

~~100~~
~~100~~
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

ESTUDO DE CICLOS COMBINADOS PARA GERAÇÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA COM GÁS NATURAL

ORIENTADOR: PROF. DR. CLEMENTE GRECO

ALUNO: DARIO AUGUSTO SANTANNA DE GASPAR
Nº 3242637

1987

ESTUDO DE CICLOS COMBINADOS PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA
COM GÁS NATURAL

Í N D I C E

	PAG.
APRESENTAÇÃO	
1. ANTECEDENTES DO GÁS NATURAL NO BRASIL	03
1.1 - Aspectos Gerais	04
1.2 - Gás Natural no Mundo	05
1.3 - História do Gás Natural no Brasil	09
1.3.1 - Fase Inicial	09
1.3.2 - Segunda Fase	10
1.3.3 - Terceira Fase	10
1.3.4 - Quarta Fase	11
1.4 - Sistema Nacional Atual	13
1.5 - Usos do Gás Natural	18
1.6 - Composição Química e Propriedades do Gás Natural	19
1.7 - Evolução dos Preços do Gás Natural	21
1.8 - Final	26
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	28
2.1 - Primeira Lei da Termodinâmica	30
2.2 - Segunda Lei da Termodinâmica	33
2.3 - Reações de Combustão	39

Serviço de Bibliotecas
Biblioteca de Engenharia Mecânica

2.3.1 - Excesso de Ar	39
2.3.2 - Poder Calorífico dos Combustíveis	42
2.4 - Ciclos Termodinâmicos	43
2.4.1 - Ciclo de Carnot	43
2.4.2 - Ciclo a Gás	46
2.4.3 - Ciclo a Vapor	52
3. CICLOS COMBINADOS	
3. CICLOS COMBINADOS	58
3.1 - Definições Gerais	59
3.2 - Ciclos Combinados e Cogeração	61
3.2.1 - Ciclos Combinados a Vapor e a Gás	62
3.2.1.1 - Apresentação	62
3.2.1.2 - Tipos de Ciclos Combinados a Vapor e a Gás	67
3.2.1.2.1 - Ciclos com Ou Sem Queima Suplementar	70
3.2.1.2.2 - Caldeiras de Presão Simples ou Múltipla	85
3.2.1.2.3 - Carga Parcial	91
3.2.1.3 - Considerações Finais	94
3.2.2 - Ciclo Magnetohidrodinâmico	102
3.2.3 - Cogeração	108
3.3 - Combustíveis	118
4. ANÁLISE DE UM CICLO COMBINADO	119
4.1 - Análise Técnica	120
4.2 - Análise Econômica	129

APÊNDICES

134

A.1 - Diagrama Entalpia x Entropia para o Ar 135

A.2 - Fluxograma do Ciclo Analisado no Capítulo 4 136

BIBLIOGRAFIA

147

APRESENTAÇÃO

APRESENTAÇÃO

Este trabalho consiste no estudo do uso do gás natural na produção de eletricidade de ponta, através de ciclos térmicos combinados. Ele abrangerá os seguintes tópicos: Antecedentes do Gás Natural; Fundamentos Teóricos; Ciclos Combinados; e Análise de um Ciclo Combinado.

O primeiro capítulo caracteriza o gás natural como uma fonte primária de combustível, de grande participação nos países desenvolvidos. Apresenta-se o quadro atual desta fonte no mundo com informações presentes acerca das reservas conhecidas deste combustível, podendo se ver a situação mundial. São indicadas as estruturas do consumo deste para seus fins nos países desenvolvidos (OECD) e nos países em desenvolvimento. E, finalmente, se apresenta o histórico de identificação, utilização e evolução do gás natural no Brasil.

No capítulo subsequente, serão apresentados os fundamentos teóricos em que se baseia a análise de ciclos térmicos. Faz-se uma apresentação teórica e prática dos ciclos básicos (Carnot, Rankine e Brayton).

Em seguida serão apresentados os ciclos combinados propriamente ditos. Apresentar-se-ão os tipos de ciclos combinados e as per-

formances de vários destes em centrais já instaladas e estudos de empresas fabricantes de equipamentos para estas centrais. Por fim, dá-se uma noção geral de ciclos magnetohidrodinâmicos e cogeração.

Com este embasamento está-se em condições de estudar técnica e economicamente os ciclos combinados, de modo a mostrar sua utilização e viabilidade.

Chega-se assim ao objetivo final do trabalho, pois sabe-se que junto com a progressiva ampliação das reservas nacionais conhecidas vive-se um momento no qual a disponibilidade e o uso adequado deste combustível poderão ter um papel relevante no desenvolvimento nacional, nitidamente na geração de eletricidade de ponta.

1 - ANTECEDENTES DO GÁS NATURAL NO BRASIL

1. ANTECEDENTES DO GÁS NATURAL

1.1 - Aspectos Gerais

O gás natural é uma fonte de energia primária, isto é, é uma fonte provinda da natureza em sua forma direta, como são: óleo cru, carvão mineral, lenha, energia hidráulica, etc.

Segundo o BEN 1986 (Balanço Energético Nacional), a produção de gás corresponde a 3,5% da produção total de energia primária. Apesar de pequena, sua taxa de crescimento foi expressiva ao longo dos últimos anos, pois em 1973, este correspondia a 0,3% do consumo de energia e 1,8% em 1985.

O gás natural representa apenas 1,5% do consumo total de energia secundária, mas tem presença ativa nos índices auferidos pelo GLP (2,6%) gasolina (5,7%) e eletricidade (34%).

