativa é que a energia não recuperada no evaporador de alta pressão passa a ser (recuperada) na seção de baixa pressão. Entretanto, transferindo a recuperação de energia da seção de alta para a de baixa pressão provoca perda de exergia, pois o vapor de alta pressão é mais valorizado termodinamicamente (maior salto entálpico na turbina) do que o de baixa pressão.

Os valores de *pinch point* entre estas duas seções, de alta e de baixa pressão, estão inter-relacionados: uma redução do seu valor na seção de alta pressão provoca um aumento da área de transferência de calor tanto no evaporador como no economizador. Isto tem como consequência uma queda da temperatura dos gases na saída desta seção e uma menor geração de vapor ocorrerá em razão da menor disponibilidade de energia interna dos gases para a seção de baixa pressão. Assim, para uma caldeira com dois níveis de pressão, o *pinch point* de ambas as seções, de alta e de baixa pressão, tem um menor efeito na

potência gerada pela turbina a vapor do que o *pinch point* de uma caldeira com um nível de pressão. Se o mesmo valor econômico for atrelado à eficiência, o *pinch point* escolhido para a caldeira com dois níveis será maior do que aquele para a caldeira com um único nível de pressão. Desta forma, as caldeiras com dois níveis de pressão são selecionadas somente onde a eficiência for um critério a ser valorizado na definição da planta, o que significa que os valores de *pinch point* se mantêm similares (entre 1 e 2 níveis de pressão). (Kehlhofer *et al.*, 2009)

Os valores de *pinch* e *approach* são selecionados sempre no modo de operação “de projeto”, sem queima suplementar.

Na medida em que ocorre uma variação do fluxo e da temperatura dos gases, tais parâmetros sofrem variações e devem ser consideradas e avaliadas na definição das condições de projeto. Portanto, eles não podem ser arbitrariamente selecionados.

3.3.6 Perdas de pressão dos gases ao longo da caldeira

Uma excessiva perda de pressão na caldeira de recuperação pode provocar uma perda de desempenho na turbina a gás. Por outro lado, perdas de pressão baixas requerem áreas de transferência de calor maiores, implicando em custos mais elevados.

A referência de projeto encontrada em diversas literaturas é de aproximadamente 25 mbar de perda de pressão. Segundo Nessler *et al.* (2001) caso se adote 50 mbar, a área superficial de troca térmica pode cair em até 12 pontos percentuais em relação à condição de referência.

3.3.7 Pré-aquecimento da água de alimentação

Há uma enorme diferença entre as caldeiras convencionais e as caldeiras de recuperação, no que se refere à temperatura da água de alimentação. Numa caldeira convencional a eficiência é maior na medida em que a temperatura da água de alimentação for maior, condição que pode ser alcançada graças ao uso de pré-aquecedores que recuperam a energia interna dos gases após o economizador. Como resultado, a quantidade de vapor gerado neste tipo de caldeira depende da temperatura da água de alimentação.

Este conceito não é válido para as caldeiras de recuperação, pois a energia remanescente após o economizador, é perdida para a atmosfera. Desta forma, para se obter uma boa utilização da energia dos gases de exaustão da turbina a gás, a temperatura da água de alimentação deve ser mantida em níveis mais baixos possíveis, criando-se uma maior diferencial de temperatura no lado frio do economizador.(Ganapathy, 2003)

3.3.8 Parâmetros de projeto e fatores limitantes

Segundo Nessler *et al.*(2001), a tendência de desenvolvimento das caldeiras de recuperação sempre esteve relacionada à rentabilidade da planta de potência. A superação de limites construtivos nas últimas décadas tem permitido avanços consideráveis na concepção de caldeiras, principalmente em relação aos componentes metalúrgicos submetidos a pressões e temperaturas elevadas.

Algumas das características atuais disponíveis pelos fabricantes:

- Caldeiras com 03 níveis de pressão e com reaquecimento do vapor;
- Pressão de alta ao redor de 130 bar, nível que representa a viabilidade econômica da caldeira, embora a viabilidade técnica esteja ao redor de 180 bar, com reaquecimento;

- Temperatura do vapor superaquecido, pressão de alta, 565 °C, patamar econômico. Valores acima requerem o emprego de ligas metálicas especiais, característica que inviabilizaria economicamente a instalação;
- Capacidade de geração de vapor, de até 74 kg/s sem queima suplementar e 120 kg/s com queima suplementar. Considera-se um *pinch point* de 8 a 15 °C no evaporador de baixa pressão, e de 6 a 8 °C no evaporador de alta pressão, approach de 2 a 4 °C nos economizadores, tanto de alta como de baixa pressão. Alguns autores sugerem valores maiores, porém o projeto deve considerar o escopo do projeto definido pelo contratante: menor custo de instalação ou máxima eficiência;
- Temperatura da água de alimentação da caldeira: gás natural em torno de 50 °C; óleos destilados leves com baixo teor de enxofre, ao redor de 110 °C, a fim de evitar a ação corrosiva dos condensados ácidos na chaminé;
- Temperatura mínima dos gases na chaminé, 80 °C, para combustíveis isentos de enxofre, ou 110 °C para combustíveis que apresentam enxofre em sua composição;
- Perda de pressão no lado dos gases, 25 mbar, ou 35 mbar se redutores catalíticos forem usados.
- Ciclos de partidas. Os fabricantes consideram os seguintes ciclos de partidas na concepção do projeto: 300 partidas a frio ao longo da vida operacional, com frequência mensal; 1300 partidas aquecidas, frequência semanal e 9000 partidas quentes, frequência diária.

3.3.9 Desempenho de caldeiras de recuperação

Embora as caldeiras de recuperação, para fins de geração de potência, apresentam inúmeras configurações construtivas, os conceitos de avaliação de seu desempenho não diferem entre si.

A efetividade global da caldeira, a sua potência térmica, o fluxo e as temperaturas de entrada e saída dos gases, são parâmetros básicos necessários para avaliar o seu

desempenho sob diferentes condições operacionais. O método de avaliação referência, segundo a percepção na literatura, é representado pela norma ASME Power Test Code 4.4 (PTC 4.4) expressa por:

$$\varepsilon = \frac{\text{Energia}_{\text{transferida ao vapor}}^*}{\text{Fluxo}_{\text{gases}} \times \text{entalpia}_{\text{de entrada}} + \text{fluxo}_{\text{de comb}} \times \text{PCI}}$$

(3.20)

A eficiência global da caldeira deve considerar também as descargas de fundo dos balões para fins de determinação da energia cedida ao lado da água/vapor, que não é aproveitada na geração de eletricidade. Valores de referência indicam eficiências entre 70 e 85 %. Valores próximos de 85 % referem-se ao modo de operação com queima suplementar.

3.4 Turbinas a vapor

As turbinas a vapor, usadas em ciclos combinados, são máquinas relativamente simples. Antigamente, o nível de pressão do vapor adotado por modelos empregados em ciclos combinados era relativamente baixo em comparação às plantas convencionais (ciclo Rankine). Entretanto, com o aumento das temperaturas dos gases de exaustão das turbinas a gás, as caldeiras de recuperação evoluíram de tal forma que promoveram modificações dos conceitos construtivos das turbinas a vapor: várias seções de pressão e maior flexibilidade operacional.

Plantas modernas de ciclos combinados adotam turbinas a vapor com até 03 níveis de pressão e, nem sempre, o número de níveis de pressão das caldeiras de recuperação estão atrelados a quantidade de seções de pressão na turbina a vapor de condensação, como é o caso da caldeira com dois níveis de pressão, que venha a utilizar combustíveis com algum teor de enxofre. Nesta configuração, o vapor de baixa pressão é direcionado exclusivamente ao desaerador, componente que atua exclusivamente como um pré-aquecedor da água de

alimentação da seção de alta pressão. Em ciclos convencionais as turbinas a vapor possuem extrações, ou “sangrias”, direcionadas aos sistemas de pré-aquecimento, ao passo que, em aplicações em ciclos combinados, pode ocorrer um redirecionamento do vapor de escape da seção de alta para reaquecimento ao mesmo nível de temperatura da seção de alta pressão. Geralmente em um ciclo com 03 níveis de pressão o vapor de escape da seção de alta pressão da turbina é encaminhado para um reaquecimento ao mesmo nível de temperatura da seção de alta pressão. O fluxo do vapor reaquecido se mistura com o fluxo de vapor proveniente do superaquecedor da seção de média pressão e segue para a seção da turbina com pressão correspondente. Em seguida, o vapor que escapa pela seção de baixa pressão flui diretamente para o condensador, fisicamente acoplado ao duto de descarga da turbina. Na entrada do condensador, a pressão pode variar entre 0,13 e 0,033 bar de acordo com a carga da turbina e da temperatura da água de resfriamento. Quanto menor for a pressão de condensação maior será a potência a ser gerada, todavia devem ser tomados os devidos cuidados na definição desta pressão a fim de evitar –se elevada umidade do vapor nos últimos estágios da seção de baixa pressão.

3.4.1 Transferência de energia na turbina

A forma como o vapor flui ao longo dos estágios da turbina a vapor é normalmente modelado como uma expansão adiabática, isentrópica, pois o contato com as palhetas, tanto do rotor como do estator, é muito breve (0.1 a 1 ms) dada a sua velocidade. Desta forma a quantidade de energia transferida entre o vapor e as palhetas, na forma de calor, pode ser negligenciada em relação ao trabalho gerado.

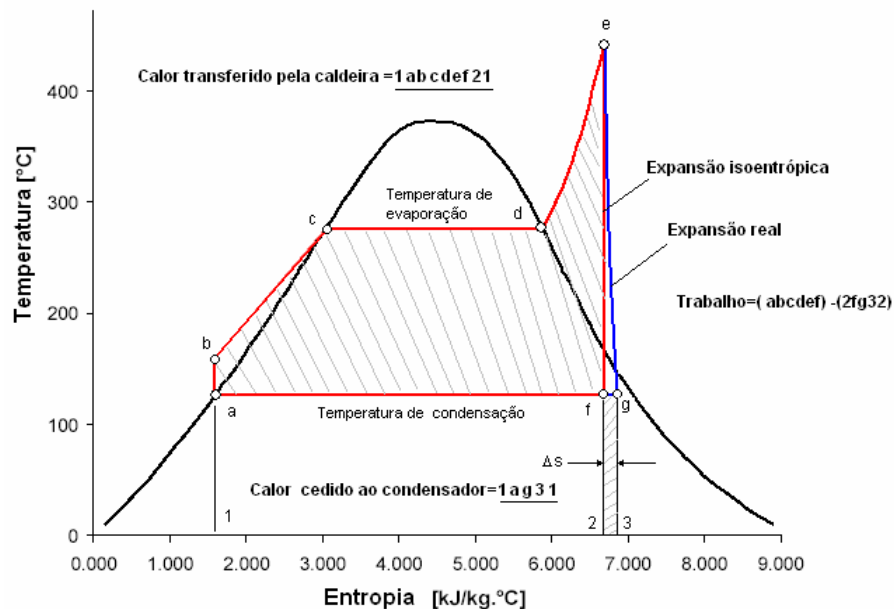


Figura 3.38-Ciclo térmico real de um ciclo a vapor no diagrama T-s, considerando-se um nível de pressão.

Fonte: Inkson, (2006).

A expansão real não é adiabática, pois fluxos de calor do vapor em direção as palhetas criam um gradiente de temperatura nas direções axial e radial de cada estágio. Camadas limites se formam desde a parte central do eixo que suporta as palhetas até a extremidade da mesma, originando gradientes de temperatura e velocidade na direção radial.

O fluxo é altamente turbulento em todas as direções e uma pequena quantidade de vapor escapa pelas inevitáveis frestas encontradas entre as partes girantes, criando uma recirculação local chamada de fluxo secundário. (Inkson, 2006)

Todos estes fenômenos provocam as irreversibilidades que levam a geração de entropia, que implicitamente degradam uma parcela da energia interna contida no vapor. Graficamente, uma expansão não ideal não pode ser representada no diagrama de *Mollier*, pois os detalhes locais da geração de entropia de cada ponto (pressão e temperatura) são desconhecidos. Os pontos representativos das condições de entrada e saída podem ser conectados através de uma linha levemente côncava à direita conforme figura 2.38, representada pelos pontos e-g. (Sciuba, 2004)

O salto entálpico real é menor que a isentrópica e a relação de ambos define a eficiência (isentrópica).

Caso a expansão final do vapor ocorra na zona de mistura vapor/líquido (úmida) o calor será igual ao produto entre a temperatura de condensação T_c , e a variação de entropia Δs .

Assim, a relação entre o salto entálpico real e o disponível é dada por:

$$\eta_{isoentrop} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2isoentrop}} \quad (3.21)$$

Onde: h_1 e h_2 são, respectivamente, a entalpia do vapor na entrada e saída da turbina a vapor na expansão real e $h_{2isoentrop}$ é a entalpia do vapor na saída da turbina, segundo a expansão isentrópica.

No caso da expansão ocorrer até o ponto onde houver a mistura de vapor/líquido, a eficiência isentrópica fica:

$$\eta_{isoentrop} = 1 - \frac{T_{cond} \Delta s}{h_1} \quad (3.22)$$

Onde: T_c é a temperatura de condensação do vapor.

Na determinação da eficiência global da turbina a vapor deve ser considerado não somente as perdas inerentes ao fluxo do vapor, mas também das perdas mecânicas: atrito das partes móveis, rolamentos, mancais, caixa de engrenagens e acoplamentos.

Desta forma, a eficiência da turbina a vapor fica computando-se a potência elétrica líquida fica:

$$\eta_{TV} = \eta_{isoentrop} \eta_{mec} \eta_{ger} \quad (3.23)$$

Valores típicos para a eficiência mecânica situam-se em 98% e dos geradores elétricos, em torno de 97 %. Referências de eficiências isentrópicas situam-se entre 80 e 90%, de acordo com as condições de carga.

3.4.2 A relação potência /consumo de vapor ou relação de calor (*heat rate*)

Uma relação termodinâmica bastante comum para avaliar o desempenho térmico da turbina a vapor é a expressão inversa do conceito de eficiência térmica, definida pela diferença de entalpias específicas (kJ/kg) entre a entrada e a saída por unidade de energia elétrica, a e dada pela expressão:

$$Relação_de_calor = \frac{h_e - h_s}{W_{liq}} = \left[\frac{kJ/kg}{kWh} \right]$$

(3.24)

Onde: h_e é a entalpia do vapor na válvula de controle da turbina e h_s a entalpia do líquido, na pressão de condensação.

De maneira análoga à turbina a gás, esta relação pode ser definida pela unidade de energia térmica consumida baseada no PCI do combustível.

3.4.3 Critérios para definição da pressão e temperatura do vapor

Para qualquer pressão de operação selecionada há uma única curva de evaporação e superaquecimento correspondente e não há, teoricamente, um limite para o superaquecimento do vapor. O superaquecimento do vapor deve ser dimensionado de acordo com as condições admitidas no escape da turbina a vapor, ainda, considerando-se a sua eficiência isoentrópica.

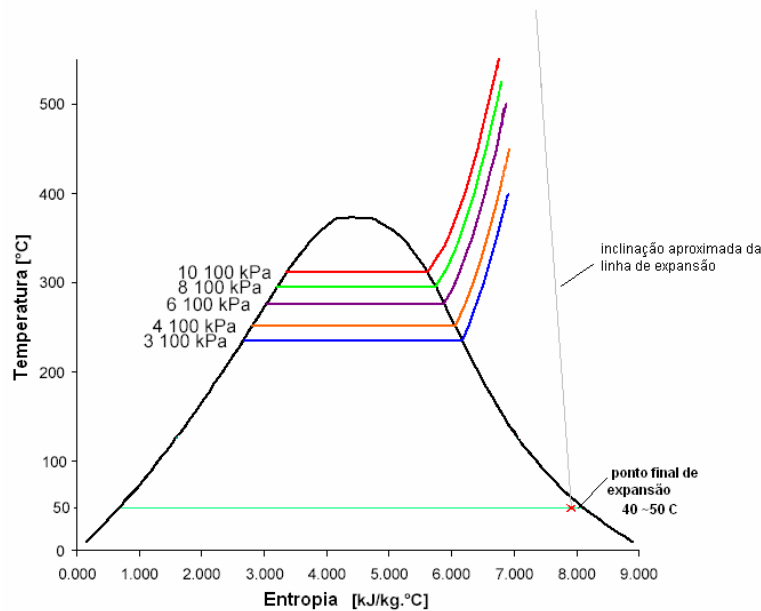


Figura 3.39-Linhas de superaquecimento ótimas para uma turbina a vapor de condensação.
Fonte: Inkson (2006).

Na verdade, quando se trata do processo de conversão da energia interna do vapor, demonstrado pelo diagrama T-s, entretanto, é que há um limite para o superaquecimento para uma dada pressão em função tanto da eficiência da turbina a vapor como das condições na seção de exaustão/condensação.

Deve ser considerada, no projeto da determinação da temperatura do vapor superaquecido, a taxa de fluxo volumétrico em razão da variação do seu volume específico.

No ciclo a vapor que seja parte integrante do ciclo combinado, o aumento da temperatura na seção de alta pressão pode provocar um significativo aumento da potência da turbina. Os níveis de pressão e as temperaturas do vapor em cada seção devem ser analisados na operação conjunta entre a caldeira de recuperação e a turbina a vapor, pois o objetivo é encontrar o equilíbrio termodinâmico e econômico deste conjunto, de acordo com os objetivos do projeto: maior eficiência ou a maior potência. Em um ciclo combinado com um único nível de pressão, segundo Kehlhofer (2009), pode apresentar o seguinte comportamento operacional em função da pressão de saturação:

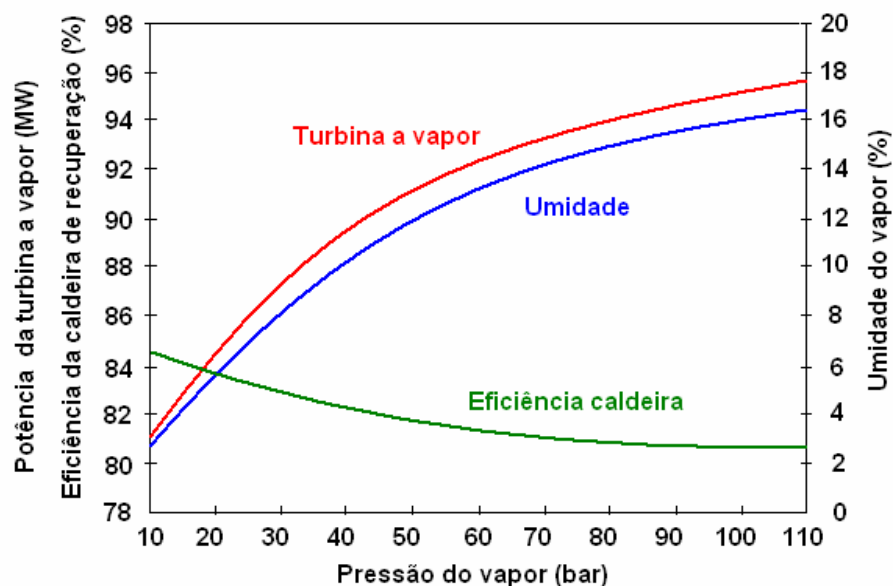


Figura 3.40-Efeito da pressão de saturação sobre a potência da turbina a vapor para um ciclo combinado de um nível de pressão. Pressão de condensação constante= 4,5 kPa.
Fonte: adaptado de Kehlhofer (2009).

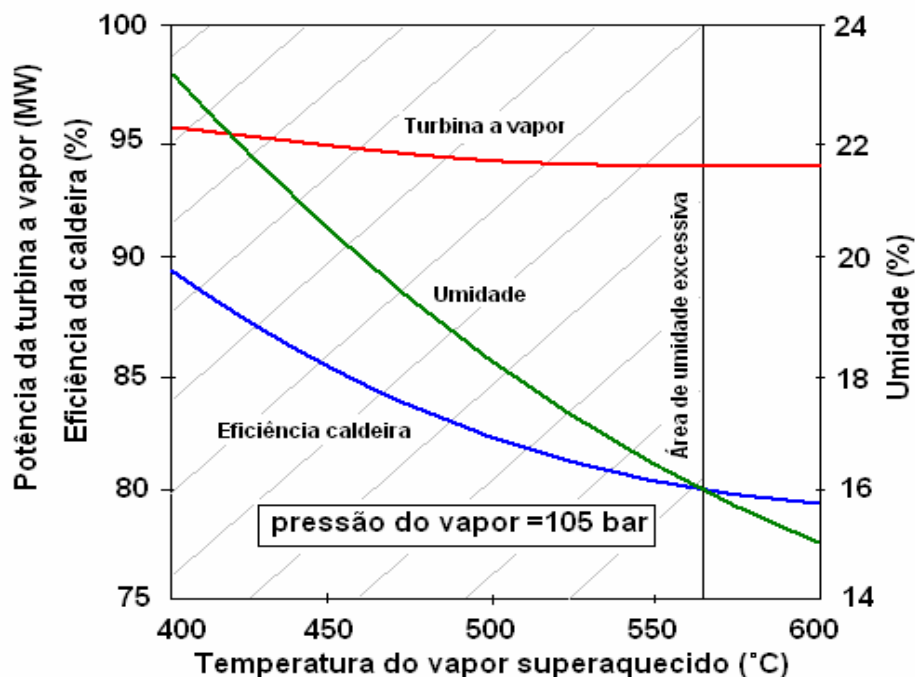


Figura 3.41-Efeito da temperatura de superaquecimento na potencia da turbina a vapor para um ciclo combinado de um nível de pressão. Pressão de condensação constante= 4,5 kPa.
Fonte: adaptado de Kehlhofer (2009).

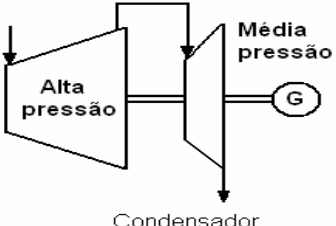
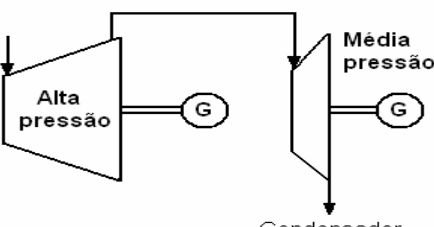
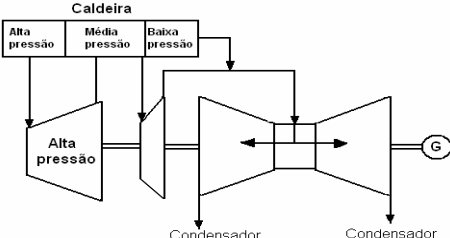
Adotando-se a pressão de vapor de 105 bar, a variação da temperatura de superaquecimento pode causar os seguintes efeitos: no caso de aumento, uma pequena queda da potência pode ocorrer em decorrência de um menor salto entálpico (título do vapor maior) e por outro lado, uma maior temperatura irá provocar uma menor geração de vapor. Segundo o autor, este segundo efeito é dominante e, ainda, a temperatura do vapor não pode ser reduzida para uma dada pressão em razão do título do vapor na descarga da turbina.

Já em ciclos a vapor convencionais, a determinação da pressão do vapor e temperatura de superaquecimento está geralmente atrelada à minimização do consumo de combustível.

Embora as turbinas a vapor antigas fossem desenvolvidas com uma única seção de pressão, devido às limitações tecnológicas dos processos de fabricação, os modelos atuais consistem de diversas seções, obviamente relacionadas aos arranjos construtivos da caldeira de recuperação.

Os cinco tipos principais de arranjos construtivos e da forma do invólucro de turbinas a vapor são esquematizados na tabela a seguir.

Tabela 3.5-Arranjos principais de turbinas a vapor.

Tipo e esquema	Características principais
Fluxo simples 	O vapor entra por um lado, flui pelo arranjo de estágios, axialmente, e na extremidade final entra no condensador. É o tipo mais comum para pequenas e médias potências
Fluxo composto 	É o termo aplicado à máquina que possui fluxo de vapor em seqüência em duas unidades separadas, expandindo-se separadamente em cada uma. Estão acopladas entre si por um único eixo. Na maioria dos casos o vapor da seção de alta passa por um reaquecimento antes de seguir para a seção intermediária, ou de baixa pressão. O vapor sai da turbina de menor pressão diretamente para um condensador.
Fluxo composto cruzado 	Possui dois ou mais compartimentos, acoplados em serie, com eixos separados e os rotores de cada unidade podem operar em rotações diferentes, mas não de forma independente, pois estão aerodinamicamente acoplados entre si. É mais caro, mas possui uma relação de calor mais interessante.
Fluxo duplo c/ reaquecimento 	São características típicas de seções de baixa pressão, onde o fluxo se divide em dois sentidos, paralelos e direções opostas, por causa das condições do vapor e das limitações praticas do comprimento das palhetas. Tipicamente pode acomodar grandes fluxos volumétricos. É um arranjo que pode assegurar um bom balanceamento mecânico. As seções de alta e média pressão podem operar de forma independente e a seção de baixa pressão pode operar com o vapor exclusivamente com o escape da seção de média.
Fluxo de extração 	É o termo aplicado para as turbinas onde o fluxo de vapor pode ser extraído em estágios intermediários para fins de uso em processos de aquecimento ou <i>chillers</i> por absorção. É o tipo mais usado em cogeração.

3.4.4 Características de expansão nos estágios das turbinas a vapor

O tipo de expansão do fluxo de vapor mais comum encontrada em turbinas a vapor é o fluxo axial do vapor, que pode ser dividido em duas categorias: impulso e reação.

Na turbina com estágios de impulso, o vapor tem sua queda de pressão ao longo das palhetas estacionárias (estatores). O impulso do fluxo irá mover o rotor ao passar pelas palhetas e este jato flui com uma velocidade relativa constante. Assim, a queda de pressão nos rotores é praticamente zero e o trabalho é produzido à custa da perda de velocidade absoluta do fluxo.

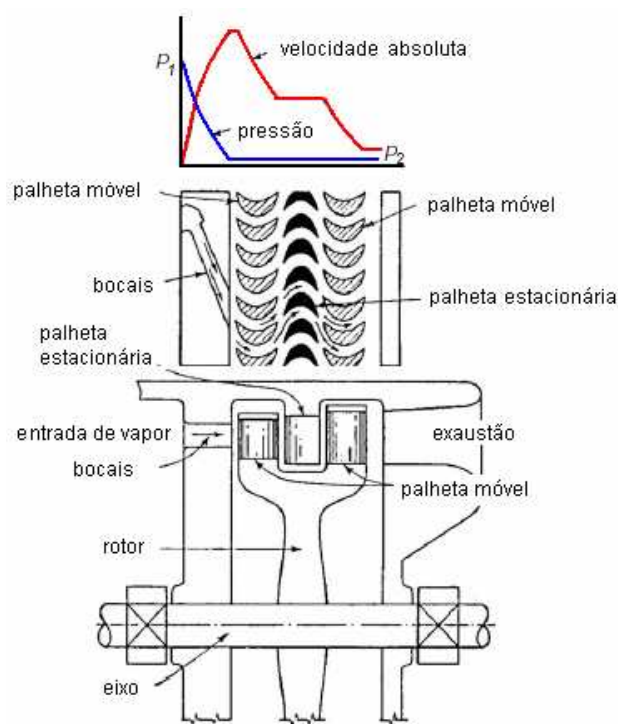


Figura 3.42-Turbina a vapor com estágios de impulso.

Já na turbina de reação, o vapor se expande nos bocais móveis (rotor) e através da resistência, geram rotação, e resultam na perda de pressão na medida em que escoam pelos mesmos. Em um projeto de turbina com reação simétrica, a queda de pressão ocorre tanto na série de palhetas móveis como nas estacionárias, resultando numa turbina com 50 % de reação.

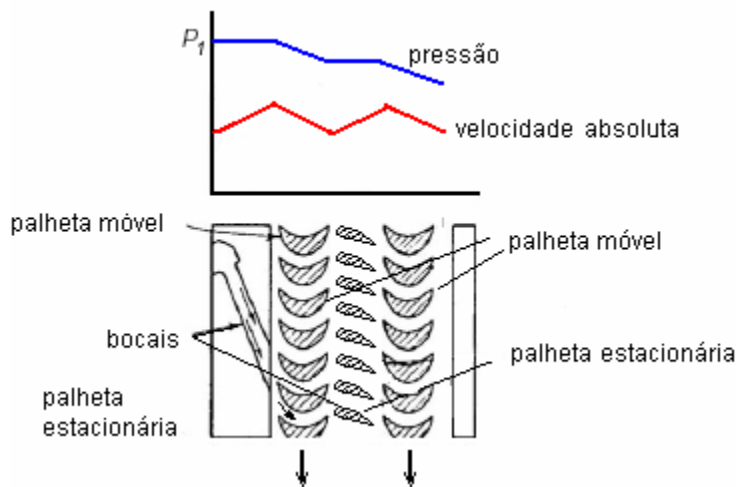


Figura 3.43-Diagrama de pressão, velocidade do vapor e disposição de bocais em uma turbina de reação.

A turbina mais comum encontrada no mercado combina as seguintes características: os primeiros estágios são geralmente de impulso e os demais com reação a 50%. Neste caso, a turbina de impulso produz por volta de duas vezes mais potência que as de 50 % de reação. Em contrapartida, esta última é mais eficiente. Portanto, combinando tais características, primeiro estágio de impulso, e os demais com 50 % de reação, resulta em uma turbina com alta potência e, ainda, eficiente. (Boyce, 2002)

3.4.5 Operação das turbinas a vapor fora das condições de projeto (*off design*)

As turbinas a vapor não são adequadas a acompanhar grandes variações de carga. Uma mudança nos parâmetros termodinâmicos (pressão e temperatura) do vapor provoca alteração no seu volume específico afetando diretamente as condições de escoamento ao longo das palhetas. As perdas de pressão na entrada, os perfis de velocidade e as perdas secundárias, aumentam invariavelmente se o ponto de operação desviar do ponto de projeto. A redução da taxa de fluxo mássico de vapor na entrada de cada estágio é refletida na variação da pressão e volume específico na saída, resultando em uma penalidade da

eficiência. A carga é normalmente controlada pelo estrangulamento da válvula de entrada no primeiro estágio e tal prática é termodinamicamente desfavorável, pois reflete na variação da pressão e volume específico na saída, acarretando em uma penalidade da eficiência devido ao aumento do atrito.

A potência gerada pela turbina é dada pela expressão:

$$P = m\Delta h.\eta_{turb} \quad (3.25)$$

Uma variação das condições de entrada, ou seja, na entalpia, irá alterar a forma como o vapor se expande na turbina.

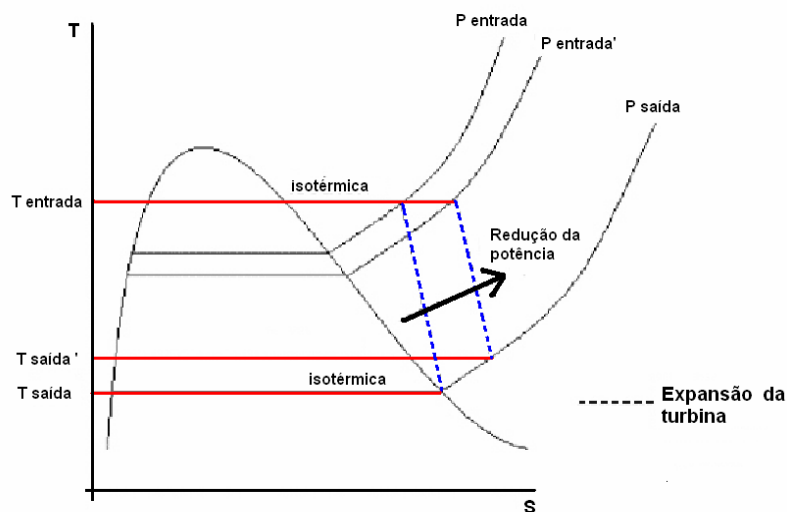


Figura 3.44 – Diagrama T-s comparando-se dois pontos de operação em uma turbina a vapor

Fonte: adaptado de Bressolin *et al.* (2006)

Bressolin *et al.* (2006) apresentam um estudo comparativo entre três opções de controle de carga: válvula de estrangulamento; pressão deslizante na caldeira e válvulas de controle localizadas na entrada dos bocais. Segundo a análise apresentada pelos autores, baseada em uma turbina hipotética de 160 MW, condições de vapor de 18 MPa e 530 °C, a

mesma foi submetida a uma variação de carga entre 40 e 100 %²². Dependendo da faixa de potência, cada meio de controle apresentou suas vantagens em termos de eficiência:

- entre 80 e 100 %, o sistema de pressão deslizante na caldeira de vapor se mostrou mais interessante;
- abaixo desta faixa, as válvulas de controle de bocais foram mais eficientes quando comparadas às demais opções, conforme visto no gráfico a seguir.

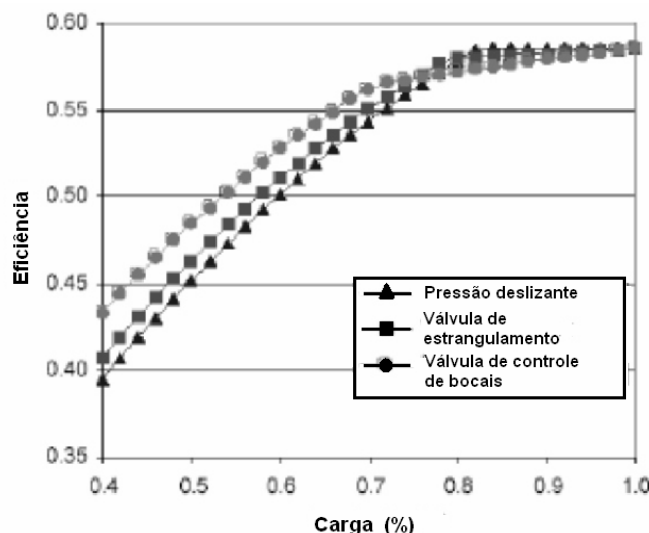


Figura 3.45-Eficiência térmica de um ciclo Rankine segundo três estratégias de controle de carga.

Fonte: Bresolin *et al.* (2006)

Em um ciclo combinado, as turbinas a vapor diferem significativamente das unidades em operação de plantas térmicas convencionais, devido ao comportamento dos parâmetros termodinâmicos em condições fora de projeto. Em caldeiras convencionais, a pressão de saturação e a temperatura do vapor superaquecido não se alteram em cargas parciais. Nos ciclos combinados mais modernos predomina a operação em modo de pressão deslizante (*sliding pressure*). Este recurso confere uma operação parcialmente controlada da caldeira de recuperação, quer seja em termos de pressão, como da capacidade de geração de vapor. As propriedades termodinâmicas do vapor passam a ser governadas basicamente pela forma de operação da turbina a gás (vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão). Consiste, grosso modo, em manter a queda de pressão do vapor a uma relação diretamente

²² Embora o patamar mínimo praticável pelos fabricantes seja 50 % da potência nominal.

proporcional à redução da potência da turbina a vapor em até 50 % da condição de projeto, conforme visto na figura 3.46 a seguir. A faixa de operação demonstrada é controlada por válvulas que limitam a pressão em regime de cargas parciais.

Ainda, manter artificialmente a pressão do vapor na saída da caldeira através de válvulas de estrangulamento, quando operando em cargas parciais, provoca uma queda de pressão acentuada na entrada da turbina (primeiro estágio), condição que pode gerar um aumento significativo do título nos últimos estágios da turbina.

O emprego de válvulas de estrangulamento deve ser justificado somente se o nível mínimo de pressão for requerido para a operação da caldeira (Deschamps, 1995)

A simplificação dos cálculos da operação do ciclo a vapor pode ser obtida usando-se as relações entre as propriedades definidas na condição de projeto e a as propriedades fora de projeto.

Vários modelos são apresentados na literatura, entre eles: o modelo de Stodola, ou Lei dos Cones, e o modelo de Schegliáiev (1985), adotado na modelagem deste trabalho, é apresentado pela expressão:

$$\frac{m^*}{m_{proj}^*} = \frac{P_1}{P_{1proj}} \sqrt{\frac{T_{1proj}}{T_1}} \quad (3.26)$$

Onde: m é a vazão mássica na nova condição de operação; m_{proj} a vazão mássica de projeto; P_1 e T_1 a pressão e temperatura, também na nova condição de operação e P_{1proj} e T_{1proj} , a pressão e temperatura na condição de projeto.

A representação gráfica do perfil de pressão na caldeira sob condições de cargas parciais teria o seguinte comportamento típico.

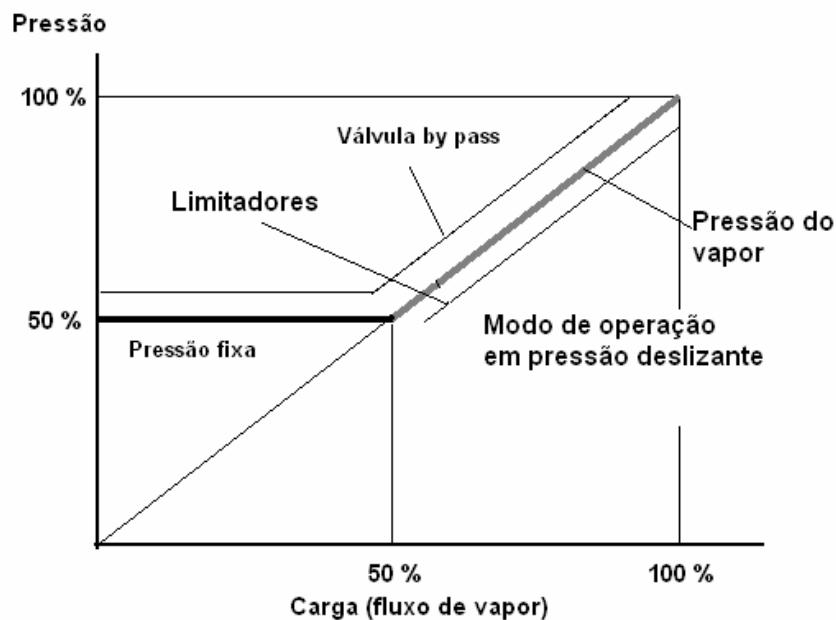


Figura 3.46-Diagrama de pressão deslizante na caldeira de recuperação.

3.4.6 O impacto da temperatura do meio de resfriamento no desempenho das turbinas a vapor a condensação.

O vapor na saída da turbina de condensação contém uma enorme quantidade de energia interna que precisa ser transferida ao ambiente externo através de um sistema, composto por um condensador e unidades de resfriamento do meio circulante. O sistema predominante baseia-se em torres de resfriamento abertas para a rejeição desta energia, pois possui vantagens em relação aos demais, devido às boas propriedades de transferência de calor caracterizadas pelo processo de resfriamento evaporativo. Entretanto, requer grandes volumes para atender as exigências térmicas das grandes usinas, podendo chegar a 100 vezes o volume de vapor de escape da turbina.

Para locais onde as disponibilidades de água são baixas, ou mesmo indisponível, o sistema de condensação com resfriamento a ar da água circulante é a opção natural. É uma opção que possui a desvantagem de apresentar altos custos de instalação e tem a

inconveniência de resultar em pressões de operação no condensador mais elevadas, implicando em uma menor potência gerada pela turbina a vapor.

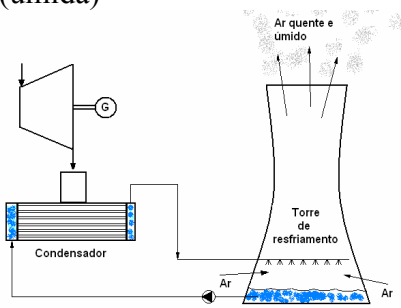
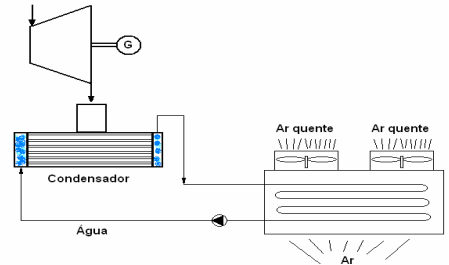
Locais em que a quantidade de água seja limitada, condição que pode estar associada às restrições de formação de pluma visível, uma combinação do sistema seco e úmido pode ser a solução mais adequada. Este sistema consiste em circular a água quente proveniente do condensador na parte superior da torre de resfriamento resultando no aquecimento do ar úmido gerado pela parte inferior, antes de ser aspergido na seção inferior da mesma. O efeito deste recurso impossibilita a formação da pluma visível.

A temperatura do meio de resfriamento possui grande impacto na eficiência do ciclo a vapor e quando opera em cargas parciais, o efeito torna-se mais evidente com o sistema de resfriamento a ar (*air cooler*). Uma comparação resumida entre as diversas opções pode ser vista na tabela 2.6.

A temperatura do meio de resfriamento possui um grande efeito na eficiência do ciclo a vapor com condensação: quanto menor a sua temperatura maior será a sua eficiência a ser obtida devido a uma menor pressão no condensador, permitindo um maior salto entálpico na turbina. Esta tendência é verificada de forma similar nos ciclos a vapor desde um até três níveis de pressão.

Além da temperatura do ar, caso seja adotado o sistema com torre de resfriamento úmida ou aberta, a temperatura de bulbo úmido pode determinar uma variação da temperatura da água circulante. Os melhores sistemas, ou aqueles que conseguem baixas pressões no condensador, são baseados no resfriamento direto da água, ou seja, em torres abertas. Os piores sistemas são aqueles baseados na condensação a ar principalmente quando a temperatura do ar ambiente supera os 20 °C.

Tabela 3.6-Comparação do desempenho de um ciclo combinado para diferentes sistemas de resfriamento e temperaturas ambiente.

	Condições de operação			
	Projeto, temperatura ambiente de 6 °C.		Fora de projeto, temperatura ambiente de 30 °C.	
Tipo de resfriamento do fluido	Potência (MW)	Eficiência (η%)	Potência (MW)	Eficiência (η%)
Sistema com torre de resfriamento (úmida) 	411,7	57,5	363,5	56,1
Resfriador a ar (<i>air cooler</i>) 	408,1	57,0	345,4	53,3

Fonte: Informações adaptadas de Kehlhofer *et al* (2009)

4 CICLOS COMBINADOS

4.1 Introdução

O primeiro ciclo combinado que entrou em operação data de Junho de 1949, em uma planta de potência localizada no estado de Oklahoma, EUA²³. Era composto por uma turbina a gás de 3,5 MW, e operou continuamente até 1980. Os gases de escape da turbina a gás eram aproveitados para pré-aquecer a água de alimentação de uma caldeira convencional e o vapor gerado acionava uma turbina a vapor. A potência elétrica instalada era de 35 MW. A partir daí, estava configurada a combinação dos ciclos Brayton e Rankine.²⁴

A viabilização econômica da integração de ambos os ciclos foi creditada ao desenvolvimento da produção de caldeiras com tubos aletados, fato que veio permitir maiores taxas de recuperação de calor. Até então, as caldeiras de recuperação de calor, eram construídas com tubos sem aletas e predominantemente utilizadas nas indústrias químicas e de refinamento de petróleo. (Boyce, 1996).

Entretanto, o seu grande desenvolvimento veio a ocorrer somente no início da década de 70 através de uma planta denominada “recuperativa”, a qual seguia os mesmos conceitos atuais: recuperar os gases de exaustão de uma turbina a gás, em uma caldeira projetada para gerar vapor e posterior uso no acionamento de uma turbina a vapor. Foi a primeira planta baseada em um ciclo combinado com pré-projeto detalhado para este propósito, ou seja, os objetivos estavam claramente definidos antes da sua instalação. A GE e a Westinghouse²⁵

²³ Segundo Horlock (1995), os princípios básicos relacionados ao conceito de recuperação/regeneração de calor forma apresentados por Emmet W.L.R. em um seminário da ASME em 1925. Emmet denominou o sistema de processo mercúrio – vapor, que inicialmente considerava o superaquecimento de um ciclo a vapor e um aquecimento regenerativo ideal.

²⁴ A primeira planta que usava o conceito de geração de vapor através da recuperação do calor dos gases de exaustão da turbina a gás e sem queima suplementar, foi na Áustria em meados da década de 70, na planta de Kournenberg A. Esta planta possuía uma turbina ABB GT 12, de 25 MW, com 32,6 % de eficiência. (Power Engineering International, Maio 2010)

²⁵ A divisão de turbinas a gás da Westinghouse foi incorporada pela Siemens. Já a divisão de turbinas da Brown Boveri foi incorporada pela Alston.

foram as primeiras a adotar tal conceito nos EUA, e a Brown Boveri, em seguida, na Europa.

Na década de 70, a maior planta estava localizada na Áustria, com potência de 75 MW e 33 % de eficiência térmica, tendo uma caldeira de recuperação com queima suplementar. (Horlock, 1995).

O número de plantas térmicas baseadas em ciclos combinados tem passado por um rápido crescimento, desde o final da década de 90. Este fenômeno mercadológico foi induzido, principalmente, pela desregulamentação do mercado gerador nos EUA e na Europa. A desregulamentação do mercado fez surgir a produção independente, favorecendo a escolha por opções mais eficientes e com rentabilidades maiores, em detrimento aos ciclos a vapor movidos a carvão.

Somente nos EUA, os ciclos combinados representavam em 2000, 10 % do total da sua capacidade instalada e 16 % da eletricidade gerada. Para o período 2000/2010, a expectativa era de uma contribuição de 90 % na participação no total de potência a ser instalada. (Nessler *et al*, 2001).

Outro fator que proporcionou um forte crescimento na participação dos ciclos combinados pode ser atribuído ao desenvolvimento das turbinas a gás industriais de grandes potências, que passaram de 250 MW, desde o final da década 90, para níveis próximos de 330 MW, caso do modelo M701 G2 da GE. (Gás Turbine World, 2004-05 GTW Handbook)

Com a sua turbina a gás modelo SGT5-8000H e 375 MW de potência, com 40 % de eficiência, a Siemens entregou em Agosto de 2009, a instalação da planta de ciclo combinado, Irsching 4, na Alemanha, com 570 MW de potência total. O grande diferencial desta planta é a eficiência de 60 % em regime de operação contínua. (Fischer, 2010)

Níveis de eficiência térmica próximos de 60 % tem sido o grande atrativo da combinação de ambos os ciclos, traduzindo-se em alta rentabilidade e forte apelo ambiental. São valores muito acima daqueles encontrados em plantas termoeletricas, baseadas nos ciclos a vapor convencionais, onde a média usual das eficiências situa-se entre 25 e 35 %, dependendo do nível de pressão de vapor. (Boyce, 1996)

Para efeitos de comparação a usina termoeleétrica baseada no ciclo a vapor mais eficiente, a Avedore II, situada na Dinamarca, apresenta 48 % de eficiência térmica, com 290 bar e 582 °C. É uma situação única, pois tal planta possui conotação experimental face a tecnologia metalúrgica empregada na construção da caldeira e da turbina a vapor. Nesta mesma unidade, a União Européia pretende instalar uma planta piloto com uma caldeira com 375 bar e 700 °C, tendo o objetivo de alcançar uma eficiência térmica de 55 %.

O diagrama abaixo ilustra claramente os efeitos positivos decorrentes do reaproveitamento do calor. O gás quente exaurido pela turbina possui ainda uma quantidade significativa de energia interna, equivalendo a 60% do montante fornecido pelo combustível à câmara de combustão. Desta energia residual, aproximadamente 1/3 será convertida em eletricidade pela turbina a vapor. Os outros 2/3 serão rejeitados ao ambiente através da exaustão pela chaminé e, principalmente, pelo condensador.

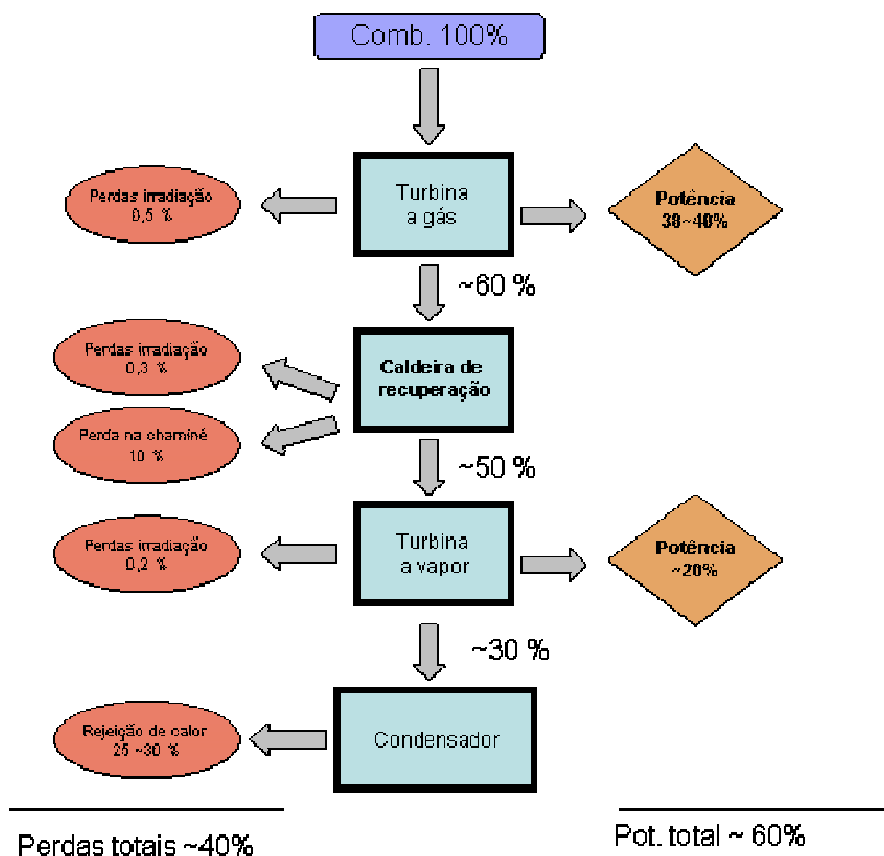


Figura 4.1-Diagrama de distribuição de energia de um ciclo combinado.

Altas eficiências em caldeiras de recuperação têm sido alcançadas com o uso de gás natural, pois possuem baixos teores de enxofre, permitindo a máxima recuperação da energia interna sem que ocorra o problema de corrosão prematura dos tubos internos decorrentes de temperaturas menores na chaminé.

Porém, o montante de energia a ser recuperada pela caldeira dependerá de uma série de parâmetros, entre eles:

- às condições do vapor a ser gerado;
- da área disponível para troca de calor e, ainda;
- da quantidade de níveis de pressão que determinará a aproximação das diferenças de temperaturas tanto na entrada como na saída, dos gases e o vapor.

Minimizar as irreversibilidades nas caldeiras de recuperação tem sido uma característica predominante no desenvolvimento dos ciclos combinados, através da adoção de dois ou três níveis de pressão de vapor. Em alguns casos, é surpreendente verificar que o grau de sofisticação proporcionado por uma caldeira com três níveis de pressão traga um ganho pouco expressivo, comparando-se a uma unidade com dois níveis. De um nível de pressão para dois níveis, pode se obter um ganho de até 4 pontos percentuais na eficiência global do ciclo combinado. Porém, de 02 para 03 níveis de pressão o ganho alcançado é relativamente irrisório, face a complexidade agregada. Contabiliza-se em média 1 ponto percentual à eficiência global do ciclo combinado. (Horlock, 1995) e (Nessler *et al*,2001)

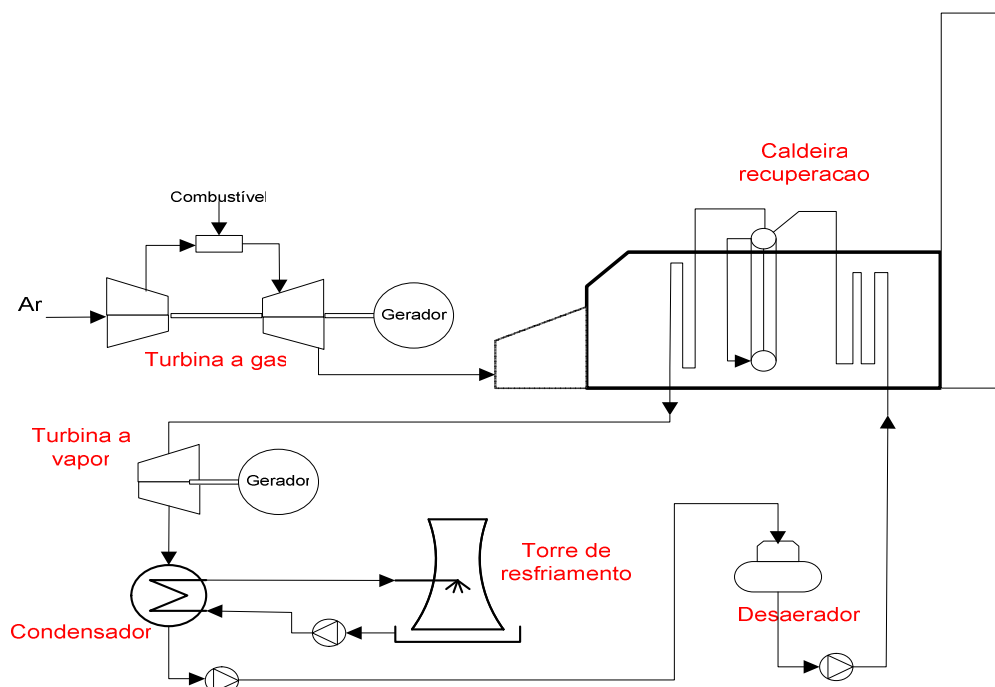


Figura 4.2 Arranjo típico de um ciclo combinado com 01 nível de pressão na caldeira, sem queima suplementar.

Os ciclos combinados também se apresentam como plantas que emitem os mais baixos níveis de NOx e CO por kWh gerado, quando comparado aos demais ciclos térmicos de potência que venham a utilizar combustíveis fosseis.

Partidas rápidas, alta flexibilidade operacional e baixo custo relativo de instalação, na faixa entre US\$ 600 e US\$ 900/KW, são características marcantes atribuídas aos ciclos combinados. Para plantas mais avançadas, com caldeiras de recuperação de 03 níveis de pressão e com reaquecimento do vapor, os custos de instalação podem variar entre US\$ 800 e US\$ 1.000 por kW instalado. A faixa de potência de interesse econômico varia entre 30 e 1000 MW, porém predominam-se plantas com grandes escalas de potência. Escalas menores, ainda que sejam instaladas, são direcionadas às operações combinadas de geração de eletricidade e calor no âmbito distrital, definidas pelo acrônimo em inglês, CHP. O gráfico da figura 4.3 demonstra a sensibilidade dos custos relativos (US\$/kW) de instalação em função da potência para ciclos combinados operando a gás natural²⁶.

²⁶ Os valores apresentados no gráfico representam somente os custos relativos a equipamentos e podem variar em função da localização, estratégias de O&M, licenças e compensações ambientais e outras despesas

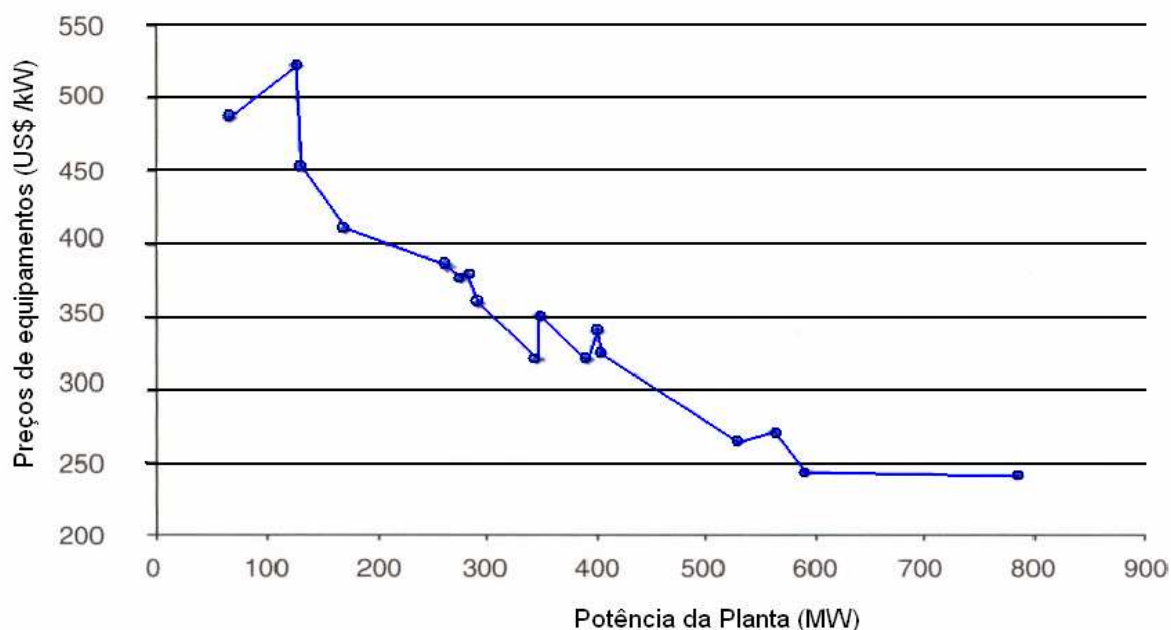


Figura 4.3- Custos médios de equipamentos de plantas de ciclos combinados.

Combustível: Gás natural e frequência de 60 Hz.

Fonte: Gás Turbine World 2004-05 GTW Handbook (2004).

Em termos de competitividade, potências abaixo de 30 MW são mais interessantes aos ciclos com motores a diesel. Para ciclos a vapor que venham a utilizar o carvão como combustível, os custos de instalação podem variar entre US\$ 800 e US\$ 1, 000/kW. Usinas nucleares apresentam custos entre US\$ 1.800 e US\$ 2.000 por KW instalado, entretanto, apresentam tempos de instalação relativamente altos, em torno de 04 anos.

A flexibilidade da montagem que permite a operação modular é uma outra característica favorável aos ciclos combinados. Considerando-se que a turbina a gás possa operar primeiramente como um ciclo simples, antes da conclusão da fase de geração de vapor, a possibilidade de geração de receita, antes da conclusão final, pode apresentar um diferencial financeiro ao projeto. O seu tempo médio de instalação é de 20 meses.

No que se refere aos custos do MWh gerado, os ciclos combinados tem se apresentado como uma tecnologia bastante competitiva quando se avalia o fator de

extraordinárias, bem como outros sistemas agregados, tais como catalisadores de gases de exaustão, reservatórios de combustíveis líquidos como forma de *back up*, sistema de resfriamento da água usada na condensação, etc.

anuidade, ou seja, o tempo de utilização anual com base na disponibilidade horária de operação²⁷.

Logicamente, o custo da eletricidade gerada é proporcional ao custo específico do combustível e inversamente à eficiência da instalação. Entretanto, a estrutura de formação dos custos de geração será em função do tempo equivalente de utilização e do preço do combustível utilizado. A formação dos custos também poderá depender do modelo predominante do mercado de energia elétrica, se regulado ou não. Em um mercado desregulado, a formação de preço não é baseada no custo da eletricidade média gerada, mas, sim, na combinação da demanda disponibilizada (contratada pela concessionária) e o seu suprimento à rede.

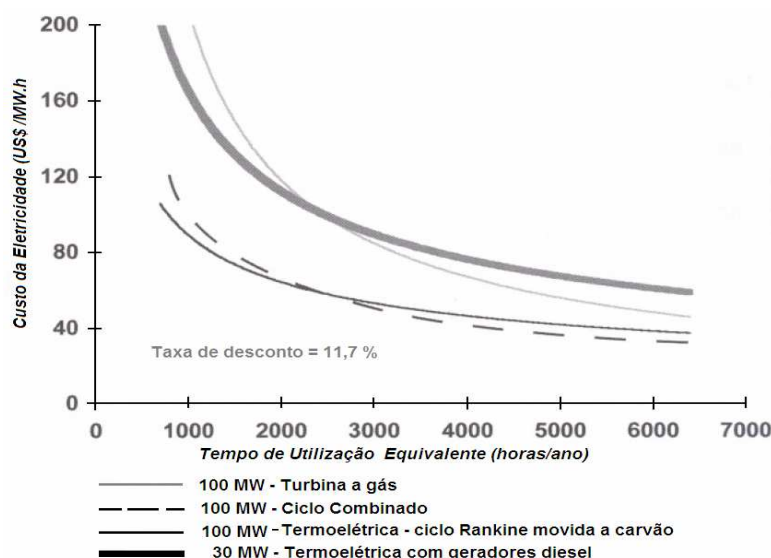


Figura 4.4-Dependência do custo da eletricidade em função do tempo de utilização equivalente. Referência de uma planta com potência instalada de 100 MW. Preço do GN ~ US\$ 2,70/ MBTU.

Fonte: Kehlhofer *et al.* (2009).

Nos ciclos combinados, a participação do combustível na composição dos custos pode representar em torno de 60 %, em média. O custo de capital, onde se agrupam todos os custos relativos à instalação do projeto, situa-se em torno de 25 %. E, finalmente, na parcela variável, estão os custos de operação e manutenção da planta - O&M, que representa em média 15% da composição final do custo. (Walter, 2007)

²⁷ Horas de operação em função da disponibilidade anual.

Obviamente, a participação do custo do GN pode variar em função das condições de mercado e afetar sensivelmente a composição do Custo da Eletricidade gerada. Mas, sendo um ciclo térmico baseado no uso de um combustível com preços relativamente voláteis, a sua rentabilidade pode ser comprometida em relação aos demais ciclos e combustíveis. Do gráfico a seguir, nota-se que ciclos combinados são muito mais sensíveis às variações dos preços do gás natural, quando comparados à um ciclo a vapor convencional, devido à grande participação do combustível na estrutura de formação do Custo da Eletricidade.

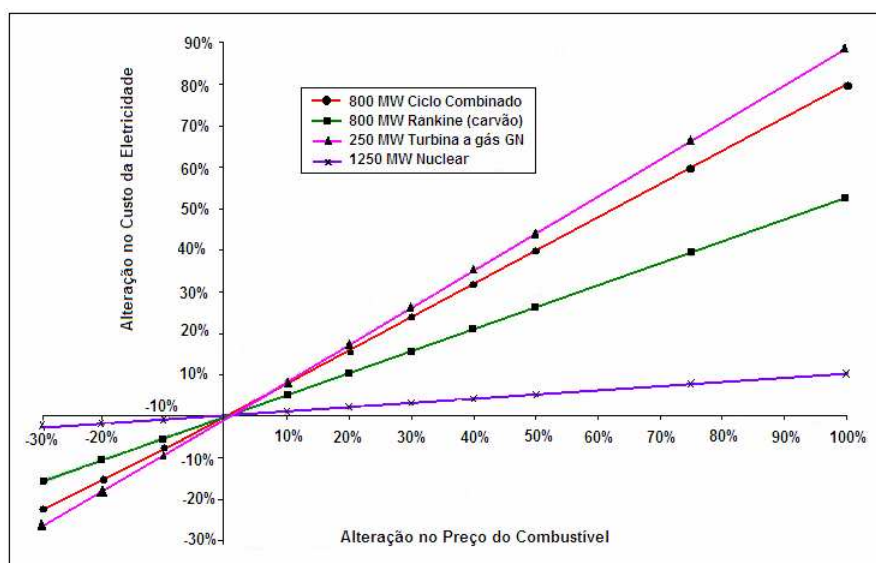


Figura 4.5-Dependência do custo da eletricidade gerada em função do custo do combustível. Fonte: Kehlhofer *et al.* (2009).

Ao longo dos últimos 25 anos, o gás natural tem passado por aumentos significativos no seu preço no mercado internacional, passando de US\$ 2,00 /MBTU em 1985, para US\$ 7,00/MBTU, em 2006. Já o preço do carvão mineral se manteve praticamente estável, em torno de US\$ 2,00/MBTU. Esta estabilidade de preços se deve às grandes reservas disponíveis à exploração pela China, EUA, Europa e Austrália. A disponibilidade deste combustível, nos países e regiões mencionados, tem provocado um grande interesse na gaseificação deste combustível para acionamento de turbinas a gás. Ciclos combinados com gaseificadores integrados de carvão permitem eficiências bem maiores que os ciclos a vapor convencionais, comparativamente, com o mesmo combustível.

Para potências menores do que 30 MW, as plantas baseadas em motores a diesel apresentam eficiências²⁸ mais interessantes para condições de operação em cargas parciais, pois tais instalações podem ter múltiplas unidades, fato que permite uma maior flexibilidade para operação. Ambientalmente, apresentam a desvantagem de serem mais poluentes, tanto em termos de NO_x como hidrocarbonetos não queimados e materiais particulados.

A proporção que cada componente de um ciclo combinado participa no total gerado também deve ser ressaltada quando o ciclo opera fora das condições de projeto. A definição do perfil de carga em que o ciclo irá operar é primordial para especificar a turbina a gás, seja com um único eixo ou de múltiplos.

Tipicamente, a turbina a gás pode gerar em torno de 60 % do total produzido pelo ciclo combinado, e a turbina a vapor, os restantes 40%. Havendo queima suplementar na caldeira, tendo em vista a maximização da geração de potência pela turbina a vapor, ou ainda, de vapor, esta relação pode chegar a 50/50. Outro fator que pode alterar drasticamente esta proporção é a operação da turbina gás fora das condições de projeto (*off design*²⁹).

O gráfico a seguir demonstra uma participação típica de cada turbina no total gerado por um ciclo combinado.

²⁸ Motores diesel de grande porte podem atingir 45 % de eficiência térmica em condições ISO.

²⁹ Vale lembrar que o comportamento de ambas as curvas no gráfico pode apresentar variações em razão das características construtivas da turbina a gás considerada: eixo único ou múltiplos eixos, controle de vazão de ar no compressor em cargas parciais, reaquecimento dos gases, entre outros.

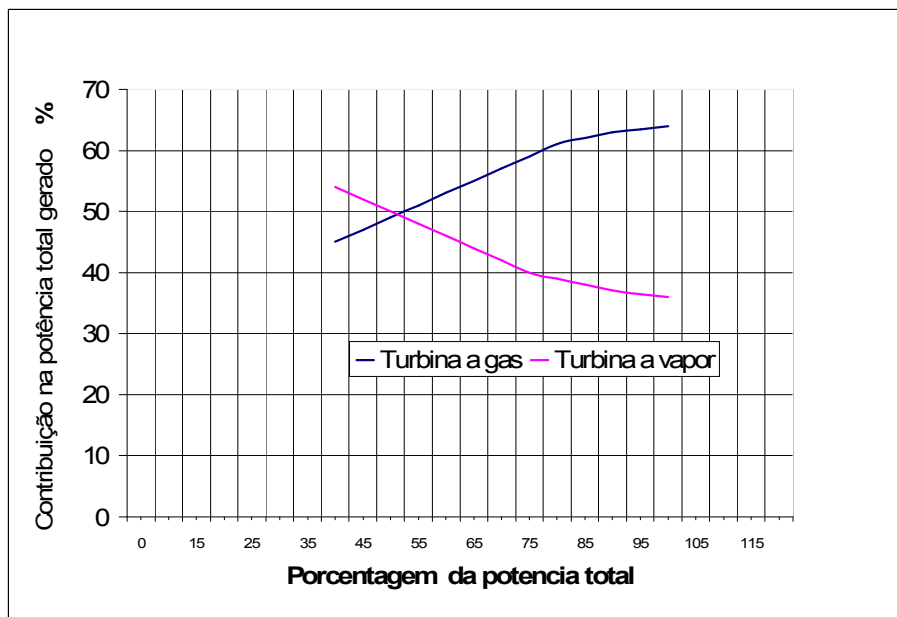


Figura 4.6-Participação típica de cada turbina no total de potência gerada ao longo da faixa de operação de um ciclo combinado.

Fonte: Boyce (2002).

O comportamento das curvas pode variar em função do tipo de turbina a gás empregada no ciclo combinado. Sistemas de controle de vazão do ar de entrada no compressor podem ser ativados quando as turbinas estiverem operando em cargas parciais, de forma a manter as temperaturas dos gases de exaustão praticamente inalteradas, em relação à condição de projeto. Desta forma, a participação da turbina a gás no total produzido, não é reduzida, o que é interessante em termos de desempenho do ciclo combinado como um todo.

O tipo de aplicação das turbinas a gás irá determinar a faixa de temperatura de saída dos gases de exaustão. Quando a turbina a gás estiver operando na configuração de ciclo simples o objetivo é a redução, ao mínimo possível, da temperatura dos gases de exaustão; ao passo que em ciclos combinados, o melhor valor deve ser avaliado em conjunto com os demais componentes. As turbinas a gás aeroderivativas apresentam os menores valores relativos, entre 450 e 550 °C, ao passo que as industriais situam-se entre 500 e 650 °C.

Na grande maioria dos ciclos combinados empregam-se as turbinas a gás industriais, ao invés dos modelos aeroderivativos. Uma distinção importante entre estes dois tipos de

turbinas, neste tipo de aplicação, é que as turbinas a gás aeroderivativas podem operar a pressões muito maiores (25 bar ou acima), se comparadas às industriais. Esta característica decorre do seu histórico de desenvolvimento tecnológico de materiais, voltado a atender a demanda da indústria aeronáutica por motores mais potentes e eficientes. Assim, tendo como base as aplicações aeronáuticas, apresenta um teto de potência máxima, em torno de 60 MW. (Kehlhofer *et al.*, 2009)

Quanto às relações de pressões maiores encontradas nos modelos aeroderivativos, tal característica é resultado da necessidade de otimização do desempenho de sistemas de propulsão a jato, tendo, inicialmente, o claro propósito de redução de peso. Por outro lado, as turbinas industriais têm concepções construtivas mais robustas, as quais possibilitam intervalos de manutenção mais longos, além de serem mais apropriadas à operação em conjunto com a caldeira de recuperação.

4.2 A contribuição do ciclo combinado no parque gerador de energia elétrica

A partir do final da década de 90 os ciclos combinados passaram a ter uma participação maior no parque gerador de eletricidade em todo o mundo. Sua participação passou de 5 para 20 %, destacando-se sua relevância competitiva em termos de tecnologia mais eficiente, e conseqüentemente mais limpa. Criar condições tecnológicas que permitam maiores eficiências térmicas será fundamental neste setor, pois em termos de geração de eletricidade, quase 65 % do total provêm de ciclos térmicos e somente o carvão contribui com 40 % do total. A participação na geração global dos ciclos combinados atinge por volta de 10 % da energia gerada, e com capacidade instalada em torno de 17 % do total, considerado até o final de 2007. De 1997 a 2007, a participação dos ciclos combinados na capacidade global passou de 5 para 20 % do total, ou em termos absolutos, 820 GW.

A grande diferença anotada entre a capacidade instalada e a eletricidade gerada para os ciclos combinados se deve a sua principal finalidade: atender aos picos de demanda da rede distribuidora através da atuação como sistemas de reserva.

As preocupações ambientais tem sido relevantes na determinação dos processos de escolha de novas plantas de potência ao redor do mundo. Mesmo usinas hidroelétricas têm sofrido argumentação contrária por parte de órgãos ambientais, em razão dos impactos decorrentes das áreas alagadas.

No Brasil, as possibilidades de geração através das fontes hidráulicas estão localizadas em regiões remotas, longe dos grandes centros consumidores, situação que requer grandes investimentos em linhas de transmissão.

Usinas nucleares apresentam custos de instalação e riscos elevados, além do gerenciamento dos resíduos radioativos ao longo de milhares de anos.

A preferência pelo gás natural tem sido atribuída à sua disponibilidade a preços competitivos com os demais combustíveis fósseis. Soma-se a isso a sua combustão “limpa” em razão da alta relação hidrogênio/carbono. Na Europa espera-se que os ciclos combinados possam representar até 71 % nas novas instalações de geração e na América Latina, 73 %.

Nos EUA espera-se que em 2020, 43 % do total de eletricidade gerada seja proveniente de ciclos combinados: seja através do uso do gás natural ou da gaseificação do carvão mineral. (Boyce, 2002)

4.3 Os avanços tecnológicos e os seus impactos nas eficiências térmicas do ciclo combinado

Além da preferência do uso do gás natural, o grande interesse por este ciclo de potência se deve principalmente aos avanços tecnológicos que todos os seus componentes têm passado. A operação das turbinas a gás com temperaturas de combustão mais elevadas, através do emprego de técnicas de resfriamento das palhetas, é, entre inúmeras possibilidades, o que tem permitido ganhos de eficiências significativos.

Assim como as turbinas a gás, as caldeiras de recuperação também passaram a demandar avanços tecnológicos e arranjos construtivos com o nítido propósito de maximizar a recuperação energética contida nos gases de exaustão. Pode-se citar o grande avanço nas configurações das caldeiras de recuperação, as quais passaram a adotar vários níveis de pressão para otimizar a recuperação do calor e utilizá-lo de forma mais eficiente na turbina a vapor.

Plantas de última geração, e com potências entre 250 e 400 MW, têm operado com eficiências em torno de 58-59%, e para o período 2010-2015 é estimado em torno de 60%³⁰. Este valor representa quase que 50 % de aumento sobre as eficiências praticadas no final da década de 80. O grande desafio em relação às turbinas a gás é o desenvolvimento de materiais resistentes a altas temperaturas associados à sistemas de resfriamento das palhetas dos primeiros estágios da zona de expansão. Nenhuma outra possibilidade pode oferecer tanto em termos de aumento da eficiência como a elevação da temperatura dos gases na saída da câmara de combustão, ou a entrada do primeiro estágio de expansão. O aumento da temperatura é predominante, entre as várias frentes de desenvolvimento, pois para cada incremento de 55,5 °C, a potência específica na turbina a gás é elevada em 10% e pode corresponder a 1,5 ponto percentual no aumento da eficiência.

Em 2010, a Mitsubishi viabilizou tecnicamente máquinas com temperaturas de combustão ligeiramente acima de 1500 °C, comparado às turbinas mais modernas que operam entre 1300 e 1350 °C. A referida fabricante já disponibiliza em seu portfólio o modelo G-type, que pode na faixa de 1500 °C, mas já está desenvolvendo um modelo que possa atingir 1700 °C por volta de 2015. A empresa destaca o apelo ambiental que tal incremento, na eficiência térmica possa acarretar, através da redução das emissões relativas de CO₂. A associação entre eficiência e redução de emissões será determinante na aprovação de novos projetos, não somente em razão de uma maior rentabilidade, mas também com a divulgação da imagem de uma tecnologia avançada, mais alinhada às exigências ambientais atuais. (Ishikawa *et al.*, 2008)

³⁰ A Siemens entregou em 2010, uma planta de ciclo combinado de 530 MW, operando com a turbina SGT5-8000H que atingiu 60% de eficiência térmica. Fonte: [http: /www.siemens.com](http://www.siemens.com).

Excluindo-se a oportunidade em aumentar a temperatura dos gases de combustão, a primeira opção disponível com tecnologia viável é incrementar a eficiência do ciclo combinado através da otimização conjunta da caldeira de recuperação e o do ciclo a vapor.

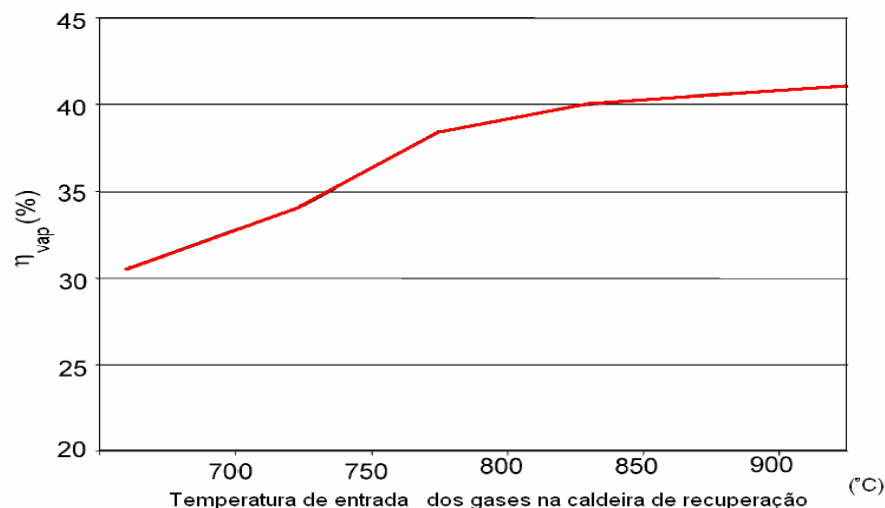


Figura 4.7-Eficiência do ciclo a vapor em função da temperatura de entrada dos gases na caldeira. 3 níveis de pressão com reaquecimento do vapor.

Fonte: Casarosa (2002).

Otimizar a operação da caldeira de recuperação é um processo crucial dentro do ciclo combinado, pois é este componente que define o elo de ligação entre a turbina a gás, na forma de ciclo simples, com a turbina a vapor. Neste caso, a expressão otimização refere-se à definição da temperatura dos gases de entrada da caldeira, que para uma dada condição de vapor gerado, haverá uma restrição determinada pela eficiência isoentrópica da turbina a vapor.

Isto significa que, acima de uma determinada temperatura dos gases à sua entrada, os ganhos deixam de ser significativos, conforme mostrado no gráfico da figura 4.7.

Dentre uma série de inovações tecnológicas e termodinâmicas que possam ser introduzidas, entre elas o resfriamento intermediário, a regeneração e o reaquecimento dos gases na turbina a gás, tanto a viabilidade econômica como técnica podem ser comprometidas face a complexidade agregada. Em turbinas a gás de pequeno porte algumas destas inovações podem ser viabilizadas.

Outras propostas inovadoras como os ciclos HAT (*Humid Air Turbine*) e o ciclo STIG, onde efetivamente o ciclo Rankine é inserido dentro da turbina a gás, podem ser consideradas como possibilidades concretas visando o aumento das eficiências dos ciclos combinados (Poullikkas, 2005). A melhor aplicação para o ciclo STIG deve estar atrelada a cogeração, onde o vapor excedente pode ser utilizado para aumentar a potência elétrica. Entretanto, mesmo que estas propostas avancem os valores de eficiências térmicas associadas a elas serão superadas já pelas próximas gerações de ciclos combinados avançados, segundo Horlock (1996).

A eficiência térmica de 60% pode ser considerada como o estado da arte e equivaleria a aproximadamente 75 % da (eficiência) máxima teórica considerando-se uma temperatura dos gases de combustão de 1500 °C e a temperatura ambiente a 25 °C (reservatório frio).

O gráfico da figura 4.8 mostra como o avanço tecnológico tem permitido a aproximação das eficiências do ciclo combinado em relação à eficiência teórica do mesmo ciclo, principalmente através da exploração do potencial de elevação das temperaturas dos gases de combustão e da introdução de caldeiras com múltiplos níveis de pressão de vapor.

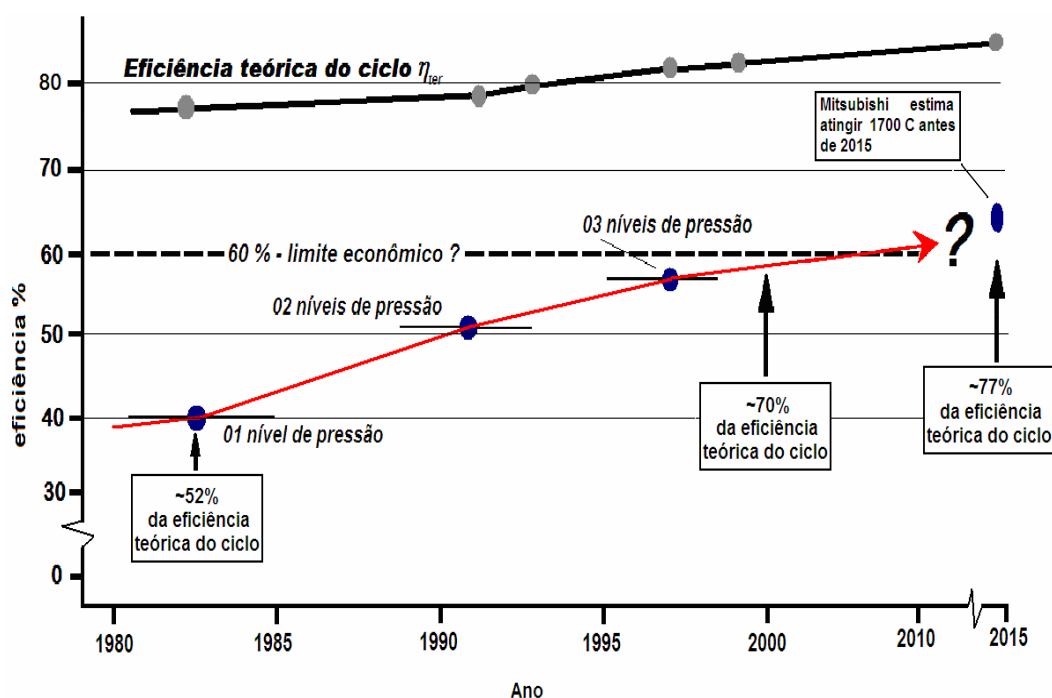


Figura 4.8-A elevação das eficiências dos ciclos combinados ao longo das últimas décadas. Fonte: Adaptado de Smock (1995).

Portanto, as vantagens termodinâmicas do conceito da combinação de ambos os ciclos Brayton (simples) e Rankine (vapor) permitem níveis de eficiências térmicas jamais alcançadas por qualquer outra tecnologia de geração que faça uso de combustíveis fósseis.

Em conjunto com o baixo investimento por kW instalado, curtos prazos de instalação e alta flexibilidade operacional, estes fatores têm resultado em baixos custos de geração de eletricidade.

4.4 Processos termodinâmicos de um ciclo combinado

Por vários anos a turbina a gás foi predominantemente usada na geração de eletricidade através da operação de forma isolada, ou seja, segundo o ciclo simples (Brayton). Considerando-se o ciclo combinado, o ciclo a vapor (Rankine) é adicionado ao ciclo simples para recuperar a energia interna contida nos dos gases de exaustão, ao invés de descartá-lo à atmosfera. Por razões óbvias, o aproveitamento desta energia contida nos gases de escape, para a geração de vapor e posterior acionamento de uma turbina a vapor, permite elevar significativamente o aproveitamento energético do combustível em relação ao ciclo simples operando de forma isolada.

Baseado na definição de eficiência de Carnot, a combinação de ambos os ciclos mostra que este processo de recuperação do calor, associado à posterior rejeição de calor a temperaturas mais baixas, permite eficiências térmicas bem mais elevadas.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{amb}}{T_q} \quad (4.1)$$

Onde:

η_{Carnot} = eficiência de Carnot (%);

T_{amb} = temperatura absoluta do ambiente considerado [K];

T_q = Temperatura absoluta da fonte quente ou da energia fornecida [K].

O grande interesse nos ciclos combinados recai sobre tal consideração e não há um ciclo térmico, operando isoladamente, que possa elevar a eficiência térmica de forma tão significativa.

No ciclo simples, o calor é fornecido de forma direta, sem troca de calor e a altas temperaturas, assim como a energia rejeitada pela turbina a gás também é relativamente elevada.

Já no ciclo Rankine, a temperatura máxima de processo é mais baixa do que no ciclo Brayton e a sua temperatura correspondente de rejeição, também é muito mais baixa.

Tabela 4.1 Parâmetros termodinâmicos de processos em turbinas a gás turbinas a vapor e a combinação entre ambos.

	Turbina Gás	a Turbina a Vapor	Ciclo Combinado
Temperatura média do calor fornecido (K)	1500 ~1650	640 ~700	1500 ~ 1650
Temperatura média do calor rejeitado (K)	750~800	310 ~350	310 ~350
Eficiência em relação ao Ciclo Carnot (%)	45 ~50	45 ~57	65~78

Fonte: adaptado de Kehlhofer *et al.* (2009).

A demonstração da utilização do diferencial de temperatura entre ambos os ciclos Brayton e a Rankine, pode ser visualizada no digrama T-s a seguir.

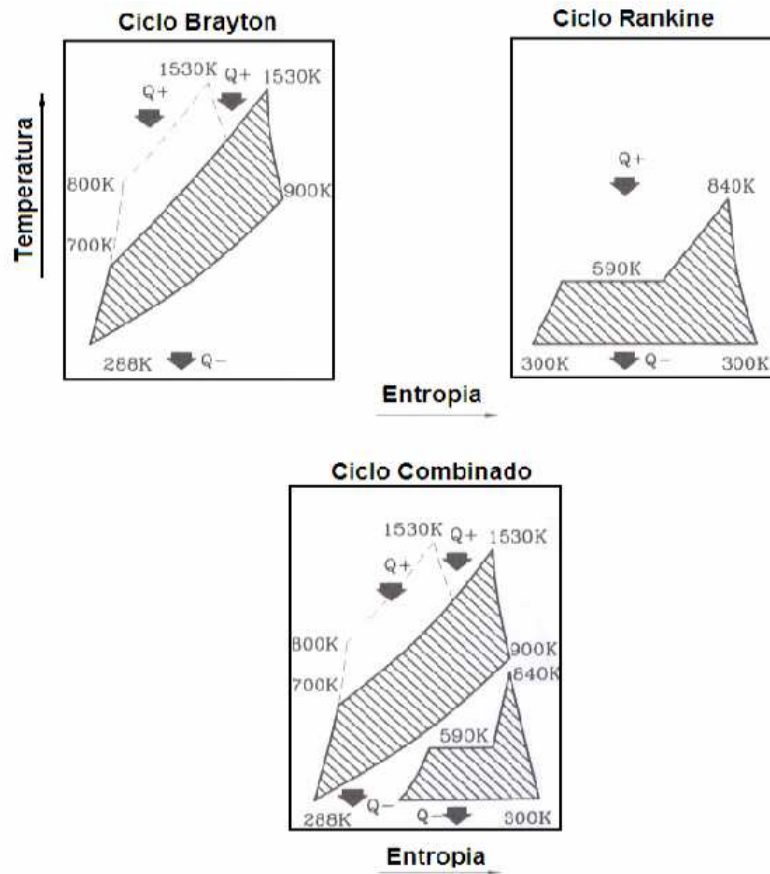


Figura 4.9-Diagramas Temperatura-Entropia (T-s) para o ciclo Brayton, Rankine e a combinação de ambos.

A eficiência do ciclo combinado, η_{CC} , é definida pela relação entre o calor fornecido à turbina a gás, Q_{TG} e as potências geradas por ambas as turbinas, a gás, W_{TG} , e a vapor, W_{TV} . Conceitualmente, as potências relativas a equipamentos auxiliares estão consideradas na definição da eficiência do ciclo combinado.

$$\eta_{CC} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG} + Q_{QS}} \quad (4.2)$$

Havendo queima suplementar na caldeira de recuperação, o total da energia fornecida ao ciclo passa a considerar a energia relativa ao fluxo de combustível inserido neste componente, identificado como Q_{QS} .

Há varias razões para que uma caldeira de recuperação opere com queima suplementar e provavelmente a mais comum seja o atendimento a eventuais picos de demanda, quer seja térmica, caso faça parte de uma planta de cogeração, ou elétrica. Neste modo de operação, considera que a turbina a gás seja dimensionada para atender a carga base e com a queima suplementar, um consequente aumento da geração de vapor permitiria aumentar a potência do ciclo a vapor.

Além de atender eventuais picos de demanda, a queima suplementar tem a vantagem de aumentar a taxa de recuperação do calor. Normalmente os gases de exaustão da turbina a gás entram na caldeira na faixa entre 500 e 650 °C e com a queima suplementar pode atingir níveis próximos a 900 °C. Este incremento de energia nos gases de exaustão permite aumentar a geração de vapor entre 100 e 150%. O fluxo de combustível deve ser compatível com o teor de oxigênio remanescente, em torno de 15 %, não sendo, portanto, necessário recorrer ao insulflamento de ar atmosférico adicional. (Boyce, 2002)

Grosso modo, um aumento de 50 % de calor inserido no sistema através da queima suplementar pode elevar a capacidade na recuperação do calor em até 94 %, o que significa um aumento de 59% na recuperação da energia interna dos gases.

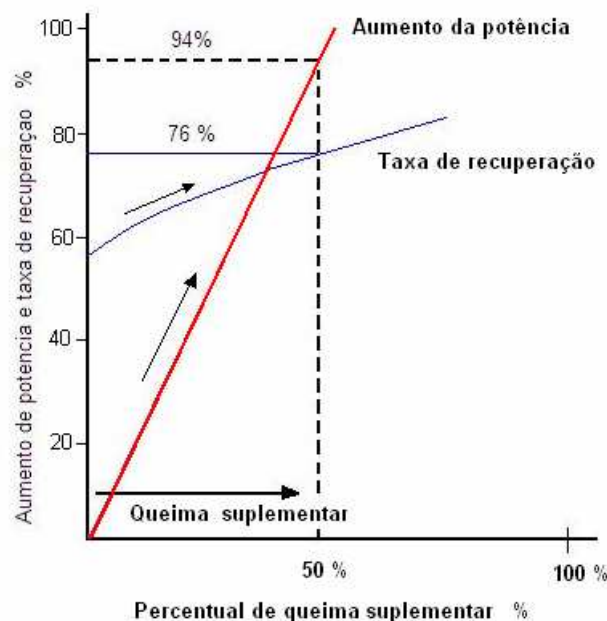


Figura 4.10-Relação de recuperação da energia interna dos gases e potência de uma caldeira de recuperação com queima suplementar.

Fonte: Boyce (2002).

Mesmo que a queima suplementar permita uma maior taxa de recuperação da energia contida nos gases quentes, este recurso não necessariamente irá apresentar vantagens termodinâmicas ao ciclo combinado como um todo. Qualquer que seja a melhoria imposta a um dado componente, este, mesmo passando a operar na sua máxima eficiência não necessariamente irá provocar um aumento da eficiência térmica global do ciclo combinado. É fundamental que uma análise termodinâmica do ciclo combinado considere a operação conjunta de todos os seus componentes.

Já as definições de eficiências para cada componente do ciclo combinado, especificamente para o ciclo simples, a eficiência de Primeira Lei é dada por:

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}} \quad (4.3)$$

Onde:

η_{TG} = eficiência da turbina a gás (%);

W_{TG} = potência líquida produzida pela turbina a gás;

Q_{TG} = a energia fornecida pelo combustível (PCI).

No ciclo Rankine, a definição é dada de forma similar, porém tendo como fonte de calor os gases de escape da turbina a gás.

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{ExaustaoTG} + Q_{QS}} \quad (4.4)$$

Onde:

η_{TV} = eficiência da turbina a vapor (%);

W_{TV} = potência líquida produzida pela turbina a vapor;

Q_{TG} = a energia fornecida pelo combustível (PCI) à turbina a gás;

Q_{QS} = a energia fornecida pelo combustível na caldeira de recuperação, se houver.

Como o fluxo de energia interna dos gases de exaustão da turbina a gás é uma função da eficiência da mesma, tal grandeza pode ser definida como:

$$Q_{ExaustaoTG} \cong Q_{TG} (1 - \eta_{TG}) \quad (4.5)$$

Portanto, combinando-se as equações (4.4) e (4.5), a eficiência do ciclo Rankine é uma função da energia, na forma de combustível, inserida na turbina a gás e da sua eficiência térmica:

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TG} (1 - \eta_{TG}) + Q_{QS}} \quad (4.6)$$

Considerando-se todo o ciclo combinado, nota-se que do ponto de vista termodinâmico é mais eficiente queimar combustível somente na turbina a gás. Portanto, a introdução de uma nova fonte térmica no ciclo a vapor, decorrente da queima suplementar na caldeira de recuperação, deve ser justificada somente do ponto de vista econômico onde combustíveis baratos ou, mesmo, de baixo poder calorífico (gás de coqueria, por exemplo), possam ser empregados.

Combinando-se as equações (4.4) e (4.6) na equação (4.2) temos que a eficiência do ciclo combinado, η_{CC} , pode ser expressa como uma função das eficiências da turbina a gás, η_{TG} , e da turbina a vapor, η_{TV} , na seguinte forma:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} (1 - \eta_{TG}) \quad (4.7)$$

A equação (4.7) permite mostrar a estreita relação entre os ciclos simples e a vapor quando operam de forma conjunta. Um maior aproveitamento energético na turbina a gás pode acarretar numa perda de eficiência no ciclo a vapor, pois a disponibilidade de energia contida nos gases de exaustão para a caldeira de recuperação seria menor. Exemplificando, um aumento de 30% para 35% na eficiência térmica da turbina a gás, consequentemente provoca uma queda de 30% para 27% na eficiência do ciclo a vapor.

Já Casarosa (2004), define que a eficiência máxima de um ciclo combinado somente ocorre se toda a energia química do combustível for inserida na câmara de combustão da turbina a gás:

$$\eta_{CC} = \frac{\eta_{TG} + \eta_{TV} [\eta_{HRSG} (1 - \eta_{TG}) + (r_{term} - 1)]}{rp_{term}} \quad (4.8)$$

Onde: rp_{term} é a relação entre a potência térmica total inserida no ciclo combinado pela

potência térmica inserida na turbina a gás, $\frac{Q_{term}}{Q_{term, TG}}$.

A equação (4.8) considera, portanto, que a máxima eficiência somente pode ser alcançada quando rp_{term} tender a 1.

Uma abordagem de aplicação de turbinas a gás em ciclos combinados deve considerar o desempenho da mesma em conjunto com os demais componentes. Mesmo que a máxima eficiência possa ser alcançada na turbina a gás, isto não implica que a eficiência do ciclo combinado será também a máxima.

A figura a seguir demonstra que para uma planta de potência baseada em um ciclo Brayton a eficiência é determinada pela relação de pressão; ao passo que numa planta de ciclo combinado, a eficiência passa a ser determinada pela temperatura de entrada na turbina, porém com relações de pressão menores que aquelas encontradas no ciclo Brayton.

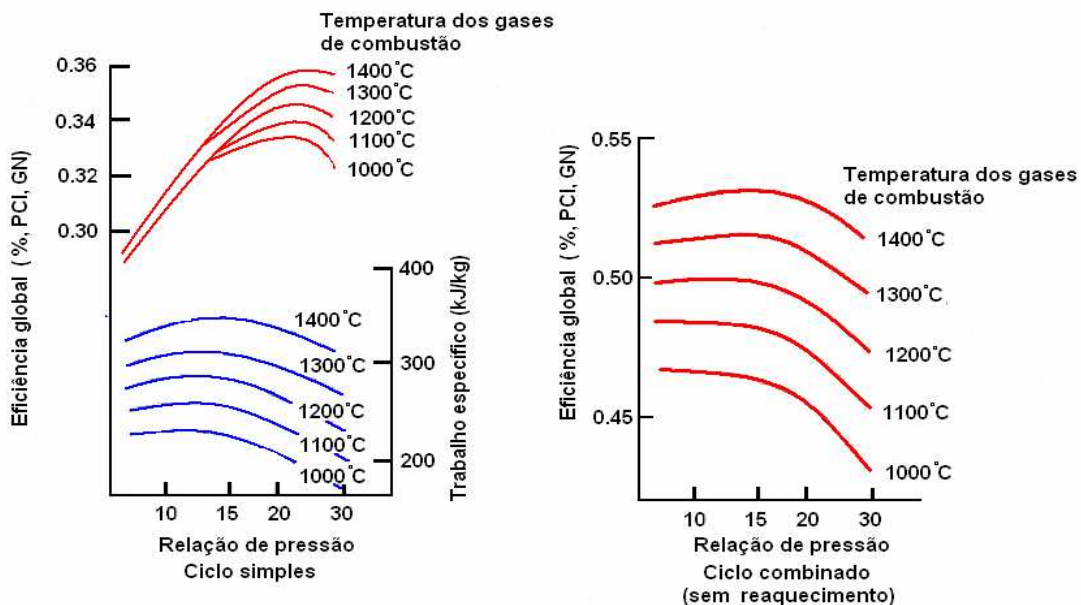


Figura 4.11-As eficiências de um ciclo Brayton e de um ciclo combinado, em função da temperatura de entrada na turbina-TET e da relação de pressão.

Fonte: Horlock, (1995).

Segundo Starr (2003), turbinas a gás operando com relações de pressões mais baixas, na configuração de ciclo simples, apresentam a vantagem de gerarem um trabalho específico maior. Caso operem em um ciclo combinado, tais turbinas a gás geram um menor volume de gases com consequente redução do porte da caldeira.

Os fabricantes de turbinas a gás industriais têm disponibilizado máquinas ao mercado com temperaturas de exaustão dos gases na faixa entre 500 e 600 °C. A tendência é elevar as relações de pressões com o correspondente aumento da temperatura dos gases de combustão.

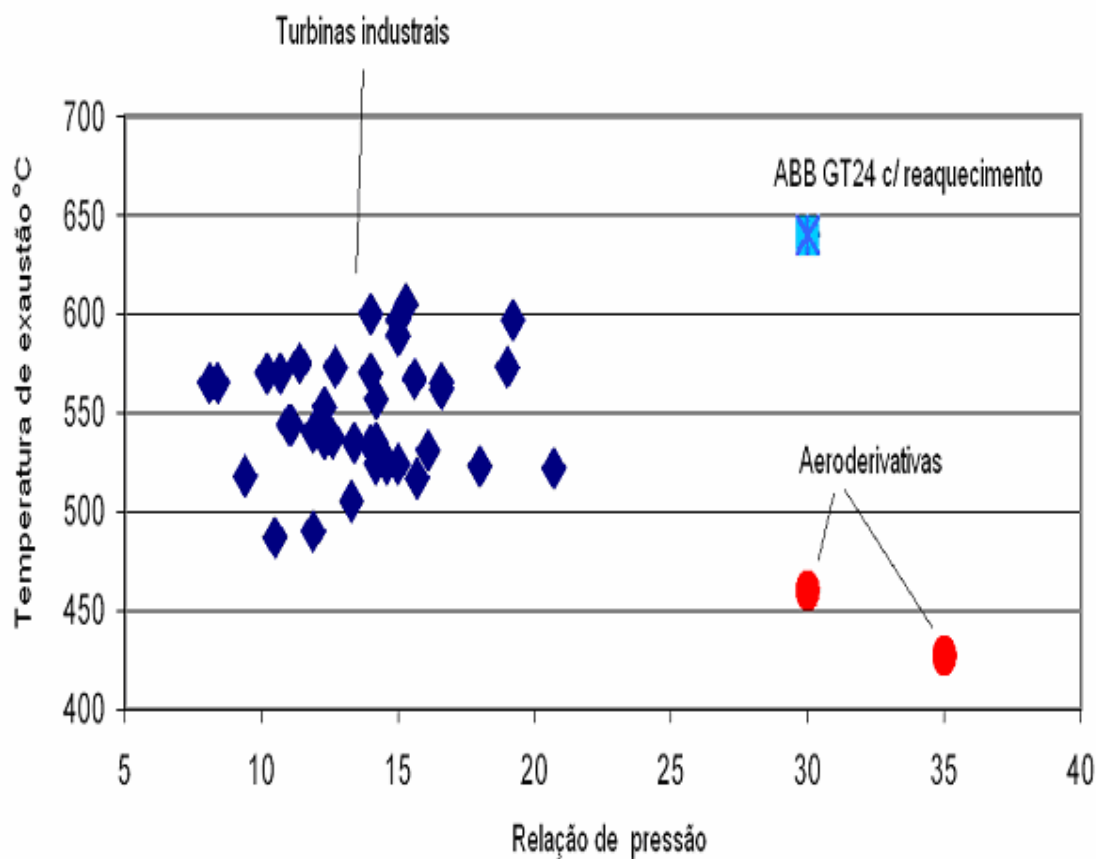


Figura 4.12-Níveis de temperatura dos gases de exaustão em função da relação de compressão de algumas turbinas a gás comerciais.
Fonte: Starr (2003).