Por energia secundária entende-se aquela obtida na transformação de energia primária nos centros de transformação (Refinarias, Plantas de Gás, etc) com suas respectivas perdas.

1.2 - Gás Natural no Mundo

Serão apresentados dados comparando a posição brasileira e o resto do mundo. A tabela 1.1 apresenta a distribuição mundial das reservas de gás natural. As reservas brasileiras são muito pequenas como se pode notar.

TABELA 1.1 - RESERVAS DE GÁS NATURAL NO MUNDO

PAÍS/REGIÃO	VOLUME (10 ⁹ m ³)	%
Canadá	2.548	3,1
E.U.A.	5.611	6,8
México	2.135	2,6
Venezuela	1.332	1,6
Brasil	93	0,1
Argentina	663	0,8
Demais Países da América do Sul	466	0,6
Nigéria	1.148	1,4
Africa do Norte	4.850	5,9
Oriente Médio	21.607	26,2
Europa Ocidental	4.269	5,2
Bloco Soviético	32.873	39,9
China Continental	692	0,8
Oriente/Oceania	3.616	4,4
Austrália	530	0,6
TOTAL	82.433	100,0

Fonte: Revista Energia e Produção - Novembro/86

Quanto à participação do gás no consumo de energia secundária, pela tabela 1.2 percebe-se que fora o Brasil e os países em desenvolvimento, a participação do gás natural nos outros países apresentados gira em torno de 25% muito superior ao caso brasileiro.

TABELA 1.2 - PARTICIPAÇÃO DO GÁS NATURAL NO CONSUMO DE ENERGIA SECUNDÁRIA, A NÍVEL MUNDIAL

PAÍS/REGIÃO	PARTICIPAÇÃO (%)
Argentina	31,0
Brasil	1,5
Estados Unidos da América	25,0
Europa Ocidental	15,0
Europa Oriental	24,0
Países da OPEP	29,0
Paquistão	45,0
Países em Desenvolvimento	7,0
Média Mundial	20,0

Fonte: Revista ABG - Junho/86

Dados da OECD (Organization for Economic Cooperation and Development) distribuem o consumo de gás natural pelos se
tores da economia na seguinte forma:

TABELA 1.3 - DISTRIBUIÇÃO DO CONSUMO DE GÁS
NATURAL NOS PAÍSES DA OECD

Setor da Economia	Consumo Porcentual
Residencial e Comercial	38,0
Industrial	31,0
Eletricidade	17,0
Diversos (1)	14,0
TOTAL	100,0

Notas: (1) Materia-prima para fertilizantes e produtos químicos. Gás Natural Comprimido (GNC) para o setor de transportes.

Segundo pesquisas do "Institut Français du Pétrole" de 1981, nos países em desenvolvimento, é prevista uma composição do consumo de gás natural em 1990, conforme apresentado a seguir.

90

TABELA 1.4 - PREVISÃO DE CONSUMO DE GÁS NATURAL
NOS PAÍSES EM DESENVOLVIMENTO

Setor da Economia	Participação Porcentual
Residencial e Comercial	31,0
Indústria Petroquímica	8,0
Siderurgia	5,0
Cimento	7,0
Fertilizantes	17,0
Eletrociadade	32,0
TOTAL	100,0

Como se viu, as reservas e utilização do gás natural no país são muito reduzidas face aos índices de outros países.

É interessante notar que segundo as tabelas 1.3 e 1.4, o consumo de gás para o setor residencial e comercial e de eletricidade se aproxima de 60%.

Isto reflete a política brasileira, que é a de substituir o GLP por gás natural e utilizá-lo na produção de energia elétrica de ponta, para abastecer os grandes centros nos horários de pico, complementando o sistema elétrico e evitando blackouts. O presente estudo se atém exatamente à

utilização de ciclos combinados nestas usinas de eletricidade à gás natural.

1.3 - História do Gás Natural no Brasil

Pode-se separar as fases de utilização do gás natural do Brasil em quatro fases, sendo estas:

- Fase Inicial
- Segunda Fase
- Terceira Fase
- Quarta Fase

1.3.1 - Fase Inicial

As primeiras descobertas de gás natural foram no campo de Candeias (Recôncavo Baiano) em 1941. E as primeiras utilizações foram no abastecimento das indústrias nos campos de Itaparica, e na eletrificação da Viação Férrea Leste Brasileiro (trechos Salvador-Alagoinhas e Salvador-Cachoeira) com o gás do campo de Aratu.

Começaram os primeiros projetos de recuperação secundária por injeção de gás nos campos de D. João, Candeias e Água Grande.

Só que, devido aos baixos preços do gás no mercado, não havia estímulo para os grandes investimentos requeridos pela indústria de gás.

1.3.2 - Segunda Fase

Passou-se a estimular mais o gás natural, procurando para ele funções próprias e mais nobres, além de meras utilizações no condicionamento e transferência de óleo.

Em 1962 implantou-se uma unidade de processamento de gás natural, em Água Grande, sua capacidade de processamento era de $1,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{dia}$ de gás natural.

Visando a implantação do Polo Petroquímico de Camaçari, BA, e de uma indústria de nitrogenados (Amônia e Uréia), iniciou-se uma pesquisa exploratória para se descobrir as reservas de gás.

E os programas de injeção de gás continuaram nos campos já citados, incluindo, então, Iaquipe e Miranga.

1.3.3 - Terceira Fase

Iniciou-se em 1973 com a consolidação do Polo Petroquímico de Camaçari. Houve a construção do primeiro gran-

de gasoduto, ligando os campos da plataforma continental de Sergipe à Bahia. Havendo, também, um significativo aumento das reservas destas áreas.

Construiu-se uma Unidade de Processamento de Gás Natural e uma de Nitrogenados em Sergipe.

1.3.4 - Quarta Fase

Foi iniciada com a utilização, na área do Rio de Janeiro, do gás natural associado produzido na Bacia de Campos, em 1972.

Nesta fase surgiram projetos de utilização do gás associado produzido no Espírito Santo e Plataforma Continental do Ceará e Rio Grande do Norte. Além do gás da área de Juruá, AM, e países vizinhos.

A PETROBRÁS aumentou as pesquisas de reservas de gás e esforçou-se na implementação de sua utilização, a fim de torná-lo o segundo mais importante substituto do óleo cru e seus derivados.

E, em 1987, o Ministro das Minas e Energia, Aureliano Chaves, criou um grupo destinado a coordenar os diversos órgãos do governo, em relação ao Plano Nacional de

Gás Natural, e programar as ações previstas para o setor, com investimentos de US\$ 3,5 bilhões até 1995.

O objetivo básico deste plano é dobrar a produção de gás até 1991 e triplicá-la, até 1995, consumindo-se 24 milhões de metros cúbicos em 1991 e 35 milhões em 1995.

Em 1995, espera-se que o consumo de gás corresponda a 5% do consumo energético do país (em face dos 2% atuais). Como foi visto, nos países industrializados este índice é da ordem de 20 a 25%.

Pretende-se ligar mais de 1,5 milhões de consumidores às redes de distribuição, substituir o óleo diesel em 50 mil veículos e utilizá-lo nas indústrias siderúrgicas, de fertilizantes e petroquímica e na geração conjunta de eletricidade (Ciclos Combinados e Cogeração).

A tabela 1.5, mostra a evolução da produção do país, a partir de 1975.

TABELA 1.5 - EVOLUÇÃO DA PRODUÇÃO

ANO	PRODUÇÃO (10 ⁶ m ³ /dia)	VARIAÇÃO ANUAL (%)
1975	2,4	-
1977	2,9	20,8
1978	4,0	37,9
1980	4,6	15,0
1981	4,9	6,5
1982	6,5	32,7
1983	9,1	40,0
1984	11,1	22,0
1985	12,6	13,5
1986	13,9*	10,3

FONTE: Brasil Mineral nº 36 - 11/86

(*) Estimado

NOTA: Não inclui o gás natural produzido no país.

1.4 - Sistema Nacional Atual

O Brasil conta atualmente com reservas de 93.366 milhões de m³ distribuídos pelo país, segundo mostra a Tabela 1.6.

TABELA 1.6 - RESERVAS DE GÁS NATURAL NO BRASIL (10^6 m³)

LOCALIZAÇÃO	RESERVA	PARTICIPAÇÃO (%)
Bacia de Campos - RJ	34.107	36,5
Espírito Santo	2.171	2,3
Recôncavo/Tucano - BA	20.299	21,7
Alagoas - Sergipe	21.834	23,4
Potiguar - RN	6.314	6,8
Ceará	850	0,9
Foz do Amazonas - PA	991	1,1
Baixo Amazonas Maranhão /Barreirinhas	165	0,2
Juruá - AM	6.635	7,1
TOTAL	93.366	100,0

FONTE: Brasil Mineral nº 36 - Nov/86

Como se vê, as descobertas em Campos aumentaram significativamente as reservas brasileiras.

As tabelas 1.7 e 1.8, subsequentes, mostram a distribuição da produção e do consumo, respectivamente, do gás natural por estados, em 1984.

TABELA 1.7 - PRODUÇÃO NACIONAL DE GÁS NATURAL
POR ESTADOS (10^6 m³/dia)

ESTADO PRODUTOR	PRODUÇÃO	PARTICIPAÇÃO (%)
Bahia	1.560	31,8
Rio de Janeiro	1.473	30,0
Sergipe	768	15,7
Alagoas	345	7,0
Rio Grande do Norte	337	6,9
Ceará	236	4,8
Espírito Santo	160	3,3
Pará	23	0,5
TOTAL	4.902	100,0

FONTE: Anuário Estatístico CNP, 1985

NOTA: Considera gás comercializado e gás reinjetado nos poços de petróleo.

TABELA 1.8 - CONSUMO DE GÁS NATURAL POR ESTADO
($10^6 \text{ m}^3/\text{dia}$)

ESTADO	CONSUMO	PARTICIPAÇÃO (%)
Bahia	1.003	54,8
Rio de Janeiro	366	26,0
Sergipe	357	19,5
Espírito Santo	69	3,8
Alagoas	34	1,9
TOTAL	1.829	100,0

É importante frisar as diferenças de consumo nos estados. Na Bahia é usado como combustível, matéria-prima e redutor siderúrgico. Em Sergipe, usa-se como combustível e matéria-prima. Em Alagoas e no Espírito Santo, utiliza-se o gás apenas como combustível industrial. Já no Rio de Janeiro, o consumo se dá como matéria-prima e combustível industrial, comercial e residencial.

Visando a expansão do aproveitamento e utilização natural, segundo a constatação de uma demanda potencial concreta a PETROBRÁS tem investido e desenvolvido um sistema de gasodutos, unidades de processamento, estações de coleta e re

compressão ao longo do país, acompanhando o litoral Atlântico. No estudo desse sistema a PETROBRÁS dividiu o país em quatro áreas geo-econômicas, sendo estas:

a) Alagoas, Sergipe e Bahia

Região onde a indústria está mais desenvolvida. Há 800 km de gasodutos, 17 estações recompressoradas e 3 unidades de processamento. Cabe destacar o Polo Petroquímico de Camaçari e o Complexo Industrial de Aratu.

b) Rio de Janeiro, São Paulo e Minas Gerais

A importância desta região como demanda potencial é óbvia, sendo ainda muito importante como produtora.