No gráfico da figura 4.12, os dois pontos redondos e vermelhos referem-se às turbinas a gás aeroderivativas, as quais apresentam relações de pressões bem mais elevadas que os modelos industriais.

São máquinas desenvolvidas a aproveitarem ao máximo a energia do combustível, resultando em temperaturas dos gases de exaustão bem menores que aquelas encontradas nos modelos industriais. O quadrado azul representa a turbina a gás industrial ABB GT24/26, que recorre ao reaquecimento dos gases através de uma segunda câmara de combustão situada entre dois estágios de expansão: alta e baixa pressão.

Já os efeitos provocados pela temperatura dos gases de exaustão na eficiência térmica em ambos os ciclos, simples e combinado, são apresentados na figura 4.13.

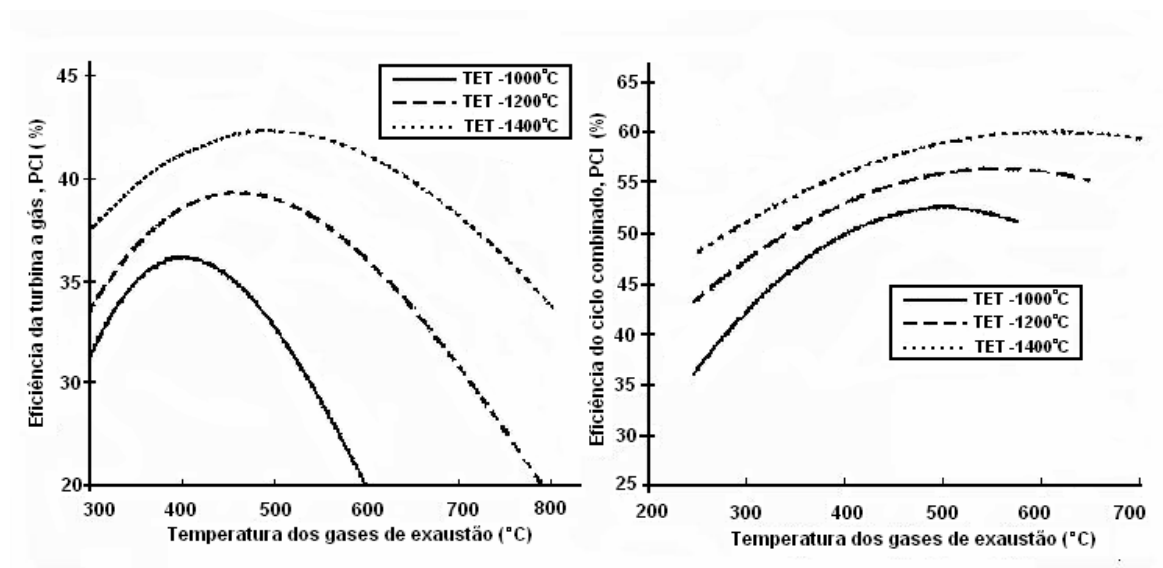


Figura 4.13 Eficiências de um ciclo simples e de um ciclo combinado, em função da TET e TST.

Fonte: Kehlhofer *et al.* (2009).

O efeito negativo provocado pela alta relação de pressão na eficiência térmica do ciclo combinado pode ser compensado se a turbina a gás for projetada para ter um reaquecimento dos gases ao longo da zona de expansão. Esta alternativa permite aumentar o trabalho específico da turbina a gás e mantém relativamente alta a temperatura dos gases de exaustão, característica que passa a ser vantajosa ao desempenho do ciclo combinado

como um todo. Embora ocorra uma perda da potência e eficiência da turbina a gás, por outro lado uma maior recuperação da energia interna dos gases irá acontecer na caldeira.

Para este caso a turbina a gás terá uma eficiência ligeiramente menor do que o ciclo Brayton operando isoladamente, considerando-se uma mesma relação de pressão, mas a eficiência do ciclo combinado será maior em razão da maior recuperação da energia interna dos gases de exaustão na caldeira. É a abordagem adotada pelo modelo GT24/26 da ABB e, segundo Starr (2003), prevê-se que tal configuração predominará na aplicação em ciclos combinados no futuro. Esta configuração apresentada pela ABB representou um marco na prática em projetar turbinas a gás com altas relações de pressão a serem aplicáveis em ciclos combinados.

Os critérios empregados para o dimensionamento dos componentes de um ciclo combinado devem ser baseados na disponibilidade oferecida pelos fabricantes. Segundo a percepção de Kehlhofer *et al.* (2009) a tendência do mercado é produzir máquinas padronizadas, com pequenas variações construtivas as quais possam ser adequadas à sua aplicação principal, quer seja no formato de ciclo simples ou no formato de ciclo combinado. Tal tendência é a exigência de um mercado mais aberto e competitivo.

4.5 A relação eficiência térmica -redução das emissões de CO₂ nos ciclos combinados

Como o ciclo combinado resulta em altas eficiências de conversão energética, consequentemente há uma relação direta entre as taxas de emissões de kg de CO₂ por kWh gerado.

A associação do gás natural, que possui uma alta relação hidrogênio/carbono na sua composição(CH₄), com as altas eficiências térmicas, torna esta alternativa uma tecnologia promissora na mitigação das emissões de CO₂ no setor de geração de eletricidade.

Outra vantagem atribuída a este combustível é a sua baixíssima concentração de enxofre que após a combustão gera níveis desprezíveis de SO₂. As reações de combustão nas câmaras das turbinas a gás ocorrem sob níveis de oxigênio bem acima da relação

estequiométrica, que dependendo do modelo da máquina por situar-se entre 10 e 15 % em volume, condição que garante níveis irrisórios de emissão de hidrocarbonetos não queimados bem como de monóxido de carbono.

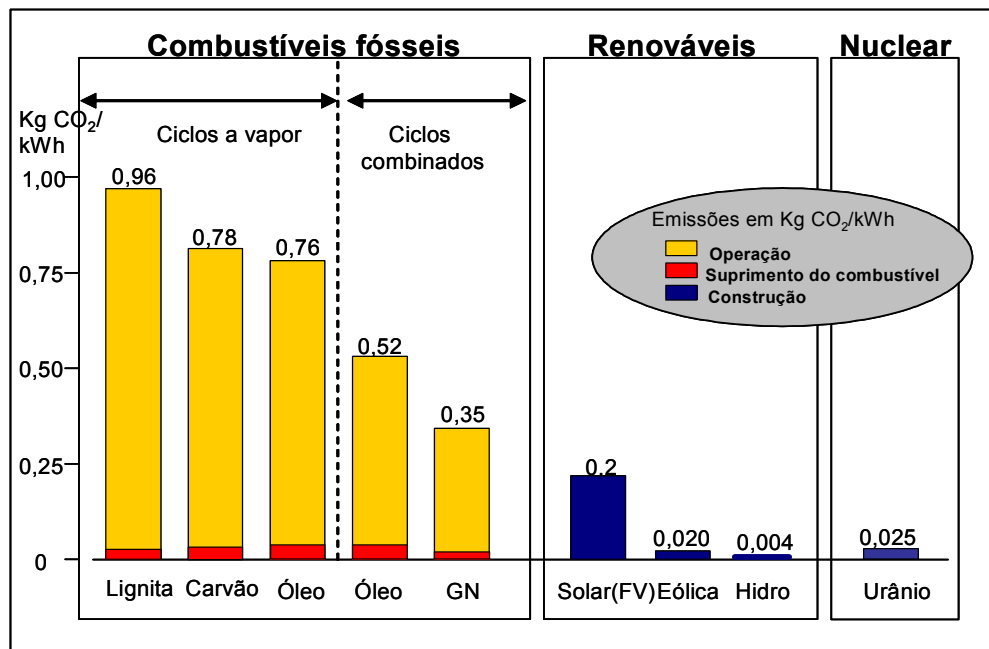


Figura 4.14-Emissões relativas de CO₂ por tecnologia de geração de eletricidade
Fonte: Adaptado de Kehlhofer *et al.* (2009).

Entretanto, os poluentes mais críticos gerados pelo processo de combustão de uma turbina a gás são os óxidos de nitrogênio - NO_x. Estes poluentes, em particular, reagem com a presença da luz solar formando uma névoa com tons amarronzados, facilmente identificada em grandes concentrações urbanas. Tais óxidos podem causar a formação de chuvas ácidas quando combinada com a umidade da atmosfera, além de provocar a redução da camada de ozônio.

Nos ciclos de potência que empregam combustíveis fósseis, algumas possibilidades, que permitam a redução das emissões de CO₂, têm sido amplamente estudadas e podem ser divididas em duas categorias:

- redução da emissão relativa kg de CO₂/kW.h em decorrência do aumento das eficiências térmicas da turbina a gás e
- a captura e estocagem do CO₂.

4.5.1 Redução da emissão de CO₂ por kWh gerado

Como as usinas termoeletricas respondem por 1/3 do total das emissões de CO₂, aumentando-se as eficiências ocorre uma consequente e efetiva redução deste poluente (World Energy Outlook, 2008). Com um forte apelo ambiental, a Mitsubishi está desenvolvendo uma turbina a gás que possa atingir 1700 °C na entrada do primeiro rotor da zona de expansão, muito acima do atual estado da arte, que é de 1550 °C. O modelo G, da própria fabricante pode atingir 1500°C, temperatura que permite uma eficiência do ciclo combinado por volta de 59 %. Operando a 1700 °C³¹, a eficiência poderá chegar a 65 %.

Supondo-se a simples evolução das temperaturas de combustão em turbinas a gás de 1400 para 1500 °C e operando com gás natural, tais características permitiriam evitar a emissão de 200 milhões de toneladas de CO₂ anuais no ano de 2030. Projetando-se a temperatura de combustão para 1700 °C, entre 500 e 700 milhões de CO₂ poderiam ter o seu lançamento evitado na atmosfera. Estes valores correspondem a uma geração térmica de eletricidade projetada, para o referido ano, de 10.000 TWh em escala global considerando-se a utilização do gás natural.

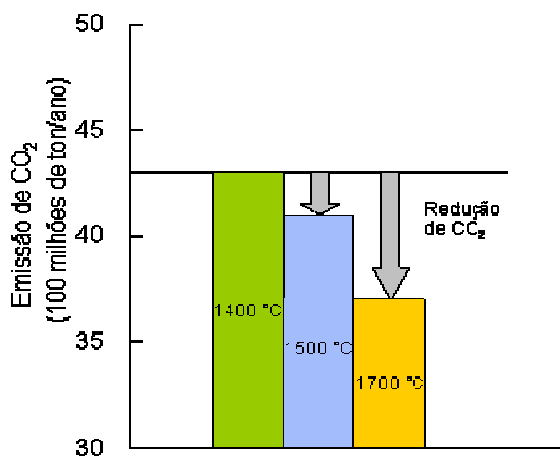


Figura 4.15-Emissões estimadas de CO₂ baseada na temperatura dos gases de combustão para ciclos combinados a gás natural. Base de geração de 10.000 TWh/ano. Ano projetado: 2030.

Fonte: Ishikawa *et al.* (2008).

³¹ Meios de controle de NO_x devem ser empregados quando na medida em que a TET se eleva. Projetos avançados de câmaras de combustão são requeridos para atender as legislações ambientais vigentes.

A evolução das temperaturas praticadas nas câmaras de combustão tem sido alcançada graças aos sistemas de resfriamento das palhetas, tanto nas partes móveis (rotor) como nas estacionárias (estator) em associação ao avanço tecnológico dos materiais que compõem estas partes críticas. Diversos fabricantes têm dado uma maior atenção à sistemas que empreguem o vapor ao invés do ar no resfriamento devido à tendência de uso das turbinas a gás em ciclos combinados (vapor oriundo da caldeira de recuperação). O resfriamento a ar das palhetas do estator é menos eficiente do que o sistema com vapor característica que pode ser atribuída ao distúrbio do escoamento provocado pela mistura de ambos os fluxos: frio e quente. Ainda, o vapor é mais eficiente em razão do seu maior calor específico e apresenta uma menor deterioração da eficiência de expansão.

Desfavorável ao uso do vapor é a criação de uma estreita relação de dependência entre a turbina a gás e o ciclo a vapor, que em alguns momentos pode restringir a operação da planta como ciclo simples.

O inconveniente do uso do vapor para tal propósito é a perda da flexibilidade operacional decorrente dos tempos de partida de toda a planta. O ciclo a vapor deve estar apto e pronto a fornecer vapor para funcionamento a plena carga da turbina a gás.

Outra variante sofisticada do resfriamento a vapor é a inclusão das palhetas do rotor, além daquelas localizadas no conjunto de estatores. Nesta configuração, o vapor circularia por labirintos localizados nas suas extremidades, com o estrito propósito de minimizar os efeitos das altas temperaturas dos gases na superfície de contato. O grande desafio seria prover uma estanqueidade segura ao sistema e equacionar o problema de descarte de vapor na atmosfera.

4.5.2 A captura e estocagem de CO₂

Por volta de 60 % do total das emissões de gases que teoricamente causam o aquecimento global, decorrem de plantas de potência, refinarias de petróleo e plantas industriais. Uma planta de geração elétrica a carvão que tenha uma potência instalada de 1.000 MW operando em tempo integral e a plena carga, emite em torno de 6.000.000 toneladas anuais de CO₂.

Em plantas modernas de ciclos combinados a gás natural por volta de 4 a 8 % do total em volume de gases emitidos é CO₂. São valores relativamente baixos devido à baixa proporção carbono/hidrogênio presente neste combustível e do excesso de ar. Em relação à aquelas acionadas a carvão, o CO₂ pode chegar a 15 %. O restante é composto por N₂ e vapor d'água.

Embora várias possibilidades de captura estão tecnicamente disponíveis, até 2010, havia somente 04 plantas operando em caráter experimental³². O projeto que merece destaque é o Weyburn-Midale, no Canadá, localizado nas imediações dos Grandes Lagos, região que detêm a maioria das plantas de potência geradas a carvão naquele país. Ainda no Canadá, o governo patrocinou em 2004 um estudo para investigar a viabilidade técnica e econômica de injeção, em caráter experimental, de 14.000 toneladas de CO₂ líquido em poços de petróleo desativados. Este montante equivale à emissão anual de uma planta de potência de 500 MW acionada a carvão (Gupta,2003).

Segundo o relatório anual emitido pela AIE – o World Energy Outlook (2008), havia em torno de 20 plantas em construção ou planejadas para avaliação experimental e espera-se que somente em 2020 esta tecnologia venha a se tornar comercialmente disponível. Os custos das instalações são extremantes altos e o objetivo principal é a definição da tecnologia mais eficiente em termos de consumo de energia e menos complexa. Em termos ambientais será um paradoxo para o setor, pois irá implicar em queimar mais

³² O relatório da AIE, 2009 menciona 04 grandes projetos em operação. Três deles utilizam o CO₂ extraído do processamento de gás natural; Sleiper e Snovit, na Noruega e Salah, Algeria. No projeto Weyburn-Midale, utiliza-se o CO₂ obtido do processo de gaseificação de carvão, para fins de obtenção de gás de síntese. Neste último, o CO₂ é injetado em um poço de petróleo em esgotamento.

Fonte: Carbon Capture and Storage 2009 report. Disponível em <http://www.iea.org>.

combustível por unidade de energia convencionalmente produzida, reduzindo drasticamente as eficiências dos ciclos térmicos.

4.5.2.1 Tecnologias de captura do CO₂: pré-combustão, *oxyfuel* e pós-combustão.

A ideia de capturar o CO₂ dos gases de combustão de plantas de potência não esteve originalmente relacionada às preocupações ambientais. Entretanto, tal ideia ganhou atenção especial quando se tornou um método efetivo na extensão da vida econômica de poços que venham a apresentar pouca mobilidade do petróleo na sua fase de esgotamento, método, este, configurado pela injeção de CO₂ dentro dos reservatórios. Também pode ser um método viável para elevar a capacidade de extração mesmo durante o auge da capacidade produtiva do poço. Esta técnica ficou conhecida como aumento da recuperação de petróleo- EOR, em inglês.

A captura de CO₂ já é uma tecnologia madura desde o final da década de 70 e tem sido empregada principalmente no processo de estratificação do gás natural que, em alguns casos, pode apresentar até 20 % na sua composição.

Atualmente, todas as plantas comerciais que possuem processos de captura de CO₂ são baseadas em absorção química. O fluxo de gases de combustão entra em contato com estes solventes e com a afinidade química absorve o CO₂, o qual posteriormente é separado por processos de regeneração.

Sendo um processo consumidor intensivo de energia, pode provocar uma redução da geração líquida de potência das usinas termoeletricas. Como exemplo, uma planta de potência de 500 MW pode ter sua capacidade reduzida em até 100 MW, montante que representa uma penalidade energética de 20 % (Kane,2001).

A questão chave para os projetos em andamento é evitar o contato do carbono com o nitrogênio na combustão ou produzir correntes de gases de combustão com alta percentagem de CO₂ na sua composição.

Basicamente as tecnologias de captura de CO₂ podem ser divididas em três categorias:

Captura pós - combustão

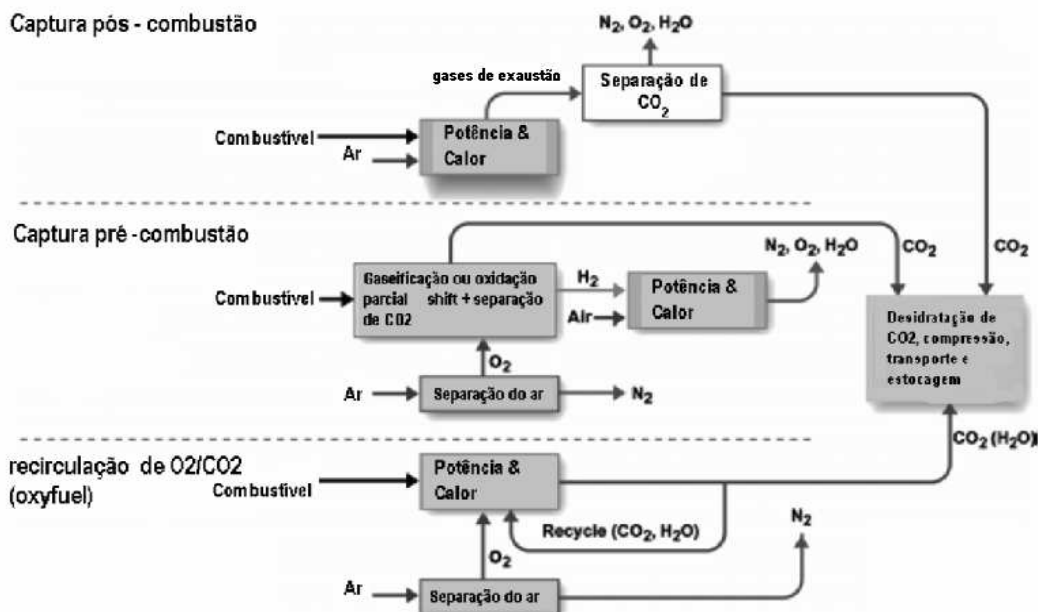


Figura 4.16- Formas e caminhos de captura de CO₂ em diversos processos de conversão de energia.

Fonte: Modificado de Jordal *et al.* (2003).

Na pré-combustão, o processo de captura se baseia em descarbonizar o combustível antes da sua combustão. Neste caso, através de gaseificação (oxigênio ou ar controlado) ou, ainda, da reforma a vapor, o combustível é separado em duas correntes: monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (gás combustível). A concentração de CO₂ gerado neste caso é maior do que em um processo convencional e pode situar-se entre 25 e 40 %.

Processos onde a captura na pré-combustão pode ser empregada incluem, basicamente, os ciclos IGCC – sigla em inglês de ciclos combinados de gaseificação integrada. Neste ciclo, conceitualmente, emprega-se combustíveis pouco nobres e que possam ser gaseificados: carvão, óleo residual ou coque de petróleo. Para este caso (captura na pré-combustão) não há ainda um nível de confiabilidade comprovada para longos períodos de operação. O subproduto hidrogênio, gerado na separação do oxigênio, poderia ser utilizado no acionamento de turbinas a gás como já é feito em refinarias.

Já na pós-combustão, ou também chamado de tratamento posterior, incluem-se as caldeiras e os processos de aquecimento. Em ambos, os combustíveis fósseis são

queimados com excesso de ar na forma convencional e resulta em um fluxo de gases com concentrações baixas de CO₂ (de 12 a até 15 % em volume para carvão e de 4 a 8 % para o gás natural). O CO₂ contido nestes gases pode ser capturado em uma variedade de processos e técnicas, entre eles, a absorção por aminas, separação por membrana e criogenia.

Há, ainda, uma variante do processo de captura posterior – o *oxyfuel*, que se apresenta como uma alternativa interessante em termos de viabilidade econômica às tecnologias de absorção comumente empregadas, pois utiliza o oxigênio puro ao invés de ar. Se o nitrogênio é removido do processo, o fluxo de gases de combustão irá conter uma concentração muito maior de CO₂, que implica numa redução dos custos de captura. Além do mais, as emissões de NO_x e SO₂ são significativamente reduzidas no processo *oxyfuel*. Apresenta grande interesse tecnológico mesmo com o custo elevado de separação do oxigênio do ar por meio da criogenia. (Rowshangohar, 2005)

Bolland *et al.*(2005) apresentam uma comparação de nove conceitos de captura de CO₂ destacando entre eles, o *oxyfuel* em um ciclo combinado. O ciclo consiste em queimar o gás natural com o oxigênio puro e pressurizado numa câmara de combustão, onde os gases quentes se misturam com o CO₂ circulante, conforme visualizado na figura 4.17. Aproximadamente 90 % seria recirculado e o restante comprimido para transporte em dutos e posterior estocagem em reservatórios subterrâneos.

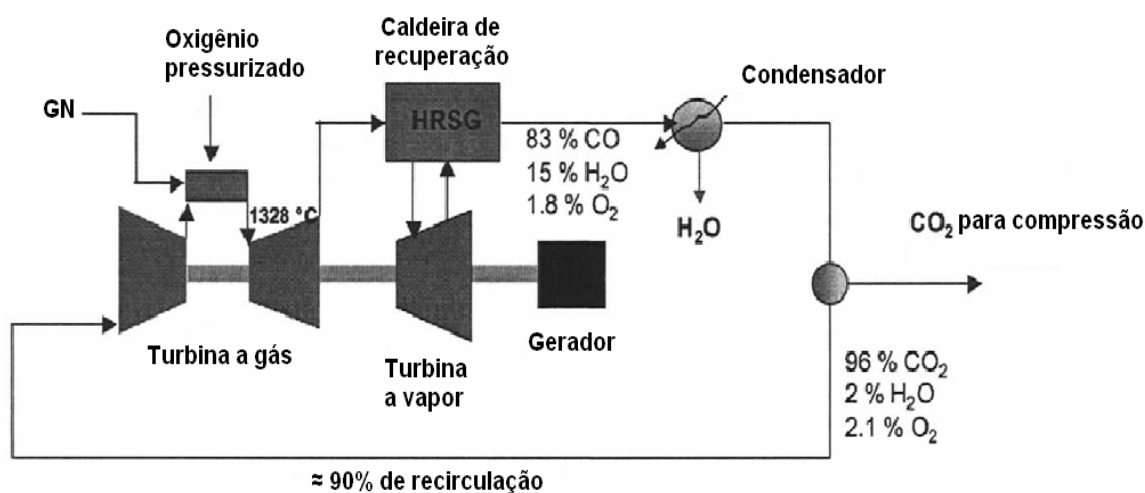


Figura 4.17 - O ciclo combinado baseado no *oxyfuel* tendo o CO₂ como fluido de trabalho.
Fonte: Bolland *et al.* (2005).

Gabrielli (2005) também cita esta variante tecnológica de captura de CO₂ como Conceitos de Plantas de Ciclos Combinados com Emissão Zero e Circuito Químico, pois destaca a característica de captura e uso o gás carbônico como fluido de trabalho.

Resumidamente, os ciclos baseados no conceito *oxyfuel* apresentam perdas significativas nas eficiências devido a enorme quantidade de energia requerida no processo de criogenia, a qual é utilizada na separação do oxigênio do ar. Por volta de 8 pontos percentuais são subtraídos da eficiência da planta em razão da potência consumida por uma unidade de separação de O₂. Bolland *et al.* (2005), que possuem uma extensa publicação nos meios acadêmicos dedicados à captura de CO₂, concluem que a diversidade de opções em estudos apresenta grande dificuldade para efeitos comparativos devido a enorme complexidade agregada e a pequena maturidade tecnológica.

Gabrielli (2005) cita tal penalidade referente ao consumo de energia destinada à produção de O₂ para a pré-combustão, mas uma análise do cenário tecnológico aponta que membranas de transporte de íons pode ser uma opção mais promissora para prover atratividade econômica ao sistema *oxyfuel*.

Quanto aos custos da eletricidade gerada, estimativas indicam um acréscimo entre 35 e 55%, em decorrência dos processos de captura na pré-combustão, e entre 35 e 70 % quando ocorrer a captura no processo pós-combustão.

O interesse maior das estratégias de emissões zero de processos de combustão que venham a queimar combustíveis fósseis é capturar o CO₂ de maneira econômica, transportá-lo com segurança e, ainda, evitar agregar emissões indiretas e adicionais ao processo em si.

A inclusão deste novo processo nas plantas de potência irá criar novas perspectivas ao modelo de negócio existente, onde, além do preço do combustível, haverá a consideração entre a concentração de CO₂ nos fluxos de gases de combustão e o custo de sua captura. Tal consideração apresenta uma relação inversa entre ambos: fontes com altas concentrações de CO₂ são, e serão de longe, os processos candidatos a predominarem neste novo contexto.

A partir de agora os modelos econômicos devem comparar também os diversos ciclos de potência e os impactos financeiros no preço da energia elétrica decorrente da introdução

de novos processos relativos à captura, transporte e estocagem do CO₂.

Uma análise comparativa deve ocorrer entre uma planta “referência” e aquela “com captura”, independentes entre si, mas em bases operacionais iguais, tanto no porte como no tipo de combustível.

Em termos de análise econômica, além das três variáveis de entrada consideradas em uma planta de referência: custo de capital (investimento/kW instalado); custos de operação e manutenção (custo/kWh) e a taxa de calor em kJ/kWh; aparecem, agora, as variáveis pertinentes ao processo de captura:

- custo incremental de capital, devido às instalações de captura, em custo/kg/h de CO₂ processado;
- custo incremental da eletricidade de operação e manutenção das instalações de captura, em custo monetário/kg de CO₂ processado e, finalmente,
- a energia necessária para mover o processo de captura, em kWh/kg de CO₂ processado.

Mesmo com tais incrementos nos custos de geração associados à captura, transporte e estocagem do CO₂, estimativas preliminares indicam que o preço da eletricidade gerada será ainda competitivo se comparado a outras fontes, até mesmo as renováveis.

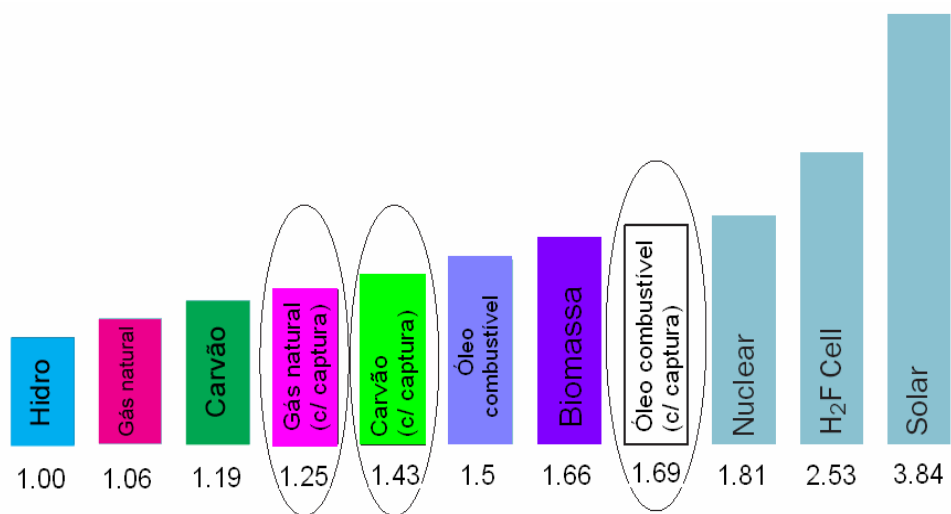


Figura 4.18-Referencial de custos de geração para diversas tecnologias - com e sem captura de CO₂ projetados para o ano 2020, nos EUA. Base de referência: geração hidráulica.

Fonte: adaptado da página da **Agência Internacional de Energia**, 2002.
<http://www.iea.org>

4.6 Perspectivas de integração de gaseificadores aos ciclos combinados

4.6.1 Ciclos combinados integrados a gaseificadores de carvão

O conceito de gaseificação abre a tecnologia do ciclo combinado ao uso de combustíveis considerados ambientalmente “sujos”, tais como o carvão, o coque de refinaria e outros resíduos originados do refinamento do petróleo. A grande disponibilidade do carvão mineral nos países desenvolvidos e na China, ainda permite a exploração em grande escala deste insumo.

Gaseificam-se tais combustíveis para, posteriormente, através de processos de purificação, serem empregados no acionamento de turbinas a gás. A gaseificação consiste em um processo de oxidação parcial que converte qualquer matéria prima carbonácea, inclusive a biomassa, em produtos combustíveis gasosos. O gás gerado passa a ser chamado de gás de síntese e consiste basicamente de CO e H₂, além de uma grande quantidade de N₂ caso seja usado o ar atmosférico no processo de oxidação.

Este gás, após ser submetido a um processo de limpeza, onde se remove o alcatrão, cinzas e compostos sulfurosos, é comprimido a uma pressão requerida para sua injeção na câmara de combustão de uma turbina a gás.

O ciclo IGCC apresenta uma redução significativa da relação de kg CO₂/kWh em comparação ao ciclo a vapor, que utilize o mesmo combustível. Tal redução é consequência direta de eficiências térmicas maiores.

A desvantagem deste ciclo é seu alto investimento inicial por kW instalado e a sua viabilidade econômica somente ocorre em plantas de grande potência, onde o ganho de escala se faz presente.

Em maio de 2010, a concessionária pública de energia Mississippi Power Co. decidiu implementar, após um longo processo de avaliação pelas autoridades governamentais dos EUA, uma planta de IGCC com 582 MW de potência ao custo estimado de US\$ 3,2 bilhões. Este investimento representará um custo relativo de US\$ 5,500/kW instalado e contemplará a captura de mais de 50 % do CO₂ gerado pela planta, montante que equivale

à emissão de uma planta de mesmo porte que venha a utilizar o gás natural como combustível. Sua operação inicial é esperada para meados de 2014. (Gnutek, 2010)

A gaseificação do carvão, para fins de aplicação em geração de eletricidade, embora represente uma nova fronteira tecnológica, ainda possui poucas unidades em operação, conforme mostrado na Tabela 4.1. A baixa confiabilidade, o custo de instalação, bem como da sua baixa flexibilidade operacional³³, tornam os investidores céticos em relação em relação a esta tecnologia.

Tabela 4.2-Plantas comerciais em operação baseadas no ciclo IGCC.

Projeto-local- País	Ano	Potência (MW)	Combustível	Eficiência (%)
Nuon (Demkolec) – Holanda	1994	250	carvão/biomassa	43
Wabash (Global/Cinergy) – USA	1995	260	carvão/coque	39
Tampa Electric Company – USA	1996	250	coque de petróleo	41
Frontier Oil, Kansas – USA	1996	45	coque de petróleo	nd
SUV – Republica Checa	1996	350	carvão lignita	44
Schwarze Pumpe – Alemanha	1996	40	carvão lignita	nd
Shell Pernis – Holanda	1997	120	alcatrão	nd
Puertollano – Espanha	1998	320	carvão/coque	42
ISAB: ERG/Mission – Italia	2000	510	asfalto	nd
Sarlux: Saras/Enron – Italia	2001	545	alcatrão	nd
Exxon Chemical – Singapura	2001	160	alcatrão de etileno	nd
API Energia – Italia	2001	280	alcatrão	nd
Motiva LLC – Delaware, USA	2002	160	coque de petróleo	nd
Nippon Refining – Japão	2003	342	asfalto	nd

Fonte: disponível em <http://www.doe.gov>

No seu relatório de avaliação de mitigação das emissões de CO₂ de plantas de geração de eletricidade, a AIE publicou a projeção da entrada em operação de todos os projetos em andamento, sendo que do total de 18 projetos em construção, 11 são baseados nos ciclos IGCC com a captura do CO₂ na fase de gaseificação do carvão.

³³ A baixa flexibilidade operacional deve-se ao tempo de partida exigido para operar a planta a plena carga, contrário ao ciclo baseado a gás natural, que pode atender os picos de demanda com partidas relativamente rápidas.

Tabela 4.3-Identificação de plantas projetadas e em construção baseadas no ciclo IGCC com captura de CO₂.

Projeto-local- País	Ano previsto para operação	Potência (MW)	Combustível	Custo estimado US\$ milhões
Powerfuel/Hatfield -RU	2010	900	carvão	nd
BP DF2 Carson USA	2011	500	coque de petróleo	1.000
E.ON, Killingholme -RU	2011	450	carvão	1.500
Futuregen-USA	2011	275	carvão	1.000
Nuon/Eemshaven-Holanda	2011	1200	carvão/biomassa/GN	nd
Siemens/Alemanha	2011	1000	carvão	1.700
Centrica /Progressive Energy-RU	2012	800	coque de petróleo	1.500
Stanwell/Queensland-Austrália	2012	100	carvão	nd
RWE- Alemanha	2014	450	carvão	1.200
China Huaneng-China	2015	100	carvão	nd
GE/Polish Utility -Polonia	nd	1000	carvão	nd

Fonte: Adaptado de Global Assessment Workshop Report –AIE 2007.

Não há grandes diferenças construtivas entre o ciclo combinado convencional e o IGCC. Na turbina a gás há a necessidade de ajustes de vazão de ar no compressor dada à necessidade em adequar as condições de combustão e expansão a um gás combustível com altas relações de nitrogênio em sua composição. Nos demais componentes, caldeira de recuperação e turbina a vapor, as características construtivas permanecem inalteradas. Tal tecnologia se apresenta viável economicamente somente em altas potências e a eficiência é determinante na definição dos parâmetros da caldeira. Para esta tecnologia é dada a preferência na geração de vapor com três níveis de pressão.

Dentre as modificações necessárias, Kehlhofer *et al.* (2009) citam que as câmaras de combustão precisam ser adequadas a minimizar a formação de NO_x, bem como reduzir a instabilidade da chama provocada pela combustão do hidrogênio, que participa com até 30 % da composição volumétrica do gás de síntese. O gás de síntese deve ser diluído com nitrogênio e aquecido para, posteriormente ser umidificado, em torno de 10%. Modificações no compressor também são requeridas para evitar a operação próxima da linha de *surge*, por exemplo, a sangria do ar no ultimo estágio. Uma outra opção é modular as guias dos sistemas de controle de vazão de ar (IGVs) na entrada do compressor.

4.6.2 Ciclos combinados integrados a gaseificadores de biomassa

De forma similar ao ciclo IGCC, grandes esforços acadêmicos tem sido empregados no desenvolvimento dos ciclos combinados que possam agregar gaseificadores de biomassa – o ciclo BIG-GT, em inglês. Apresenta boas perspectivas pois tem potencial para elevar substancialmente a eficiência de conversão energética da biomassa em eletricidade quando comparada aos ciclos a vapor atualmente em operação.

Estudos relacionados à tecnologia BIG-GT têm sido freqüentes em todo o mundo e inúmeros projetos de gaseificadores já foram testados em diversas escalas. Entretanto, somente uma unidade de gaseificação veio a operar de forma integrada a uma turbina a gás, e por curto período de tempo (3600 horas). Esta unidade operou em 1995, em Varnamo, na Suécia, gerando potência elétrica de 6 MW e 9 MW de potência térmica destinada ao aquecimento distrital (CHP) (Consonni,1996).

Porém, foi descomissionada em 2000 por não conseguir rentabilidade suficiente para cobrir os custos.(Walter,2007).

No Brasil, durante a década de 90, vários projetos foram previstos para demonstrar e avaliar a gaseificação de resíduos de madeira patrocinados pela CHESF e Shell, porém nenhum projeto se concretizou segundo avaliação na literatura.

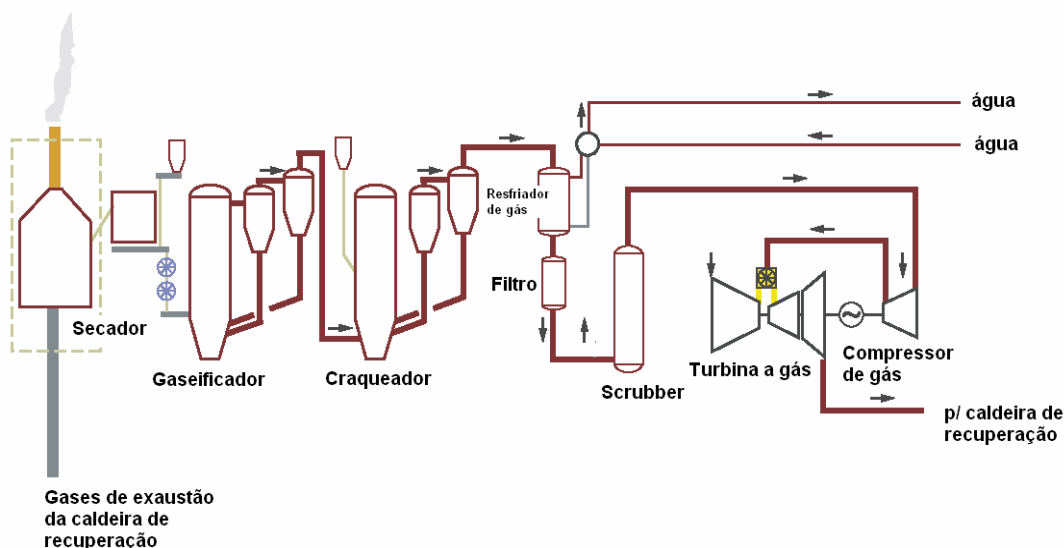


Figura 4.19- Fluxograma básico de um sistema de gaseificação de biomassa.

A biomassa em geral é mais reativa do que o carvão mineral, o que permite maiores eficiências e temperaturas menores no processo de gaseificação.

A seu favor, a biomassa possui uma pequena ou nenhuma quantidade de enxofre, característica oposta encontrada nos processos de gaseificação do carvão, onde este contaminante gera grandes obstáculos a sua remoção em razão da operação em temperaturas bem maiores que aquelas encontradas em gaseificadores de biomassa. Resumidamente, segundo o diagrama da figura 4.19, o processo de gaseificação da biomassa passa pela adequação do tamanho da partícula, pré-secagem, seguida da gaseificação, resfriamento e limpeza final do gás de síntese. Após, deve ser comprimido até o nível de pressão determinado pela relação de pressão da turbina a gás, de tal forma que possa ser injetado na câmara de combustão.

O gás de síntese obtido da gaseificação da biomassa é classificado como de baixo poder calorífico, algo em torno de $5 - 6 \text{ MJ/Nm}^3$, contra $35-40 \text{ MJ/Nm}^3$ do gás natural.

Estudos investigativos iniciais indicavam que os ciclos BIG/GT, baseados na gaseificação do bagaço de cana, teriam restrições de porte e de capacidade em razão do alto custo relativo de transporte da matéria prima (baixa densidade volumétrica e energética³⁴). (Larson,1996)

Em termos operacionais, Consonni (1996) cita que há três questões a serem consideradas na avaliação do uso do gás de síntese em uma turbina a gás aeroderivativa:

- a estabilidade de chama;
- a magnitude da perda de pressão no sistema de injeção e,
- o limite do fluxo mássico de ar e gases ao longo de toda a turbina.

³⁴ Uma eventual planta de geração baseada no ciclo BIG –GT e destinada a consumir bagaço de cana, deverá absorver o próprio resíduo gerado no processo de fabricação do açúcar e do etanol, se houver, bem como daqueles provenientes da colheita nas suas imediações. A potência definida para o estudo baseou-se na disponibilidade dos resíduos encontrados em uma planta típica de produção de açúcar e etanol: em torno de 1.300.000 toneladas/ano de cana processada. Hassuani *et al.* (2005). Segundo Larson (1996), os estudos preliminares desenvolvidos indicavam plantas com escalas modestas, na faixa abaixo de 100 MW devido à natureza das fontes de suprimento de resíduos serem muito dispersas.

A primeira questão refere-se ao enorme volume de gás³⁵ de síntese necessário para prover a energia equivalente ao combustível convencional. Quanto às turbinas a gás industriais, gases combustíveis de baixo poder calorífico tem sido utilizados desde a década de 50, período em que a Brown Boveri desenvolveu a tecnologia na câmara de combustão adequada a queimar gases provenientes de fornos siderúrgicos (PCI em torno de 3 a 4 MJ/Nm³). Porém, não há experiência em operação com modelos aeroderivativos, salvo estudos de desempenho de câmaras de combustão desenvolvidos pela GE, especificamente os modelos LM 500 e LM 2500 PH (Neilson,1998).

Já a segunda questão refere-se ao impacto que a perda de pressão associada à injeção de um enorme volume de combustível pode provocar na eficiência. Algumas pequenas modificações nas câmaras de combustão seriam necessárias nos modelos aeroderivativos a acomodar tal incremento de volume de gases.

E a terceira questão relata o aumento expressivo da vazão mássica de gases de combustão ao longo da turbina. Pressupõe-se que a maioria das turbinas a gás opera em condições de *choking* e o aumento da vazão de gases de exaustão somente poderia ocorrer se houver um aumento da relação de pressão. Outra forma de controlar a vazão de gases de combustão seria uma redução compulsória da vazão do gás combustível, com consequências negativas à eficiência da turbina a gás.

É importante lembrar que o aumento da pressão na entrada da turbina pode mover o ponto de operação do compressor para uma região de instabilidade rotacional (*stall*³⁶) e a solução seria “sangrar” o ar no último estágio de compressão (esta sangria pode alimentar o processo de fluidização do gaseificador). Algumas imposições são relatadas, ainda por Consonni (1996), na modelagem operacional da turbina LM 2500, que para se atingir a temperatura de entrada na turbina de 1232 °C com gás de síntese, certamente o compressor passaria a operar nas proximidades da zona de perda de sustentação (*stall*) e

³⁵ Um gás de síntese típico oriundo de gaseificadores de biomassa apresenta elevado teor de nitrogênio decorrente do insulflamento de ar. A composição média de um gás de síntese obtido através da gaseificação de bagaço de cana peletizado em leito fluidizado pode apresentar os seguintes percentuais em volume: H₂ = 14.8%; CO=18.1%; CO₂=13.8%; CH₄=3.2%; C₂H₄=0.7 e N₂=49% (Hassuani *et al.*,2005)

³⁶ Instabilidade rotacional do compressor, ou *rotating stall*, segundo Walsh (2004), decorre quando o fluxo de ar se separa da superfície de sucção em razão do aumento da relação de pressão. Esta instabilidade se propaga na forma de onda principalmente na direção radial do fluxo de ar ao longo compressor em geral em rotações próximas de 50 % da condição de projeto.

inaceitáveis condições de instabilidade da chama estariam presentes. Assim, uma alternativa para este modelo seria uma redução da TET para 1100 °C - processo que é conhecido como *derating*, e aumentar a relação de pressão de 18.8 para 19.3.

A composição química dos gases provenientes de gaseificadores de biomassa também deve ser analisada, pois afeta diretamente a estabilidade da chama na câmara de combustão. Dentre os principais componentes: CO e CH₄, com percentuais volumétricos de 20% e 2.5 %, respectivamente, ambos favorecem a estabilidade da chama, mas, em contrapartida, uma alta percentagem de H₂ pode apresentar o risco do “engolimento” da mesma em câmaras de combustão especialmente projetadas a emitir baixos teores de NO_x (*dry-low* NO_x). Este conceito de câmara de combustão permite o teto máximo de 5% de H₂ na sua composição.

Comparando-se os dois tipos de turbinas a gás: aeroderivativa e industrial, a primeira tem ligeira vantagem dada a sua maior eficiência em escalas menores, além de possibilitar uma margem de operação mais ampla sem que ocorra a perda de sustentação do compressor, decorrente da instabilidade ou oscilação de fluxo do ar na direção axial. Por outro lado, o modelo industrial pode apresentar uma melhor tolerância aos desvios significativos das condições de operação em relação àquelas de projeto, todavia em detrimento da eficiência.

Um trabalho voltado exclusivamente a analisar possíveis estratégias de operação de turbinas a gás com gases de baixo poder calorífico operando em um ciclo combinado é apresentado por Rodrigues *et al.*(2007). Do ponto de vista do desempenho da planta, grandes penalidades são discutidas em função das possíveis estratégias de operação das turbinas. A redução da temperatura dos gases de combustão – *derating*, é apresentada como a pior estratégia para o ciclo combinado como um todo, pois implica numa redução da potência entre 20 e 30 %. Segundo os autores, a melhor estratégia seria redimensionar a geometria do expensor da turbina, ou *retrofitting*, para acomodar uma maior vazão de gases sem interferir na operação do compressor.

O potencial de uso de gases de baixo poder calorífico é grande face a disponibilidade do bagaço de cana no setor sucroenergético, porém há de se buscar tecnologias que

possibilitem uma redução dos investimentos envolvidos no processo de gaseificação, imprescindível a tornar o ciclo BIG/GT competitivo face o mercado de eletricidade atual.

Questões técnicas, tais como o processo de limpeza do gás, deverão ser testadas para efeitos de demonstração em longos períodos de operação. Mas, somente demonstrar a tecnologia não será suficiente para atrair investidores para este novo conceito, pois os custos envolvidos são altos e as estimativas de eficiências são apresentados na literatura com grande variação, o que gera incertezas. Encontram-se valores desde US\$ 1,100 a US\$ 2,370 por kW instalado e eficiências térmicas entre 30 e 45 % , segundo Consonni (1996).

Já Rhodes (2005) define em US\$ 1.250 o custo do kW instalado e em torno de US\$ 59,00/ MWh da eletricidade gerada, baseada numa planta de 149 MW de potência elétrica. O trabalho apresentado por Hassuani *et al.* (2005) considera o custo da instalação de uma planta de 36 MW em US 76,12 milhões,o que representa um custo relativo de US 2,110 o kW instalado. Já o custo do MW. h gerado pode variar em função do porte, mas o estudo deste autor indica em torno de US\$ 55.00.

Walter (2007) sugere que o uso de gás de síntese em conjunto com o gás natural pode ser uma solução viável para romper as barreiras impostas decorrentes da adaptação e operação das turbinas a gás. Este conceito, queima em conjunto gás natural-gás de síntese, seria uma forma segura de aumentar o conhecimento tecnológico em longos períodos de operação e reduzir os riscos dos investimentos envolvidos no sistema de gaseificação em pequena escala. Na medida em que o conhecimento tecnológico fosse desenvolvido e dependendo do custo do gás natural e da biomassa envolvida, um ciclo BIG/GT puro poderia alcançar um razoável nível de viabilidade em relação às outras opções de geração de eletricidade.

5 MODELAGEM DE OPERAÇÃO NAS CONDIÇÕES “FORA DE PROJETO”

5.1 Introdução

A forma como as plantas de potência baseadas nos ciclos combinados respondem às mudanças externas, às condições ambientais e às variações de demanda é de grande importância para avaliar a viabilidade técnica e econômica, pois é nesta condição que o ciclo opera na maior parte do tempo.

O comportamento da operação de plantas de ciclo combinado difere entre si e depende estritamente dos parâmetros estabelecidos no momento da definição das condições de projeto. Avaliar o perfil de operação predominante é importante para fins de determinação da disponibilidade de potência e da viabilidade econômica da planta.

Como no ciclo combinado os componentes possuem uma estreita interação termodinâmica entre si, entender como a turbina a gás irá responder as variações ambientais e de carga é de suma importância. A variação de um único parâmetro operacional neste componente interfere diretamente no desempenho do ciclo como um todo, sendo, assim, é mais efetivo medir os seus valores globais do que dos componentes de forma individual. A máxima eficiência obtida na turbina a gás não necessariamente irá configurar-se na máxima eficiência do ciclo como um todo.

Os parâmetros operacionais considerados nas correções do desempenho do ciclo combinado são:

- a carga de potência da planta;
- a temperatura ambiente;
- a pressão atmosférica;
- a umidade relativa do ar;
- a temperatura da água de resfriamento, caso se adote o resfriamento direto(água de rio ou oceano) e

- o tipo de combustível e a qualidade do mesmo.

Outros fatores podem contribuir para afetar as condições de operação, definidas no projeto referência:

- frequência da energia elétrica;
- fator de potência e
- extração de vapor do ciclo a vapor, se a planta configurar uma planta de cogeração.

A modelagem do ciclo combinado neste trabalho consiste em três sub-rotinas as quais representam os três principais componentes: a turbina a gás, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor. Todos serão analisados conjuntamente em uma completa interação, pois a variação de um único parâmetro na turbina a gás provoca significativas alterações nos demais. Assim, as sub-rotinas configuram um modelo único de solução.