Os sistemas Definitivos e Antecipados da Bacia de Campos compreendem 37% da produção nacional.

Cabe ressaltar a importância do consumo residencial no Rio de Janeiro, $3.10^6 \text{ m}^3/\text{dia}$.

c) Ceará, Rio Grande do Norte, Paraíba e Pernambuco

Apesar da produção de gás natural, seu consumo no Ceará e Rio Grande do Norte é muito modesto. Mas certamente crescerá com o início do fornecimento às indústrias de Fortaleza e aquelas localizadas ao longo do gasoduto entre Guamoré (RN) e Cabo (PE) de 420 km.

d) Espírito Santo

Possuindo uma boa rede de dutos, tem capacidade de processar e comercializar quase metade do gás produzido. Há planos de comercialização, em futuro próximo, de $400 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{dia}$.

1.5 - Usos do Gás Natural

As diretrizes e prioridades da utilização do gás natural são estabelecidas pelo Conselho Nacional de Petróleo (CNP). A sua resolução nº 08/84, de 12.06.84 estabelece estas prioridades, a saber:

- Recuperação Secundária de campos petrolíferos
- Produção de GLP e gasolina
- Substituição no uso residencial e comercial do GLP
- Matéria-prima para indústria de fertilizantes e petroquímica
- Substituição de derivados de petróleo, visando diminuir as importações e economizar divisas. Por exemplo, substituindo o diesel nos ônibus urbanos.

A tabela 1.10 resume as principais utilizações do gás no país e suas participações relativas.

TABELA 1.10 - UTILIZAÇÃO DO GÁS NATURAL NO BRASIL

Setor/Forma de Utilização	Participação (%)
Combustível Industrial	59,0
Fertilizantes	21,0
Indústria Petroquímica	6,0
Redutor Siderúrgico	5,0
Setor Residencial	9,0
TOTAL	100,0

Fonte: PETROBRÁS

1.6 - Composição Química e Propriedades do Gás Natural

Cabe agora descrever-se as características químicas do gás natural. Serão apresentadas as características mé dias do gás natural extraído e processado (comercializado).

Assim como o petróleo, a composição básica do gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos e algumas impurezas, só que gasosos. É encontrado em rochas porosas e mesmo associado ao petróleo.

O principal componente do gás natural é o metano (CH_4).

Na tabela 1.11, abaixo, são apresentadas as características mais relevantes do gás natural extraído.

TABELA 1.11 - CARACTERÍSTICAS DO GÁS NATURAL

ELEMENTOS	% MOLAR
Nitrogênio	1,42
Dióxido de Carbono	0,49
Metano	82,54
Etano	10,36
Propano	2,96
Iso-Butano	0,75
N - Butano	0,76
Iso-Pentano	0,26
N - Pentano	0,27
Hexano e Superiores	0,19
Hélio	Tracos
Argônio	Tracos
H ₂ S	2000 ppm
RSH	200 ppm
COS	20 ppm
CARACTERÍSTICAS FÍSICO-QUÍMICAS (BASE SECA)	
Peso Molecular	18,06
Cp/Cv	1,274
Poder Calorífico Inferior	9.969 Kcal/Nm ³
Poder Calorífico Superior	11.011 Kcal/Nm ³

FONTE: TH-1218-10-004

Ao processar-se o gás, os hidrocarbonetos de maior massa, principalmente o propano são removidos. Retiram-se, também, as impurezas tornando o gás natural um combustível mais "limpo". Na tabela 1.12 tem-se as características do gás comercializado. Percebe-se uma queda nos poderes caloríficos deste, devido às perdas inerentes ao processamento (em torno de 10%).

Os poderes caloríficos são dados em função de Normal m³ (Nm³), isto é, a 760 mm Hg e 0°C. Para transformar esta relação para m³ std, 760 mm Hg e 15°C é necessário corrigir este valor dividindo estes valores pela relação de temperatura absoluta 1,053 (273+15 / 273+0).

1.7 - Evolução dos Preços do Gás Natural

Historicamente o preço do gás natural acompanha o preço do petróleo bruto, por unidade de energia. Só que o gás natural tem a vantagem de poder ser utilizado praticamente sem processamento. Já o petróleo tem que ser processado.

Para se fazer a equivalência entre o preço por barril de petróleo entre 1.000 m³ std é necessário multiplicar-se o valor de 1 barril de petróleo por uma fator que relaciona o poder calorífico do gás natural, petróleo médio, (Rgp), é dado pela expressão a seguir.

$$R_{gp} = \frac{PCSG \times 1000 \times f}{PCSp \times dp \times V}$$

onde: $PCSG = 9.938 \text{ Kcal/Nm}^3$ - Poder calorífico superior
do gás natural

$PCSp = 10.800 \text{ Kcal/kg}$ - Poder calorífico superior
do petróleo

$f = \frac{273}{288}$ - Fator de correção. Relação
 Nm^3 / m^3 std

$dp = 0,867 \text{ kg/l}$ - densidade do petróleo

$V = 159 \text{ L}$ - Volume de um barril de pe-
tróleo

Então: $R_{gp} = 6,33$

A tabela 1.13 mostra a evolução dos preços do petróleo im-
portado e os preços em m^3 correspondente de gás natural a
partir da crise do petróleo (1973) até 1985, quando o
preço do gás natural deixou de acompanhar o do petróleo,
devido à tentativa do governo de conter a inflação atra-
vés da contenção dos reajustes dos preços administrados
pelo estado.