O desenvolvimento da modelagem computacional de todo o conjunto baseia-se em um sistema de equações algébricas não lineares, as quais representam os parâmetros e as relações termodinâmicas de cada componente. A ferramenta adotada, o *Engineering Equation Solver –EES[®]*, resolve o sistema de equações algébricas com a grande vantagem de apresentar uma biblioteca de funções para cálculos das propriedades termofísicas de cada variável. Segundo Klein (2000), a sua dinâmica operacional automaticamente identifica e agrupa as equações, o que permite a solução do sistema de forma simultânea. Esta é uma característica que o difere dos demais programas de solução de equações numéricas.

A convergência da solução para o conjunto de equações é baseada nas estimativas de intervalos das variáveis não conhecidas e são definidas pelo próprio usuário. Portanto, a lógica empregada define uma relação direta entre as variáveis através da redução do seu grau de liberdade.

O EES[®] usa uma variante do método de Newton para resolver o sistema de equações e emprega a matriz Jacobiana para avaliar numericamente cada iteração. A eficiência do método de solução e as propriedades de convergência são refinadas usando-

se a técnica Tarjan, a qual desmembra o problema em pequenos blocos, considerados como subsistemas.

5.2 A descrição do ciclo combinado a ser analisado

O desenvolvimento do sistema de equações que compõe a simulação foi baseado em uma turbina a gás de eixo único, modelo V84.3 A, comercialmente denominado de SGT6 4000F- Siemens. Vários autores têm publicado artigos que contemplam esta turbina em razão da disponibilidade de dados de seu desempenho fora das condições de projeto. Trata-se de uma turbina a gás industrial de porte médio/grande que vem sendo largamente utilizada em ciclos combinados desde a década de 80, quando foi introduzido o modelo V64.3, de 60 MW. O modelo V84.3A decorre basicamente do aumento da escala da V64.3.

Na caldeira de recuperação foi adotado um nível de pressão somente. Segundo Kehlhofer *et al.* (2009) é uma configuração que deve ser avaliada quanto ao seu investimento em relação às demais configurações dada a tendência de elevação das temperaturas dos gases de exaustão das turbinas, características que podem diminuir as vantagens econômicas dos modelos com múltiplos níveis de pressão. Desta forma, a turbina a vapor possui esta mesma configuração, sem reaquecimento obviamente. Não há qualquer ponto de extração de vapor na turbina e todo o vapor de escape é condensado em um condensador à vácuo, com pressão variável segundo as condições atmosféricas.

O esquema do ciclo combinado a ser analisado é demonstrado a seguir:

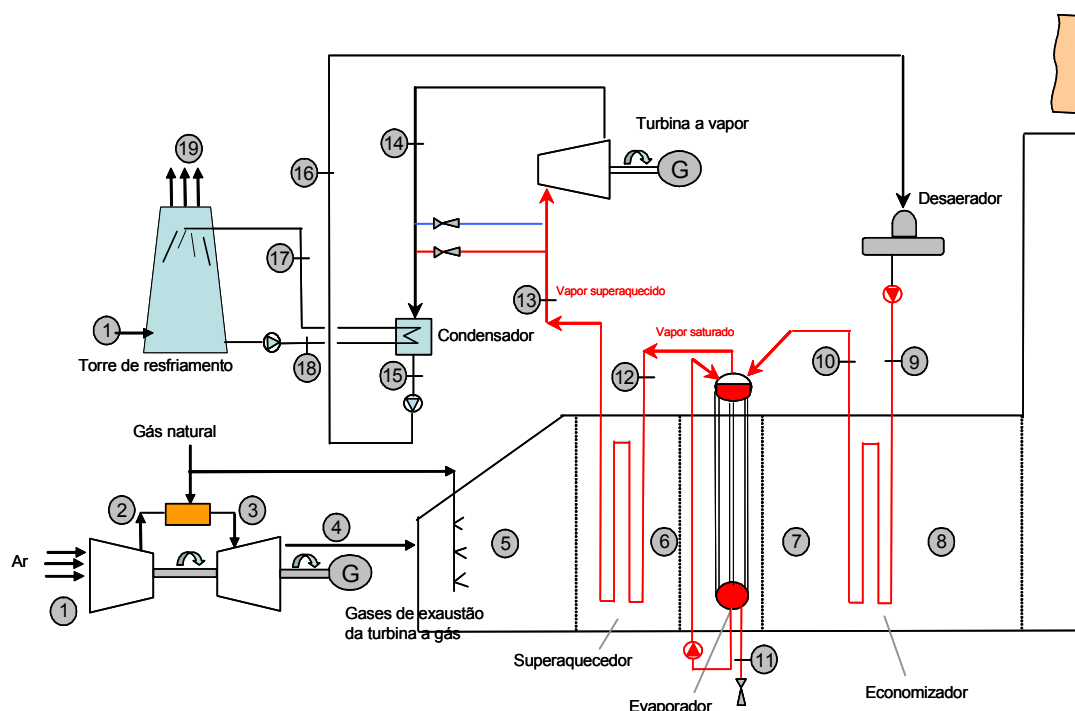


Figura 5.1-Fluxograma do ciclo combinado a ser analisado com os principais pontos identificados.

A água que circula pelo condensador é resfriada em uma torre de resfriamento aberta, configuração na qual permite analisar o impacto que a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar exercem sobre a potência líquida da turbina a vapor.

Todas as sub-rotinas de modelagem apresentam as equações que definem as condições de projeto bem como aquelas que representam as condições fora de projeto. Fatores de correção são inseridos para determinar as novas condições de operação.

Resumidamente, o sistema de equações foi desenvolvido adotando-se modelos para cada componente:

- turbina a gás, que utiliza a técnica de equiparação de parâmetros;
- caldeira de recuperação, que utiliza o cálculo de desempenho em relação à condição de projeto;
- turbina a vapor, avaliado segundo o modelo de comportamento apresentado por Schegliaev (1995) e
- condensador, com fatores de correção baseado no método do HEI para a nova condição de temperatura e vazão do vapor.

A interação termodinâmica entre os componentes pode ser visto na figura a seguir.

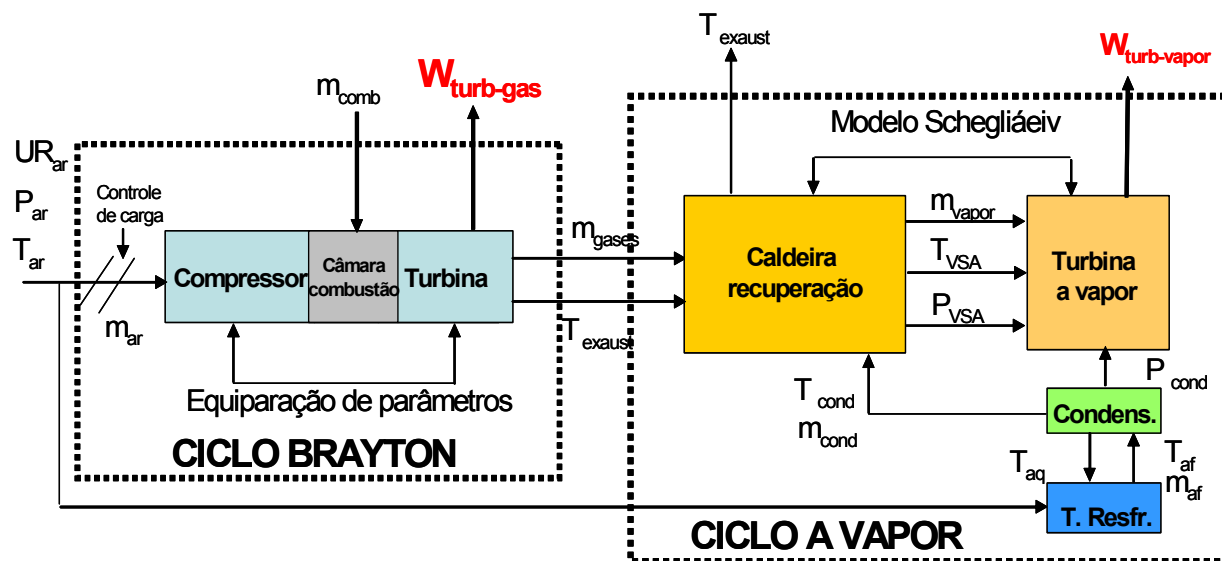


Figura 5.2-Interação termodinâmica para fins de modelagem do ciclo combinado.

5.3 Modelagem da turbina a gás

A previsão da variação do desempenho de uma turbina a gás ao longo de uma completa faixa de operação de rotação e potência é importante tanto do lado da aplicação prática como do ponto de vista de pesquisa.

O balanceamento dos seus principais componentes: compressor, câmara de combustão e turbina pode ser obtido através do estabelecimento de uma equiparação e interação termodinâmica entre os mesmos. Esta forma de balanceamento é conhecida como técnica de equiparação de parâmetros, em inglês, *Matching Technique*. O problema está em encontrar os pontos de operação correspondentes quando a turbina a gás estiver operando fora das condições de projeto para cada rotação, ou em *equilibrium*, como é frequentemente referenciado.

Os pontos em *equilibrium* de uma série de rotações podem ser plotados no mapa do compressor e conectados entre si de tal forma que configurem um diagrama de operação, lembrando que o mesmo pode possuir diferentes formas de acordo com o tipo de turbina e carga.

O diagrama de operação também mostra a proximidade da linha de operação com a linha de surge. Se a linha de operação interpuser-se à linha de *surge*, a turbina a gás não será capaz de ser conduzida a plena rotação sem recorrer a artifícios de controle.

Este diagrama de operação tem a importância de mostrar a região de eficiência mais apropriada à operação do compressor.

Assim, com a técnica de equiparação é possível prever os efeitos nocivos às eficiências térmicas decorrentes das variações da temperatura ambiente, pois as turbinas a gás podem ser instaladas em locais com temperaturas desde $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ no Ártico, como até $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. A pressão atmosférica, determinada pela altitude, também afeta drasticamente o desempenho do compressor, pois menores densidades do ar implicam em uma menor vazão mássica. A operação em carga parcial também afeta os parâmetros de operação em relação às condições de projeto e será analisada.

Todas as definições e cálculos de operação “fora de projeto” dependem que as condições essenciais: compatibilidade de fluxo mássico, balanço de energia (potência) e velocidade rotacional, entre o compressor e a turbina, sejam satisfeitas.

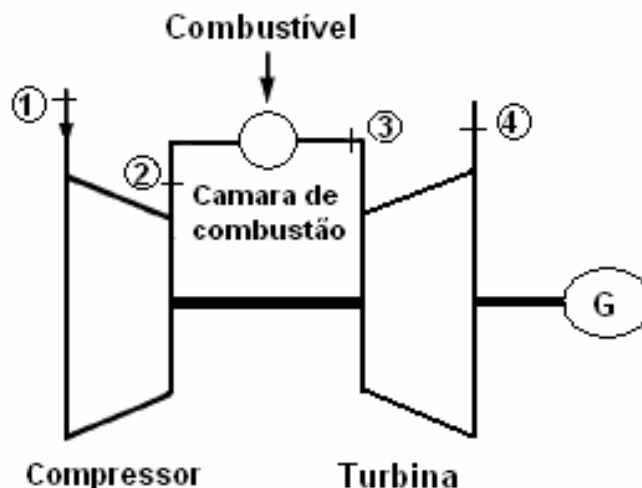


Figura 5.3-Componentes principais de uma turbina a gás de eixo único.

Considerando-se uma turbina a gás de eixo único, empregada na geração de energia elétrica, e segundo a figura 5.2, a equiparação de cada componente deve atender as seguintes condições:

i - a velocidade rotacional (N) do eixo do compressor é igual à do eixo da turbina

$$N_{compr} = N_{turb} = N \quad (5.1)$$

ii – o fluxo mássico de gás, que flui na turbina, é a soma dos fluxos mássicos do ar e do combustível :

$$m_3 = m_2 + m_{comb} \quad (5.2)$$

iii- assume-se que a perda de pressão na câmara de combustão seja um percentual da pressão de descarga do compressor, identificada como ξ_{cc} . Neste trabalho, adota-se uma perda de 4 % da pressão de descarga do compressor.

$$P_3 = \xi_{compr} P_4 \quad (5.3)$$

iv –assume-se que a perda de pressão na entrada do compressor, ξ_c , decorrente de filtros e dutos seja de aproximadamente 1,5 kPa. Na saída, adota-se uma contrapressão decorrente da perda de carga dos gases ao longo da caldeira de 2,5 kPa. As demais perdas estão relacionadas à potência, e estão descritas na Tabela 5.1.

v- parte da potência gerada pela turbina é consumida pelo compressor, sendo o restante, a potência líquida da turbina a gás.

5.3.1 Operação da turbina a gás fora das condições de projeto (*off- design*)

As características construtivas de uma dada planta de potência são definidas no momento da sua concepção como condição “de projeto”. Qualquer outra condição de operação, que difere daquela determinada em projeto, altera o comportamento das variáveis envolvidas entre os dois componentes principais: compressor e turbina.

Os novos parâmetros: relação de pressão, fluxo mássico de ar e de gases, eficiência e velocidade rotacional precisam ser determinados para calcular a nova capacidade da turbina a gás.

Entender a dinâmica operacional de uma turbina a gás exige a compreensão da forma como são apresentados os parâmetros nos mapas, tanto do compressor como da turbina.

O mapa de operação do compressor é convenientemente apresentado com as linhas de eficiência ao longo das linhas de rotações constantes, plotadas em função do fluxo mássico e da relação de pressão.

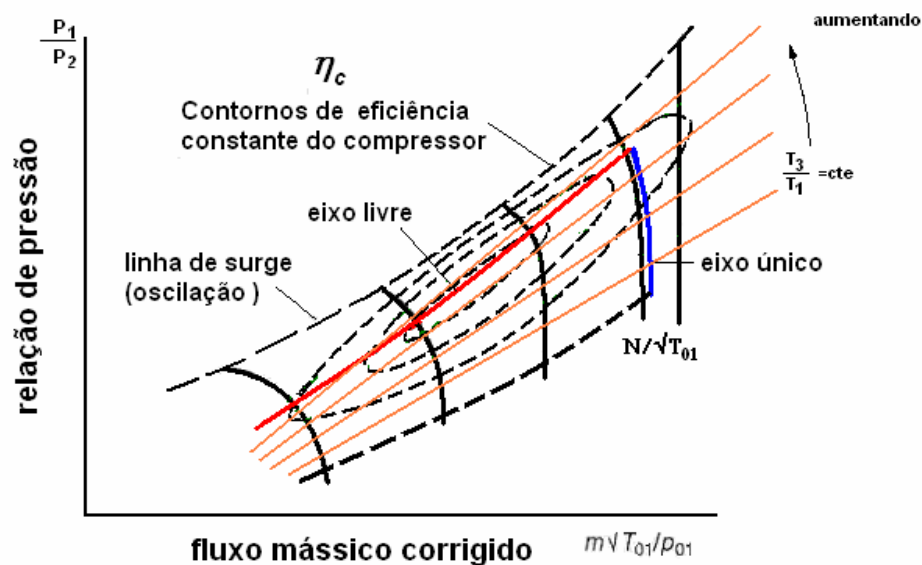


Figura 5.4 - Mapa de um compressor axial em função do fluxo mássico e da relação de pressão.

Na prática, segundo Saravanamuttoo *et al.* (1996), as turbinas não apresentam variações significativas no fluxo adimensional em relação à rotação adimensional e na maioria dos casos a operação da turbina é severamente restrita às condições de escoamento nos bocais, que determinam como os gases irão se expandir.

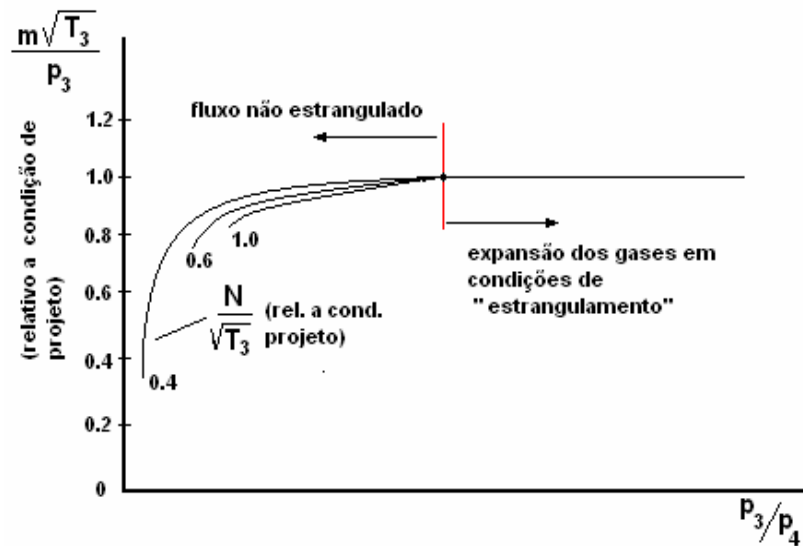


Figura 5.5- Mapa da turbina em função da relação de expansão e vazão mássica corrigida relativa à condição de projeto.

Nesta condição, a vazão é considerada como “estrangulada”, ou *choked* em inglês, e a relação de pressão tende a aumentar devido ao aumento da pressão de descarga no compressor. A condição de estrangulamento representa o ponto onde qualquer que seja a alteração na temperatura dos gases na câmara de combustão, a vazão mássica corrigida,

$m \sqrt{T_{03}} / P_{03}$, será máxima, ou seja, este parâmetro é admitido como constante acima deste

ponto: $m \sqrt{T_{03}} / P_{03} = cte$.

A obtenção do ponto de operação de *equilibrium* deve considerar a compatibilidade de parâmetros adimensionais entre todos os componentes. A sua solução requer um procedimento iterativo para obtenção do ponto de operação em que ocorre a equiparação de todos os parâmetros, ou seja, a rotação e os balanços de massa e energia devem ser satisfeitos.

Estando o compressor e a turbina acoplados por um eixo comum, a compatibilidade das rotações adimensionais entre estes dois componentes requer que a expressão seja satisfeita:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (5.4)$$

Nesta expressão é possível identificar como a temperatura dos gases na câmara de combustão, T_{03} , pode influenciar na operação do compressor. Portanto, o regime de operação do compressor está condicionado às condições encontradas na câmara de combustão. Assim, a compatibilidade de fluxo mássico entre o compressor e a turbina é expressa pela equação:

$$\frac{m_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{m_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \frac{p_{01}}{p_{02}} \frac{p_{02}}{p_{03}} \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \frac{m_3}{m_1} \quad (5.5)$$

A relação de pressão entre os pontos 2 e 3 refere-se à perda de pressão na câmara de combustão.

O balanço de energia na câmara de combustão é dado por:

$$m_{comb} PCI + m_2 h_2 = m_3 h_3 \quad (5.6)$$

Onde, h_3 , a entalpia dos gases de combustão, é obtida segundo as frações molares de cada componente:

A determinação do ponto de *equilibrium* tem seu ponto chave na determinação da temperatura dos gases de combustão à saída da câmara, de tal forma que os parâmetros

operacionais sejam equiparados. Com os valores de $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$ e a relação de expansão na

turbina, $\frac{p_{03}}{p_{04}}$, ambos obtidos no mapa, a queda de temperatura ao longo da turbina pode ser encontrada pela expressão:

$$\Delta T_{034} = \eta_{turb} T_{03} \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{p_{03}}{p_{04}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (5.7)$$

A potência mecânica produzida pela turbina correspondente ao ponto de operação fica:

$$W_{turb} = m c p_{gases} \Delta T_{034} \quad (5.8)$$

De forma similar, o aumento da temperatura do ar ao longo do compressor:

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_{compr}} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (5.9)$$

E, estando as equações 5.4 e 5.5 vinculadas entre si pela relação de temperaturas $\frac{T_{03}}{T_{01}}$, é possível determinar o ponto de operação para a rotação dada.

A potência consumida pelo processo de compressão é dada pela simplificação da Primeira Lei:

$$W_{compr} = \eta_{entrada} m c p_{ar} \Delta T_{012} \quad (5.10)$$

Finalmente, a potência líquida gerada pela turbina é dada por :

$$W_{liq} = W_{turb} - W_{compr} \quad (5.11)$$

É importante ressaltar que na determinação da potência consumida pelo compressor devem ser consideradas a variação de pressão do fluxo de ar decorrente dos filtros na entrada, dutos de escoamento e mancalização. Tais perdas não são consideradas nas potências apresentadas pelos fabricantes, porém são evidenciadas na modelagem deste trabalho. Da mesma forma para a turbina, onde as perdas associadas ao escoamento em

duto de saída, mecânicas (mancais e outros componentes) e do gerador elétrico, também são consideradas.

O processo descrito pode ser representado pelo diagrama de blocos a seguir, que identifica as relações entre os três componentes:

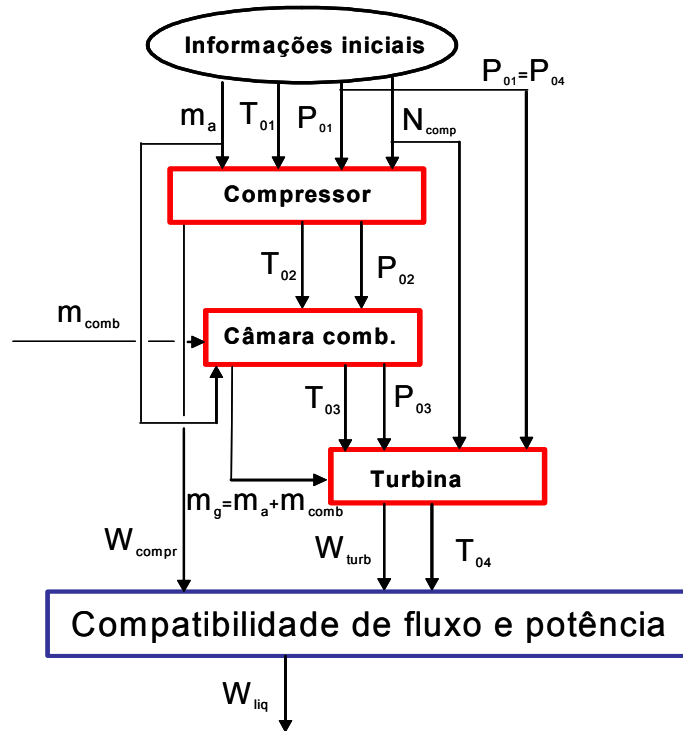


Figura 5.6-Diagrama de fluxo de informações em uma solução para determinar o ponto de *equilibrium* de uma turbina a gás.

Portanto, num procedimento de cálculo para obter o ponto de *equilibrium* devem ser especificadas as condições de entrada: a rotação, a relação de pressão, o fluxo de ar mássico e a eficiência do compressor, obtidos do mapa do compressor e da condição ambiente.

Na câmara de combustão determina-se qual a vazão mássica de combustível que atenda a equiparação de parâmetros entre o compressor e a turbina.

E, finalmente, no bloco da turbina, com a eficiência obtida do mapa e sabendo-se a pressão e temperatura de entrada, as condições de descarga, P_{04} e T_{04} podem ser determinadas.

O equacionamento de uma turbina a gás pode diferir quanto aos seus arranjos construtivos:

- se a turbina a gás for de eixo único e dedicada à geração de eletricidade, configuração em que o compressor e turbina estão acoplados mecanicamente, a rotação deve ser controlada pela injeção de combustível e deve ser compatível com a frequência da energia elétrica gerada;
- no caso das turbinas a gás de eixo livre, o conjunto composto pelo compressor, câmara de combustão e turbina de alta pressão forma o gerador de gases, cuja função é fornecer um fluxo de gases quentes de forma contínua, com pressão e temperatura adequadas à expansão numa turbina de baixa pressão (turbina de potência).

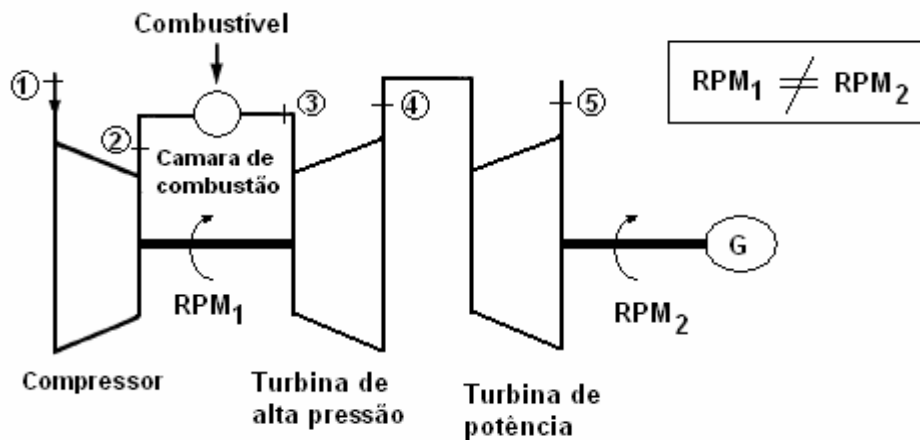


Figura 5.7-Arranjo esquemático de uma turbina a gás de eixo livre.

Neste arranjo a rotação da turbina de potência estará condicionada à necessidade da carga e, sendo um gerador elétrico, terá uma rotação constante, compatível com a frequência (50 ou 60 Hz) da rede. O gerador de gases terá um regime de rotação independente da turbina de potência, porém mantém as considerações de rotação e fluxo da turbina a gás de eixo único. O balanço de energia é dado pela simples equiparação entre a potência consumida pelo compressor com a potência gerada pela turbina de alta pressão, W_{turb} , expressado pela equação:

$$mcp_{gases} \Delta T_{034} = mcp_{ar} \Delta T_{012} \quad (5.12)$$

A determinação das condições de operação entre a turbina de alta pressão e a de potência é obtida estabelecendo-se a compatibilidade de fluxos mássicos, da relação de pressão e as relações de temperatura entre ambos. Desconsideram-se as rotações corrigidas, pois não há uma relação mecânica entre as mesmas. Admite-se que a turbina de alta pressão irá operar na condição de *chocking* em qualquer situação.

Portanto, a compatibilidade de fluxos é dada por:

$$\frac{m_4 \sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{m_1 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \frac{p_{03}}{p_{04}} \sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} = cte \quad (5.13)$$

Onde:

$$\sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta T_{034}}{T_{03}}\right)} \quad \text{e} \quad \frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \eta_{turb} \left[1 - \frac{1}{\frac{p_{03}}{p_{04}}}\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

A relação de pressão correspondente ao longo da turbina de potência pode ser estabelecida considerando-se todas as demais relações de pressão e envolvem todos os componentes:

$$\frac{p_{04}}{p_a} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \frac{p_{03}}{p_{02}} \frac{p_{04}}{p_{03}} \quad (5.14)$$

Com o valor encontrado da relação de pressão na turbina de potência, p_{04}/p_a , o valor do fluxo mássico corrigido, $m \sqrt{T_{04}} / p_{04}$, pode ser obtido do mapa da turbina de potência desde que seja equiparado ao valor obtido da equação 5.12. É um processo iterativo típico, onde o valor admitido para a compatibilidade de fluxo deve ser repetido até a sua convergência, ou seja, que a compatibilidade de fluxo (de gases) entre o gerador de gases e a turbina de potência seja atendida.

Portanto, para cada linha de rotação corrigida, $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$, no mapa do compressor haverá somente um ponto que atenda tanto a potência necessária a acionar o gerador de gases como o fluxo compatível com a turbina de potência.

Tendo estes pontos calculados para cada linha de rotação, e os mesmos unificados entre si, configura-se, assim, a linha de operação em *equilibrium* do gerador de gases que pode ser demonstrada pela linha vermelha da figura 5.3.

A apresentação da modelagem da turbina a gás de eixo livre neste trabalho tem caráter meramente informativo e tem o estrito propósito de identificar as diferenças entre ambos os arranjos construtivos. Não será, portanto, contemplado qualquer detalhamento a respeito.

5.3.2 Representação dos mapas do compressor e da turbina na simulação desenvolvida

A simulação da operação de uma turbina a gás, abrangendo todos os seus parâmetros, não pode ser desenvolvida sem os mapas do compressor e da turbina. Alguns fabricantes disponibilizam somente ábacos que representam fatores de correção para as diversas condições atmosféricas (altitude, pressão, umidade relativa e temperatura) e de carga. Não é usual encontrar os mapas de características, como são chamados.

Compressor

Numa simulação matemática, os dados obtidos do formato padrão do mapa do compressor não podem ser usados diretamente no cálculo de desempenho por duas razões:

-os mapas possuem segmentos verticais para valores de rotação corrigida, $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$, os quais não permitem determinar a relação de pressão para um dado fluxo mássico corrigido, $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$;

-em baixas rotações corrigidas, $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$, para uma dada relação de pressão poderá haver dois valores de $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$.

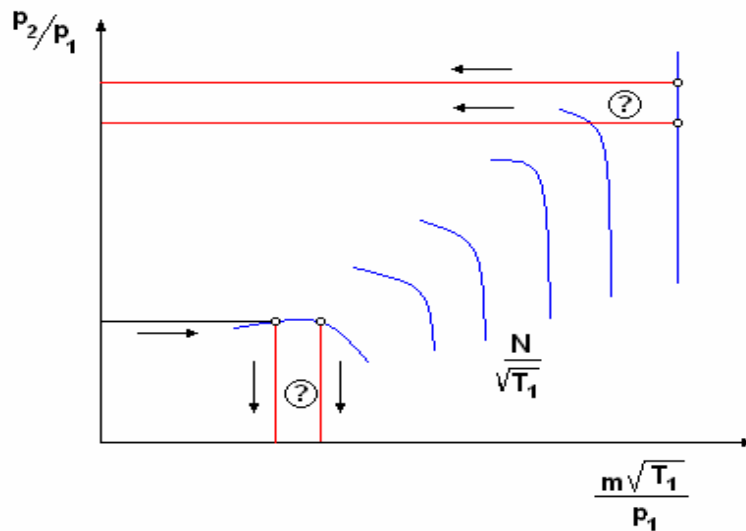


Figura 5.8-O problema de leitura de um mapa de compressor axial.

Uma solução para contornar este problema é apresentada por Kurzke (1996), obtida através da introdução de coordenadas auxiliares, as quais são constituídas pela interseção de linhas imaginárias com os parâmetros disponíveis sobre o mapa. Tais coordenadas não possuem qualquer significado físico e podem ser arbitrariamente distribuídas. São preferencialmente parabólicas e equidistantes entre si ao longo das linhas de rotação

constante, $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$.

Tais linhas denominadas pelo autor como linhas beta (β), criam uma rede de pontos sobre o mapa, tornando, assim, possível “ler” os parâmetros de modo automatizado. Valores intermediários de fluxo mássico corrigido e relação de pressão e eficiência, entre dois valores subseqüentes de beta e rotação corrigida, são obtidos através de uma interpolação linear bidimensional. Quanto maior o número de linhas, maior será a acuracidade durante o processo de interpolação entre dois pontos.

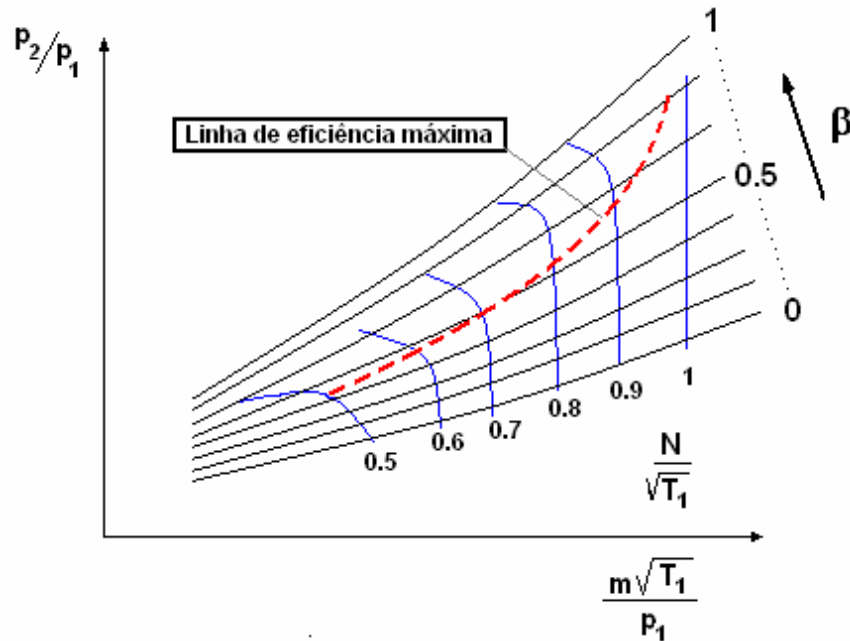


Figura 5.9- Demonstração de uma rede de linhas beta sobre o mapa do compressor.
Fonte: Kurzke (1996).

Portanto, com o mapa de coordenadas é possível estabelecer uma relação matemática entre o fluxo mássico, a rotação, a eficiência isentrópica através das linhas beta. Sendo uma confrontação bidimensional com a coordenada beta em comum, a vazão mássica e a rotação podem ser determinadas:

$$f_1\left(\frac{m\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \beta, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) = 0 \quad (5.15)$$

A eficiência isentrópica e rotação:

$$f_2\left(\eta_{isoentr}, \beta, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) = 0 \quad (5.16)$$

E, finalmente, contemplando a relação de pressão, rotação e linhas beta:

$$f_3\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, \beta, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) = 0 \quad (5.17)$$

Com as relações estabelecidas torna-se possível, então, a criação de tabelas de parametrização de dados que representam todas as características tanto do compressor como da turbina. Sendo especificado um valor de qualquer parâmetro relacionado com a linha beta, o programa irá determinar os outros dois (parâmetros), representados na tabela de parametrização com o seguinte formato:

		Linha beta (β)				
		$\beta 1$	$\beta 2$	$\beta 3$	$\beta 4$	βi
Parâmetro de rotação ↓	$(N\sqrt{T_{01}})_1$					
	$(N\sqrt{T_{01}})_2$		Parâmetro de fluxo mássico corrigido ↓ →			
	$(N\sqrt{T_{01}})_3$					
	$(N\sqrt{T_{01}})_4$					
	$(N\sqrt{T_{01}})_i$					

Figura 5.10-Representação dos parâmetros: fluxo mássico corrigido versus rotação corrigida, em função das linhas beta.

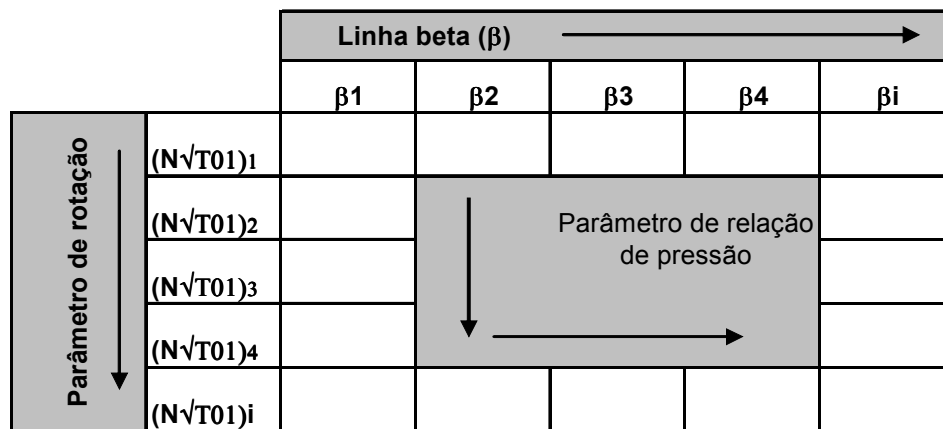


Figura 5.11-Representação dos parâmetros: relação de pressão versus rotação corrigida, em função das linhas beta.

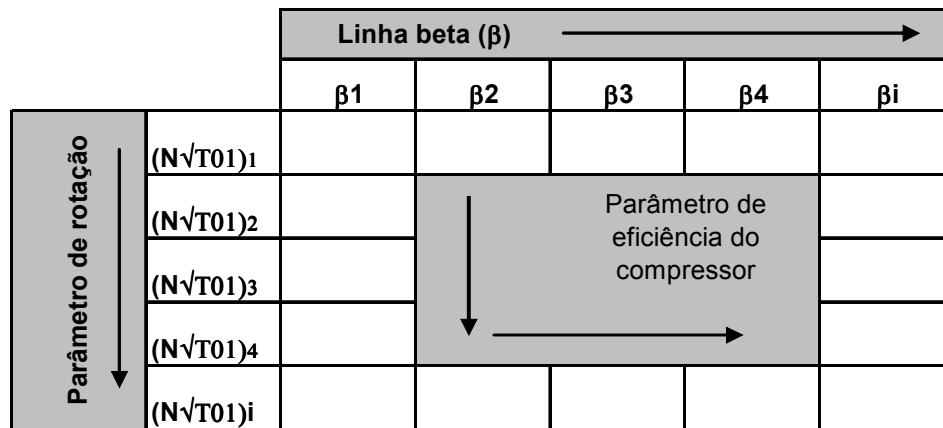


Figura 5.12-Representação dos parâmetros: eficiência do compressor versus rotação corrigida, em função das linhas beta.

Turbina

Assim como para os compressores, também há uma série de tipos de formatos de mapas de parâmetros de turbinas. Neste componente, porém, o desenvolvimento dos programas de cálculos de desempenho não se depara com os problemas de leitura de parâmetros em determinadas regiões de operação. Com a rotação corrigida e a relação de pressão é possível obter tanto a eficiência como o fluxo mássico corrigido. Desta forma, é conveniente usar o conceito de coordenadas auxiliares, i.e., linhas beta, por que na região de baixa rotação as linhas de eficiência apresentam faixas muito estreitas entre si, o que

impede um bom nível de precisão nos cálculos. A sugestão de Kurzke (1996) é que para relações de pressões baixas em função da rotação, esta também baixa, um maior número de dados pode ser obtido. Entretanto, para relações de pressão baixas e estando relacionadas a rotações mais elevadas, não se faz necessário conforme visto na figura 5.13.

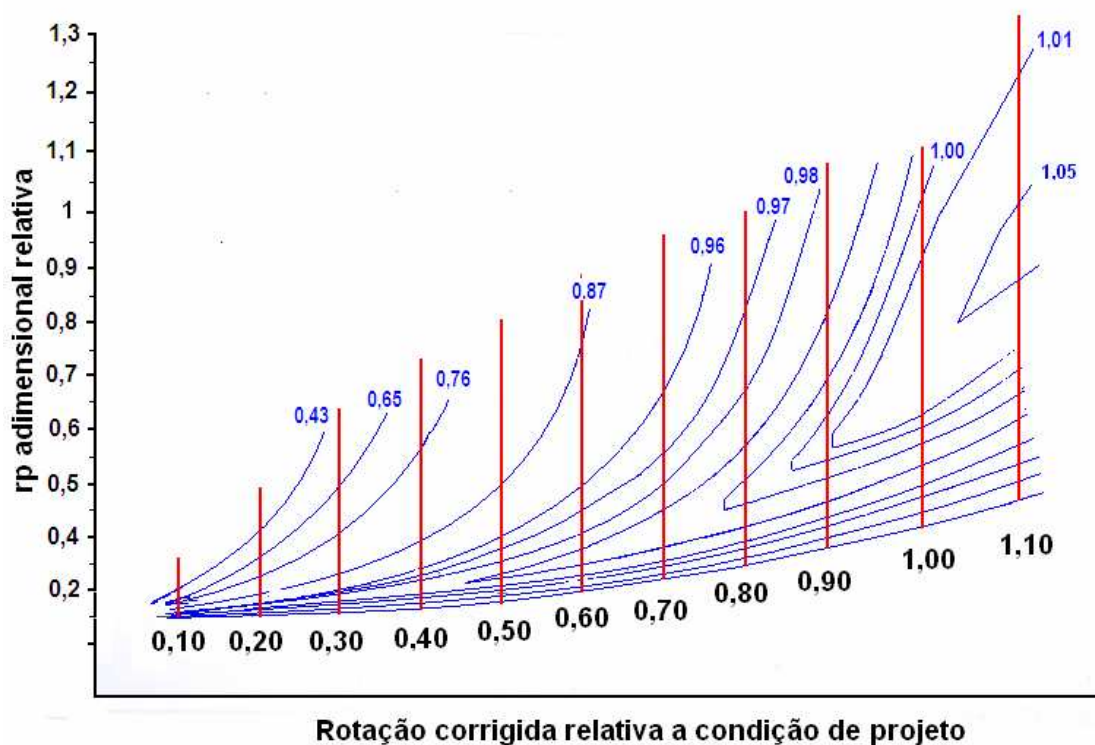


Figura 5.13-Mapa típico de uma turbina com as linhas de eficiência isentrópica em função do fluxo mássico corrigido e relação de pressão.

O formato do mapa da turbina é comumente apresentado em função da rotação corrigida em função da relação de pressão. Se apresentado em função da vazão mássica corrigida em função da relação de pressão, conforme formato do mapa do compressor, pode se encontrar os mesmos problemas de leitura. Isto se deve a fato de que na região próxima da condição de projeto as linhas de rotação ficam muito próximas entre si, se interpondo as vezes e, obviamente, as linhas de eficiência constante não podem ser lidas.

5.3.3 Estratégias de operação de turbinas a gás em cargas parciais

Quando as turbinas a gás são aplicadas na geração de eletricidade, a rotação no gerador elétrico deve ser mantida sempre constante. Nas turbinas de eixo livre, o gerador de gases pode variar sua rotação e a turbina de potência, que aciona o gerador elétrico, deve girar a uma rotação constante de acordo com frequência exigida, 3000/3600 rpm, 50/60 Hz, respectivamente. Nas turbinas de eixo único todos os componentes estão acoplados mecanicamente a um eixo comum e, assim, a rotação deve ser constante em qualquer regime de operação.

A manutenção da rotação constante deste tipo de turbina pode apresentar duas formas:

- o controle da taxa de fluxo de combustível que entra na câmara de combustão, forma mais simples e que não envolve qualquer modulação da vazão de ar.
- modulação da taxa de fluxo de ar através de mecanismos que limita a sua entrada no compressor. São denominados de guias de entrada variáveis, ou IGVs em inglês.. Nesta forma de operação o objetivo é modular a temperatura dos gases na câmara de combustão em função da temperatura desejada na saída da turbina a gás. Tem o propósito de melhorar a taxa de recuperação de calor na caldeira em cargas parciais.

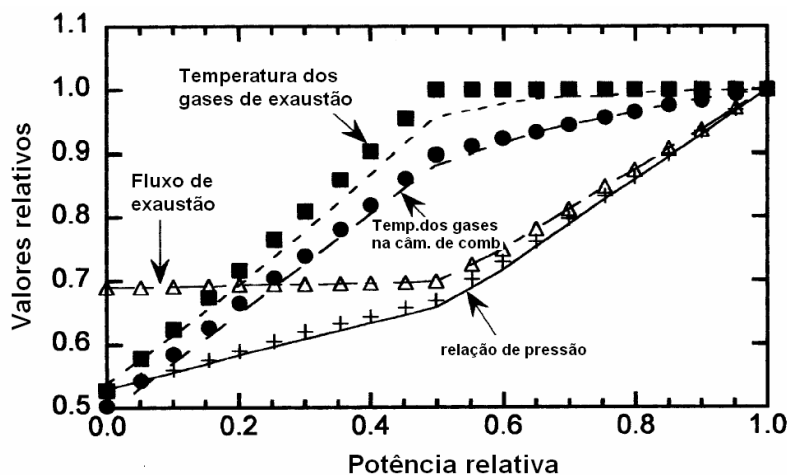


Figura 5.14-Os parâmetros de desempenho de uma turbina a gás V64.3, da Siemens, em cargas parciais.

Fonte: Kim (2004).

Além das guias de entrada variáveis, algumas turbinas podem apresentar estatores com posicionamento variável (VSV, em inglês) nos primeiros estágios do compressor. Com este recurso é possível uma modulação mais ampla do fluxo de ar e pode chegar a até 50 % da carga, contra 20 % se houvesse somente a modulação na entrada do compressor.

Portanto, a modulação do fluxo de ar no compressor tem como recurso prático manter tanto a temperatura dos gases na câmara de combustão como da temperatura dos gases de exaustão mais altas possíveis. Isto permite uma maior eficiência ao ciclo combinado operando em regime de cargas parciais.

Segundo Kim (2004) alguns fabricantes adotam os seguintes controles da taxa de fluxo de ar:

- controles *amplos*, adotando-se tanto o IGV como o VSV, e temperatura dos gases de exaustão constante;
- controles *estreitos*, adotando-se somente o IGV como meio de estrangulamento da vazão de ar. A temperatura dos gases na câmara de combustão é mantida constante.

Somente a primeira situação será analisada neste trabalho.

Uma alternativa ao uso do controle de vazão de ar é feita pela “sangria” do ar comprimido à saída do compressor. A escolha entre as guias móveis e um sistema de sangria é complexa. Em termos de custo, este último é mais barato em termos de desenvolvimento e instalação. Entretanto, segundo Walsh (2004), isto implica em uma perda decorrente do não aproveitamento do ar comprimido, que pode representar até 25 % da potência líquida da turbina a gás. A sangria de ar comprimido também é usada em estágios intermediários do compressor a fim de evitar a operação próxima da linha de *surge*.

Com base ainda nas indicações de Walsh (2004), a variação do ângulo de entrada do ar resulta na modificação do comportamento fluidodinâmico do compressor e, portanto, das curvas características, de acordo com a figura 5.15.

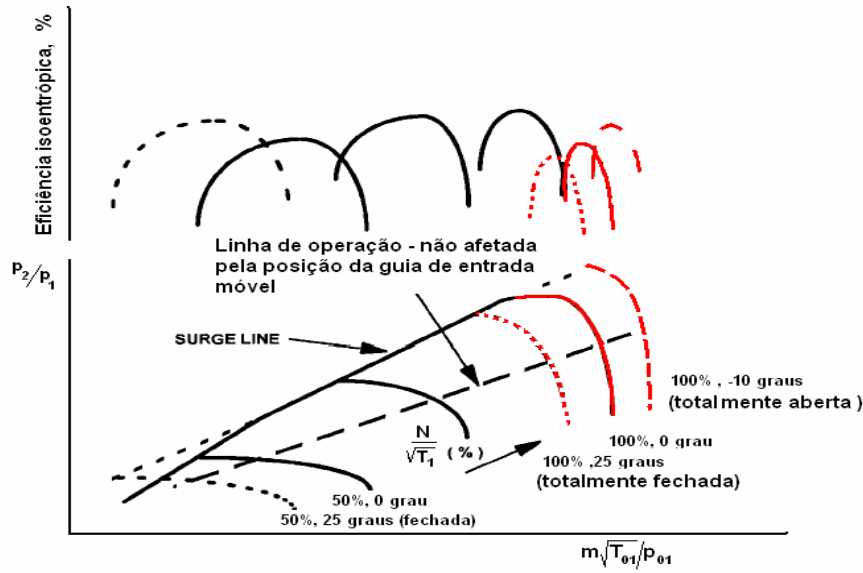


Figura 5.15-Efeito das guias de entrada variável nos compressores axiais.
Fonte: adaptado de Walsh (2004).

Em baixas rotações, as linhas (de rotação) movem-se aproximadamente num plano horizontal e a linha de surge tende à esquerda. Em altas rotações, as guias móveis fazem com que as linhas (de rotação) se movam para um plano inferior, à esquerda, com alterações na relação de pressão e fluxo mássico de ar, conforme demonstrado na figura 5.15.

É importante notar que a linha de *equilibrium*, ou de operação, não se altera, mantendo-se a mesma relação entre a relação de pressão e o fluxo mássico.

A estimativa do comportamento do compressor sob atuação das guias móveis de entrada e das guias móveis dos estatores pode ser representada pelas expressões:

$$\frac{m\sqrt{T_1}}{P_1} = a \left(\frac{m\sqrt{T_1}}{P_1} \right)_{proj} \quad (5.18)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = b \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{proj} \quad (5.19)$$

$$\eta_{isoentr} = c(\eta_{isoentr})_{proj} \quad (5.20)$$

Onde, os índices a , b e c expressam a correção dos parâmetros em função do posicionamento das guias móveis. O índice *proj* representa a abertura máxima das guias de entrada e dos estatores segundo a condição de projeto.

5.3.4 O equacionamento da turbina a gás

A modelagem da turbina a gás, considerada neste trabalho, é desenvolvida através das equações de balanço de energia, de massa e dos parâmetros de cada componente, formando um conjunto de equações algébricas. Não importa qual seja a carga, a rotação nominal, N , será sempre constante.

O modelo representa o mapa de características do compressor KV84.3, que compõe a turbina a gás V84.3A. O mapa do compressor foi obtido segundo os parâmetros relativos obtidos na biblioteca de curvas do Gatecycle (2010), com a faixa de abrangência operacional de rotação corrigida segundo as condições ambientais admissíveis à turbina, entre 81 e 107 % da condição de projeto.

O desenvolvimento do equacionamento da simulação requer a adoção de alguns ajustes pertinentes as perdas mecânicas, do gerador elétrico e, principalmente, da taxa de ar comprimido necessário a atender as necessidades do sistema de resfriamento. Esta última pode ser considerada como uma tarefa complexa, pois são informações raramente fornecidas pelos fabricantes. Já as perdas nos componentes mecânicos e elétricos são consideradas similares entre as diversas turbinas a gás e são contemplados na tabela a seguir.

Tabela 5.1 Parâmetros de projeto da turbina a gás V84.3, 60 Hz, Siemens.

Potência nominal	153 MW
Rotação	3600 RPM
Fluxo mássico de ar nominal na saída do compressor	433 kg/s
Relação de pressão	16.3
Eficiência na condição ISO	36,1 %
Temperatura dos gases de combustão na entrada na turbina (TET) ³⁷	~1170 °C (1443 K)
Temperatura dos gases de exaustão na turbina (TST) ³⁸	550 °C
Vazão percentual de ar destinada ao resfriamento das palhetas (*) % sobre a vazão total de descarga do compressor ³⁹	12 %
Eficiência nominal isoentrópica do compressor(*)	75 %
Eficiência nominal isoentrópica da turbina (*)	82 %
Perda de pressão na câmara de combustão (*)	4 %
Eficiência da combustão (*)	99 %
Perdas na entrada em % da potência total(*)	Duto -2% Filtro de ar -2 %
Perdas na saída em % da potência total (*)	Engrenamento- 1,5% Auxiliares - 5% Gerador -2 % Duto de saída - 2 %
Taxa de calor (<i>Heat rate</i>)	9450 BTU/kWh
Perda de pressão na entrada (mmca)	100 mmca /1 kPa
Perda de pressão na descarga (mmca)	300 mmca /3 kPa
Controle de fluxo de ar na entrada do compressor	04 conjuntos de guias móveis nos primeiros 04 estágios. (IGV /VSV)
PCI do combustível	Gas natural, 50.000 kJ/kg.

(*) admitido.

³⁷ Em temperaturas do ar ambiente abaixo de 15 °C, a temperatura máxima admitida considerada é de 1443 K (1170 °C).

³⁸ Admite-se que a TST sofre uma ligeira variação nas condições de operação fora de projeto na ordem de 1% na faixa compreendida da temperatura do ar ambiente, entre 0 e 35 °C.

³⁹ Comparativos :Polyzakys (2007)- 25 %; Saravanamutto (1996) 6,5 %.

A determinação da temperatura dos gases de combustão na entrada da primeira fileira de bocais da zona de expansão foi determinada com respeito a relação de pressão, a vazão de ar mássico e a potência elétrica líquida, segundo os dados fornecidos pelo fabricante. A perda decorrente do gerador elétrico foi considerada constante, embora possa variar em função da carga a ser despachada.

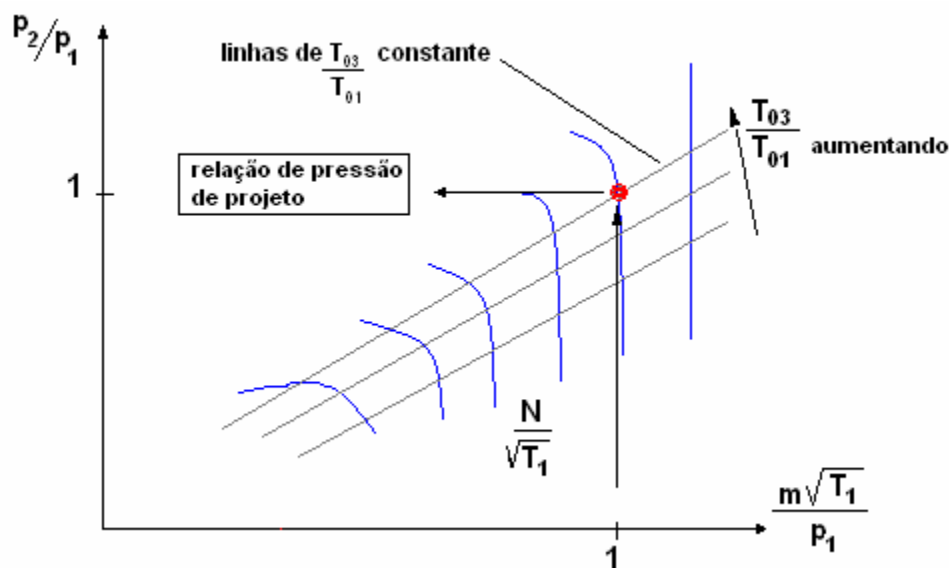


Figura 5.16- A equiparação de parâmetros para determinar o ponto de operação de projeto da turbina a gás V84.3 A.

A norma ISO 2314, de 2009, que compreende o escopo de avaliação de desempenho de turbinas a gás e testes de aceitação, define a TET como a temperatura média equivalente da mistura entre o fluxo de gases provenientes da câmara de combustão e o fluxo de ar de resfriamento.

O combustível foi assumido como metano puro e o modelo de combustão adotado baseia-se em Van Wylen (1976), que considera a combustão completa sem dissociação. Os produtos da combustão são calculados tendo como base a relação ar/combustível com temperatura de chama adiabática na câmara de combustão.

O mapa do compressor é apresentado na sua forma adimensionalizada, sendo que a relação de pressão, o fluxo mássico corrigido, a eficiência isentrópica e a rotação corrigida são apresentados nas condições de projeto, identificados como 1 no mapa.

Esta abordagem possibilita o uso do mapa deste compressor para outros modelos, desde que escaláveis entre si e com o mesmo comportamento fluidodinâmico.

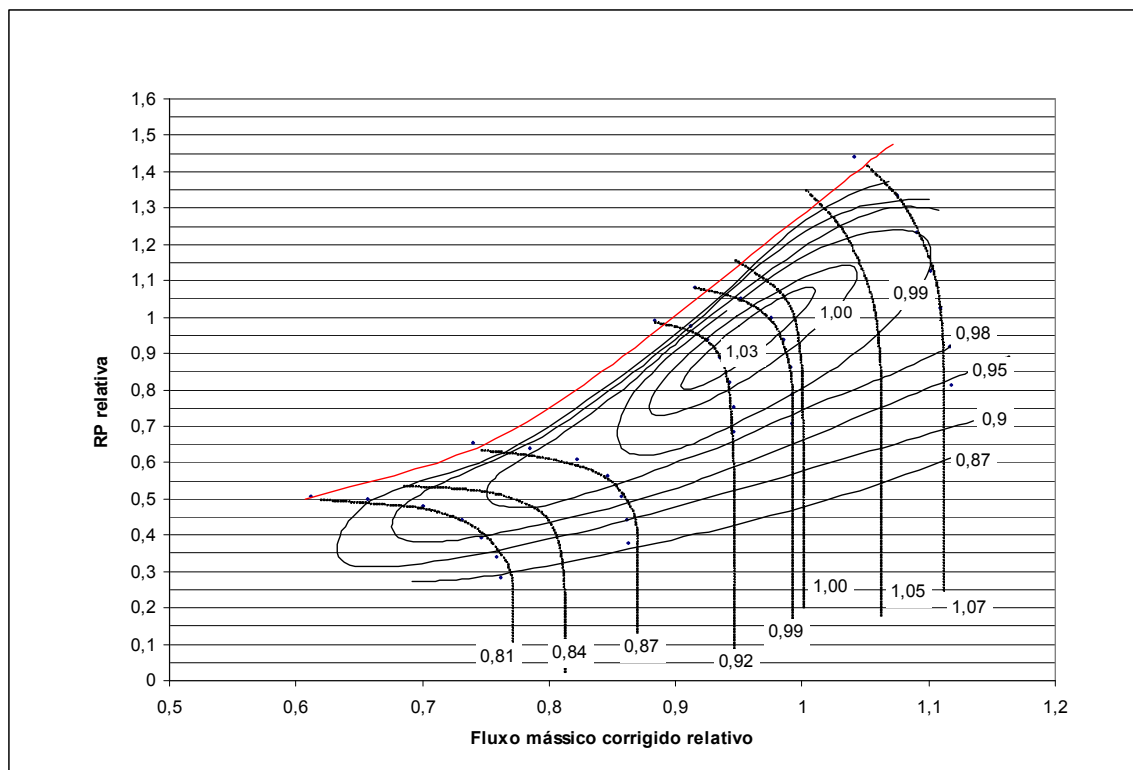


Figura 5.17-Mapa de parâmetros do compressor KV 84.3 adimensionalizados.

Fonte: adaptado segundo dados numéricos obtidos no Gatecycle (2010)

A modelagem da operação em cargas parciais foi elaborada segundo as definições do comportamento da relação de pressão, fluxo mássico corrigido e eficiência, e são dadas por Walsh (2004). Outras definições foram adotadas, entre elas o comportamento do compressor em cargas parciais obtidas do mapa apresentado por Maghon *et al.*(1993).

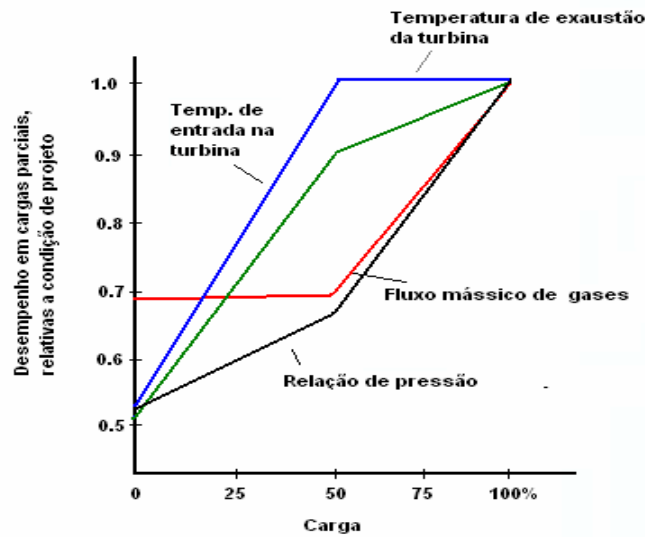


Figura 5.18-A operação da turbina V84.3 A de acordo com a ajustagem das guias de entrada variáveis.

Fonte: Maghon *et al.* (1993)

Sabendo-se do comportamento do fluxo mássico de gases e da relação de pressão em função da variação de carga, as linhas de rotação podem apresentar o seguinte comportamento conforme o grau de abertura do conjunto IGV e VSV.

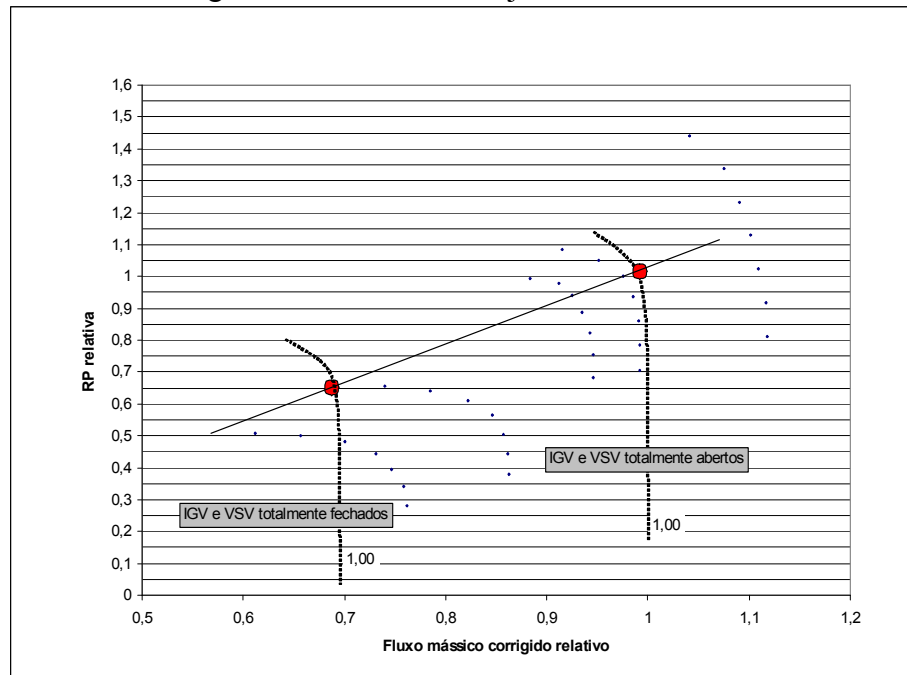


Figura 5.19-Comportamento estimado das linhas de rotação em função da operação do conjunto IGV e VSV segundo a figura 5.17.

Em relação à eficiência isentrópica foi adotado o comportamento similar à turbina V64.3 segundo estudos de desempenho da turbina V64.3 em regime transiente, apresentado por Chacartegui *et al.* (2011).

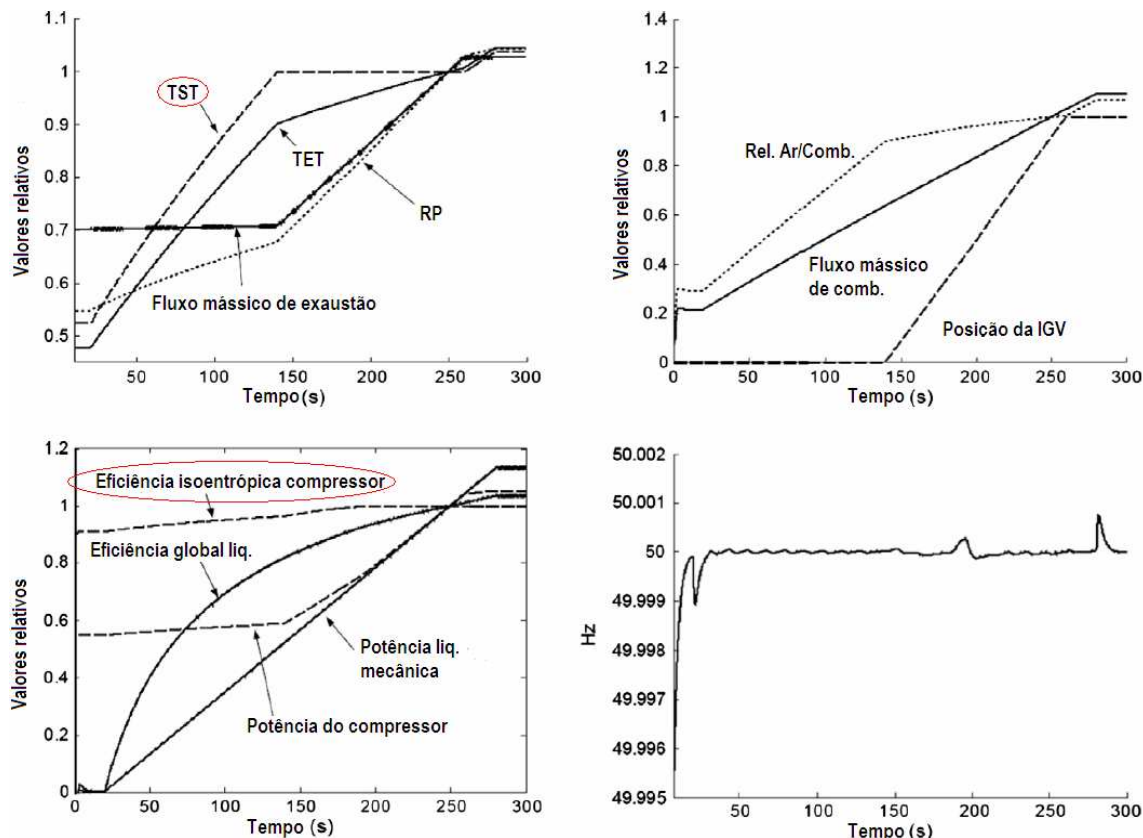


Figura 5.20-Desempenho em regime transiente de uma turbina V64.3, da partida a 108% da carga .

Fonte: Chacartegui *et al* (2011).

O modelo dinâmico da avaliação do desempenho da turbina a gás é baseado no regime de carga a ser gerada e tem duas hipóteses de controle:

- do fluxo mássico de ar, através do sistema IGV. A modulação do fluxo de ar pode ser simulada com o auxílio do modelo matemático simplificado para abertura e fechamento do ângulo dos IGVs;
- controle de injeção de combustível, considerando que a temperatura dos gases de exaustão da turbina deve ser mantida constante na faixa compreendida entre 50 e 100 % da carga.

Na primeira parte da redução de carga, compreendida entre 50 e 100 %, um valor é atribuído para o ângulo de abertura do IGV e a temperatura de saída dos gases da turbina é mantida constante, ou seja, é uma variável controlada neste modelo adotado. Complementando, ressalta-se que todas as propriedades termodinâmicas do ar e dos gases de combustão são calculadas considerando-se a variação da temperatura média entre os dois pontos analisados.

Os dados para obtenção das propriedades termodinâmicas das espécies CO_2 , O_2 , N_2 e CH_4 são obtidos da biblioteca disponível no EES[®], através da informação uma única propriedade independente. As propriedades são baseadas nos valores de referência de: Bonnie J. McBride, Michael J. Zehe, and Sanford Gordon "NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species" NASA/TP-2002-211556, Sept. 2002.

Da água, em todos os seus estados, o EES[®] adota as correlações das propriedades termodinâmicas de Harr, Gallagher, and Kell, NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984, válidas até a pressão de 815 bar e sua determinação requer duas propriedades independentes. Os valores de entalpia e entropia são referidos a 0 para o líquido saturado a 0 °C. A entalpia da água gerada na combustão é baseada na correlação do calor específico a pressão constante, na faixa entre 250 K até 3500 K, do livro Fundamentos da Termodinâmica Clássica, 3ª edição, 1986. O estado de referência para a entalpia específica é baseada na entalpia de formação relativa aos elementos (-241,815 kJ/kmol) a 25 °C. O estado referência para a entropia específica é baseado na Terceira Lei da Termodinâmica (zero absoluto).

5.4 O equacionamento da caldeira de recuperação

As equações básicas para a simulação da caldeira de recuperação de um ciclo com um nível de pressão são apresentadas na forma de balanços de energia, de massa, fatores de correção termodinâmicos e de transferência de calor.

A abordagem apresentada por Ganapathy (1992) é utilizada na sub-rotina que representa o sistema de equações deste componente. Desenvolve-se o perfil de temperaturas para a condição de projeto e determinam-se os fatores de correção, os quais serão usados para relacionar os coeficientes de transferência de calor na condição de projeto com a condição “fora de projeto” ou, aqui denominado, no modo de desempenho.

A vantagem desta abordagem é que os cálculos na condição “fora de projeto” podem ser feitos utilizando-se os fatores de correção determinados na condição de projeto, em função das novas propriedades termo físicas, e determinadas pela média das temperaturas entre os dois pontos considerados.

A simulação da condição de projeto será baseada na condição sem queima suplementar e na temperatura ambiente mais baixa encontrada para o local da instalação, tendo como objetivo evitar a geração de vapor no economizador.

Tabela 5.2 – Dados para cálculo na condição de projeto da caldeira de recuperação.

Fluxo de gases (kg/s)	440
Temperatura dos gases de entrada (°C)	550
Pressão do vapor (kPa)	10.746
Temperatura do vapor superaquecido (°C)	520
Temperatura da água de alimentação (°C)	45
Descarga de fundo (%)	2
Perdas por irradiação %	2
Perda de carga no lado dos gases (kPa)	2
Pinch point (°C)	27
Approach point (°C)	30
Geração de vapor (kg/s)	49
Temperatura ambiente (°C)	15

Em um ciclo combinado, uma alta pressão de saturação do vapor não irá necessariamente garantir uma elevada eficiência do ciclo como um todo. A expansão do

vapor a pressões mais elevadas permite gerar potências maiores devido a um salto entálpico maior ao longo da turbina a vapor. Por outro lado, a elevação da temperatura de saturação do vapor denota em uma menor capacidade de geração, além de acarretar em temperaturas de exaustão dos gases na chaminé maiores. No sentido oposto, pressões menores permitem gerar uma maior quantidade de vapor, mas com menor salto entálpico. Desta forma a otimização termodinâmica deve combinar ambas as influências.

Os parâmetros adotados para definir as condições de projeto da caldeira de recuperação envolve uma interação termodinâmica entre a turbina e o condensador e estabelece as seguintes variáveis como independentes na sub-rotina:

- título do vapor na saída da turbina em torno de 0,85;
- eficiência isoentrópica da turbina em torno de 85%;
- temperatura do vapor superaquecido em 520 °C.

O valor encontrado da pressão de saturação deve atender as premissas acima definidas, respeitando-se os balanços de energia de todos os componentes do ciclo a vapor bem como associando-se a pressão a avaliação do *pinch point*. O valor deste parâmetro foi definido avaliando-se o seu comportamento ao longo de diversas condições de operação da turbina a gás de tal forma que fosse evitado o cruzamento entre as temperaturas de saturação do vapor e dos gases à saída do evaporador. O valor de *approach* também foi adotado como aquele que não permitisse a formação de *steaming* no economizador na condição de operação da turbina a gás onde a vazão de gases fosse a maior encontrada (temperatura do ar ambiente próxima a 0 °C). O título de 0,85 foi baseado em uma recomendação de Kehlhofer *et al.* (2009) que define tal valor máximo como aquele que evitaria a erosão das palhetas dos últimos rotores da turbina a vapor. A temperatura do vapor superaquecido foi estabelecida tendo como base um *approach* de 30 °C em relação a temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás.

Além das considerações anteriores, podem-se considerar as seguintes vantagens na operação com pressões mais elevadas na caldeira de recuperação:

- uma seção de exaustão menor na turbina a vapor;

- menor fluxo volumétrico, que resulta em tubos e válvulas também menores;
- um sistema de resfriamento da água menor.
- palhetas menores nas primeiras seções da turbina a vapor.

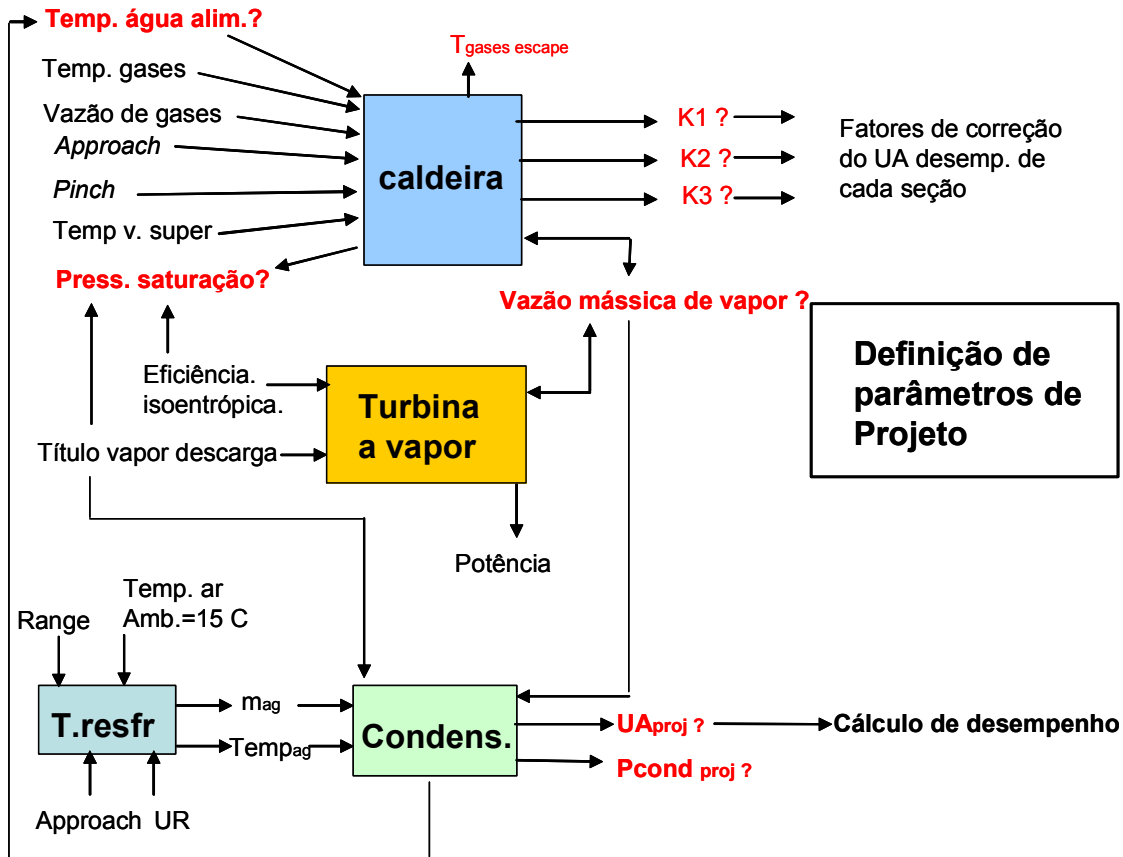


Figura 5.21-Ciclo a vapor: lógica do desenvolvimento da sub-rotina na condição de projeto.

A modelagem da caldeira de recuperação, em conjunto com os demais componentes do ciclo a vapor, tem os seguintes balanços de massa e energia e inicialmente considera a determinação da temperatura dos gases após o evaporador e está relacionada à pressão de saturação do vapor e do *pinch point* admitido. Assim, a temperatura dos gases após o evaporador é dada por:

$$T_7 = T_{12} + (Pinch_point)_{proj} \quad (5.21)$$

O fluxo de calor no superaquecedor e no evaporador é dado pelo balanço de energia entre o superaquecedor e o evaporador:

$$Q_{super} + Q_{evap} = m_{gases} cp_{medio} (T_{g5} - T_{g7}) \quad (5.22)$$

$$= m_{vapor} (h_{13} - h_{10}) + m_{11} (h_{11} - h_{10}) \quad (5.23)$$

$$= UA \Delta T_{DMLT} = UA \frac{((T_{13} - T_5) + (T_{10} - T_7))}{\ln \frac{(T_{13} - T_5)}{(T_{10} - T_7)}} \quad (5.24)$$

O balanço de energia englobando o superaquecedor e o evaporador permite calcular o fluxo de calor nestes dois componentes. Não há qualquer consideração a respeito de transferência de calor por radiação em razão dada a ausência de queima suplementar na entrada da caldeira de recuperação. A condição de saída do vapor no superaquecedor determina a capacidade de geração da caldeira bem como do coeficiente global de ambos os componentes.

Sabendo-se a vazão de vapor a ser gerado é possível determinar o fluxo de calor no superaquecedor e a queda de temperatura dos gases ao longo do superaquecedor:

$$Q_{super} = m_{vapor} (h_{13} - h_{12}) \quad (5.25)$$

$$= m_{gases} cp_{medio} (T_{g5} - T_{g6}) \quad (5.26)$$

$$= (UA)_{super} \Delta T_{DMLT} = (UA)_{super} \frac{((T_{12} - T_6) + (T_{13} - T_5))}{\ln \frac{(T_{12} - T_6)}{(T_{13} - T_5)}} \quad (5.27)$$

Com a temperatura dos gases no ponto 6 é possível determinar o fluxo de calor no evaporador:

$$Q_{evap} = m_{vapor} (h_{12} - h_{10}) - m_{11} (h_{11} - h_{10}) \quad (5.28)$$

$$= m_{gases} cp_{medio} (T_{g6} - T_{g7}) \quad (5.29)$$

$$= (UA)_{evap} \cdot \Delta T_{DMLT} = (UA)_{evap} \frac{((T_{12} - T_6) + (T_{10} - T_7))}{\ln \frac{(T_{12} - T_6)}{(T_{10} - T_7)}} \quad (5.30)$$

A temperatura da água na fase líquida, que sai do economizador, está ligeiramente abaixo da condição de evaporação no evaporador e deve ser considerada a fim de evitar-se a formação de *steaming*. A diferença entre estas duas temperaturas será o *approach point* no evaporador.

$$(Approach_point)_{proj} = T_{12} - T_{10} \quad (5.31)$$

E, finalmente no economizador:

$$Q_{econ} = m_{vapor} (h_{10} - h_9) \quad (5.32)$$

$$= m_{gases} cp_{medio} (T_{g7} - T_{g8}) \quad (5.33)$$

$$= (UA)_{econ} \Delta T_{DMLT} = (UA)_{econ} \frac{((T_{10} - T_7) + (T_9 - T_8))}{\ln \frac{(T_{10} - T_7)}{(T_9 - T_8)}} \quad (5.34)$$

A temperatura T_9 será determinada pela condição de projeto envolvendo a análise da turbina a vapor, que tem influência direta da condição ambiente, que determina as condições operacionais do condensador a vácuo.

Com estas equações, 5.22 a 5.34, obtêm-se o perfil de temperatura das condições de projeto, que possibilita o dimensionamento das áreas de troca de cada componente.

A avaliação da caldeira de recuperação operando fora das condições de projeto demanda o uso de coeficientes de correção de transferência de calor, que são necessários para determinar o novo coeficiente global. Esta metodologia é apresentada por Ganapathy (1992) e é denominada de cálculo *de desempenho*.

Segundo a metodologia, a correção dos coeficientes globais de cada seção é determinada por fatores que envolvem as condições termodinâmicas definidas na condição de projeto.

Na seção do superaquecedor, o coeficiente global é corrigido pelo fator K_1 e pela relação entre as vazões de gases na condição fora de projeto e de projeto.

Este fator é determinado usando –se os parâmetros de transferência de calor na condição de projeto, expresso por:

$$K_1 = \frac{(Q_{\text{sup}})^{\text{proj}}}{\Delta T_{\text{DMLT}} \cdot (m_{\text{gases}})^{0,65} \cdot (F_{\text{sup}})^{\text{proj}}} \quad (5.35)$$

Onde, F_{sup} é uma relação da variação das propriedades dos gases ao longo do superaquecedor, determinado por:

$$(F_{\text{sup}}) = \frac{cp^{0,33} k^{0,67}}{\mu^{0,32}} \quad (5.36)$$

Para a equação 5.36, c_p , é o calor específico; k , a condutividade e μ , a viscosidade dinâmica dos gases na temperatura média entre a entrada e a saída do superaquecedor. É importante notar que o parâmetro F é inserido na correção do coeficiente global abrangendo ambas as condições: de projeto e de desempenho.

O novo coeficiente global no superaquecedor, ou de “desempenho”, é dado por:

$$(UA)_{\text{sup}}^{\text{desemp}} = (m_{\text{gases}})_{\text{desemp}} (F_{\text{sup}})^{\text{proj}} K_1 \left[\frac{(m_{\text{gases}})^{\text{proj}}}{(m_{\text{gases}})_{\text{desemp}}} \right]^{0,15} \quad (5.37)$$

Na seção do evaporador, o coeficiente global é corrigido pelo fator K_2 , análogo ao método de correção adotado no superaquecedor:

$$K_2 = \frac{(Q_{\text{evap}})^{\text{proj}}}{\Delta T_{\text{DMLT}} \cdot (m_{\text{gases}})^{0,65} (F_{\text{evap}})^{\text{proj}}} \quad (5.38)$$

Onde: F_{evap} é uma relação da variação das propriedades dos gases ao longo do evaporador:

$$(F_{\text{evap}}) = \frac{cp^{0,33} k^{0,67}}{\mu^{0,32}} \quad (5.39)$$

Nesta equação, c_p , o calor específico; k , a condutividade e μ , a viscosidade dos gases, são determinados com base na temperatura média entre a entrada e a saída do evaporador.

O novo coeficiente global para o evaporador, segundo as novas condições de operação é dado por:

$$(UA)_{evap}^{desemp} = (m_{gases})_{desemp}^{0,65} (F_{evap})_{desemp} K_2 \quad (5.40)$$

Para o economizador, as novas condições de operação são determinadas mediante a correção do coeficiente global através do fator K_3 e de F_{econ} :

$$K_3 = \frac{(Q_{econ})^{proj}}{\Delta T_{DMLT} \cdot (m_{gases})_{proj}^{0,65} \cdot (F_{econ})_{proj}} \quad (5.41)$$

Onde, F_{econ} é a relação da variação das propriedades dos gases ao longo do evaporador:

$$(F_{econ}) = \frac{cp^{0,33} k^{0,67}}{\mu^{0,32}} \quad (5.42)$$

Onde: c_p , o calor específico; k , a condutividade e μ , a viscosidade dinâmica dos gases na temperatura média entre a entrada e a saída do economizador.

Finalmente, o coeficiente global no economizador, corrigido em relação à condição de projeto, é dado por:

$$(UA)_{econ}^{desemp} = (m_{gases})_{desemp}^{0,65} (F_{econ})_{desemp} K_3 \quad (5.43)$$

Com estas equações, as quais identificam todos os componentes principais: superaquecedor, evaporador e economizador, a análise térmica da caldeira de recuperação de um nível de pressão está matematicamente definida.

Desta forma, será possível determinar a operação fora das condições de projeto sem a necessidade de se saber a geometria de cada componente.

Na solução da condição de operação da caldeira de recuperação operando no modo de pressão deslizante, a capacidade de escoamento da turbina a vapor é considerada (*swallowing capacity*). A solução da nova condição de operação da caldeira será

determinada não somente pelas propriedades dos gases provenientes da turbina a gás, mas também pela capacidade de escoamento da turbina a vapor.

Caso fosse adotada uma simulação na operação da caldeira com queima suplementar, os fluxos de gases provenientes da turbina a gás permitiriam tal incremento na temperatura dos gases na entrada do superaquecedor dado o teor de oxigênio remanescente, que pode chegar a 15 % em volume.

Desta forma a queima suplementar seria determinada por fatores limitantes relacionados à máxima temperatura admissível para o vapor superaquecido em turbinas a vapor, atualmente estabelecido em torno de 570 °C. Valores acima de 600 °C requerem o emprego de materiais com propriedades metalúrgicas especiais, e resultaria num aumento significativo do custo da caldeira.

A pressão do vapor no evaporador será dada segundo a operação em pressão deslizante e está condicionada a carga na turbina a vapor e da sua capacidade de escoamento em função dos novos parâmetros.

Com a queima suplementar o balanço de energia e massa abrangendo o queimador suplementar será dado pela Primeira Lei :

$$\sum_{\text{Reagentes}} n_{\text{entrada}} [h_f^o + \Delta h]_{\text{entrada}} = \sum_{\text{Produtos}} n_{\text{saida}} [h_f^o + \Delta h]_{\text{saida}} \quad (5.44)$$

Onde, a somatória refere-se, respectivamente, à todos os reagentes e produtos da reação da combustão.

O sistema de equações é configurado a determinar os valores da entalpia dos produtos em função da temperatura dos gases de combustão.

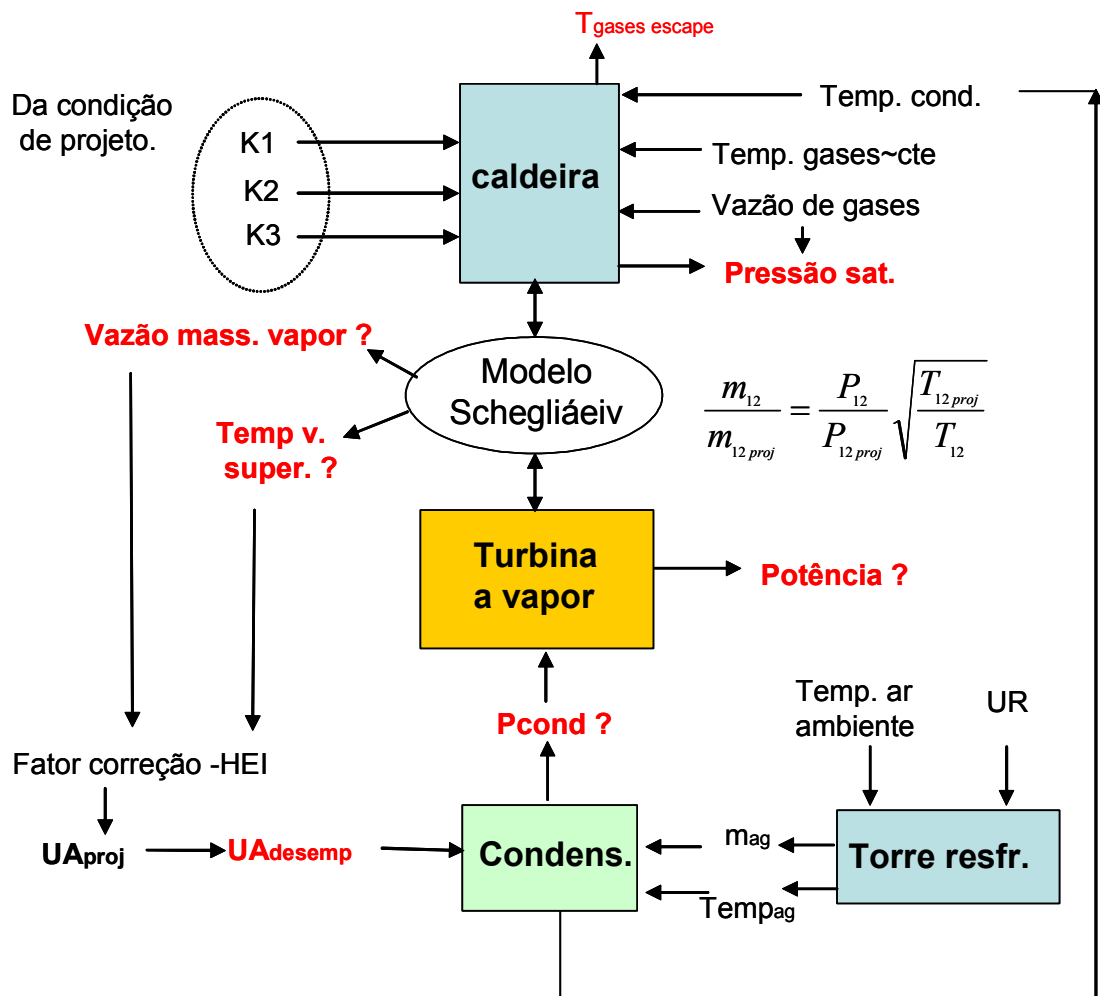


Figura 5.22- Ciclo a vapor: lógica do desenvolvimento da sub-rotina na condição fora de projeto.

5.5 O equacionamento da turbina a vapor e do condensador

A definição da forma como o vapor expande pela turbina é dada pela eficiência isentrópica. Ela mensura as perdas por atrito do escoamento do vapor ao longo da turbina, as perdas por vazamento entre os canais, as perdas por radiação e convecção das superfícies externas.

A eficiência isentrópica de uma turbina a vapor pode variar em razão das condições de operação na caldeira de recuperação e das condições atmosféricas do local de operação, desde que adotadas torres de resfriamento abertas para refrigeração da água que circula pelo condensador.

$$\eta_{isoTV} = \frac{(h_{13} - h_{14})}{(h_{13} - h_{14iso})} \quad (5.45)$$

Onde, h_{13} é a entalpia do vapor na entrada da turbina e h_{14} e h_{14iso} são as entalpias de saída do vapor na expansão real e isentrópica, respectivamente.

A entalpia do vapor na saída é determinada em função da pressão de condensação e é governada pelas condições ambientais.

Tabela 5.3-Condições de projeto da turbina a vapor.

Fluxo de vapor (kg/s)	48,00
Temperatura do vapor na entrada (°C)	520
Pressão do vapor superaquecido (kPa)	10.746
Eficiência isentrópica (%)	86,0
Título do vapor no condensador	0,85
Pressão de condensação (kPa)	8,25
Temperatura ambiente (°C)	15
Umidade relativa do ar (%)	60
Potência elétrica (MW)	49,15

Obs.: Condições ISO @ 15 °C e 101,325 kPa e turbina a gás a 100% de carga.

A hipótese considerada na análise do ciclo combinado admite que a caldeira de recuperação opera parcialmente no modo de pressão deslizante (*sliding pressure*) e sugere que o controle de potência na turbina a vapor esteja relacionada exclusivamente com a sua capacidade de escoamento do vapor (*swallowing capacity*).

Vários modelos matemáticos expressam a capacidade de escoamento do vapor em uma turbina quando venha a operar nas condições fora de projeto, entre eles, destacando-se a Lei de Stodolla, ou Lei da elipse e de Schegliáiev (1978). Os dois conceitos relacionam as propriedades termodinâmicas do vapor com a capacidade de escoamento como referência a condição de projeto com base na temperatura do vapor e da sua pressão..

Bresolin *et al.*(2006) comparam ambos os modelos e concluem que os resultados obtidos são muito similares, com uma pequena variação em relações de vazão mássica (m/m_{proj}) próximas de 0,7.

Neste trabalho foi adotado o modelo de Schegliáiev (1978) para determinar as condições de operação da turbina a vapor e indiretamente da caldeira de recuperação, pois, esta, é logicamente afetada pela capacidade da turbina quando operando na condição de pressão deslizando.

O modelo expresso por Schegliáiev (1978) é dado por:

$$\frac{m_{12}}{m_{12proj}} = \sqrt{\frac{(P_{12}^2 - P_{13}^2) - \sigma(P_{12} - P_{13})^2}{(P_{12proj}^2 - P_{13proj}^2) - \sigma(P_{12proj} - P_{13proj})^2}} \sqrt{\frac{T_{12proj}}{T_{12}}} \quad (5.46)$$

Onde o fator σ expressa as relações de pressão projeto/operacao e depende do coeficiente isentrópico da turbina. Sendo uma turbina de condensação, onde a pressão de descarga é muito baixa se comparada à condição de entrada os termos $\sigma(P_{12}-P_{13})^2$ e $\sigma(P_{12proj}-P_{13proj})^2$ podem ser negligenciados.

Portanto, a equação 5.46 fica:

$$\frac{m_{12}}{m_{12proj}} = \frac{P_{12}}{P_{12proj}} \sqrt{\frac{T_{12proj}}{T_{12}}} \quad (5.47)$$

Desta forma fica estabelecida a condição de operação tanto para a turbina a vapor como para a caldeira de recuperação, assim determinada pela relação entre a vazão, a pressão e a temperatura do vapor.

A potência elétrica da turbina a vapor é dada por:

$$W_{TV} = \eta_{isoTV} \eta_{mecTV} \eta_{GerTV} m(h_{12} - h_{13}) \quad (5.48)$$

Onde, η_{mecTV} e η_{GerTV} , são o rendimento mecânico e do gerador elétrico da turbina a vapor, respectivamente.

Já no condensador, o fluxo de calor é expresso por:

$$Q_{cond} = m_{vapor} (h_{14} - h_{15}) \quad (\text{lado do vapor}) \quad (5.49)$$

$$= m_{agua} (h_{17} - h_{18}) \quad (\text{lado da água}) \quad (5.50)$$

$$= (UA)_{cond} \Delta T_{DMLT} = (UA)_{cond} \frac{((T_{17} - T_{18}))}{\ln \frac{(T_{14} - T_{18})}{(T_{14} - T_{17})}} \quad (5.51)$$

O coeficiente global do condensador na condição de operação fora de projeto deve ser corrigido em função da temperatura da água que circula entre a torre e o condensador, bem como do fluxo de vapor que escapa da turbina a vapor. Adota-se para a correção do coeficiente global do condensador o método desenvolvido pelo HEI (Heat Exchange Institute), através de curvas de correção. (Kern, 1987).

O coeficiente global para qualquer outra carga e temperatura diferente da condição de projeto é expressa por:

$$U_{cond}^{desemp} = U_{cond}^{proj} C_L^{desemp} C_T^{desemp} \quad (5.52)$$

Onde C_L é o coeficiente dado em função da carga e C_T o coeficiente em função da temperatura da água de alimentação. Os demais coeficientes, relacionados a incrustação na superfície externa dos tubos e a variação de velocidade da água no interior dos mesmos, são negligenciadas.

O valores de C_L e C_T são convencionados em 1 para a condição de projeto e, para qualquer outra carga e/ou temperatura, o coeficiente global deve ser corrigido em relação a condição de projeto. Portanto, a temperatura de projeto da água de alimentação foi

estabelecida em 21,1 °C e a carga relativa à área de transferência por hora, admitida é C_T , é $9,45 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^2/\text{h}$.

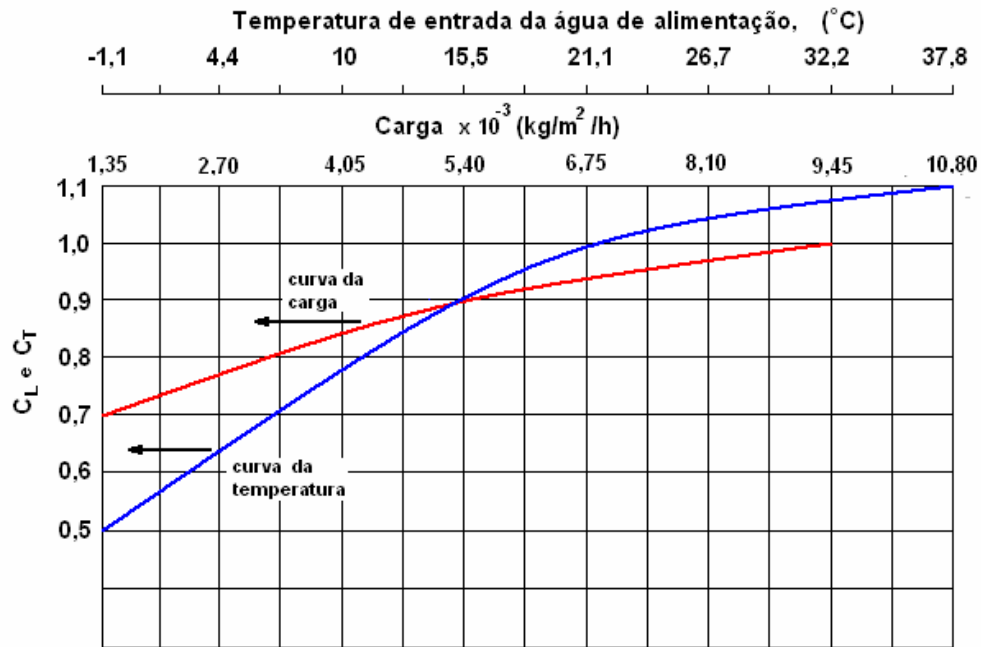


Figura 5.23-Coefficientes de correção para condensadores de superfície.

Fonte: adaptado de Kern (1987), segundo norma do Heat Exchange Institute

O mesmo método é adotado pelo Gatecycle (2010), que utiliza a última versão da norma *Standards for Steam Surface Condensers*, 9ª edição.

5.6 A modelagem da torre de resfriamento

O resfriamento da água de refrigeração do condensador é realizado por meio de uma torre aberta e com acionamento mecânico através de ventiladores axiais no topo.

Raramente há qualquer referência às condições da água de resfriamento dos condensadores, ou mesmo o tipo de resfriamento nesta parte do ciclo combinado (Gas Turbine World 2008 Performance Specifications).

A diferença de temperatura da água de entrada e da saída da torre, definida como *range de temperatura*, é mantida constante, através do ajuste de vazão entre a torre e o condensador. Também o parâmetro *approach*, que é a diferença entre a água fria que sai da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada da mesma, é assumido como constante. Admite-se ar saturado na saída do topo da torre.

5.7 Modelagem das bombas da caldeira e de circulação torre/condensador

Adota-se a formula de Darcy (universal) para cálculo da potência de ambas as bombas.

Para a bomba do circuito torre -condensador presume-se um coeficiente de perda de carga constante, baseado na hipótese de que o escoamento da água nos tubos do condensador seja completamente turbulento. A altura manométrica requerida na determinação da potência elétrica da bomba de circulação de água no condensador é uma função da variação da velocidade da água no interior dos tubos do condensador. Neste caso, o número de Reynolds, dada a rugosidade relativa, terá pouca influência no coeficiente de perda de carga.

Já para a bomba da caldeira, a pressão de descarga será aquela definida pela operação da caldeira de recuperação, segundo a Formula de Darcy, formatada para as unidades adotadas:

$$W_{\text{bombacaldeira}} = 1,36 \times 10^{-3} \frac{\gamma \cdot P \cdot m}{\eta_{\text{bomba}} \eta_{\text{elctr}}} \quad \text{em MW} \quad (5.53)$$

Onde, a potência da bomba de alimentação da caldeira é dada em MW; P a pressão de saturação do vapor no evaporador, em kPa, m a vazão mássica de água, η_{bomba} , o rendimento da bomba igual a 70%, considerado constante, e η_{elctr} o rendimento elétrico do motor que aciona a bomba, então considerado em 90%. Admite-se constante a densidade da água.

6 RESULTADOS

6.1 Introdução

A modelagem apresentada pelo sistema de equações não lineares demonstra ser uma ferramenta flexível e ágil na análise de operação do ciclo combinado em condições fora de projeto.

A forma como as equações são apresentadas no desenvolvimento do algoritmo permite soluções com inúmeras opções de escolhas dentre as variáveis envolvidas, que ora podem ser consideradas dependentes, ora independentes. A formulação das equações sem uma ordem definida permite alterações simplificadas quando se deseja atribuir independência a uma determinada variável e a sua relação com o comportamento das demais.

São consideradas variáveis independentes: a pressão atmosférica, a qual é determinada pela altitude em relação ao nível do mar, compreendida entre 0 a 3000 metros; a temperatura ambiente, entre 0 e 35 °C, a umidade relativa, entre 20 e 100% e a potência elétrica líquida a ser gerada. A potência elétrica a ser gerada, representando uma demanda fictícia, determina qual deve ser o grau de abertura do sistema de controle de ar no compressor, o IGV, e as consequentes correções: vazão mássica corrigida de ar, relação de pressão e eficiência isoentrópica.

A dinâmica de operação é determinada única e exclusivamente pela condição de carga a ser gerada pelo ciclo combinado, notadamente relacionada às condições atmosféricas consideradas.

O ciclo a vapor tem sua forma de operação condicionada à forma de operação da turbina a gás, consequência da sua modulação de carga, bem como pelas condições atmosféricas.

No condensador é possível identificar como a temperatura e a pressão atmosférica influenciam na potência da turbina a vapor, quando considera a influência da temperatura da água de resfriamento na pressão de condensação do ciclo a vapor.

A formulação da modelagem é representada por um sistema com aproximadamente 440 equações, agrupadas em 187 blocos.

O primeiro bloco agrupa todas as equações que tenham informações de entrada preliminares, ou seja, todas aquelas que determinam as condições de contorno.

Os demais blocos são virtualmente solucionados de forma seqüencial, observando-se o número de iterações necessárias a atingir a tolerância desejada. A solução ocorre em blocos através da convergência de resultados, onde as relações entre as variáveis são satisfeitas obrigatoriamente entre si e dentro da tolerância e do número de iterações. Estes parâmetros são definidos na janela de preferências (critérios e parâmetros de parada).