TABELA 1.12 - CARACTERÍSTICAS MÉDIAS DO GÁS
NATURAL IMPORTADO

ELEMENTOS	% MOLAR
Nitrogênio	1,6
Dióxido de Carbono	0,6
Metano	89,4
Etano	7,7
Propano	0,7
CARACTERÍSTICAS FÍSICO-QUÍMICAS (BASE SECA)	
Peso Molecular	17,6
Cp/Cv	1,300
Poder Calorífico Inferior	8.969 Kcal/Nm³
Poder Calorífico Superior	9.938 Kcal/Nm³

FONTE: TH-1218-10-004

TABELA 1.13 - PREÇOS DO PETRÓLEO IMPORTADO

ANO	IMPORTAÇÃO (1.000 b/dia)	VALOR FOB (US\$ 1.000)	VALOR FOB (US\$/BARRIL)	VALOR FOB US\$/1000 m ³ Std GN
1973	613	837.249	3,74	23,67
1974	672	3.022.821	12,32	78,00
1975	727	2.834.609	10,68	67,60
1976	810	3.625.503	12,26	77,61
1977	837	3.811.883	12,48	79,00
1978	929	4.217.148	12,44	78,75
1979	994	6.479.924	17,86	113,05
1980	932	9.901.048	29,10	184,20
1981	842	10.983.682	35,74	226,63
1982	784	10.214.090	35,69	225,92
1983	662	8.145.997	33,71	213,38
1984	518	6.891.309	36,45	230,73
1985	401	5.749.291	39,28	248,64

Fonte: PETROBRAS

Notas: US\$/1000 m³ Std GN = 6,33 x US\$/Barrel

Frete Oriente Médio - Porto Brasileiro ≈ US\$ 3,00/Barrel.

TABELA 1.14 - EVOLUÇÃO DO PREÇO DO GÁS NATURAL
1981 A 1986

DATA DE ALTERAÇÃO	PORTARIA CNP-DIPRE-PD-Nº	PREÇO (US\$/1.000m³) (1)			
		PARA COMBUSTÍVEL	PARA USOS FETROQUÍMICOS	PARA FERTILIZANTES	PARA REATOR SIDERÚRGICO
04.02.81	040/81	194,29	115,91	16,56	93,83
23.04.81	155/81	205,90	122,84	14,62	99,41
16.07.81	265/81	221,95	126,44	78,19	85,23
18.10.81	377/81	218,45	124,40	66,82	72,87
23.05.82	196/82	198,79	113,21	44,90	53,23
27.09.82	360/82	176,31	100,40	35,74	47,21
14.03.83	082/83	191,75	109,31	37,12	51,20
09.06.83	182/83	212,51	121,13	41,09	56,75
17.08.83	269/83	179,42	129,08	43,76	60,33
10.11.83	334/83	209,34	123,18	41,44	55,82
26.01.84	032/84	237,49	135,15	45,05	61,35
18.04.84	098/84	213,85	123,94	41,13	55,25
22.06.84	143/84	215,78	130,25	43,58	55,74
22.08.84	215/84	228,63	140,67	46,36	59,09
07.11.84	272/84	156,62	126,06	41,99	156,62
28.12.84	305/84	178,66	146,28	52,01	178,66
28.02.85	039/85	184,27	155,57	55,19	184,27
20.07.85	126/85	142,77	120,94	42,97	142,77
30.08.85	182/85	134,64	114,06	40,53	134,64
20.09.85	190/85	139,04	104,51	37,14	139,04
17.10.85	196/85	139,48	108,93	38,75	139,48
21.11.85	204/85	135,94	106,18	37,77	135,94
27.12.85	219/85	132,12	93,80	33,37	132,12
04.02.86	017/86	107,08	82,01	29,15	107,08
01.03.86	034/86	108,02	82,73	29,41	108,02
MÉDIA DO PERÍODO (Até AGO/84)		207,46	122,57	42,63	64,82
DESVIO PADRÃO		17,70	10,41	16,24	16,49

FONTE : Diário Oficial da União (Portarias CNP)

NOTAS : (1) Preços atualizados pelo IGP-DI até Março/86 e convertidos em dólares pelo Câmbio de Cr\$ 13.840/US\$.

Comparando os valores da última coluna da tabela 1.13 com a tabela 1.14, vê-se que o preço do gás natural como combustível é compatível com o valor equivalente em gás de petróleo importado. Já o gás utilizado em outros setores é fortemente subsidiado.

1.8 - Final

Este capítulo serviu para dar um apanhado da importância do gás natural. Como foi exposto, o gás natural participa em 25%, aproximadamente do consumo de energia secundária, mas no Brasil esta participação é muito inferior (1,5%).

Apesar das reservas brasileiras serem pequenas, o consumo ainda é proporcionalmente menor. Em face disto o governo seguindo as diretrizes do Plano Nacional de Gás Natural tem investido e feito estudos na organização de sistemas para processar e transportar o gás natural para o mercado potencial de consumo. A medida que estes sistemas forem sendo implementados, o consumo de gás natural será aumentado significativamente.

As vantagens de economia de divisas são mais do que claras. Ainda estar-se-á utilizando um combustível mais "limpo", que lança menos poluição na atmosfera.