6.2 Análise da modelagem dos componentes: comparação de resultados para validação

Embora os parâmetros da turbina a gás adotados tenham sido tabulados de uma ferramenta de análise conhecida, se faz necessário uma comparação dos principais resultados com o propósito de avaliar a amplitude dos desvios e, enfim, validar a metodologia. O trabalho de Maghon *et al* (1993), publicação com a chancela do próprio fabricante da turbina a gás, foi adotado como a fonte de referência para fins de comparação. Nele estão apresentados os ábacos que determinam os fatores de correção relacionados com cada condição operacional dentro da faixa compreendida entre 60 e 100 % da carga nominal. A carga de 60 % do valor nominal foi adotada como o valor mínimo para fins de análise e baseia-se no comportamento do sistema de controle da TST apresentado no trabalho do autor acima citado.

Na tabela a seguir resumem-se e comparam-se os parâmetros para duas condições de carga. Embora o trabalho mencionado considere somente as condições ISO, a simulação para validação desconsidera as perdas de pressão do duto na entrada do compressor e na saída.

Tabela 6-1 Comparativo dos principais parâmetros da turbina a gás em 100 e 60 % de carga, em condições ISO.

	<i>100 % de carga</i>		<i>60 % de carga</i>	
	Calculado	Referência	Calculado (relativo a projeto)	Referência (relativo a projeto)
Potência (MW)	152,4 ⁽¹⁾	152	-	-
Eficiência (%)	36,2 ⁽¹⁾	36,1	0,88	0,86
Vazão de gases (kg/s)	435	433	0,77	0,76
Temperatura de descarga do compressor (°C)	420	~ 410	372	n/d
TET (°C)	1170	~1180	1083	n/d
Relação de pressão no compressor	16,2 ⁽¹⁾	16	0,67	0,69

Nota: (1) desconsiderando-se as perdas de dutos na entrada e saída

Seguindo o exemplo apresentado por Maghon *et al* (1993), para fins de validação dos fatores de correção e segundo uma operação hipotética diferente das condições ISO, dois parâmetros foram adotados com o propósito de avaliar a acuracidade da sub-rotina da turbina a gás: temperatura do ar ambiente de 35 °C e altitude de 610 m acima do nível do mar. Para tais condições, a vazão mássica de gases encontrada foi de 375 kg/s, perante 382 kg/s do valor apresentado pelos autores, o que representa uma diferença de 1,8 %. Já em relação a temperatura dos gases de exaustão, a diferença foi de 6 °C (564 °C contra 570 °C, valor, este, encontrado no EES[®]).

Para validar os resultados da caldeira de recuperação, a metodologia do Cálculo de Desempenho, segundo o livro Waste Heat Boiler Deskbook, de V. Ganapathy (1991), foi reproduzida em uma sub-rotina, também desenvolvida no EES[®], que simulasse os parâmetros de projeto e dados operacionais do exemplo do Capítulo 4(caso 2). Toda a estrutura de equações, que representasse os balanços de massa e energia bem como dos fatores de correção dos coeficientes globais, foi desenvolvida com base nos parâmetros fornecidos. Mesmo o perfil de temperatura dos gases precisa ser calculado na condição de projeto para fins de determinação dos fatores de correção, os quais são necessários para

determinar os novos parâmetros na condição fora de projeto, segundo a metodologia do Cálculo de Desempenho.

As mesmas condições de operação informadas no livro foram adotadas. Em termos de acuracidade, na condição de projeto a variação do fluxo de vapor foi de 2,5 % (8.606, contra 8.396 kg/hora). Embora identificada, pode-se atribuir tal diferença a uma maior precisão dos cálculos das propriedades físicas dos gases, que neste trabalho são corrigidos entre os dois pontos analisados, ao passo que o autor adota somente valores fixos. Na condição fora de projeto, o fluxo de calor transferido apresentou uma variação de 1% e a temperatura de saída dos gases da caldeira apresentou uma variação de 3 °C (190 e 188,9 °C, respectivamente para a sub-rotina do EES e do livro). Em termos de transferência de energia entre o vapor e os gases, a diferença apresentada foi de 4 %.

6.3 O comportamento do ciclo combinado em diferentes condições atmosféricas

As alterações do desempenho, decorrentes da variação da temperatura do ar ambiente, são provocadas diretamente pela variação da densidade do ar. Sendo o compressor uma máquina que opera em volume de deslocamento constante, a consequência direta é a variação do fluxo mássico de ar a ser comprimido. A sua densidade aumenta com a queda da temperatura.

Mesmo que o aumento da densidade do ar provoque um aumento da sua vazão mássica com um consequente aumento da potência mecânica consumida pelo compressor, a sua potência específica - kW/kg de ar, comporta-se de maneira inversa.

O aumento da potência líquida da turbina a gás, em função da queda de temperatura do ar ambiente decorre, resumidamente, dos seguintes eventos:

- aumento de vazão mássica de ar;
- aumento da relação de pressão na descarga e
- da redução da potência específica consumida (kW/kg de ar) pelo compressor.

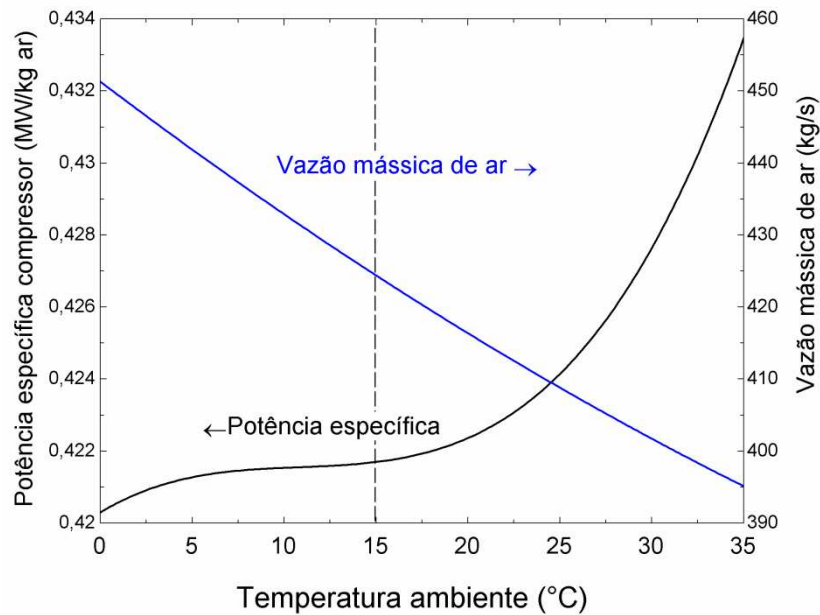


Figura 6.1-Comportamento da potência específica do compressor e da vazão mássica de ar em função da temperatura do ar ambiente.

No sentido inverso, na medida em que a temperatura do ar ambiente se eleva, a vazão mássica de ar tende a diminuir, assim como a pressão de descarga do compressor, sendo que este parâmetro está intrinsecamente relacionado com a condição de *chocking* na turbina.

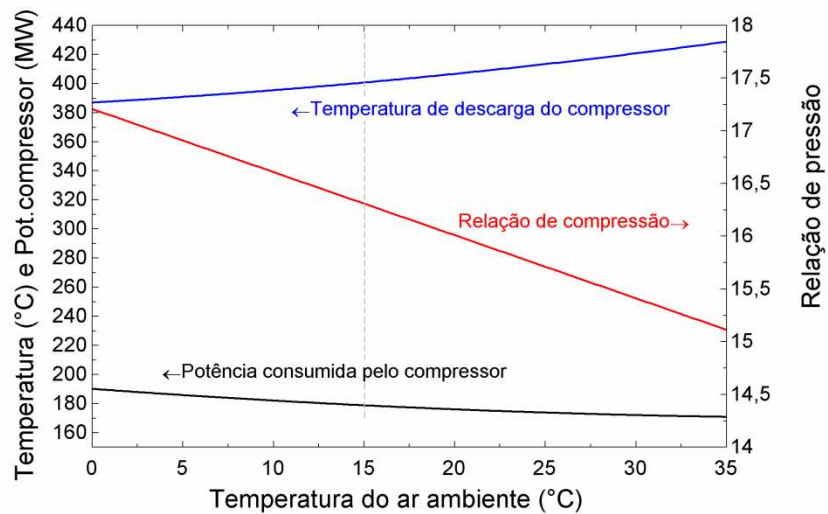


Figura 6.2-Os efeitos da temperatura do ar ambiente na relação de pressão, potência consumida e temperatura de descarga do compressor.

Os parâmetros adimensionais do compressor podem ser visualizados no mapa a seguir, segundo a linha de operação para a faixa de temperatura do ar ambiente, entre 0 e 35 °C.

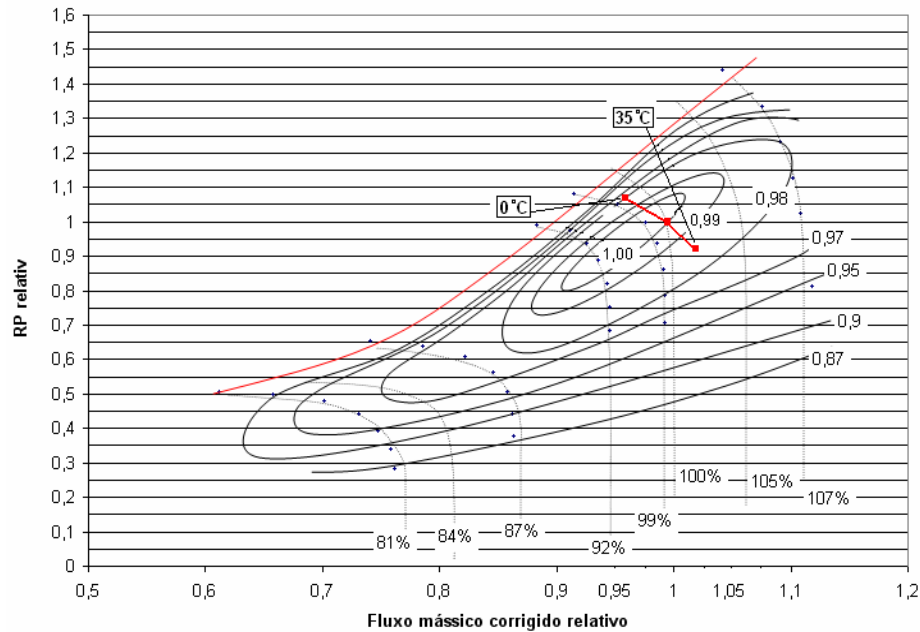


Figura 6.3-Linha de operação do compressor para o intervalo de temperatura do ar ambiente entre 0 e 35 °C, pressão atmosférica de 101.325 kPa. Parâmetros adimensionalizados relativos à condição de projeto. Mapa elaborado segundo os dados obtidos do Gatecycle (2010).

Sendo valores adimensionais, as condições de projeto definidas na tabela 5.1, permitem obter os parâmetros operacionais entre 0 e 35 °C. A vazão mássica de ar apresenta uma variação de até 10 % da condição correspondente a 0 °C quando comparada à condição de projeto. É importante lembrar que a modelagem da turbina a gás considera uma condição de *chocking* na turbina em qualquer faixa de operação.

Tabela 6.2- Parâmetros dimensionais do compressor e da turbina entre 0 e 35 °C.

Compressor							Turbina				
Temperatura do ar ambiente (°C)	$\frac{m}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{P_1}}$	rp	$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$	$\sqrt{\frac{T}{T_{01}}}$	$\frac{m}{\sqrt{T_{01}}}$	Eficiência isoentrópica compressor	$\frac{m}{P_3} \sqrt{\frac{T_3}{P_3}}$	T03 (°C)	T04 (°C)	$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$	Eficiência isoentrópica turbina
0	74,15	17,23	3,631	2,294	450,1	0,757	10,29	1164	537,7	1,5828	0,833
5	73,48	16,93	3,599	2,275	442	0,762	10,29	1164	541,8	1,5817	0,833
10	72,87	16,63	3,567	2,253	434,4	0,7671	10,29	1164	543,4	1,5828	0,833
15	72,27	16,39	3,536	2,238	427,1	0,773	10,29	1169	550	1,5800	0,833
20	70,64	15,87	3,505	2,218	413,9	0,7761	10,29	1169	554,1	1,5800	0,834
25	70,02	15,6	3,476	2,200	406,8	0,7756	10,29	1169	558,2	1,5800	0,833
30	69,7	15,4	3,447	2,181	401,6	0,7752	10,29	1169	562,3	1,5800	0,83
35	69,35	15,24	3,419	2,164	396,3	0,7747	10,29	1169	570,6	1,5800	0,829

Os pontos indicados no mapa da figura 6.3 são apresentados na tabela 6.2, adimensionalizados, e são determinados pela equiparação dos parâmetros entre o compressor e a turbina. Os parâmetros atendem a compatibilidade da velocidade rotacional e o fluxo mássico entre o compressor e a turbina.

O comportamento da temperatura TET deve respeitar o valor máximo admitido para este modelo de turbina a gás, segundo a definição da ISO 2314. Na faixa de temperatura acima das condições ISO, supõe-se que a TET esteja atrelada ao controle (automático) da TST, de tal forma que seja respeitado o limite da temperatura admissível à entrada na primeira fileira de rotores da zona de expansão.

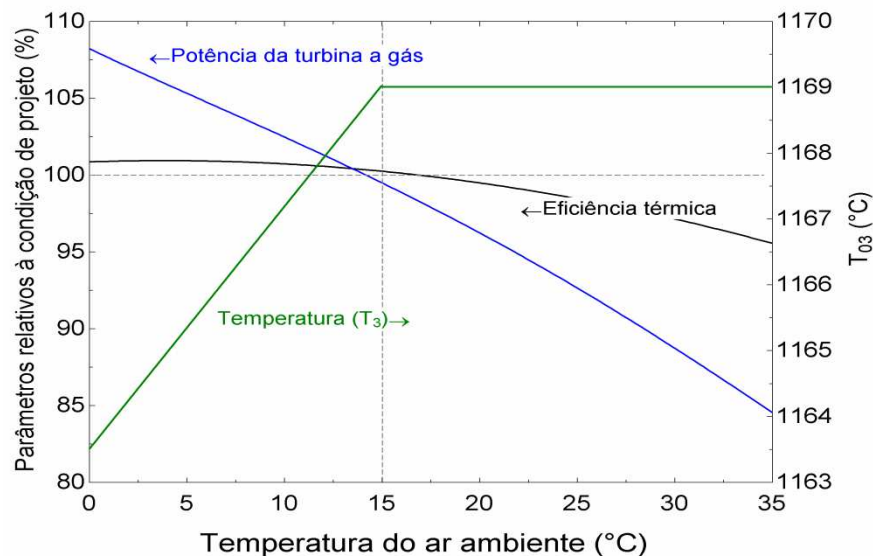


Figura 6.4-Comportamento dos principais parâmetros da turbina a gás em função da temperatura do ar ambiente, umidade relativa de 60%. Potência máxima disponível em função da temperatura ambiente.

A redução da temperatura do ar ambiente apresenta, sempre, condições favoráveis à melhora de desempenho e aumento da potência, tanto para a turbina a gás como para o ciclo combinado. É uma consequência benéfica da menor potência específica consumida pelo compressor em razão do aumento da densidade do ar.

Estando a caldeira de recuperação acoplada termodinamicamente a turbina a gás, alterações nas condições ambientais provocam variações significativas da vazão mássica de gases que fluem pela caldeira, bem como na sua temperatura. Esta alteração nas propriedades dos gases reflete diretamente tanto na capacidade de geração de vapor, como na pressão de saturação e da temperatura do vapor superaquecido.

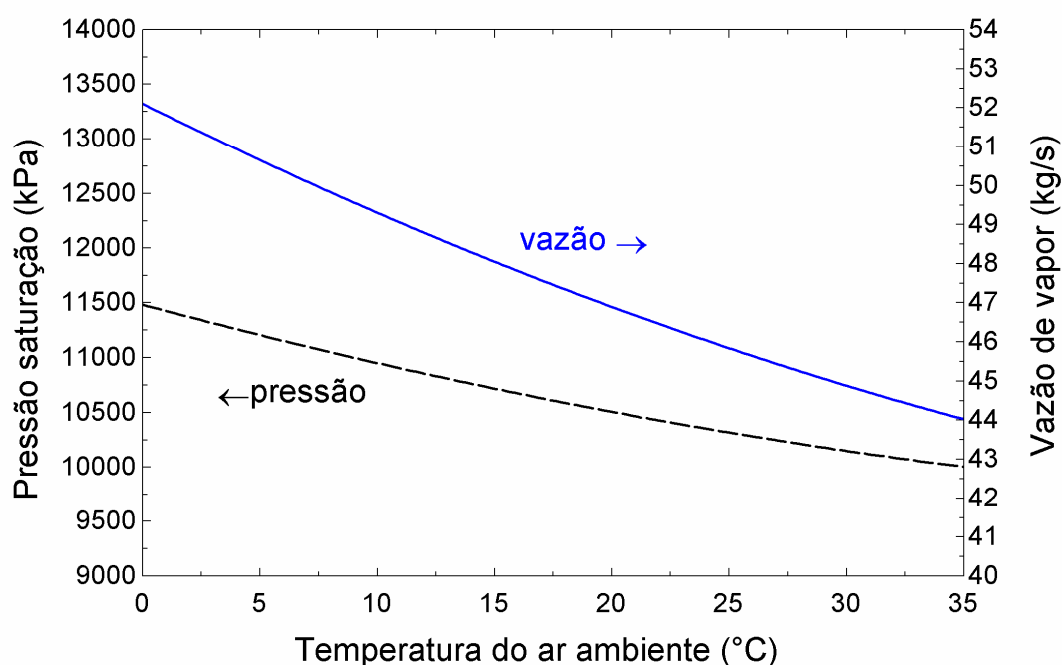


Figura 6.5-Variação da pressão de evaporação e taxa de geração de vapor em função da temperatura do ar ambiente. Temperatura do vapor superaquecido variável – 502 à 552 °C para a faixa de temperatura do ar ambiente compreendida.

Então, um novo regime operacional passa a vigorar ao longo da caldeira de recuperação que afeta por completo todo o ciclo a vapor. Vazões de gases maiores, que aquelas determinadas em projeto, resultam em uma menor recuperação da sua energia interna com consequente aumento da temperatura de escape na chaminé. No sentido oposto, com vazões de gases menores, a relação da área de transferência de calor nas diversas

seções fica mais favorável, e pode resultar em um *pinch point* muito pequeno.

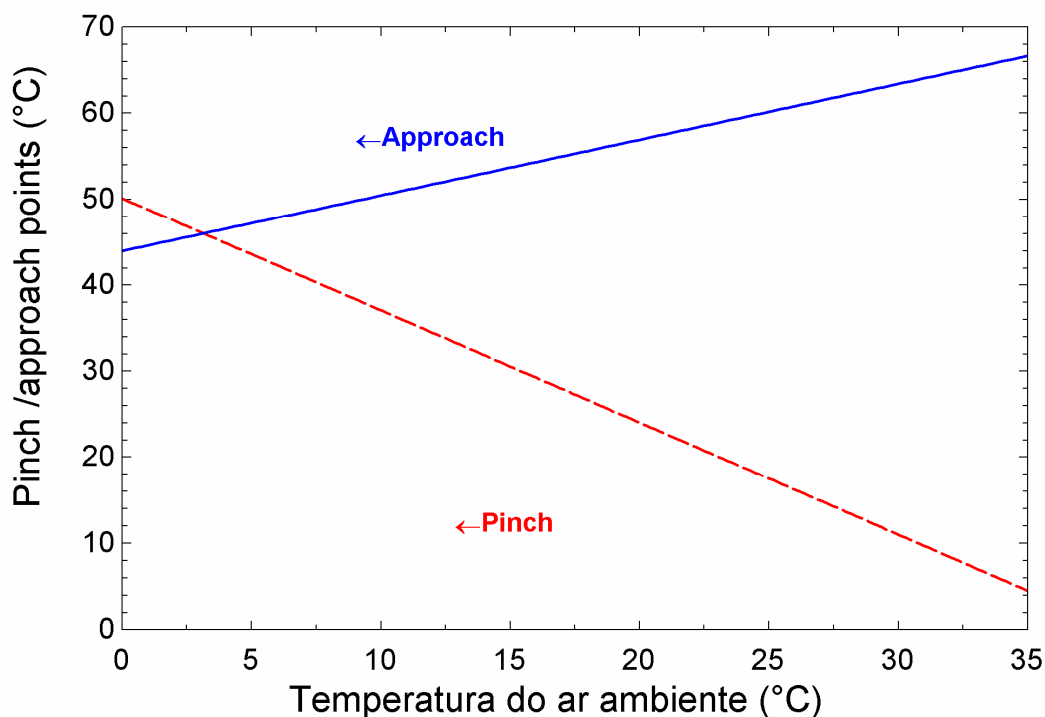


Figura 6.6-O comportamento do *pinch* e *approach* em função da temperatura do ar ambiente, turbina a gás a plena carga.

O gráfico da figura 6.6 evidencia a consideração que Ganapathy (1991) apresenta sobre os valores de *pinch* e *approach* de projeto, que não podem ser arbitrariamente selecionados sem avaliar o seu impacto em todas as condições de operações possíveis. A amplitude operacional, a variação da carga e as condições atmosféricas, a que é submetido o ciclo combinado, devem ser contemplados na escolha tanto do *pinch* como *approach* na condição de projeto. Temperaturas do ar mais baixas devem ser consideradas como a base de referência na definição do *approach* de projeto e tem como objetivo evitar a formação do fenômeno de *steaming* no economizador.

Ao longo de toda a faixa de temperatura do ar ambiente considerada, a variação da vazão mássica do ar altera significativamente o perfil de temperatura dos gases e das condições do vapor, comportamento que pode ser ilustrado pelo diagrama a seguir.

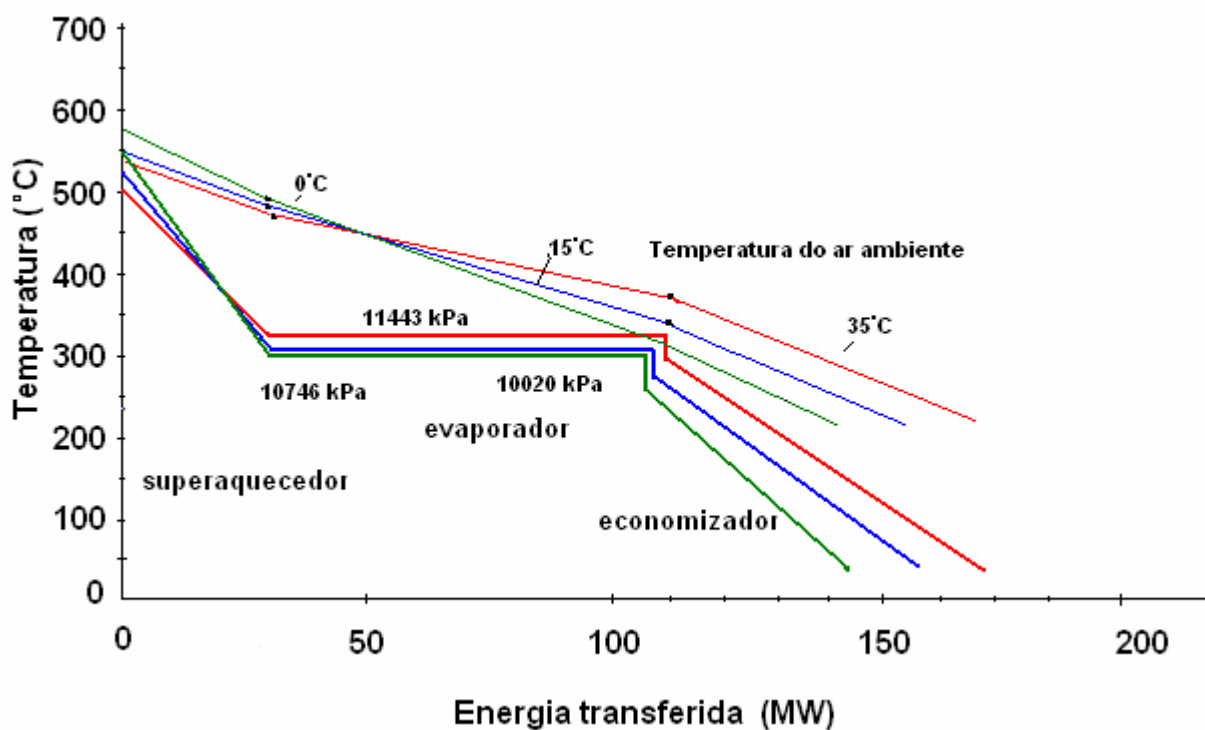


Figura 6.7-Diagrama energia transferida e temperatura na caldeira de recuperação em função da temperatura do ar ambiente, a plena carga para a condição ambiente.

A relação de pressão na turbina a gás também sofre uma alteração com a variação da temperatura do ar ambiente embora a TET permaneça praticamente constante acima de 15 °C.

O impacto provocado pelas alterações na turbina a gás nos demais componentes pode ser visualizado na figura a seguir.

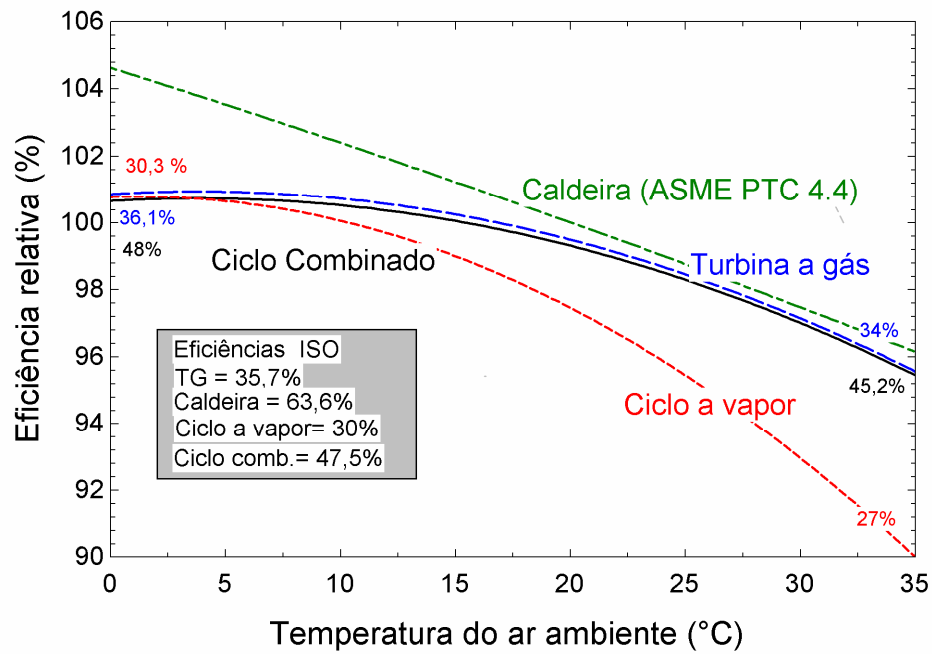


Figura 6.8-As eficiências relativas da turbina a gás, turbina a vapor, da caldeira de recuperação e do ciclo combinado, em função da temperatura ambiente.

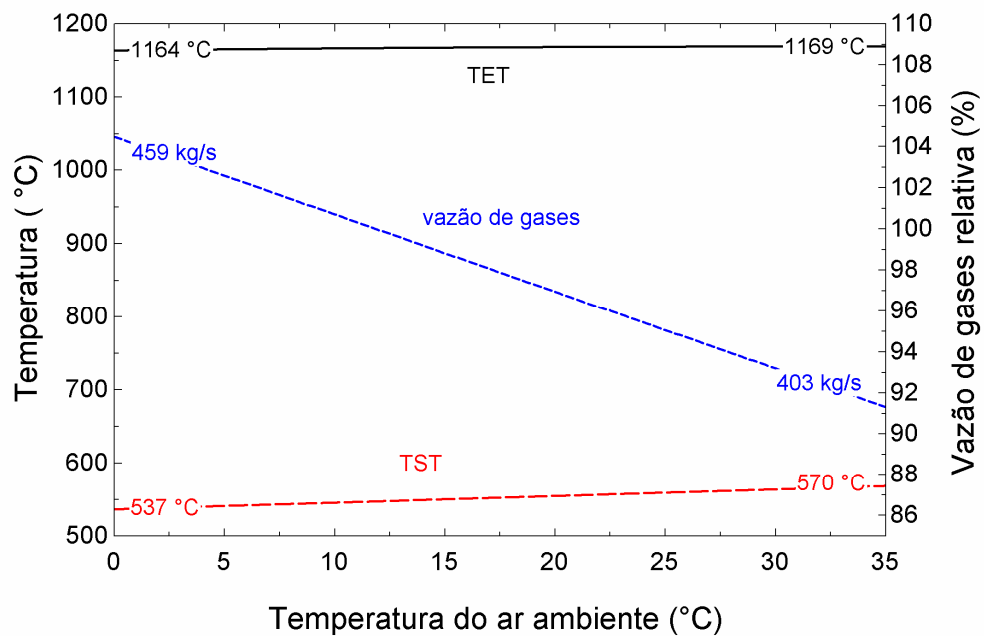


Figura 6.9-Comportamento da TET, TST e vazão de gases na turbina a gás em função da temperatura ambiente.

Em termos de variação de potência ao longo da faixa de temperatura do ar ambiente, a turbina a gás apresenta uma menor perda em relação a sua condição de projeto, do que aquela apresentada pela turbina a vapor. Embora o desempenho da caldeira não seja comprometido com as variações das condições ambientes, a eficiência do ciclo a vapor apresenta uma queda mais acentuada na medida em que a temperatura do ar ambiente em decorrência da influência da temperatura da água de refrigeração no condensador. Com o aumento da temperatura da água de refrigeração à entrada do condensador, a pressão de condensação aumenta resultando em um menor salto entálpico na turbina a vapor.

A variação da pressão de condensação também provoca uma alteração nas condições operacionais da caldeira devido a condição de saturação do líquido/condensado. Pressão de saturação mais baixa implica em uma temperatura de condensado mais baixa, situação que favorece uma operação mais efetiva em termos de recuperação da energia interna dos gases.

Na modelagem considera-se um fluxo de água circulante variável, de acordo com a carga térmica praticada no condensador. Na prática recorre-se a tal recurso para maximizar a recuperação da energia interna dos gases através da manutenção de uma pressão de condensação mais baixa possível, logicamente, observando-se o limite admissível do título do vapor na saída da turbina.

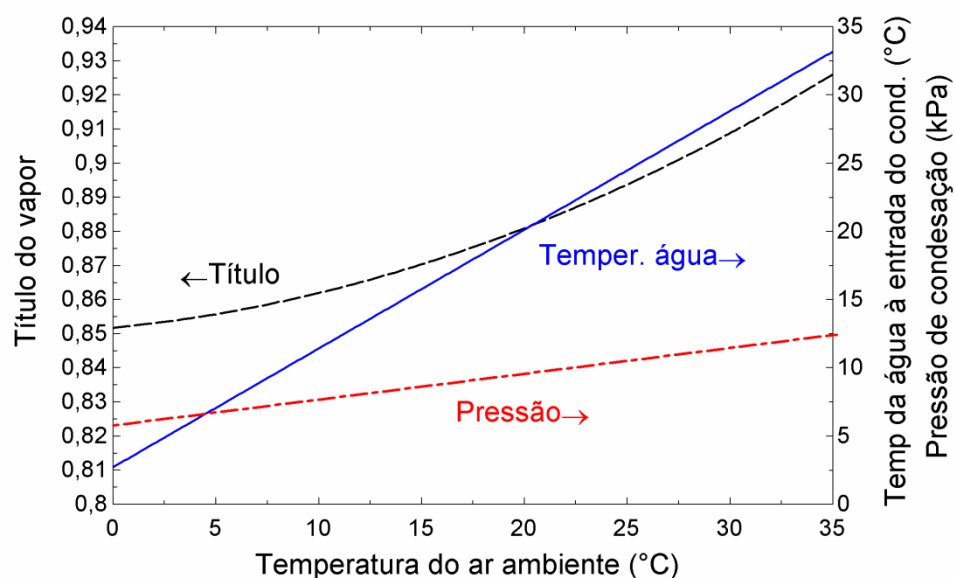


Figura 6.10-Parâmetros de operação no condensador em função da temperatura do ar ambiente, umidade relativa de 60%.

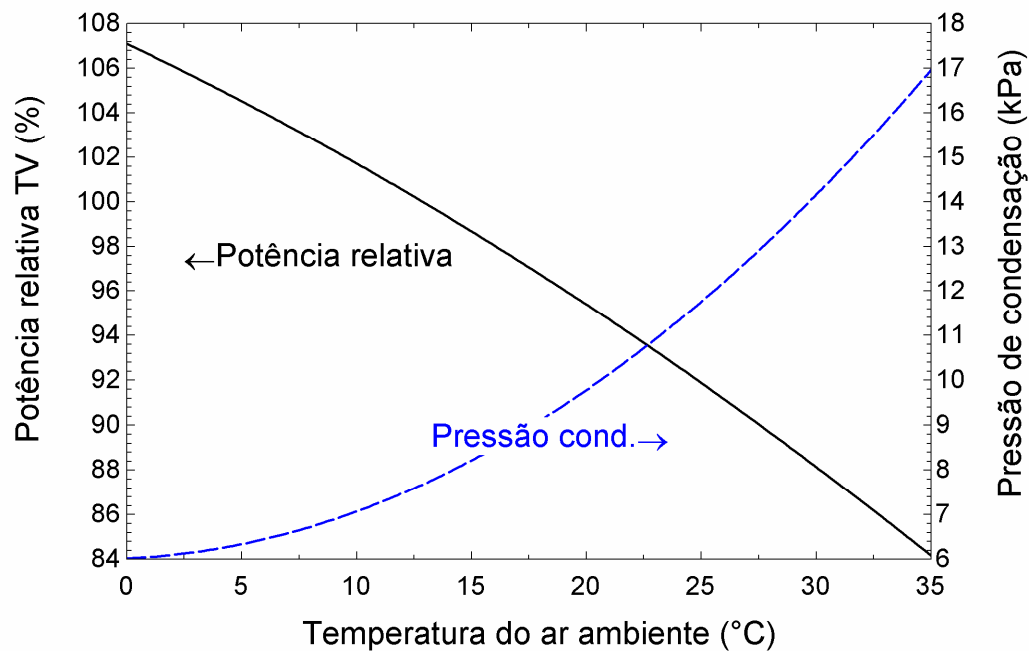


Figura 6.11-A influência da temperatura do ar ambiente sobre a pressão de condensação e a potência relativa da turbina a vapor.

Sendo um ciclo a vapor com um sistema de resfriamento da água de refrigeração aberto, a temperatura do ar ambiente tem um efeito significativo na sua eficiência.

Para fins de ilustração, duas condições são comparadas na figura 6.14. A figura 6.14 (A) apresenta uma pressão de condensação hipoteticamente fixa e a figura 6.14 (B) tem uma pressão de condensação atrelada às condições de operação da torre de resfriamento aberta, segundo a modelagem proposta. O comportamento do ciclo a vapor sugere que para ciclos combinados instalados em locais onde predominam temperaturas do ar ambiente muito elevadas (acima de 15 °C), a operação do condensador com pressões de condensação fixa é mais favorável.

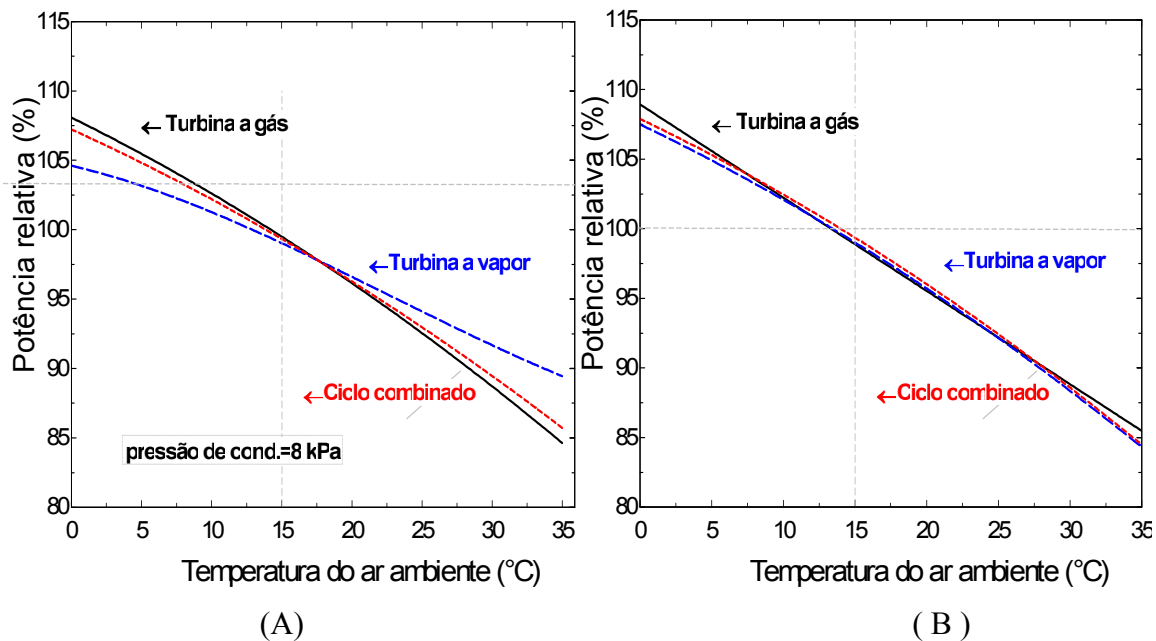


Figura 6.12-Variação das potências relativas da turbina a gás e a vapor e do ciclo combinado, considerando-se pressão de condensação constante e em função da temperatura do ar ambiente.

Já no que se refere à influência da umidade relativa do ar, a variação desta propriedade interfere, embora de forma sutil, em ambas as turbinas. Na turbina a gás, uma maior umidade contida no ar resulta em um fluxo com maior calor específico, condição termodinâmica que se caracteriza como favorável tanto a sua eficiência térmica como à potência. Já no ciclo a vapor, sendo um sistema de resfriamento da água de refrigeração aberto, a umidade relativa do ar altera de forma direta o nível de pressão de condensação, parâmetro que diretamente altera a temperatura e título do vapor na entrada do condensador. Umidades relativas baixas são sempre favoráveis ao ciclo a vapor que contemple uma torre de resfriamento aberta.

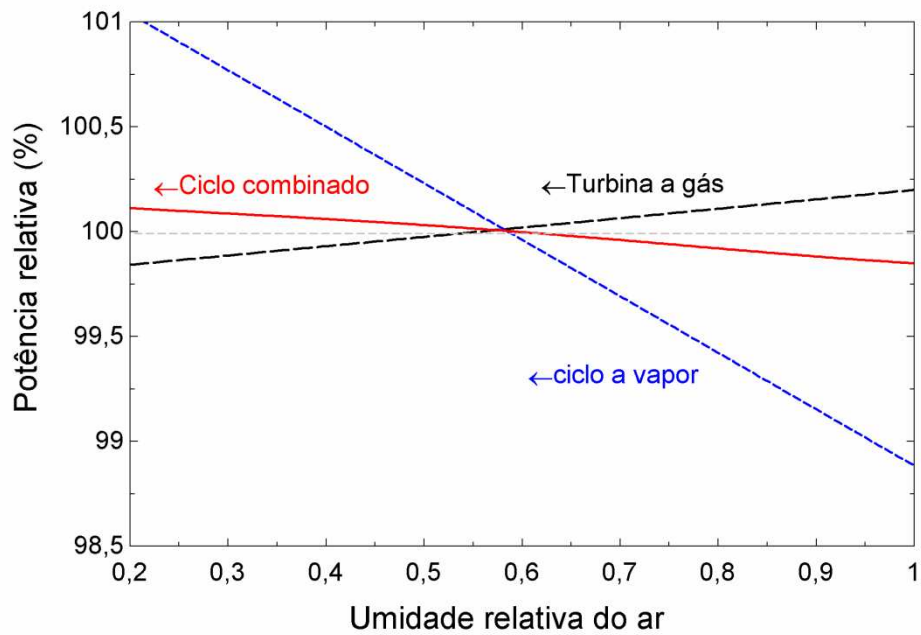


Figura 6.13-Variação das potências em função da umidade relativa do ar a 15 °C, 100 % de carga.

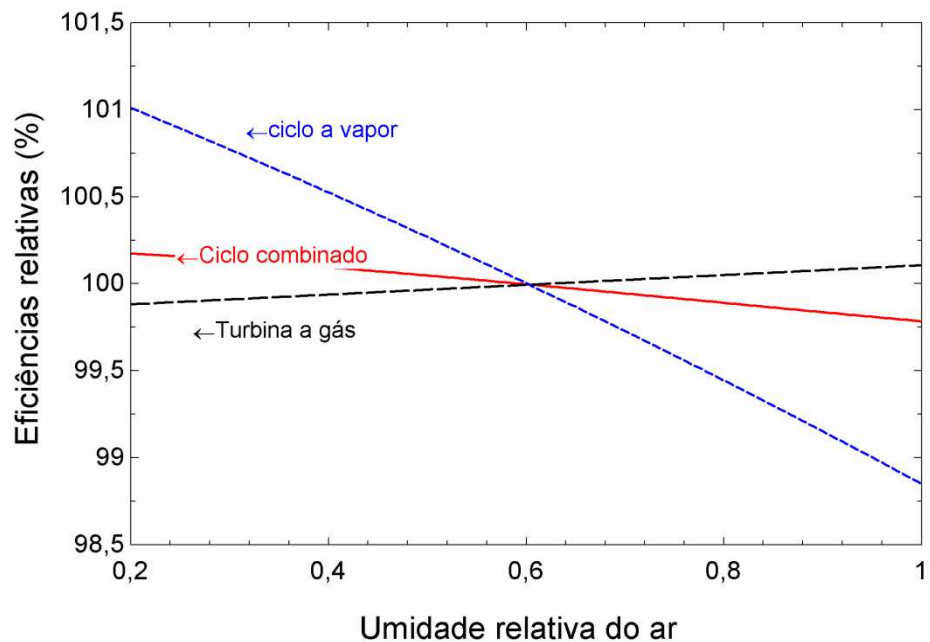


Figura 6.14-Variação das eficiências relativas em função da umidade relativa do ar, 15 °C e 100 % de carga.

Embora o aumento da umidade relativa do ar venha a melhorar tanto a eficiência como a potencia da turbina a gás o resultado líquido do ciclo combinado é negativo, dada a maior influência do ciclo a vapor.

A abrangência da análise sobre os efeitos das condições atmosféricas é concluída com a verificação do impacto que a altitude local da instalação pode provocar na turbina a gás e nos demais componentes. As consequências decorrentes da variação da pressão atmosférica, em razão da altitude, podem ser limitadas à fase de concepção do projeto e, em geral, são suficientes para avaliar seu impacto sobre o desempenho do ciclo combinado.

Normalmente, a variação de pressão decorrente de outros fatores atmosféricos é negligenciada em razão de sua pequena interferência.

Para uma determinada altitude entre 0 e 2500 m, e para turbinas a gás estacionárias, a densidade do ar cai aproximadamente 25% em relação à atmosfera padrão na mesma temperatura. Esta queda da densidade do ar resulta em uma menor vazão mássica dos gases, e daí, uma queda na potencia da turbina a gás.

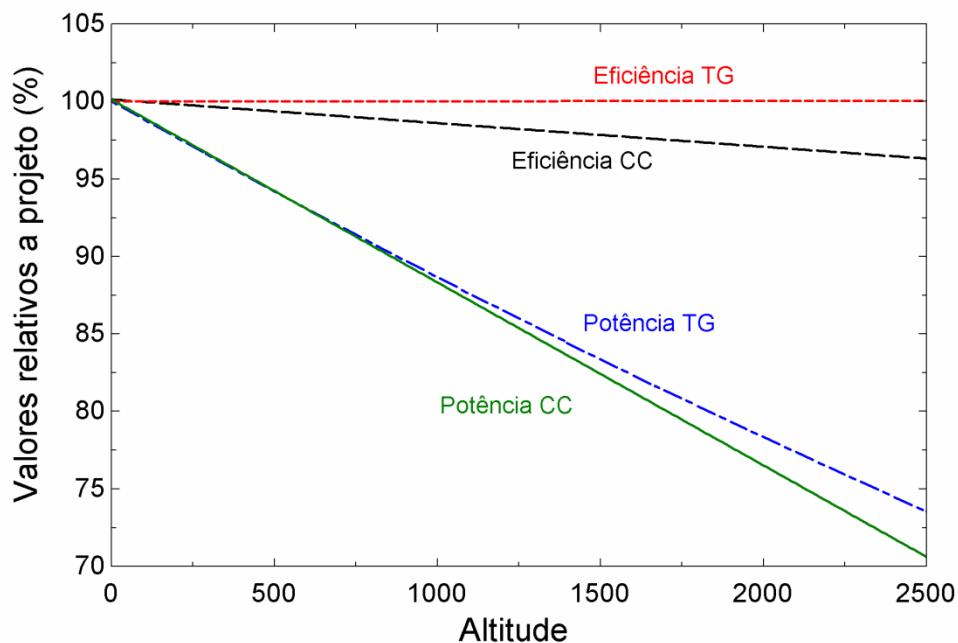


Figura 6.15-Potência relativa da turbina a gás e do ciclo combinado em função da altitude. Representação para temperatura do ar ambiente para 15 °C.

A variação da pressão do ar atmosférico não provoca grandes perdas da eficiência da turbina a gás desde que a temperatura do ar não se altere.

6.4 Operação em cargas parciais

Ao longo do item 6.2 foi possível demonstrar a sensibilidade a que o ciclo combinado está sujeito segundo a variação das condições atmosféricas. O conceito de análise termodinâmica baseada em um sistema de equações não lineares se caracteriza pela sua facilidade em alterar as principais relações entre as variáveis sem a necessidade de grandes intervenções na sub-rotina.

Em ciclos combinados que operem sem a queima suplementar, a sua eficiência se baseia principalmente nas condições operacionais da turbina a gás e a alteração de carga de todo o ciclo será sempre determinada com base nas condições operacionais deste componente. A modelagem de todo o ciclo combinado foi desenvolvida relacionando-se a vazão de ar, que flui pelo compressor, e a sua relação de pressão, tendo as condições ISSO como referência. Fatores de correção foram empregados para a obtenção de todos os parâmetros da turbina ao longo da faixa de carga considerada: entre 60 e 100 % da carga nominal.

O gráfico a seguir demonstra esta relação segundo a abertura das guias de entrada variáveis (IGV) entre 0 %, totalmente fechadas, que representa 60 % da carga, e totalmente abertas, a 100 % da carga. Estes valores são relativos às condições ISO.

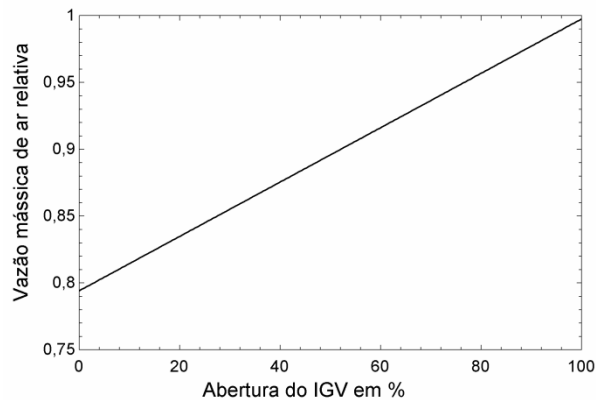


Figura 6.16-Simulação da vazão mássica de ar em função da abertura do IGV, condições ISO.

A atuação deste sistema de controle de vazão de ar denota em um deslocamento do ponto de operação no mapa do compressor. Dois fatores de correção são considerados para um pequeno ajuste dos seguintes parâmetros: da eficiência isentrópica do compressor e da temperatura de exaustão dos gases na turbina.

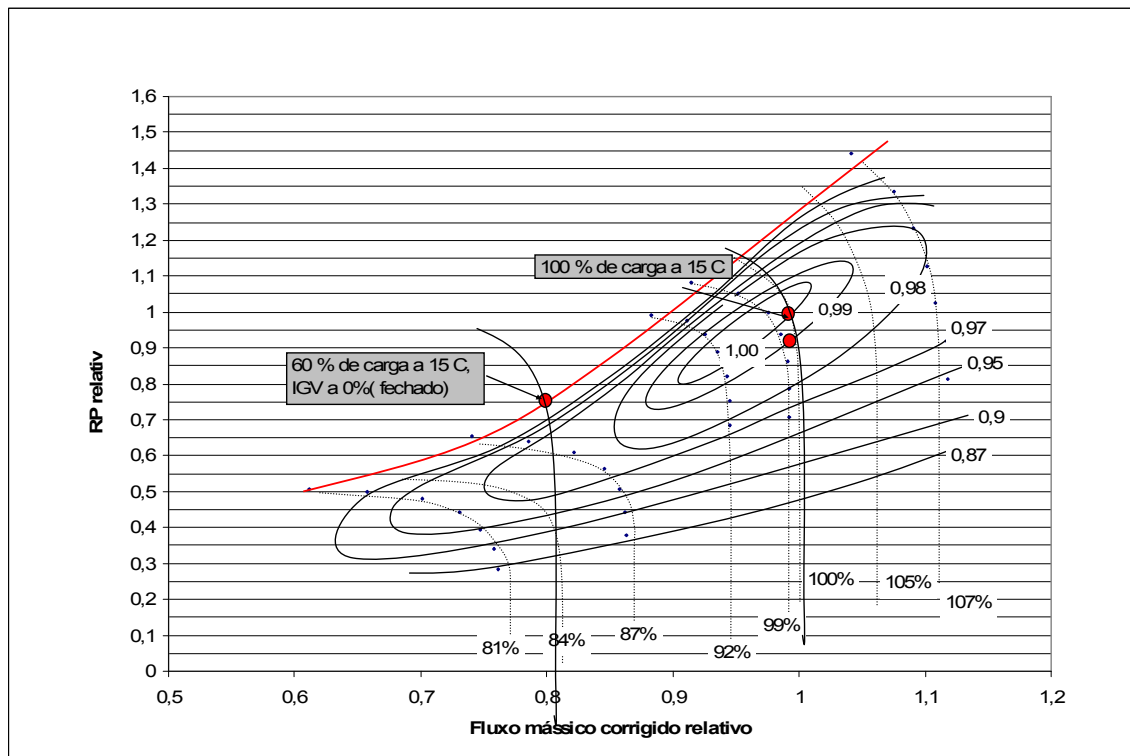


Figura 6.17-O deslocamento do ponto de operação do compressor entre 60 e 100 % de carga na turbina a gás para as condições ISO.