E possibilita a utilização de ciclos combinados como será visto nos capítulos posteriores.

2 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Este capítulo consistirá na apresentação dos fundamentos teóricos dos ciclos termodinâmicos. Esta apresentação é muito importante à medida que introduzirá termos e conceitos indispensáveis para a discussão e avaliação posterior das características dos ciclos combinados.

Os conceitos a serem apresentados são amplamente difundidos e são os resultados básicos da termodinâmica clássica. Eles são fundamentais na avaliação global dos ciclos termoelétricos.

Os conceitos podem ser divididos nos seguintes itens:

- 1a. Lei da Termodinâmica
- 2a. Lei da Termodinâmica
- Reações de Combustão
- Ciclos Termodinâmicos (Carnot, Brayton, Rankine)

Ao final deste capítulo estarão claros os parâmetros que serão utilizados para cálculos preliminares dos ciclos e comparar a performance destes.

2.1 - Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica, ou como é frequentemente chamada, Lei de Conservação de Energia, é a lei que relaciona a variação das propriedades internas de um sistema (energia interna e entalpia) com o trabalho realizado por este sistema e o calor transferido para ele através de suas fronteiras.

Dado o sistema da Figura 2.1, a Lei de Conservação de Energia estabelece que a variação de energia do sistema é dada pela equação, na forma diferencial:

$$\delta Q = dE + \delta W \quad (2.1)$$

onde: δQ = calor recebido pelo sistema

δW = trabalho realizado pelo sistema

dE = variação de energia do sistema

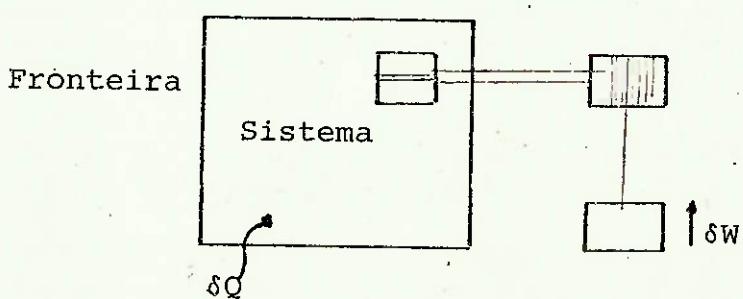


FIG. 2.1 - SISTEMA SUBMETIDO A VARIAÇÕES DE ENERGIA

O termo de energia do sistema engloba todas as formas de energia inerentes a ele, que podem ser englobadas em três grupos: Energia interna (U), Energia Cinética (K) e Energia Potencial (Gravitacional). Incorporando estes termos na Equação 2.1, tem-se:

$$\delta Q = d(U + K + P) + \delta W$$

$$\text{então, } \delta Q = dU + dK + dP + \delta W \quad (2.2)$$

A Energia Cinética pode ser escrita como:

$$K = \frac{mv^2}{2} = dK = \frac{d(mv^2)}{2} \quad (2.3)$$

onde: m = massa do sistema

v = velocidade do sistema

Já a Energia Potencial é dada pela cota vertical do sistema (Z) em relação a uma cota de referência ($Z_R = \text{constante}$). Então pode-se escrever:

$$\begin{aligned} P &= mg(Z - Z_R) \\ dP &= d[mg(Z - Z_R)] \\ dp &= mg dz \end{aligned} \quad (2.4)$$

onde: g = aceleração da gravidade

Substituindo as equações 2.4 e 2.3 na equação 2.2, chega-se a forma final da equação, sabendo-se, também, que a energia interna do sistema é dada pelo produto da massa deste pela energia interna específica do sistema (u).

$$\delta Q = mdu + \frac{md(v^2)}{2} + mgdz + \delta W \quad (2.5)$$

Integrando esta equação de um estado 1 do sistema ao estado 2 chega-se a:

$$_1Q_2 = m(u_2 - u_1) + m(v_2^2 - v_1^2) + mg(z_2 - z_1) + _1W_2 \quad (2.6)$$

Com $_1Q_2$ e $_1W_2$ sendo o calor transferido e o trabalho realizado, respectivamente, pelo sistema entre estes dois estados.

No estudo de ciclos, a Lei de Conservação de Energia na forma da equação 2.6 não é adequada. Para ciclos é conveniente usar-se a primeira lei em termos de fluxos que atravessam um volume de controle, como o mostrado na Figura 2.2. O termo volume de controle é usado para designar um volume no espaço que interessa para um estudo ou análise.

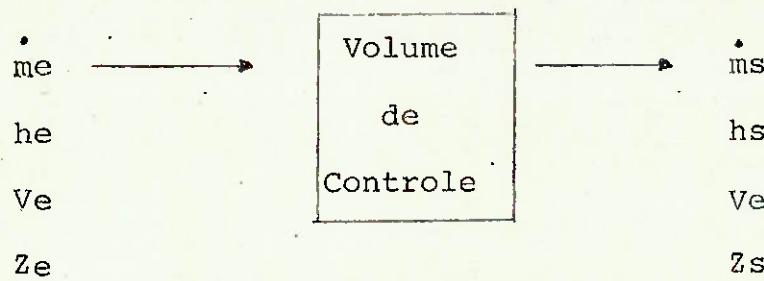


FIGURA 2.2 - VOLUME DE CONTROLE

m_e/s = fluxo de massa que entra/sai no volume de controle

h_e/s = entalpia da massa que entra/sai no volume de controle

V_e/s = velocidade da massa que entra/sai no volume de controle

z_e/s = cota da massa que entra/sai no volume de controle

A forma da Primeira Lei em termos de fluxo é:

$$\dot{Q} \cdot v \cdot c + \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{V_e^2}{2} + z_e) = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_s (h_s + \frac{V_s^2}{2} + z_s) + \dot{W} \cdot v \quad (2.7)$$

onde: $\dot{Q} \cdot v \cdot c$ = fluxo de calor através da superfície do volume de controle