Variando-se a carga de 60 a 100 %, a vazão mássica de ar apresenta uma queda de 427 para 340 kg/s e a relação de pressão passa de 16,4 para 12,6.

Significativas perdas de eficiência térmica se tornam presentes resultado direto da queda de pressão na descarga do compressor, que por sua vez reduz a TET (cai de 1169 para 1070°C). Sendo a TET determinada pela equiparação de todos os parâmetros entre o compressor e a turbina e para uma TST com pouca variação, o salto entálpico dos gases torna-se menor.

Com a queda de vazão de gases, dois efeitos opostos ocorrem no ciclo a vapor: na caldeira de recuperação, a sua eficiência aumenta devido a uma relação “*área de transferência/vazão de gases*” mais favorável. Este melhor aproveitamento da energia interna disponível nos gases reflete na participação de cada turbina no total gerado pelo ciclo combinado.

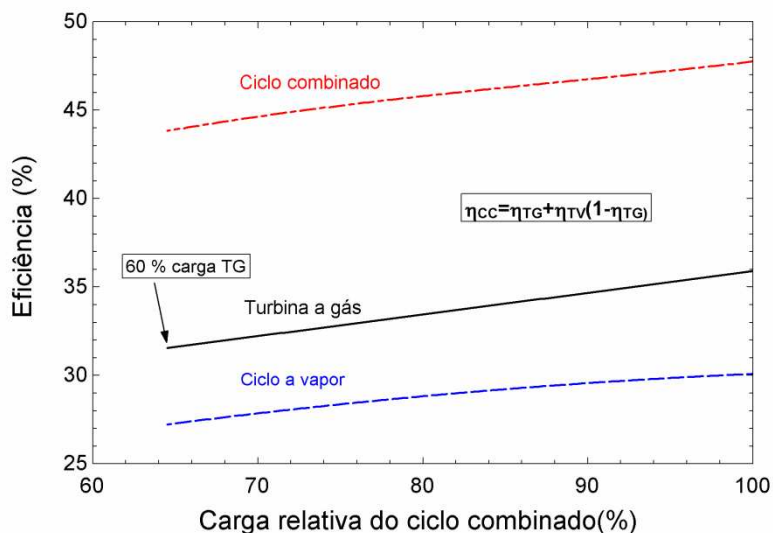


Figura 6.18-Eficiências relativas em cargas parciais da turbina a gás, turbina a vapor e do ciclo combinado, condições ISO.

Embora uma redução na carga na turbina a gás provoque uma queda da pressão de saturação na caldeira de recuperação, o vapor superaquecido apresenta um aumento da sua entalpia de 3.417 para 3.481 kJ/kg. Este aumento de entalpia na entrada da turbina a vapor não necessariamente irá resultar em um salto entálpico maior, pois o título do vapor no duto

de descarga será também maior. Para uma carga de 60 % na turbina a gás o título na saída da turbina a vapor é 0,93 e representa uma eficiência de 78 %.

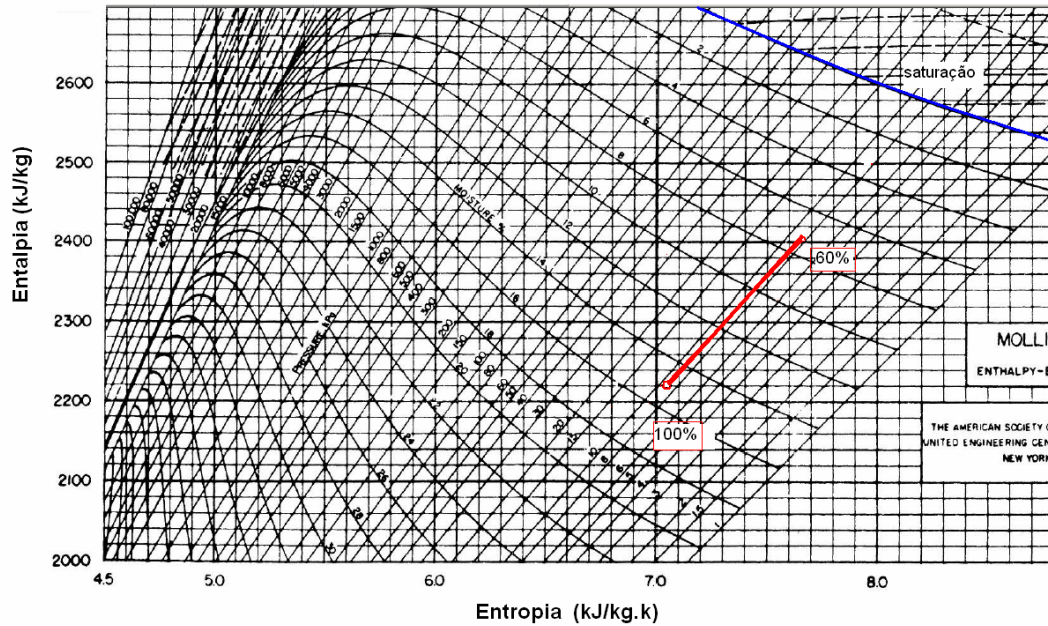


Figura 6.19- O comportamento do título do vapor na entrada do condensador para 100 % e 60 % da carga da turbina a gás em função da carga da TG..

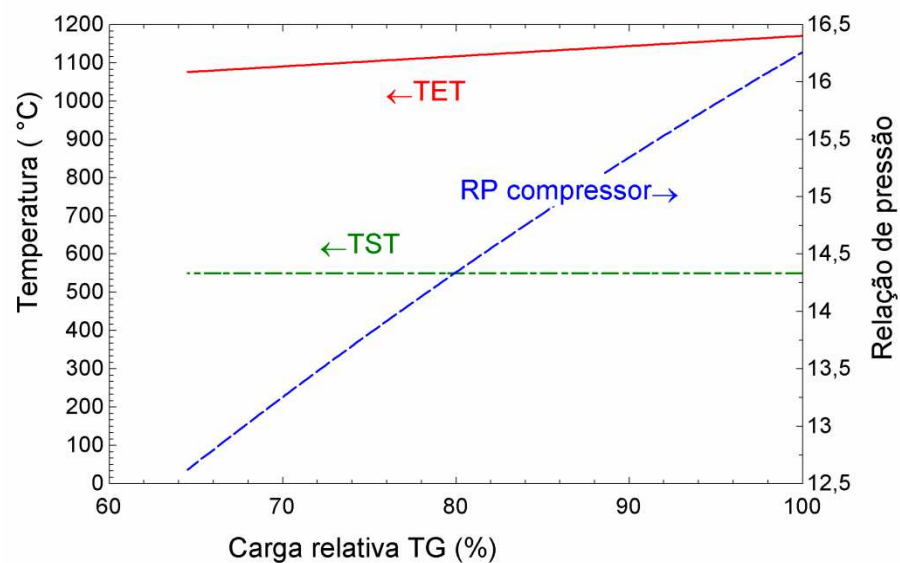


Figura 6.20-Comportamento das temperaturas de entrada e de saída da turbina a gás e a relação de pressão em função da sua carga, condições ISO.

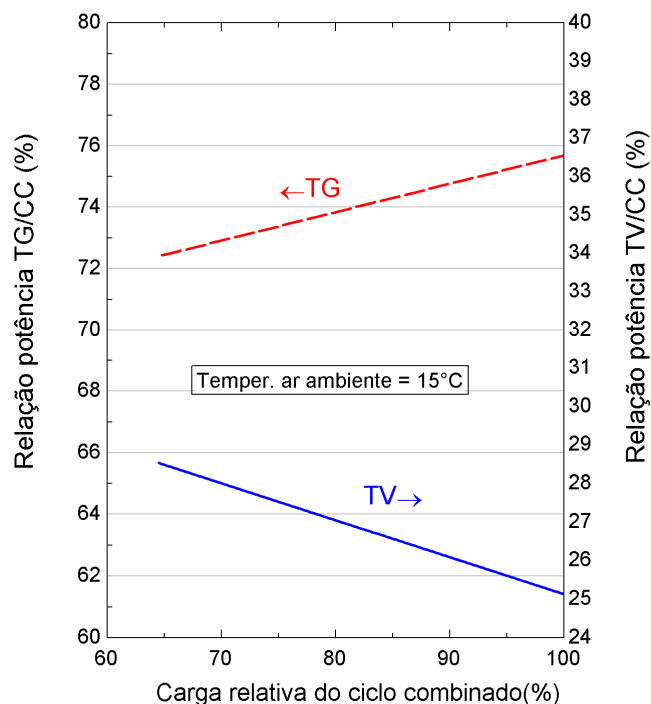


Figura 6.21-Relação de potência entre as duas turbinas em função da carga do ciclo combinado.

Em relação ao comportamento das propriedades termodinâmicas da caldeira, com base no regime de operação da turbina a gás, o vapor superaquecido sofre uma elevação da sua temperatura na medida em que a taxa de geração de vapor diminui.

O conjunto de equações que compõem os balanços de energia de todo o ciclo a vapor é solucionado por um processo nos quais os valores de cada variável, dependentes entre si, apresentem uma solução única, de forma análoga a um processo iterativo. Neste processo de cálculo, vale lembrar que os balanços de energia de todos os componentes da caldeira de recuperação devem considerar todos os parâmetros segundo a capacidade de escoamento da turbina a vapor, determinada pelo modelo Schegliaév (1976).

A influência que a vazão de gases tem sobre o superaquecimento do vapor pode ser representada no gráfico a seguir.

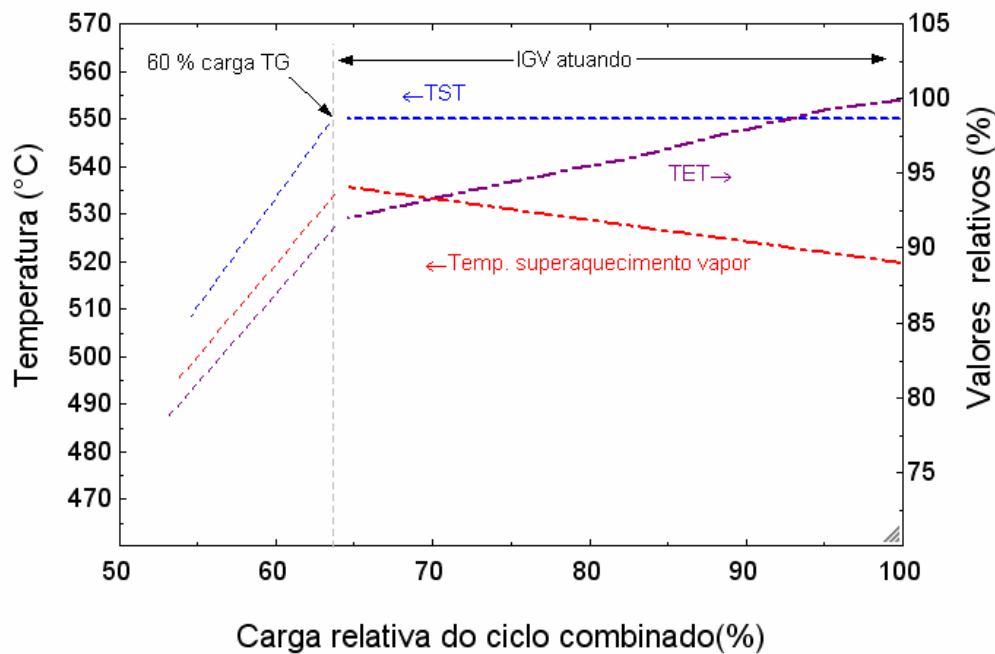


Figura 6.22-O comportamento das propriedades termodinâmicas do vapor em função da carga do ciclo combinado. Condição ISO.

As linhas pontilhadas representam a tendência para os valores de carga abaixo de 60 % da nominal e estão coerentes com os gráficos apresentados por Maghon *et al* (1993).

Uma nova condição de vazão de gases fluindo pela caldeira também afeta o comportamento tanto do *pinch point* como do *approach point*. A variação do *pinch point* é mais acentuada e tende a um cruzamento na medida em que a vazão de gases diminui. A possibilidade em demonstrar tal comportamento reforça a recomendação de Ganapathy (1990) para definir os critérios de escolha do *pinch* na condição de projeto. Simulações com valores menores do que 30 °C apresentavam o “cruzamento” das temperaturas do vapor saturado e dos gases na saída do evaporador. Ganapathy (1990) ainda comenta que valores maiores do *pinch point* podem ser selecionados caso a geração de vapor venha a sofrer uma grande queda em relação à condição de projeto.

O comportamento do *pinch point* em baixos níveis de carga apresentou-se de forma similar à análise do ciclo combinado quando submetido a uma operação em altas temperaturas do ar ambiente.

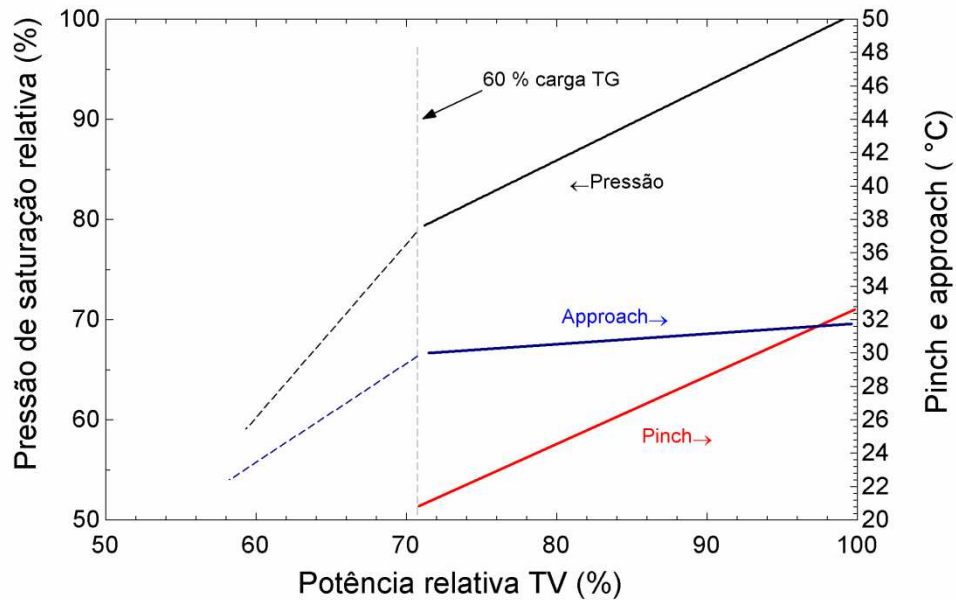


Figura 6.23-Parâmetros da caldeira em função da carga da turbina a vapor, modo de operação em pressão deslizante (*sliding pressure*).

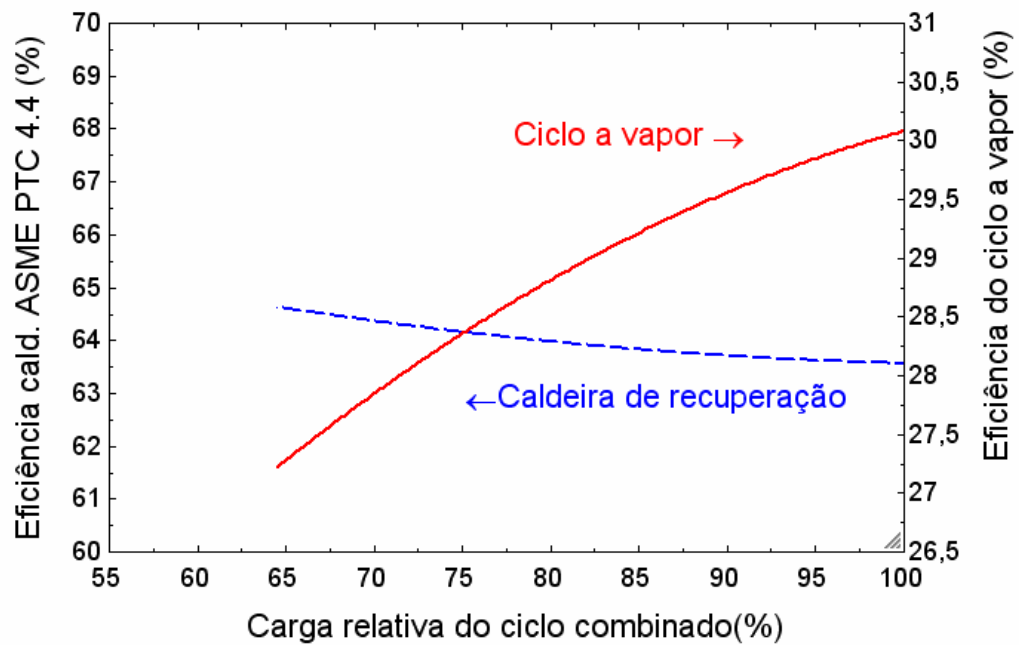


Figura 6.24-Eficiência da caldeira de recuperação e do ciclo a vapor em função da carga relativa do ciclo combinado.

A figura 6.24 revela como a eficiência do ciclo a vapor é afetada em razão da queda da pressão na caldeira, que pode ser atribuída a redução da vazão de gases provenientes da turbina a gás. Mesmo que o desempenho da caldeira seja maior a eficiência do ciclo a vapor é prejudicada em decorrência do aumento do título do vapor na saída da turbina.

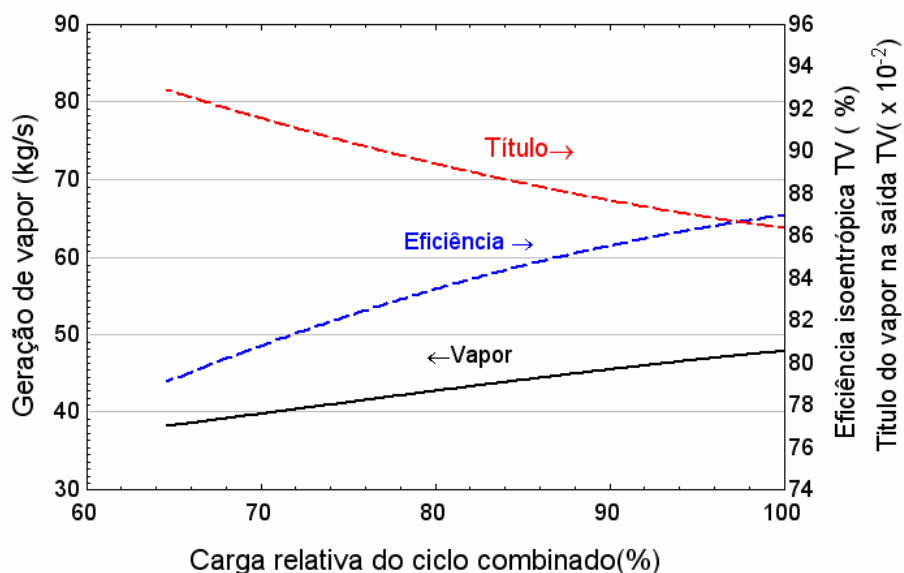


Figura 6.25-Taxa de geração de vapor, título na entrada do condensador e eficiência isoentrópica da turbina a vapor em função da carga do ciclo combinado.

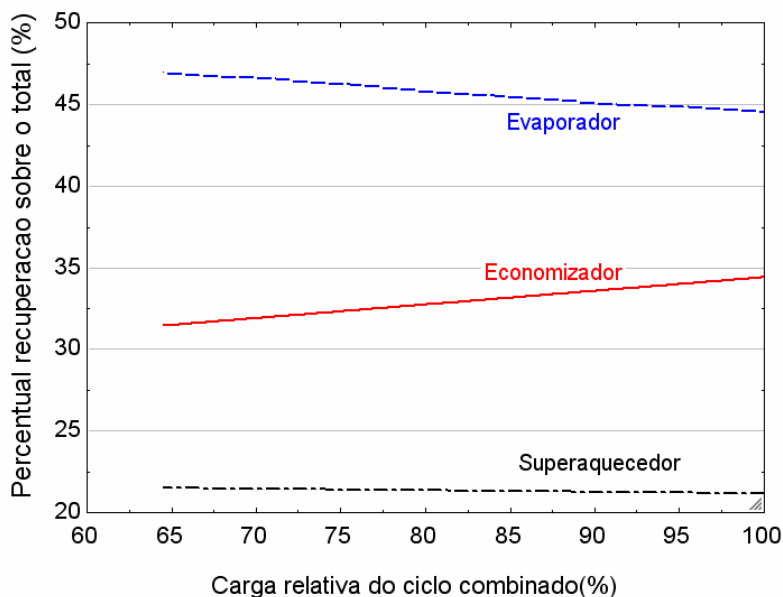


Figura 6.26-Participação de recuperação da energia interna dos gases na caldeira de recuperação ao longo da faixa de carga analisada.

As parcelas de recuperação de energia ao longo das 03 seções da caldeira não apresentaram variações expressivas mesmo com a enorme alteração do fluxo de gases provenientes da turbina a gás. No evaporador, na medida em que pressão de saturação diminui, a entalpia do vapor aumenta, resultando numa maior transferência de energia nesta seção mesmo com a queda na geração (de vapor). Comportamento inverso é constatado no economizador na medida em que a pressão de saturação diminui (a entalpia do líquido na saída do economizador diminui com a queda da pressão de saturação).

7 CONCLUSÕES

A geração de energia elétrica baseada em ciclos combinados tem se apresentado como uma tecnologia muito eficiente quando se empregam os combustíveis fósseis para tal propósito. É um sistema térmico de geração que explora o potencial da elevação das temperaturas nas câmaras de combustão das turbinas a gás (fonte quente) em conjunto com as baixas temperaturas alcançadas no processo de condensação no ciclo Rankine. Embora seja uma tecnologia que utiliza combustíveis fósseis, o trabalho procurou demonstrar que os ciclos combinados se configuram como uma tecnologia com baixo impacto ambiental e se apresentam adequados a locais de grande concentração populacional devido aos baixos níveis de emissão de poluentes.

Como é frequentemente utilizado para atender grandes variações de cargas, entender o seu comportamento nas condições fora de projeto é importante para o operador de uma planta de potência e tem como objetivo principal fornecer subsídios para um planejamento operacional ao longo do tempo.

Portanto, ferramentas computacionais que visam avaliar o comportamento de um ciclo combinado que passe a operar fora das condições de projeto são extremamente úteis para entender o seu desempenho e a disponibilidade de energia elétrica em qualquer situação de operação.

Nesta direção a metodologia para a modelagem e simulação das condições operacionais de um ciclo combinado foi apresentada como um recurso ao entendimento do comportamento de todos os seus componentes com base nas relações termodinâmicas consideradas.

Na construção e desenvolvimento de todo o conjunto de equações, que constitui todo o código computacional, a sub-rotina que deve ser destacada é a da turbina a gás, em razão das ferramentas empregadas na automatização dos cálculos. Os problemas de leitura de dados, comuns aos mapas dos compressores, os quais impedem uma simulação

automatizada, foram superados através do uso de coordenadas auxiliares imaginárias (linhas beta). Este recurso permitiu a criação de tabelas baseadas nos principais parâmetros, os quais estão inter-relacionados pelas coordenadas auxiliares.

O método se apresentou como uma ferramenta útil e confiável na previsão de desempenho para uma faixa de operação sugerida. Ainda, a forma adimensionalizada como as sub-rotinas foram desenvolvidas, permite o seu uso em análises de turbinas a gás escaláveis. Ressalta-se no desenvolvimento das sub-rotinas, a facilidade na representação da técnica de equiparação (*matching technique*) no sistema de equações no âmbito do EES, bem como a possibilidade de estabelecer relações de dependência entre as variáveis e a restrição dos graus de liberdade mediante imposição de intervalos de interesse.

O trabalho não se propôs a buscar a melhor condição de projeto ou, ainda, uma modelagem direcionada a qualquer processo de otimização de seus componentes, embora a função mínimo/máximo na ferramenta EES[®] possa ser empregada para tal propósito.

A modelagem da caldeira de recuperação demonstrou ser mais complexa em razão da quantidade de graus de liberdade encontrados no sistema de equações. Embora não seja a configuração que representa níveis de eficiência do estado da arte em caldeiras de recuperação, a modelagem deste arranjo visava compreender o comportamento do seu desempenho, que é diretamente afetado pelo modo de operação da turbina a gás.

No ciclo a vapor, as condições ambientais também foram analisadas, pois baseado no sistema de condensação, a temperatura e umidade relativa do ar interferem diretamente no desempenho da turbina a vapor.

Pode-se concluir que uma modelagem de um ciclo combinado apresenta inúmeras considerações que decorrem das suposições escolhidas além dos meios de controle supostamente adotados.

Por exemplo, o controle da pressão do vapor e o fluxo de gases que entram na caldeira que, mesmo na condição de operação deslizante, pode apresentar variações tecnológicas entre os diversos fabricantes.

A grande quantidade de suposições, além dos graus de liberdade possível em um ciclo combinado, permite desenvolver outros trabalhos e poderiam estar relacionados à:

- sistemas de resfriamento da água de recirculação no condensador. Analisar o desempenho do ciclo a vapor com sistemas abertos ou fechados. Relacionado a este tópico, o impacto ambiental decorrente da evaporação da água em torres abertas também deve ser uma proposta de análise interessante para grandes plantas ou, ainda, a relação kWh gerado e taxa de evaporação ao longo do ano;
- desenvolvimento da modelagem com outras configurações para a caldeira de recuperação, segundo os vários níveis de pressão tecnicamente possíveis;
- modo de operação do ciclo a vapor com nível de pressão constante na caldeira e válvulas de estrangulamento para controle de potência na turbina a vapor;
- o impacto da variação dos valores de *pinch* e *approach points* na condição de projeto da caldeira;
- resfriamento evaporativo do ar na entrada da turbina a gás, para condições em que as temperaturas do ar ambiente estejam elevadas e com baixa umidade;
- otimização da pressão de projeto e a temperatura do vapor superaquecido e
- uma análise complementar com base na Segunda Lei da Termodinâmica, identificando as principais fontes geradoras de irreversibilidades.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

Balanço Energético Nacional 2011: Ano base 2010. EPE –Rio de Janeiro:EPE, 2011. 206 p.. Disponível em: [http:// www.mme.gov.br](http://www.mme.gov.br). Acesso em: 10 jan. 2011.

BASSILY, A.M. Modeling, numerical optimization and irreversibility reduction of a dual pressure reheat combined cycle. **Applied Energy**, v. 81, 127-151, 2005.

BOYCE, M.P. Handbook for cogeneration and combined cycle power plants. ASME Press, 2002.

BATHIE, W. W., Fundamentals of gas turbines. 2nd Edition, New York: John Wiley & Sons, 1996,453 p.

BOLLAND, O. Thermal power generation. 2008. Disponível em <http://www.folk.ntnu.no/obolland/pdf/kompendium_power_Bolland.pdf>. Acesso em 01 ago.2011.

BOLLAND, O. , JORDAL. K., MAURSTAD, O., KVANSDAL, H.M. Benchmarking of gas turbine cycles with CO2 capture. **Green house gas control technologies**. v.01,2005.

BONNIE J. M., MICHAEL J. Z. E SANFORD G."NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species"NASA/TP-2002-211556, Sept. 2002 . Disponível em : <http://www.lerc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/>. Acesso em 30 mar 2011.

BRESSOLIN,C.S.,SCHENEIDER,P.S.,VIELMO H.A.,FRANÇA,F.H.R. Application of steam turbines simulation models in power generation systems. **Engenharia térmica**.v.5, n. 01, 73-77, 2006.

BROOKS, F.J. GE gas turbines performance characteristics. Disponível em: http://www.gepower.com/prod_serv/products/tech_docs/en. Acesso em: 20 jul. 2010.

CHACARTEGUI,R., SANCHEZ,D., MUNOZ,A. SANCHEZ,T. Real time simulation of medium size gas turbines. **Energy Conversion & Management**. v.52, n. 4, 713-724, 2011.

CONSONNI, S., LARSON,E.D. Biomass–gaseifier/aeroderivative gas turbine combined cycles : Part A- technologies and performance modeling. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 118, 507-515, 1996.

DECHAMPS, P.J, PIRARD,N., MATHIEU Ph. Part load operation of combined cycle plant with and without supplementary firing. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 117, 475-483, 1995.

EL HADIK, A.A. The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 112, 590-596, 1990.

FISHER.W. SGT5-8000H/Irsching 4 on the way to 60% world record efficiency,2010. Disponível em [http:// www.siemens.com](http://www.siemens.com). Acesso em: 10 jan, 2011.

FRANCO, A., GIANNINI ,N. A general method for the optimum design of heat recovery steam generators. **Energy**. v. 310, 3342 -3361, 2006

GANAPATHY, V. Waste heat boiler deskbook. The Fairmont Press,1991.

GANAPATHY, V. Industrial Boilers and heat recovery steam generators. Marcel Dekker, Inc, New York, 2003

Gas Turbine World 2008 Performance Specifications , 25th Edition.

GABRIELLI, R., SINGH,R. Economic and Scenario analyses of new gas turbine combined cycles with no emissions of carbon dioxide. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v.127, 531-538, 2005.

Global Assessment Workshop Report –AIE 2007.Disponível em [http:// www.iea.org](http://www.iea.org). Acesso em : 23 ago. 2009.

GNUTEK, R. CCS catch-up project: the next stage for Nuon's Buggenum. **Power Engineering International**, v.18, i.1, 2010.

GUPTA, M., COYLE,I., THAMBIMUTHU, K. CO₂ capture technologies and opportunities in Canada. 1st CANADIAN CO₂ CAPTURE & SEQUESTRATING TECHNOLOGY ROADMAP WORKSHOP, Ottawa, 2008,

HARR, GALLAGHER, and KELL, NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984,

HORLOCK, J.H. Combined Power Plants- Past, present and future. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 117, 608-616, 1995.

HOSEIN, S., DUFFIELD J. A. e GRABOSKI, M. S. Estimating the Net Energy Balance of Corn Ethanol - An Economic Research Service Report. United States Department of Agriculture; 1995, 13 p. Disponível em: http://content.imamu.edu.sa/Scholars/it/net/usda_shapouri.pdf. Acesso em: 28 ago. 2009

HASSUANI, S.J., VERDE LEAL, M.R.L., CARVALHO MACEDO, I. . Biomass Power Generation- sugar cane bagasse and trash. Piracicaba: CTC-Copersucar, 2005, 217 p. Disponível em: <http://www.ctc.com.br>. Acesso em: 30 set 2009

ISHIKAWA, M.; KOMORI, T.; TERAUCHI, M.; YASURAOKA, J. Development of High Efficiency Gas Turbine Combined Cycle Power Plant. Technical Review. Vol. 45, Nr. 1. 2008. Disponível em: <http://www.mhi.com> . Acesso em 20 jul. 2010.

KANE, L. R., KELIN, E. D. Carbon sequestration: an option for mitigating global climate change. **CEI Magazine**, Junho, 44-52, 2001.

KEHLHOFER, R., HANNEMANN, F., STIRNIMANN, F., RUKES, B. Combined-cycle Gas & steam turbine power plants. 3rd Edition. Tulsa: Penwell, 2009, 432 p.

KERN, D.Q. Processos de transmissão de calor. Ed Guanabara, 1977.

KIM, J.H., KIM, T.S., SOHN, J.L. E RO, S.T., Comparative analysis of off-design performance characteristics of single and two shaft industrial gas turbines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 125, 954-960, 2003.

KITAYAMA, O. Bioeletricidade : perspectivas e desafios. III Seminário Internacional do Setor de Energia Elétrica –GESEL/IE/UFRJ. Rio de Janeiro, 2008.

KLEIN, S.A., ALVARADO, F.L. Engineering Equation Solver, F-Chart Software, Middletown, Wisconsin, 2000.

KURZKE J. How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations. **ASME paper 96 –GT-164**. 1996

JORDAL, K., ANHEDEN, M., YAN, J. , STROMBERG, L. Oxyfuel combustion for coal –fired power generation with CO₂ capture-opportunities and challenges. 2004. Disponível em: <http://www.uregina.ca/ghgt7/PDF/papers/peer>. Acesso em: 30 abr. 2010.

LORA, E.S., ANDRADE, R.V., Biomass as energy source in Brazil. **Renewable & Sustainable Energy Reviews** , v. 13, 777-788, 2009.

MAGHON, H.; BECKER, B.; SCHULENBERG, T.; TERMUEHLEN, H.; KRAEMER, H. The advanced V84.3 gas turbine, Proceedings of the 55th American Power Conference, 1993.

MANSOURI, T.M.; AHMADI, P.; KAVIRI, A.G.; JAAFAR, M.N.M. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. **Energy Conversion & Management**, v.58, 47-58, 2012.

MELLO, J.C. Tsunami de gás natural. 04/02/2011; Disponível em: <http://www.gasnet.com.br>. Acesso em: 15 mar. 2011.

NEILSON, C. LM 2500 gas turbine modifications for biomass fuel operation. **Biomass and Bioenergy**, v. 15, n. 3, 269-273,1998.

NAJJAR, Y.S.H., Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, 407-438, 2001.

NESSLER, H.;PREISS,R.;EISENKOLB,P. Developments in HRSG technology. The 7th Annual Industrial & Power Gas Turbine O&M Conference. 2001.

NEWBY, R.A.;BACHOVCHIN,D.M.;LIPPERT, T.E. Gas turbine reheat using *in-situ* combustion. Topical report –Conceptual design and development plan. Siemens Westinghouse Power Generation Corporation, 2004. Disponível em: <http://www.siemens.com> . Acesso em: 15 mai 2010.

PASHA,A., SANJEEJ, J. Combined cycles heat recovery steam generators–optimum capabilities and design criteria. **Heat Recovery Systems & CHP** . v.15, n. 2, 147-157, 1995.

ROWSHANGO HAR,R. Carbon Warriors. **Power Engineering International**, v.13, i.12, 2005.

PATEL, S. New-Generation Gas Turbines Steam Ahead. **PowerMagazine**. Dez. 2009. Disponível em : http://www.powermag.com/issues/departments/global_monitor/New-Generation-Gas- Turbines-Steam-Ahead_2320.html. Acesso em :25 jan. 2010.

Plano Decenal de Expansão do Setor de Energia Elétrica: 2006-2015. MME. 2006. Disponível em: [http:// www.mme.gov.br](http://www.mme.gov.br). Acesso em: 25 fev. 2010

Plano Nacional de Energia, Volume 8. Geração Termoelétrica a partir da biomassa. 2007. Disponível em: [http:// www.mme.gov.br](http://www.mme.gov.br). Acesso em: 25 fev. 2010

POLYZAKIS, A.L.,KORONEOS, C.,XYDIS, G. Optimum gas turbine for combined cycle power plant. **Energy Conversion & Management**, v.49, n. 4, 551-563, 2008.

PONTON, J.W., Biofuels: Thermodynamic sense and nonsense. **Journal of Cleaner Production**, v. 17, 896 -899, 2009.

POULLIKKAS,A. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. **Renewable & Sustainable Energy Reviews** , v. 9, 409-443, 2005.

RODRIGUES,M.,WALTER,A.,FAAIJ,A. Performance evaluation of atmospheric biomass integrated gasifier combined cycle systems under different strategies for the use of low calorific gases. **Energy Conversion & Management**. v. 48, 1289-1301, 2007.

Santa Terezinha - Tapejara cogeneration Project. Project Design document. Disponível em :<http://cdm.unfcc.int/Projects/projsearch.html>. Acesso em 27 set. 2009.

SCIUBBA,E. Steam Turbines,. Encyclopedia of Energy. Vol. 6. 2004. Elsevier.
SCHEGLIÁEIV, A.V. Turbinas a vapor. Editorial Mir Moscú, 1985.

SMOCK, R. Target: 60% thermal efficiency. **Power Engineering International**, v.4, 1995.

STARR, F. HRSG systems and implications for CCGT plant cycling. OMMI, v.2, n.1 Edição 1, 2003. Disponível em: [http:// www.ommi.co.uk/PDF/Articles](http://www.ommi.co.uk/PDF/Articles). Acesso em : 27 ago. 2009.

SUBRAHMANYAM, N.V.R.S.S., Rjaram,S.,Kamalanathan,N. HRGSs for combined cycle power plants. **Heat Recovery Systems & CHP**, No. 2, 155-161,1995.

VAN WYLEN, G.J., SONTTAG,R.E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica, 3 ed.,1986.

WALSH , Philip.P., FLECHTER, Paul. Gas turbine performance. Blackwell science, 2004.

WALTER, A., LLAGOSTERA, J. Feasibility analysis of co-fired combined cycles using biomass –derived gas and natural gas. **Energy Conversion & Management**. v.48, 2888-2896, 2007

WILLIAMS, R.H., LARSON, E.D., Biomass gaseifier gas turbine power generating technology, **Biomass and Bioenergy**, v.10, 149-166, 1996.

World Energy and Climate Policy : 2009 Assessment. World Energy Council . Disponível em: . <http://www.worldenergy.org>. Acesso em 05 out. 2009

World Energy Outlook 2007. Disponível em: .
<http://www.worldenergyoutlook.org/docs/weo2007>. Acesso em 05 out. 2009

World energy outlook, 2008. Disponível em :
<http://www.worldenergyoutlook.org/docs/weo2008>. Acesso em 05 out. 2009

World Energy Outlook 2009– Disponível em :
<http://www.worldenergyoutlook.org/docs/weo2009>. Acesso em 05 out. 2009

WOUDSTRA, N., WOUDSTRA,T.,PIRONE, A., VAND DER STELT,T. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. **Energy Conversion & Management**. v.51, 1099-1110, 2010.

ANEXO A – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES

$$\text{abertIGV} = \text{Interpolate1} (\text{'correcaoIGV'}; \text{'PTG'}; \text{'abertIGV'}; \text{'PTG'} = \text{carga}_{\text{potencia\%}})$$

$$\text{RPC}_{\text{corrIGV}} = \text{Interpolate1} (\text{'correcaoIGV'}; \text{'PTG'}; \text{'corrRPC'}; \text{'PTG'} = \text{carga}_{\text{potencia\%}})$$

$$\text{massaC}_{\text{oper,corrIGV}} = \text{Interpolate1} (\text{'correcaoIGV'}; \text{'PTG'}; \text{'corrvaraz'}; \text{'PTG'} = \text{carga}_{\text{potencia\%}})$$

$$\text{eficienciaC}_{\text{oper,corrIGV}} = \text{Interpolate1} (\text{'correcaoIGV'}; \text{'PTG'}; \text{'correficcompr'}; \text{'PTG'} = \text{carga}_{\text{potencia\%}})$$

$$\text{Temp}_{\text{ar1}} = 15$$

$$\text{p}_{\text{proj1}} = 101,325$$

$$\text{altitude} = 0$$

$$\text{p}_{\text{atm}} = \text{Interpolate1} (\text{'altitude x pressao atmosferic'} \text{'Alt'}; \text{'Pressao atm'}; \text{'Alt'} = \text{altitude})$$

$$\text{rh}_1 = 0,6$$

$$\text{h}_{\text{CH4e}} = \text{h} (\text{'CH4'}; \text{T} = \text{T}_{\text{oper1}})$$

$$\text{h}_{\text{O2Re}} = \text{h} (\text{'O2'}; \text{T} = \text{T}_{\text{oper2}})$$

$$\text{h}_{\text{N2Re}} = \text{h} (\text{'N2'}; \text{T} = \text{T}_{\text{oper2}})$$

$$\text{h}_{\text{CO2e}} = \text{h} (\text{'CO2'}; \text{T} = \text{T}_{\text{e3}})$$

$$\text{h}_{\text{H2Oe}} = \text{h} (\text{'H2O'}; \text{T} = \text{T}_{\text{e3}})$$

$$\text{h}_{\text{N2Pe}} = \text{h} (\text{'N2'}; \text{T} = \text{T}_{\text{e3}})$$

$$\text{h}_{\text{O2Pe}} = \text{h} (\text{'O2'}; \text{T} = \text{T}_{\text{e3}})$$

$$\omega_{1,\text{molar}} = \frac{\text{MMar}}{\text{MMH2O}} \cdot \omega_1$$

$$\text{ce}_{\text{ar}} = \omega_{1,\text{molar}} \cdot \text{vazao}_{\text{molarAR}}$$

$$\text{ae} = \frac{\text{massaC}_{\text{oper}}}{\text{MMar} \cdot 2}$$

$$\text{be} = \text{ae}$$

$$\text{ce} = 2 \cdot \text{ae} + \text{ce}_{\text{ar}}$$

$$\text{ro}_e = 2 \cdot \text{ae}$$

$$\text{vazao}_{\text{molarAR}} = \frac{\text{massaC}_{\text{oper}}}{\text{MMar}}$$

$$\text{vazao}_{\text{molarcomb}} = \frac{\text{massa}_{\text{combo}}}{\text{MMCH4}}$$

$$\text{MMar} = \text{MolarMass} (\text{'Air'})$$

$$\text{MMO2} = \text{MolarMass} (\text{'O2'})$$

$$\text{MMN2} = \text{MolarMass} (\text{'N2'})$$

$$\text{MMH2O} = \text{MolarMass} (\text{'H2O'})$$

$$\text{MMCO2} = \text{MolarMass} (\text{'CO2'})$$

$$\text{MMCH4} = \text{MolarMass} (\text{'CH4'})$$

$$\text{MR}_e = a_e \cdot \text{MMCH4} + r_{o_e} \cdot \text{MMO2} + r_{o_e} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2}$$

$$\text{MP}_e = b_e \cdot \text{MMCO2} + c_e \cdot \text{MMH2O} + r_{o_e} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2}$$

$$\text{AC}_{\text{esteq}} = \frac{r_{o_e} \cdot \text{MMO2} + r_{o_e} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2}}{a_e \cdot \text{MMCH4}}$$

$$\text{massa}_{\text{combteq}} = \frac{\text{massaC}_{\text{oper}}}{\text{AC}_{\text{esteq}}}$$

$$\text{HR}_e = a_e \cdot h_{\text{CH4e}} \cdot \text{MMCH4} + r_{o_e} \cdot \text{MMO2} \cdot h_{\text{O2Re}} + r_{o_e} \cdot 3,76 \cdot h_{\text{N2Re}} \cdot \text{MMN2}$$

$$\text{HP}_e = b_e \cdot h_{\text{CO2e}} \cdot \text{MMCO2} + c_e \cdot h_{\text{H2Oe}} \cdot \text{MMH2O} + r_{o_e} \cdot 3,76 \cdot h_{\text{N2Pe}} \cdot \text{MMN2}$$

$$\text{HP}_e = 0,92 \cdot \text{HR}_e$$

$$b_o = a_o$$

$$c_o = 2 \cdot a_o + c_{\text{ar}}$$

$$r_{o_o} = \text{vazao}_{\text{molarAR}}$$

$$2 \cdot r_{o_o} = 2 \cdot a_o + 2 \cdot a_o + 2 \cdot X$$

$$\text{MR}_o = a_o \cdot \text{MMCH4} + r_{o_o} \cdot \text{MMO2} + r_{o_o} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2} + c_{\text{ar}} \cdot \text{MMH2O}$$

$$\text{MP}_o = b_o \cdot \text{MMCO2} + c_o \cdot \text{MMH2O} + r_{o_o} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2} + X \cdot \text{MMO2}$$

$$h_{\text{CO2o3}} = h (\text{'CO2'} ; T = T_{\text{oper3}} - 273)$$

$$h_{\text{H2Oo3}} = h (\text{'H2O'} ; T = T_{\text{oper3}} - 273)$$

$$h_{\text{O2Po3}} = h (\text{'O2'} ; T = T_{\text{oper3}} - 273)$$

$$h_{\text{N2Po3}} = h (\text{'N2'} ; T = T_{\text{oper3}} - 273)$$

$$h_{\text{H2Oo2}} = h (\text{'H2O'} ; T = T_{\text{oper2}} - 273)$$

$$\text{HR}_o = a_o \cdot \text{MMCH4} \cdot h_{\text{CH4e}} + r_{o_o} \cdot \text{MMar} \cdot h_{\text{O2Re}} + r_{o_o} \cdot \text{MMar} \cdot 3,76 \cdot h_{\text{N2Re}} + c_{\text{ar}} \cdot \text{MMH2O} \cdot h_{\text{H2Oo2}}$$

$$\text{HP}_o = b_o \cdot \text{MMCO2} \cdot h_{\text{CO2o3}} + c_o \cdot \text{MMH2O} \cdot h_{\text{H2Oo3}} + r_{o_o} \cdot \text{MMar} \cdot 3,76 \cdot h_{\text{N2Po3}} + X \cdot \text{MMO2} \cdot h_{\text{O2Po3}}$$

$$\text{HP}_o = 0,9 \cdot \text{HR}_o$$

$$\text{AC}_{\text{oper}} = \frac{r_{o_o} \cdot \text{MMO2} + r_{o_o} \cdot 3,76 \cdot \text{MMN2}}{a_o \cdot \text{MMCH4}}$$

$$\text{massa}_{\text{combo}} = \frac{\text{massaC}_{\text{oper}}}{0,73 \cdot \text{AC}_{\text{oper}}}$$

$$T_{\text{oper12med}} = \frac{T_{\text{oper2}} + T_{\text{oper1}}}{2}$$

$$\text{cp}_{\text{oper12med}} = \text{Cp} (\text{'Air'} ; T = T_{\text{oper12med}})$$

$$\text{cv}_{\text{oper12med}} = \text{Cv} (\text{'Air'} ; T = T_{\text{oper12med}})$$

$$\text{gama} = \frac{\text{cp}_{\text{oper12med}}}{\text{cv}_{\text{oper12med}}}$$

$$W_{\text{Compr}} = \frac{\text{massa}C_{\text{oper}} \cdot \left[\frac{h_{\text{oper1}} - h_{\text{oper2}}}{1000} \right]}{\text{Loss}_{\text{entr}}}$$

$$W_{\text{Compressor}} = -W_{\text{Compr}}$$

$$\text{Pot}_{\text{rel;Compr}} = -\frac{W_{\text{Compr}}}{223,2} \cdot 100$$

$$\text{Pot}_{\text{esp;compr}} = \frac{W_{\text{Compressor}}}{\text{massa}C_{\text{oper}}}$$

$$\delta T_T = \text{eficiencia}T_{\text{oper}} \cdot T_{\text{oper3}} \cdot \left[1 - \frac{1}{\text{RPT}_{\text{oper}} \left(\frac{\text{gama} - 1}{\text{gama}} \right)} \right]$$

$$T_{\text{oper3}} = T_{\text{oper4}} + \delta T_T$$

$$T_{\text{oper4grausC}} = T_{\text{oper4}} - 273$$

$$\text{FM} = \text{bo} + \text{co} + X + \text{ro}_o \cdot 3,76$$

$$\delta T_C = \frac{T_{\text{oper1}}}{\text{eficiencia}C_{\text{oper}}} \cdot \left(\text{RPC}_{\text{oper}} \left[\frac{\text{gama} - 1}{\text{gama}} \right] - 1 \right)$$

$$T_{\text{oper2}} = T_{\text{oper1}} + \delta T_C$$

$$p_{\text{oper2}} = \text{RPC}_{\text{oper}} \cdot p_{\text{oper1}}$$

$$h_{\text{oper1}} = h('Air'; T=T_{\text{oper1}} - 273)$$

$$h_{\text{oper2}} = h('Air'; T=T_{\text{oper2}} - 273)$$

$$T_{\text{oper2grausC}} = T_{\text{oper2}} - 273$$

$$\text{densidade}_{\text{ar1}} = \rho('Air'; T=T_{\text{oper1}}; P=p_{\text{atm}})$$

$$C = \frac{\text{bo}}{\text{FM}}$$

$$D = \frac{\text{co}}{\text{FM}}$$

$$E = \frac{X}{\text{FM}}$$

$$F = \text{ro}_o \cdot \frac{3,76}{\text{FM}}$$

$$\text{FM}_{\text{mass}} = \text{bo} \cdot \text{MMCO}_2 + \text{co} \cdot \text{MMH}_2\text{O} + \text{ro}_o \cdot \text{MMar} \cdot 3,76 + X \cdot \text{MMO}_2$$

$$C_{\text{mass}} = \frac{\text{bo} \cdot \text{MMCO}_2}{\text{FM}_{\text{mass}}}$$

$$D_{\text{mass}} = \frac{\text{co} \cdot \text{MMH}_2\text{O}}{\text{FM}_{\text{mass}}}$$

$$E_{\text{mass}} = \frac{X \cdot \text{MMO}_2}{\text{FM}_{\text{mass}}}$$

$$F_{\text{mass}} = \frac{r_{o_0} \cdot M_{\text{Mar}} \cdot 3,76}{FM_{\text{mass}}}$$