$\frac{dE_{VC}}{dt}$ = variação da energia dentro do volume de controle

$\dot{W} \cdot v \cdot c$ = potência útil cedida ou recebida pelo volume de controle

Para ciclos, o regime de trabalho é permanente, não havendo variações no tempo, e considerando as variações de energia potencial muito pequenos chega-se a equação simplificada da primeira lei para fluxos:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum m_e h_e = \sum m_s h_s + \dot{W}_{vc} \quad (2.8)$$

Para gases perfeitos a variação de entalpia é proporcional a de temperatura. Pode-se escrever, então, que à Primeira Lei para gases perfeitos cujo fluxo de massa de entrada é igual ao de saída na forma abaixo:

$$\dot{Q}_{vc} = m C_p (T_s - T_e) + \dot{W}_{vc} \quad (2.9)$$

com: C_p = calor específico do gás a pressão constante

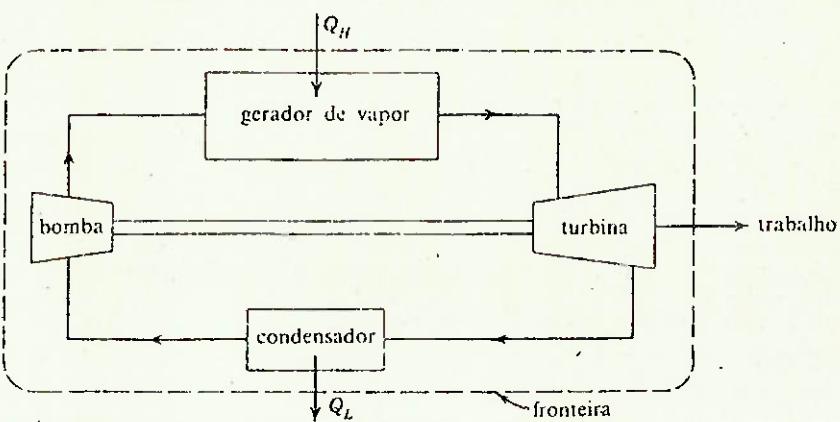
Os resultados das equações 2.8 e 2.9 serão suficientes para o entendimento das análises e cálculos posteriores.

2.2 - Segunda Lei da Termodinâmica

Da Segunda Lei existem resultados expressos em fórmulas matemáticas importantes, que serão apresentadas ao final deste item. Mas o conceito implícito desta lei também será importante para a nossa análise. Este conceito pode ser expresso pelo enunciado de Kelvin-Planck sobre a 2a. Lei, que diz:

"... é impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico".

Isto significa que é impossível que em um ciclo térmico, toda a energia cedida a ele (normalmente produzida pela queima de um combustível) seja transformada em trabalho útil (para acionar um gerador por exemplo). Para que este ciclo funcione, isto é, não viole a 2a. Lei, ele deve rejeitar uma parte da energia cedida, como exemplifica a Figura 2.3.



Q_H = calor fornecido

Q_L = calor rejeitado

W = calor produzido

FIGURA 2.3 - CICLO TERMODINÂMICO SIMPLES,
QUE NÃO VIOLA A 2a. LEI {11}

Nesse ponto é interessante introduzir o conceito de rendimento termodinâmico. Rendimento Termodinâmico é a relação entre a energia útil, transformada em trabalho sobre a energia necessária de ser fornecida para se conseguir este trabalho. Ele pode ser expresso pela relação dada abaixo.

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} \quad (2.10)$$

onde: η = rendimento termodinâmico

Então, inerente a qualquer ciclo térmico existe um rendimento, independente das perdas pelos equipamentos. Por isso, é muito importante que se procura aumentar o rendimento destes. Aumenta-se o trabalho útil que pode ser aproveitado do ciclo "gastando" menos para conseguir este trabalho.

Como será visto à frente, o ciclo combinado aumenta o rendimento do motor.

Outros resultados importantes são os conceitos de entropia e processos adiabáticos reversíveis, são resultados importantes nos cálculos de turbinas e compressores dos ciclos, pois em primeira aproximação considera-se que a mudança de estado nos fluidos nestes equipamentos é sem troca de calor (adiabática) e é reversível, também conhecido como processo isoentrópico.

Para turbinas e compressores ideais, considera-se que a variação de entropia entre os estados 1 e 2, ver figura 2.4, é nula.

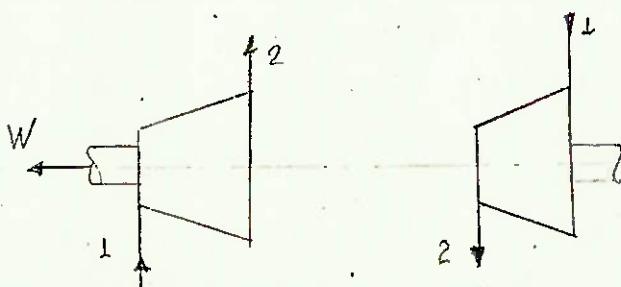


FIGURA 2.4 - TURBINA E COMPRESSOR IDEAL

No caso do fluido ser água, usa-se as tabelas de propriedades termodinâmicas para os cálculos. No caso de ser ar, considera-se este gás perfeito, tendo-se que para o cálculo das temperaturas de saída destes equipamentos pela seguinte fórmula:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (2.11)$$

onde: $T_{2/1}$ = Temperatura do estado 1/2

$P_{2/1}$ = pressão do estado 1/2

$$K = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\text{Calor específico isobárico do gás}}{\text{Calor específico isométrico do gás}}$$