$$O2_{\text{vazaomassica}} = E_{\text{mass}} \cdot \text{massa}T_{\text{oper}}$$

$$CO2_{\text{vazaomassica}} = C_{\text{mass}} \cdot \text{massa}T_{\text{oper}}$$

$$H2O_{\text{vazaomassica}} = D_{\text{mass}} \cdot \text{massa}T_{\text{oper}}$$

$$N2_{\text{vazaomassica}} = F_{\text{mass}} \cdot \text{massa}T_{\text{oper}}$$

$$\text{Total}_{\text{gasesmassico}} = O2_{\text{vazaomassica}} + CO2_{\text{vazaomassica}} + H2O_{\text{vazaomassica}} + N2_{\text{vazaomassica}}$$

$$CO2_{\text{vazaomolarTG}} = \frac{CO2_{\text{vazaomassica}}}{MMCO2}$$

$$H2O_{\text{vazaomolarTG}} = \frac{H2O_{\text{vazaomassica}}}{MMH2O}$$

$$O2_{\text{vazaomolarTG}} = \frac{O2_{\text{vazaomassica}}}{MMO2}$$

$$N2_{\text{vazaomolarTG}} = \frac{N2_{\text{vazaomassica}}}{MMN2}$$

$$\text{Total}_{\text{gasesmolar}} = CO2_{\text{vazaomolarTG}} + H2O_{\text{vazaomolarTG}} + O2_{\text{vazaomolarTG}} + N2_{\text{vazaomolarTG}}$$

$$h_{CO2o4} = h('CO2'; T=T_{\text{oper}4} - 273)$$

$$h_{H2Oo4} = h('H2O'; T=T_{\text{oper}4} - 273)$$

$$h_{O2Po4} = h('O2'; T=T_{\text{oper}4} - 273)$$

$$h_{N2Po4} = h('N2'; T=T_{\text{oper}4} - 273)$$

$$h_{\text{oper}4} = C_{\text{mass}} \cdot h_{CO2o4} + D_{\text{mass}} \cdot h_{H2Oo4} + E_{\text{mass}} \cdot h_{O2Po4} + F_{\text{mass}} \cdot h_{N2Po4}$$

$$h_{\text{oper}3} = C_{\text{mass}} \cdot h_{CO2o3} + D_{\text{mass}} \cdot h_{H2Oo3} + E_{\text{mass}} \cdot h_{O2Po3} + F_{\text{mass}} \cdot h_{N2Po3}$$

$$s_{\text{oper}1} = s('Air'; T=T_{\text{Temp}ar1}; P=P_{\text{atm}})$$

$$s_{\text{oper}2} = s('Air'; T=T_{\text{oper}2\text{grausC}}; P=P_{\text{oper}2})$$

$$W_{\text{TurbAlt}} = \frac{(\text{massa}C_{\text{oper}} + \text{massa}_{\text{combo}}) \cdot (h_{\text{oper}3} - h_{\text{oper}4})}{1000 \cdot 0,925}$$

$$W_{\text{TG}} = (W_{\text{TurbAlt}} + W_{\text{Compr}}) \cdot \text{Loss}_{\text{total}}$$

$$\text{Loss}_{\text{entr}} = 0,99$$

$$\text{Loss}_{\text{gerad}} = 0,94$$

$$\text{Loss}_{\text{aux}} = 0,94$$

$$\text{Loss}_{\text{saida}} = 0,94$$

$$\text{Loss}_{\text{gear}} = 0,94$$

$$\text{Loss}_{\text{total}} = 0,86$$

$$PCI_{\text{kg}} = 50056$$

$$\varepsilon_{\text{TG}} = \frac{W_{\text{TG}} \cdot 1000}{\text{massa}_{\text{combo}} \cdot PCI_{\text{kg}}} \cdot 100$$

$$N_{\text{rotproj}} = 60$$

$$\text{rotacaoC}_{\text{proj}} = \frac{\text{Nrot}_{\text{proj}}}{T_{\text{proj1}}^{0,5}}$$

$$T_{\text{proj1}} = 15 + 273,15$$

$$\text{massaC}_{\text{proj}} = 433$$

$$\text{vazaoC}_{\text{proj}} = \text{massaC}_{\text{proj}} \cdot \frac{T_{\text{proj1}}^{0,5}}{p_{\text{proj1}}}$$

$$\text{RPC}_{\text{proj}} = 16$$

$$p_{\text{proj3}} = \text{RPC}_{\text{proj}} \cdot p_{\text{proj1}}$$

$$T_{\text{proj3}} = 1443$$

$$\text{rotacaoT}_{\text{proj}} = \frac{\text{Nrot}}{T_{\text{proj3}}^{0,5}}$$

$$\text{vazaoT}_{\text{proj}} = \text{massaT}_{\text{proj}} \cdot \frac{T_{\text{proj3}}^{0,5}}{p_{\text{proj3}}}$$

$$\text{eficienciaC}_{\text{proj}} = 0,75$$

$$\text{massaT}_{\text{proj}} = \text{massaC}_{\text{proj}} + 6$$

$$T_{\text{oper1}} = \text{Temp}_{\text{ar1}} + 273$$

$$\text{Nrot} = 60$$

$$\text{vazaoC}_{\text{oper}} = \text{massaC}_{\text{oper}} \cdot \frac{T_{\text{oper1}}^{0,5}}{p_{\text{oper1}}}$$

$$\text{rotacaoC}_{\text{oper}} = \frac{\text{Nrot}}{T_{\text{oper1}}^{0,5}}$$

$$p_{\text{oper1}} = p_{\text{atm}} - 1$$

$$\text{vazaoC}_{\text{operadm}} = \frac{\text{vazaoC}_{\text{oper}}}{\text{vazaoC}_{\text{proj}}}$$

$$T_{oper3; grausC} = T_{oper3} - 273$$

$$T_{oper4} = (550 + 273) \cdot FF \cdot TEX$$

$$FF = \text{Interpolate1} ('tempexhaustao'; 'temp'; 'FF'; 'temp' = Temp_{ar1})$$

$$TEX = \text{Interpolate1} ('tempexhaustaoA'; 'carga'; 'GG'; 'carga' = carga_{potencia\%})$$

$$BTU_{kWh,TG} = \frac{massa_{combo} \cdot 3600 \cdot PCI_{kg} \cdot 0,9478171}{W_{TG} \cdot 1000}$$

$$rotacaoC_{adm} = \frac{rotacaoC_{oper}}{rotacaoC_{proj}}$$

$$RPC_{adm} = \text{Interpolate2DM} ('pressure ratio x rotational s'; \beta_C; rotacaoC_{adm})$$

$$RPC_{oper} = RPC_{adm} \cdot RPC_{proj} \cdot RPC_{corrIGV}$$

$$vazaoC_{operadm} = \text{Interpolate2DM} ('mass flow x rotational speed'; \beta_C; rotacaoC_{adm}) \cdot massaC_{oper,corrIGV}$$

$$eficienciaC_{adm} = \text{Interpolate2DM} ('efficiency x rotational speed'; \beta_C; rotacaoC_{adm})$$

$$eficienciaC_{oper} = eficienciaC_{adm} \cdot eficienciaC_{proj} \cdot eficienciaC_{oper,corrIGV}$$

$$rotacaoT_{oper} = \frac{Nrot}{T_{oper3}^{0,5}}$$

$$rotacaoT_{adm} = \frac{rotacaoT_{oper}}{rotacaoT_{proj}}$$

$$massaT_{oper} = massaC_{oper} + massa_{combo}$$

$$vazaoT_{proj} = vazaoC_{oper} \cdot \frac{1}{RPT_{oper}} \cdot \left[\frac{T_{oper3}}{T_{oper1}} \right]^{0,5}$$

$$\delta P_{cam} = 0,96$$

$$RPT_{oper} = RPC_{oper} \cdot \delta P_{cam}$$

$$eficienciaT_{proj} = 0,82$$

$$RPT_{adm} = \text{Interpolate2DM} ('pressure ratio x rotational s'; \beta_T; rotacaoT_{adm})$$

$$RPT_{oper} = RPT_{adm} \cdot RPC_{proj} \cdot \delta P_{cam}$$

$$eficienciaT_{adm} = \text{Interpolate2DM} ('efficiency x rotational speed'; \beta_T; rotacaoT_{adm})$$

$$eficienciaT_{oper} = eficienciaT_{adm} \cdot eficienciaT_{proj}$$

Combustao adiabática do CH₄ na HRSG, a 25 C misturado aos gases provenientes da turbina a gas. Os gases estão na temperatura T_{oper4}

assume -se que não ocorre dissociação.

////Reação na operação de FIRED

////xxCH₄ + aaO₂ + nnN₂ + ccCO₂ + hhH₂O <--> yy CO₂ + nnN₂ + zzO₂ + ww H₂O

$$O2_{vazaomolarTG} = aa$$

$$CO2_{vazaomolarTG} = cc$$

$$H2O_{vazaomolarTG} = hh$$

$$N2_{vazaomolarTG} = nn$$

$$xx + cc = yy$$

$$2 \cdot aa + 2 \cdot cc + hh = 2 \cdot yy + 2 \cdot zz + ww$$

$$MR_{HRSG} = xx \cdot MMCH4 + aa \cdot MMO2 + nn \cdot MMN2 + cc \cdot MMCO2 + hh \cdot MMH2O$$

$$MP_{HRSG} = yy \cdot MMCO2 + nn \cdot MMN2 + zz \cdot MMO2 + ww \cdot MMH2O$$

$$MR_{HRSG} = MP_{HRSG}$$

$$xmas = xx \cdot MMCH4$$

$$aamas = aa \cdot MMO2$$

$$nnmas = nn \cdot MMN2$$

$$ccmas = cc \cdot MMCO2$$

$$hhmas = hh \cdot MMH2O$$

$$yymas = yy \cdot MMCO2$$

$$zzmas = zz \cdot MMO2$$

$$wwmas = ww \cdot MMH2O$$

$$Tg_{1PF} = T_{oper4} - 273$$

$$T_{oper4C} = T_{oper4} - 273$$

$$HR_{HRSG} = xmas \cdot h('CH4'; T=Temp_{ar1}) + aamas \cdot h('O2'; T=T_{oper4C}) + nnmas \cdot h('N2'; T=T_{oper4C}) + ccmas \cdot h('C$$

$$HP_{HRSG} = yymas \cdot h('CO2'; T=Tg_{1PF}) + nnmas \cdot h('N2'; T=Tg_{1PF}) + zzmas \cdot h('O2'; T=Tg_{1PF}) + wwmas \cdot h('H2O'$$

$$HR_{HRSG} = HP_{HRSG}$$

$$Total_{gasesHRSG} = yymas + nnmas + zzmas + wwmas$$

$$xCO2_{PF} = \frac{yymas}{Total_{gasesHRSG}}$$

$$yH2O_{PF} = \frac{wwmas}{Total_{gasesHRSG}}$$

$$zN2_{PF} = \frac{nnmas}{Total_{gasesHRSG}}$$

$$wO2_{PF} = \frac{zzmas}{Total_{gasesHRSG}}$$

$$xCO2_{proj} = 0,03745$$

$$yH2O_{proj} = 0,03195$$

$$zN2_{proj} = 0,7614$$

$$wO2_{proj} = 0,1692$$

$$mg_{proj} = 440 \text{ [kg/s]}$$

$$Tg_{1proj} = 550 \text{ [C]}$$

$$P_{s1proj} = 10800$$

$$Tg_{3proj} = t_{s1proj} + PP_{proj}$$

$$PP_{proj} = 32$$

$$\begin{aligned}
APP_{proj} &= 30 \\
t_{s1proj} &= T_{sat}('Steam'; P=P_{s1proj}) \\
t_{w2proj} &= t_{s1proj} - APP_{proj} \\
t_{w1proj} &= 43 \text{ [c]} \\
t_{saproj} &= 510 \text{ [C]} \\
P_{s2proj} &= P_{s1proj} \cdot 0,98 \\
h_{w2proj} &= h('Steam'; T=t_{w2proj}; x=0) \\
h_{s1proj} &= h('Steam'; T=t_{s1proj}; P=P_{s1proj}) \\
h_{saproj} &= h('Steam'; T=t_{saproj}; P=P_{s1proj}) \\
h_{w1proj} &= h('Steam'; T=t_{w1proj}; x=0) \\
Q_{13proj} &= m_{gproj} \cdot C_{p_{gasproj13}} \cdot (T_{g1proj} - T_{g3proj}) \cdot 0,98 \\
Q_{13proj} &= m_{sproj} \cdot (h_{saproj} - h_{w2proj}) \cdot 0,98 \\
Q_{12proj} &= m_{sproj} \cdot (h_{saproj} - h_{s1proj}) \cdot 0,98 \\
Q_{12proj} &= m_{gproj} \cdot C_{p_{gasproj12}} \cdot \delta T_{1proj} \cdot 0,98 \\
Q_{23proj} &= m_{sproj} \cdot (h_{s1proj} - h_{w2proj}) \cdot 0,98 \\
T_{g2proj} &= T_{g1proj} - \delta T_{1proj} \\
T_{g12proj} &= \frac{T_{g1proj} + T_{g2proj}}{2} \\
C_{p_{CO2proj12}} &= C_p('CO2'; T=T_{g12proj}) \\
C_{p_{H2Oproj12}} &= C_p('H2O'; T=T_{g12proj}) \\
C_{p_{N2proj12}} &= C_p('N2'; T=T_{g12proj}) \\
C_{p_{O2proj12}} &= C_p('O2'; T=T_{g12proj}) \\
C_{p_{gasproj12}} &= x_{CO2proj} \cdot C_{p_{CO2proj12}} + y_{H2Oproj} \cdot C_{p_{H2Oproj12}} + z_{N2proj} \cdot C_{p_{N2proj12}} + w_{O2proj} \cdot C_{p_{O2proj12}} \\
T_{g13proj} &= \frac{T_{g1proj} + T_{g3proj}}{2} \\
C_{p_{CO2proj13}} &= C_p('CO2'; T=T_{g13proj}) \\
C_{p_{H2Oproj13}} &= C_p('H2O'; T=T_{g13proj}) \\
C_{p_{N2proj13}} &= C_p('N2'; T=T_{g13proj}) \\
C_{p_{O2proj13}} &= C_p('O2'; T=T_{g13proj}) \\
C_{p_{gasproj13}} &= x_{CO2proj} \cdot C_{p_{CO2proj13}} + y_{H2Oproj} \cdot C_{p_{H2Oproj13}} + z_{N2proj} \cdot C_{p_{N2proj13}} + w_{O2proj} \cdot C_{p_{O2proj13}} \\
Q_{34proj} &= m_{sproj} \cdot (h_{w2proj} - h_{w1proj}) \cdot 0,98 \\
Q_{Totalproj} &= Q_{12proj} + Q_{23proj} + Q_{34proj} \\
T_{g34proj} &= \frac{T_{g3proj} + T_{g4proj}}{2} \\
C_{p_{CO2proj34}} &= C_p('CO2'; T=T_{g34proj}) \\
C_{p_{H2Oproj34}} &= C_p('H2O'; T=T_{g34proj}) \\
C_{p_{N2proj34}} &= C_p('N2'; T=T_{g34proj})
\end{aligned}$$

$$Cp_{O2proj} = Cp('O2'; T=Tg_{12proj})$$

$$Cp_{gasSuperproj} = xCO2_{proj} \cdot Cp_{CO2proj} + yH2O_{proj} \cdot Cp_{H2Oproj} + zN2_{proj} \cdot Cp_{N2proj} + wO2_{proj} \cdot Cp_{O2proj}$$

$$k_{CO2proj} = k('CO2'; T=Tg_{12proj})$$

$$k_{H2Oproj} = k('H2O'; T=Tg_{12proj})$$

$$k_{N2proj} = k('N2'; T=Tg_{12proj})$$

$$k_{O2proj} = k('O2'; T=Tg_{12proj})$$

$$k_{gasSuperproj} = xCO2_{proj} \cdot k_{CO2proj} + yH2O_{proj} \cdot k_{H2Oproj} + zN2_{proj} \cdot k_{N2proj} + wO2_{proj} \cdot k_{O2proj}$$

$$\mu_{CO2proj} = Visc('CO2'; T=Tg_{12proj})$$

$$\mu_{H2Oproj} = Visc('H2O'; T=Tg_{12proj})$$

$$\mu_{N2proj} = Visc('N2'; T=Tg_{12proj})$$

$$\mu_{O2proj} = Visc('O2'; T=Tg_{12proj})$$

$$\mu_{gasSuperproj} = xCO2_{proj} \cdot \mu_{CO2proj} + yH2O_{proj} \cdot \mu_{H2Oproj} + zN2_{proj} \cdot \mu_{N2proj} + wO2_{proj} \cdot \mu_{O2proj}$$

$$\delta T1_{logproj} = \frac{Tg_{1proj} - t_{sapproj} - (Tg_{2proj} - t_{s1proj})}{\ln \left[\frac{Tg_{1proj} - t_{sapproj}}{Tg_{2proj} - t_{s1proj}} \right]}$$

$$K1 = \frac{Q_{12proj}}{mg_{proj}^{0,65} \cdot \delta T1_{logproj} \cdot Fg_{superproj}}$$

$$Fg_{superproj} = Cp_{gasSuperproj}^{0,33} \cdot \frac{k_{gasSuperproj}^{0,67}}{\mu_{gasSuperproj}^{0,32}}$$

$$Tg_{23Proj} = \frac{Tg_{2proj} + Tg_{3proj}}{2}$$

$$Cp_{CO2projEvap} = Cp('CO2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$Cp_{H2OprojEvap} = Cp('H2O'; T=Tg_{23Proj})$$

$$Cp_{N2projEvap} = Cp('N2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$Cp_{O2projEvap} = Cp('O2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$Cp_{gasEvapproj} = xCO2_{proj} \cdot Cp_{CO2projEvap} + yH2O_{proj} \cdot Cp_{H2OprojEvap} + zN2_{proj} \cdot Cp_{N2projEvap} + wO2_{proj} \cdot Cp_{O2projEvap}$$

$$k_{CO2projEvap} = k('CO2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$k_{H2OprojEvap} = k('H2O'; T=Tg_{23Proj})$$

$$k_{N2projEvap} = k('N2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$k_{O2projEvap} = k('O2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$k_{gasEvapproj} = xCO2_{proj} \cdot k_{CO2projEvap} + yH2O_{proj} \cdot k_{H2OprojEvap} + zN2_{proj} \cdot k_{N2projEvap} + wO2_{proj} \cdot k_{O2projEvap}$$

$$\mu_{CO2projEvap} = Visc('CO2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$\mu_{H2OprojEvap} = Visc('H2O'; T=Tg_{23Proj})$$

$$\mu_{N2projEvap} = Visc('N2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$\mu_{O2projEvap} = Visc('O2'; T=Tg_{23Proj})$$

$$\mu_{gasEvapproj} = xCO2_{proj} \cdot \mu_{CO2projEvap} + yH2O_{proj} \cdot \mu_{H2OprojEvap} + zN2_{proj} \cdot \mu_{N2projEvap} + wO2_{proj} \cdot \mu_{O2projEvap}$$

$$\delta T_{2\logproj} = \frac{T_{g2proj} - t_{s1proj} - (T_{g3proj} - t_{w2proj})}{\ln \left[\frac{T_{g2proj} - t_{s1proj}}{T_{g3proj} - t_{w2proj}} \right]}$$

$$K2 = \frac{Q_{23proj}}{mg_{proj}^{0,65} \cdot \delta T_{2\logproj} \cdot Fg_{Evapproj}}$$

$$Fg_{Evapproj} = Cp_{gasEvapproj}^{0,33} \cdot \frac{k_{gasEvapproj}^{0,67}}{\mu_{gasEvapproj}^{0,32}}$$

$$Cp_{CO2projEcon} = Cp('CO2'; T=Tg_{34proj})$$

$$Cp_{H2OprojEcon} = Cp('H2O'; T=Tg_{34proj})$$

$$Cp_{N2projEcon} = Cp('N2'; T=Tg_{34proj})$$

$$Cp_{O2projEcon} = Cp('O2'; T=Tg_{34proj})$$

$$Cp_{gasEconproj} = x_{CO2proj} \cdot Cp_{CO2projEcon} + y_{H2Oproj} \cdot Cp_{H2OprojEcon} + z_{N2proj} \cdot Cp_{N2projEcon} + w_{O2proj} \cdot Cp_{O2projEcon}$$

$$k_{CO2projEcon} = k('CO2'; T=Tg_{34proj})$$

$$k_{H2OprojEcon} = k('H2O'; T=Tg_{34proj})$$

$$k_{N2projEcon} = k('N2'; T=Tg_{34proj})$$

$$k_{O2projEcon} = k('O2'; T=Tg_{34proj})$$

$$k_{gasEconproj} = x_{CO2proj} \cdot k_{CO2projEcon} + y_{H2Oproj} \cdot k_{H2OprojEcon} + z_{N2proj} \cdot k_{N2projEcon} + w_{O2proj} \cdot k_{O2projEcon}$$

$$\mu_{CO2projEcon} = Visc('CO2'; T=Tg_{34proj})$$

$$\mu_{H2OprojEcon} = Visc('H2O'; T=Tg_{34proj})$$

$$\mu_{N2projEcon} = Visc('N2'; T=Tg_{34proj})$$

$$\mu_{O2projEcon} = Visc('O2'; T=Tg_{34proj})$$

$$\mu_{gasEconproj} = x_{CO2proj} \cdot \mu_{CO2projEcon} + y_{H2Oproj} \cdot \mu_{H2OprojEcon} + z_{N2proj} \cdot \mu_{N2projEcon} + w_{O2proj} \cdot \mu_{O2projEcon}$$

$$\delta T_{3\logproj} = \frac{T_{g4proj} - t_{w1proj} - (T_{g3proj} - t_{w2proj})}{\ln \left[\frac{T_{g4proj} - t_{w1proj}}{T_{g3proj} - t_{w2proj}} \right]}$$

$$K3 = \frac{Q_{34proj}}{mg_{proj}^{0,65} \cdot \delta T_{3\logproj} \cdot Fg_{Econproj}}$$

$$Fg_{Econproj} = Cp_{gasEconproj}^{0,33} \cdot \frac{k_{gasEconproj}^{0,67}}{\mu_{gasEconproj}^{0,32}}$$

$$T_{g1MED} = \frac{T_{g1proj} + 25}{2}$$

$$Cp_{CO2proj1} = Cp('CO2'; T=Tg_{1MED})$$

$$Cp_{H2Oproj1} = Cp('H2O'; T=Tg_{1MED})$$

$$Cp_{N2proj1} = Cp('N2'; T=Tg_{1MED})$$

$$Cp_{O2proj1} = Cp('O2'; T=Tg_{1MED})$$

$$Cp_{gas1proj} = x_{CO2proj} \cdot Cp_{CO2proj1} + y_{H2Oproj} \cdot Cp_{H2Oproj1} + z_{N2proj} \cdot Cp_{N2proj1} + w_{O2proj} \cdot Cp_{O2proj1}$$

$$EFIC_{CALDproj} = \frac{Q_{Totalproj}}{mg_{proj} \cdot Cp_{gas1proj} \cdot (T_{g1proj} - 25)} \cdot 100$$

$$mg_{PF} = Total_{gasesHRSG}$$

$$mg_{PF,rel} = \frac{mg_{PF}}{439} \cdot 100$$

$$\delta = T_{g1PF} - t_{saPF}$$

$$ms_{PF} \cdot h_{w0PF} + W_{bombacald} \cdot 1000 = ms_{PF} \cdot h_{w1PF}$$

$$t_{w1PF} = T('Steam'; h = h_{w1PF}; x = 0)$$

$$t_{w2PF} = t_{s1PF} - APP_{PF}$$

$$t_{s1PF} = T('Steam'; P = P_{s1PF}; x = 1)$$

$$\frac{P_{s2PF}}{0,98} = P_{s1PF}$$

$$P_{s1PF} = \text{Interpolate}('pressao \times carga'; 'vazaodegases'; 'Pressao'; 'vazaodegases' = mg_{PF})$$

$$h_{s1PF} = h('Steam'; P = P_{s1PF}; x = 1)$$

$$Q_{1SUPERPF} = ms_{PF} \cdot (h_{saPF} - h_{s1PF}) \cdot 0,98$$

$$Q_{1SUPERPF} = mg_{PF} \cdot Cp_{gasSUPERPF} \cdot (T_{g1PF} - T_{g2PF}) \cdot 0,98$$

$$Q_{1SUPERPF} = UA_{SUPERPF} \cdot \delta T_{1logPF} \cdot 0,98$$

$$UA_{SUPERPF} = |mg_{PF}^{0,65}| \cdot Fg_{SUPERPF} \cdot K1 \cdot \left[\left| \frac{ms_{PF}}{ms_{proj}} \right| \right]^{0,15}$$

$$\delta T_{1logPF} = \frac{T_{g1PF} - t_{saPF} + T_{g2PF} - t_{s1PF}}{2}$$

$$T_{g12PF} = \frac{T_{g2PF} + T_{g1PF}}{2}$$

$$Cp_{CO2SUPERPF} = Cp('CO2'; T = T_{g12PF})$$

$$Cp_{H2OSUPERPF} = Cp('H2O'; T = T_{g12PF})$$

$$Cp_{N2SUPERPF} = Cp('N2'; T = T_{g12PF})$$

$$Cp_{O2SUPERPF} = Cp('O2'; T = T_{g12PF})$$

$$Cp_{gasSUPERPF} = xCO_{2PF} \cdot Cp_{CO2SUPERPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot Cp_{H2OSUPERPF} + zN_{2PF} \cdot Cp_{N2SUPERPF} + wO_{2PF} \cdot Cp_{O2SUPERPF}$$

$$k_{CO2SUPERPF} = k('CO2'; T = T_{g12PF})$$

$$k_{H2OSUPERPF} = k('H2O'; T = T_{g12PF})$$

$$k_{N2SUPERPF} = k('N2'; T = T_{g12PF})$$

$$k_{O2SUPERPF} = k('O2'; T = T_{g12PF})$$

$$k_{gasSUPERPF} = xCO_{2PF} \cdot k_{CO2SUPERPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot k_{H2OSUPERPF} + zN_{2PF} \cdot k_{N2SUPERPF} + wO_{2PF} \cdot k_{O2SUPERPF}$$

$$\mu_{CO2SUPERPF} = \text{Visc}('CO2'; T = T_{g12PF})$$

$$\mu_{H2OSUPERPF} = \text{Visc}('H2O'; T = T_{g12PF})$$

$$\mu_{N2SUPERPF} = \text{Visc}('N2'; T = T_{g12PF})$$

$$\mu_{O2SUPERPF} = \text{Visc}('O2'; T = T_{g12PF})$$

$$\mu_{gasSUPERPF} = xCO_{2PF} \cdot \mu_{CO2SUPERPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot \mu_{H2OSUPERPF} + zN_{2PF} \cdot \mu_{N2SUPERPF} + wO_{2PF} \cdot \mu_{O2SUPERPF}$$

$$Fg_{SUPERPF} = Cp_{gasSUPERPF}^{0,33} \cdot \frac{k_{gasSUPERPF}^{0,67}}{\mu_{gasSUPERPF}^{0,32}}$$

$$\begin{aligned}
Q_{2EVAPPF} &= ms_{PF} \cdot (h_{s1PF} - h_{w2PF}) \cdot 0,98 + 0,02 \cdot ms_{PF} \cdot h_{w2PF} \\
Q_{2EVAPPF} &= UA_{EVAPPF} \cdot \delta T_{logPF} \cdot 0,98 \\
UA_{EVAPPF} &= mg_{PF}^{0,65} \cdot Fg_{EVAPPF} \cdot K2 \\
\delta T_{logPF} &= \frac{Tg_{2PF} - t_{s1PF} + Tg_{3PF} - t_{w2PF}}{2} \\
Tg_{23PF} &= \frac{Tg_{2PF} + Tg_{3PF}}{2} \\
Cp_{CO2EVAPPF} &= Cp('CO2'; T=Tg_{23PF}) \\
Cp_{H2OEVAPPF} &= Cp('H2O'; T=Tg_{23PF}) \\
Cp_{N2EVAPPF} &= Cp('N2'; T=Tg_{23PF}) \\
Cp_{O2EVAPPF} &= Cp('O2'; T=Tg_{23PF}) \\
Cp_{gasEVAPPF} &= xCO_{2PF} \cdot Cp_{CO2EVAPPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot Cp_{H2OEVAPPF} + zN_{2PF} \cdot Cp_{N2EVAPPF} + wO_{2PF} \cdot Cp_{O2EVAPPF} \\
k_{CO2EVAPPF} &= k('CO2'; T=Tg_{23PF}) \\
k_{H2OEVAPPF} &= k('H2O'; T=Tg_{23PF}) \\
k_{N2EVAPPF} &= k('N2'; T=Tg_{23PF}) \\
k_{O2EVAPPF} &= k('O2'; T=Tg_{23PF}) \\
k_{gasEVAPPF} &= xCO_{2PF} \cdot k_{CO2EVAPPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot k_{H2OEVAPPF} + zN_{2PF} \cdot k_{N2EVAPPF} + wO_{2PF} \cdot k_{O2EVAPPF} \\
\mu_{CO2EVAPPF} &= Visc('CO2'; T=Tg_{23PF}) \\
\mu_{H2OEVAPPF} &= Visc('H2O'; T=Tg_{23PF}) \\
\mu_{N2EVAPPF} &= Visc('N2'; T=Tg_{23PF}) \\
\mu_{O2EVAPPF} &= Visc('O2'; T=Tg_{23PF}) \\
\mu_{gasEVAPPF} &= xCO_{2PF} \cdot \mu_{CO2EVAPPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot \mu_{H2OEVAPPF} + zN_{2PF} \cdot \mu_{N2EVAPPF} + wO_{2PF} \cdot \mu_{O2EVAPPF} \\
Fg_{EVAPPF} &= \frac{Cp_{gasEVAPPF}^{0,33} \cdot k_{gasEVAPPF}^{0,67}}{\mu_{gasEVAPPF}^{0,32}} \\
Tg_{3PF} &= PP_{PF} + t_{s1PF} \\
Tg_{34PF} &= \frac{Tg_{4PF} + Tg_{3PF}}{2} \\
Cp_{CO2ECONPF} &= Cp('CO2'; T=Tg_{34PF}) \\
Cp_{H2OECONPF} &= Cp('H2O'; T=Tg_{34PF}) \\
Cp_{N2ECONPF} &= Cp('N2'; T=Tg_{34PF}) \\
Cp_{O2ECONPF} &= Cp('O2'; T=Tg_{34PF}) \\
Cp_{gasECONPF} &= xCO_{2PF} \cdot Cp_{CO2ECONPF} + yH_{2O_{PF}} \cdot Cp_{H2OECONPF} + zN_{2PF} \cdot Cp_{N2ECONPF} + wO_{2PF} \cdot Cp_{O2ECONPF} \\
k_{CO2ECONPF} &= k('CO2'; T=Tg_{34PF}) \\
k_{H2OECONPF} &= k('H2O'; T=Tg_{34PF}) \\
k_{N2ECONPF} &= k('N2'; T=Tg_{34PF}) \\
k_{O2ECONPF} &= k('O2'; T=Tg_{34PF})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
k_{\text{gasECONPF}} &= x_{\text{CO2PF}} \cdot k_{\text{CO2ECONPF}} + y_{\text{H2OPF}} \cdot k_{\text{H2OECONPF}} + z_{\text{N2PF}} \cdot k_{\text{N2ECONPF}} + w_{\text{O2PF}} \cdot k_{\text{O2ECONPF}} \\
\mu_{\text{CO2ECONPF}} &= \text{Visc}('CO2'; T=T_{\text{g34PF}}) \\
\mu_{\text{H2OECONPF}} &= \text{Visc}('H2O'; T=T_{\text{g34PF}}) \\
\mu_{\text{N2ECONPF}} &= \text{Visc}('N2'; T=T_{\text{g34PF}}) \\
\mu_{\text{O2ECONPF}} &= \text{Visc}('O2'; T=T_{\text{g34PF}}) \\
\mu_{\text{gasECONPF}} &= x_{\text{CO2PF}} \cdot \mu_{\text{CO2ECONPF}} + y_{\text{H2OPF}} \cdot \mu_{\text{H2OECONPF}} + z_{\text{N2PF}} \cdot \mu_{\text{N2ECONPF}} + w_{\text{O2PF}} \cdot \mu_{\text{O2ECONPF}} \\
F_{\text{gECONPF}} &= C_{\text{pgasECONPF}}^{0,33} \cdot \frac{k_{\text{gasECONPF}}^{0,67}}{\mu_{\text{gasECONPF}}^{0,32}} \\
U_{\text{AECONPF}} &= m_{\text{gPF}}^{0,65} \cdot F_{\text{gECONPF}} \cdot K3 \\
\delta T_{3\log\text{PF}} &= \frac{T_{\text{g4PF}} - t_{\text{w1PF}} + T_{\text{g3PF}} - t_{\text{w2PF}}}{2} \\
Q_{3\text{ECONPF}} &= U_{\text{AECONPF}} \cdot \delta T_{3\log\text{PF}} \cdot 0,98 \\
h_{\text{w2PF}} &= h('Steam'; T=t_{\text{w2PF}}; x=0) \\
Q_{3\text{ECONPF}} &= m_{\text{gPF}} \cdot C_{\text{pgasECONPF}} \cdot (T_{\text{g3PF}} - T_{\text{g4PF}}) \cdot 0,98 \\
Q_{\text{TotalPF}} &= Q_{1\text{SUPERPF}} + Q_{2\text{EVAPPF}} + Q_{3\text{ECONPF}} \\
Q_{12} &= Q_{1\text{SUPERPF}} + Q_{2\text{EVAPPF}} \\
Q_{\text{TotalPF}} &= m_{\text{sPF}} \cdot (h_{\text{saPF}} - h_{\text{w1PF}}) + 0,02 \cdot m_{\text{sPF}} \cdot h_{\text{w2PF}} \\
Q_{\text{TotalPF}} &= Q_{\text{TotalVer}} \\
T_{\text{g14PF}} &= \frac{T_{\text{g1PF}} + T_{\text{g4PF}}}{2} \\
C_{\text{pCO2HRSGPF}} &= C_{\text{p}}('CO2'; T=T_{\text{g14PF}}) \\
C_{\text{pH2OHRSGPF}} &= C_{\text{p}}('H2O'; T=T_{\text{g14PF}}) \\
C_{\text{pN2HRSGPF}} &= C_{\text{p}}('N2'; T=T_{\text{g14PF}}) \\
C_{\text{pO2HRSGPF}} &= C_{\text{p}}('O2'; T=T_{\text{g14PF}}) \\
C_{\text{pgasHRSGPF}} &= x_{\text{CO2PF}} \cdot C_{\text{pCO2HRSGPF}} + y_{\text{H2OPF}} \cdot C_{\text{pH2OHRSGPF}} + z_{\text{N2PF}} \cdot C_{\text{pN2HRSGPF}} + w_{\text{O2PF}} \cdot C_{\text{pO2HRSGPF}} \\
T_{\text{g1PPF}} &= \frac{T_{\text{g1PF}} + 25}{2} \\
C_{\text{pCO2PF1}} &= C_{\text{p}}('CO2'; T=T_{\text{g1PPF}}) \\
C_{\text{pH2OPF1}} &= C_{\text{p}}('H2O'; T=T_{\text{g1PPF}}) \\
C_{\text{pN2PF1}} &= C_{\text{p}}('N2'; T=T_{\text{g1PPF}}) \\
C_{\text{pO2PF1}} &= C_{\text{p}}('O2'; T=T_{\text{g1PPF}}) \\
C_{\text{pgas1PF}} &= x_{\text{CO2PF}} \cdot C_{\text{pCO2PF1}} + y_{\text{H2OPF}} \cdot C_{\text{pH2OPF1}} + z_{\text{N2PF}} \cdot C_{\text{pN2PF1}} + w_{\text{O2PF}} \cdot C_{\text{pO2PF1}} \\
\text{EFIC}_{\text{ASMEPF}} &= \frac{Q_{\text{TotalPF}}}{m_{\text{gPF}} \cdot C_{\text{pgas1PF}} \cdot (T_{\text{g1PF}} - 25)} \cdot 100
\end{aligned}$$

$$PERC_{SUPER} = \frac{Q_{1SUPERPF}}{Q_{TotalPF}} \cdot 100$$

$$PERC_{EVAPOR} = \frac{Q_{2EVAPPF}}{Q_{TotalPF}} \cdot 100$$

$$PERC_{ECON} = \frac{Q_{3ECONPF}}{Q_{TotalPF}} \cdot 100$$

$$PERC_{total} = PERC_{SUPER} + PERC_{EVAPOR} + PERC_{ECON}$$

$$h_{saPF} = h('Steam'; T = t_{saPF}; P = P_{s1PF})$$

$$s_{saPF1} = s('Steam'; T = t_{saPF}; P = P_{s1PF})$$

$$v_{saPF1} = v('Steam'; P = P_{s2PF}; T = t_{saPF})$$

$$t_{saPFK} = t_{saPF} + 273$$

$$ms_{PF} = 50 \cdot \frac{P_{s2PF}}{10800} \cdot \sqrt{\frac{773}{t_{saPFK}}}$$

$$Rel_{vapor,proj,PF} = \frac{ms_{PF}}{50} \cdot 100$$

$$x_{vapcondiso} = x('Steam'; s = s_{saPF1}; P = P_{vapcond})$$

$$s_{saPF1} = s_{saizo}$$

$$Range = 16$$

$$Appr_{torreproj} = 5$$

$$t_{liqtorre1} = wb_{temp1} + Appr_{torreproj}$$

$$\omega_1 = \omega('AirH2O'; T = Temp_{ar1}; R = r_{h1}; P = p_{atm})$$

$$h_{ar1} = h('AirH2O'; T = Temp_{ar1}; R = r_{h1}; P = p_{atm})$$

$$wb_{temp1} = WB('AirH2O'; T = Temp_{ar1}; w = \omega_1; P = p_{atm})$$

$$T_{vapcondreal} = T_{satcorr}$$

$$P_{vapcond} = P('Steam'; T = T_{satcorr}; s = s_{saizo})$$

$$t_{liqtorre2} = Range + t_{liqtorre1}$$

$$h_{liqcond1} = h('Steam'; T = t_{liqtorre1}; x = 0)$$

$$h_{liqcond2} = h('Steam'; T = t_{liqtorre2}; x = 0)$$

$$m_{ag} = \text{Interpolate}('vazao de agua x vazao de vapo', 'vazaovapor'; 'vazaodeagua'; 'vazaovapor' = ms_{PF})$$

$$Q_{cond,projTV} = m_{ag} \cdot (h_{liqcond2} - h_{liqcond1})$$

$$h_{w1PF} = h('Steam'; P = P_{vapcond}; x = 0)$$

$$Q_{cond,projTV} = ms_{PF} \cdot (h_{vapcondreal} - h_{w1PF})$$

$$x_{condreal} = x('Steam'; P = P_{vapcond}; h = h_{vapcondreal})$$

$$x_{condreal\%} = x_{condreal} \cdot 100$$

$$W_{TV} = ms_{PF} \cdot 0,88 \cdot \left[\frac{h_{saPF} - h_{vapcondreal}}{1000} \right]$$

$$\text{relacao}_{\text{vapor,gas}} = \frac{m_{\text{PF}}}{m_{\text{gPF}}}$$

$$\varepsilon_{\text{iso}} = \left[\frac{h_{\text{saPF}} - h_{\text{vapcondreal}}}{h_{\text{saPF}} - h_{\text{vapcondiso}}} \right] \cdot 100$$

$$\varepsilon_{\text{Rankine}} = W_{\text{TV}} \cdot \frac{1000}{m_{\text{PF}} \cdot h_{\text{saPF}}} \cdot 100$$

$$\text{energia}_{\text{gases}} = m_{\text{gPF}} \cdot C_{p_{\text{gas1PF}}} \cdot (T_{\text{g1PF}} - 25)$$

$$\varepsilon_{\text{ciclovapor}} = W_{\text{TV}} \cdot \frac{1000}{\text{energia}_{\text{gases}}} \cdot 100$$

$$h_{\text{vapcondiso}} = h('Steam'; s = s_{\text{saio}}; x = x_{\text{vapcondiso}})$$

$$s_{\text{vapcondreal}} = s('Steam'; h = h_{\text{vapcondreal}}; T = T_{\text{satcorr}})$$

$$v_{\text{vapcondreal}} = v('Steam'; P = P_{\text{vapcond}}; x = x_{\text{condreal}})$$

$$UA_{\text{projcond}} = 7200$$

$$F1C = \text{Interpolate1}('fatorcarga'; 'vazaovapor'; 'F1'; 'vazaovapor' = m_{\text{PF}})$$

$$F2C = \text{Interpolate1}('fatortemp'; 'temptorre'; 'F2'; 'temptorre' = t_{\text{liqtorre1}})$$

$$Q_{\text{torreproj}} = m_{\text{artorreproj}} \cdot (h_{\text{ar2}} - h_{\text{ar1}})$$

$$rh_2 = 1$$

$$\omega_2 = \omega('AirH2O'; T = T_{\text{ar2}}; R = rh_2; P = p_{\text{atm}})$$

$$h_{\text{ar2}} = h('AirH2O'; T = T_{\text{ar2}}; R = rh_2; P = p_{\text{atm}})$$

$$wb_{\text{temp2}} = WB('AirH2O'; T = T_{\text{ar2}}; w = \omega_2; P = p_{\text{atm}})$$

$$vazaoumid_{\text{ar1}} = m_{\text{artorreproj}} \cdot \omega_1$$

$$vazaoumid_{\text{ar2}} = m_{\text{artorreproj}} \cdot \omega_2$$

$$m_{\text{agevap}} = m_{\text{artorreproj}} \cdot [\omega_2 - \omega_1]$$

$$\rho_{\text{arproj}} = \rho('Air'; T = 15; P = 101,325)$$

$$\rho_{\text{arPF}} = \rho('Air'; T = T_{\text{ar2}}; P = p_{\text{atm}})$$

$$\text{corr}_\rho = \frac{\rho_{\text{arproj}}}{\rho_{\text{arPF}}}$$

$$W_{\text{vent}} = \frac{\frac{\text{corr}_\rho \cdot m_{\text{artorreproj}} \cdot 12}{75 \cdot 0,7}}{1000} \cdot 0,735$$

$$UA_{\text{cond}} = UA_{\text{projcond}} \cdot F1C \cdot F2C$$

$$Q_{\text{cond,projTV}} = UA_{\text{cond}} \cdot \left[\frac{t_{\text{liqtorre2}} - t_{\text{liqtorre1}}}{\ln\left(\frac{t_{\text{eta1}}}{t_{\text{eta2}}}\right)} \right]$$

$$t_{\text{eta1}} = T_{\text{vapcondreal}} - t_{\text{liqtorre1}}$$

$$t_{\text{eta2}} = T_{\text{vapcondreal}} - t_{\text{liqtorre2}}$$

$$Q_{\text{torreproj}} = Q_{\text{cond,projTV}}$$

$$m_{\text{artorreproj}} = 2600 \text{ [kg/s]}$$

$$vazao_{ar} = \frac{m_{artorreproj}}{\rho_{arPF}}$$

$$\rho_{aguacald} = \rho(\text{'Water'}; P=101,325; T=T_{vapcondreal})$$

$$W_{bombacald} = \rho_{aguacald} \cdot \frac{ms_{PF}}{1000} \cdot \frac{P_{s1PF} \cdot \frac{10,33}{101,325}}{75 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 1000}$$

$$\rho_{aguatorre} = \rho(\text{'Water'}; P=101,325; T=T_{liqtorre1})$$

$$\delta_{P,cond} = 0,71 \cdot \left[\frac{m_{ag}}{1000} \right]^2 \cdot 1,5$$

$$W_{bombatorre} = \rho_{aguatorre} \cdot \frac{m_{ag}}{1000} \cdot \frac{\delta_{P,cond}}{75 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 1000}$$

$$\varepsilon_{CC} = \left[\frac{W_{TG} \cdot 1000 + W_{TV} \cdot 1000 - W_{vent} - W_{bombatorre} - W_{bombacald}}{massa_{combo} \cdot PCI_{kg} + x_{mas} \cdot PCI_{kg}} \right] \cdot 100$$

$$\varepsilon_{CC,rel} = \frac{\varepsilon_{CC}}{47,77} \cdot 100$$

$$\varepsilon_{Rankine,REL} = \frac{\varepsilon_{Rankine}}{30,53} \cdot 100$$

$$W_{Total} = W_{TG} + W_{TV}$$

$$ratio_{TV,TG} = \frac{W_{TV}}{W_{TG}}$$

$$ratio_{TG,TV} = \frac{W_{TG}}{W_{TV}}$$

$$carga_{CC,rel} = \frac{W_{Totalnet}}{196,35} \cdot 100$$

$$Rel_{TG,TOT} = \frac{W_{TG}}{W_{Totalnet}} \cdot 100$$

$$Rel_{TV,TOT} = \frac{W_{TV}}{W_{Totalnet}} \cdot 100$$

$$W_{Totalnet} = W_{Total} - (W_{vent} + W_{bombatorre} + W_{bombacald})$$

$$W_{Totalnetrel} = \frac{W_{Totalnet}}{196,17} \cdot 100$$

$$BTU_{kWh,CC} = \frac{massa_{combo} \cdot 3600 \cdot PCI_{kg} \cdot 0,9478171}{W_{Total} \cdot 1000}$$

$$T_{oper3,rel} = \frac{T_{oper3,grausC}}{1169} \cdot 100$$

$$Fluxo_{gases,rel} = \frac{mg_{PF}}{435,5}$$

$$TIT_{rel} = \frac{T_{oper3,grausC}}{1169}$$

$$RPC_{rel} = \frac{RPC_{oper}}{16,39} \cdot 100$$

$$\text{efic}_{\text{rel,TG}} = \frac{\varepsilon_{\text{TG}}}{35,72} \cdot 100$$

$$\text{Pot}_{\text{rel,TG}} = \frac{W_{\text{TG}}}{148,8} \cdot 100$$

$$\text{massaC}_{\text{oper,rel}} = \frac{\text{massaC}_{\text{oper}}}{427,13} \cdot 100$$

$$\text{Pot}_{\text{relTV}} = \frac{W_{\text{TV}}}{50,22} \cdot 100$$

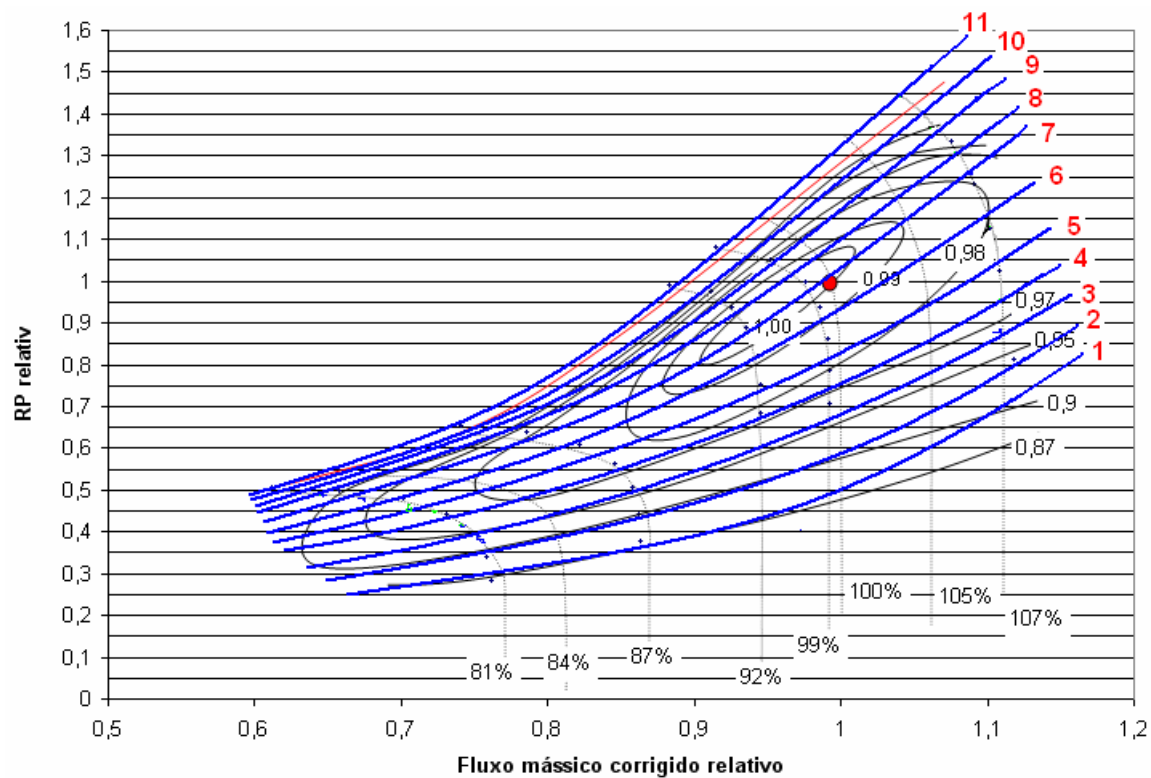
$$P_{\text{s2PF,rel}} = \frac{P_{\text{s2PF}}}{10531} \cdot 100$$

$$\text{EFIC}_{\text{ASMEPF,rel}} = \frac{\text{EFIC}_{\text{ASMEPF}}}{62,86} \cdot 100$$

$$\text{densidade}_{\text{ar,rel}} = \frac{\text{densidade}_{\text{ar1}}}{0,629}$$

ANEXO B – MAPAS PARAMETRIZADOS

- Compressor KU 84.3 - Mapa parametrizado com linhas betas



- Turbina - Mapa parametrizado com linhas betas