Para corrigir-se os cálculos para equipamentos reais, utiliza-se uma eficiência que compara o comportamento real da máquina com o ideal (isoentrópico). As relações para turbinas e compressores estão dadas abaixo:

$$\epsilon_t = \frac{\text{Trabalho Obtido}}{\text{Trabalho Ideal}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.12)$$

$$\epsilon_c = \frac{\text{Trabalho Ideal}}{\text{Trabalho Fornecido}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (2.13)$$

onde: $h_{1/2}$ = entalpia real do fluido na entrada/saída

h_{2s} = entalpia do fluido em processo isoentrópico.

Para gases perfeitos, com calor específico constante estas equações se reduzem a:

$$\epsilon_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}} \quad (2.14)$$

$$\epsilon_c = \frac{T_1 - T_{2s}}{T_1 - T_2} \quad (2.15)$$

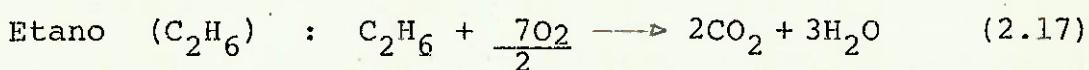
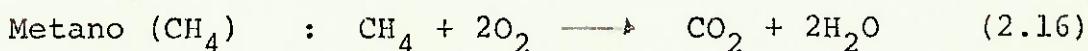
Estes foram os resultados importantes da Segunda Lei.

2.3 - Reações de Combustão

2.3.1 - Excesso de Ar

Segundo o balanceamento de uma equação de uma reação química existe uma relação teórica de massa entre os reagentes, na qual a reação se processa completamente sem que haja falta ou excesso de um reagente.

Para um combustível composto de hidrocarbonetos (Metano e Etano), no caso do gás natural), tem-se as seguintes reações de combustão:



A relação entre a massa de oxigênio, em relação a massa de hidrocarbonetos estequiométrica pode ser dada como:

$$\text{Metano: } V_M = \frac{2 \cdot M_{\text{O}_2}}{1 \cdot M_{\text{CH}_4}} = \frac{2 \cdot 32}{2 \cdot 16,042} = 4,0 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg CH}_4} \quad (2.18)$$

$$\text{Etano: } V_E = \frac{7/2 \cdot M_{\text{O}_2}}{1 \cdot M_{\text{C}_2\text{H}_6}} = \frac{3.5 \times 32}{2.30,068} = 1.86 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg C}_2\text{H}_6} \quad (2.19)$$

onde: M_{O_2} = Massa molecular do O_2

M_{CH_4} = Massa molecular do CH_4

$M_{\text{C}_2\text{H}_6}$ = Massa molecular do C_2H_6

Dada a proporção, em massa, de metano em relação ao combustível ($K \text{ kg CH}_4/\text{Kg comb}$), pode-se calcular a relação entre a massa de O_2 necessária para queimar 1 kg do combustível (V_C).

$$V_C = K \cdot V_M + (1-K) V_E = V_E + K(V_M - V_E) \text{ kgO}_2/\text{kg comb} \quad (2.20)$$

Para o gás natural esta relação será de: $K = 0,6125$

$$V_{GN} = 4,027 \text{ kgO}_2/\text{kg gás natural} \quad (2.21)$$

Mas estas relações são teóricas, na prática utiliza-se uma percentagem de comburente acima da relação estequiométrica para garantir a queima total do combustível, e que a temperatura no final da combustão não ultrapasse um valor que possa danificar algum equipamento (turbinas a gás, por exemplo). Esta percentagem é chamada de excesso de ar, pois o ar é normalmente utilizado para queimar combustíveis.

A relação ar combustível estequiométrica (teórica) é:

$$AC_T = V_C \cdot \frac{M_O_2 \cdot Y_O_2 + M_N_2 \cdot Y_N_2}{M_O_2 \cdot Y_O_2} = \frac{32.0,22 + 28.0,78}{32.0,22} = 4,1 \quad (2.22)$$

onde: M_{N_2} = Massa molecular do N_2

Y_{O_2}/N_2 = Fração molar de O_2/N_2

para o gás natural: $AC_T = 16,5 \text{ kg ar/kg gás}$

Já a relação real é dada pela estequiométrica mais o excesso de ar (λ), da forma:

$$AC = (1 + \lambda) AC_T \quad (2.23)$$

$$\text{para o gás natural: } AC = (1+\lambda) 16,5 \text{ kg ar/kg gás} \quad (2.24)$$

2.3.2 - Poder Calorífico dos Combustíveis

Em uma reação de combustão é produzida uma grande quantidade de energia, devido ao "calor de formação" dos elementos constituintes do combustível. Por definição, tem-se uma propriedade química do combustível que é o poder calorífico. O poder calorífico de um combustível é a quantidade de calor que se deve retirar da reação de combustão deste de forma que a temperatura dos produtos da reação permaneçam a 25°C.

Existem, normalmente, dois Poderes Caloríficos relacionados a um combustível. Esta diferença consiste no estado em que se encontra a água após a reação. Se esta estiver no estado líquido, o Poder Calorífico é chamado de Superior, e se ela estiver no gasoso, este é chamado de Inferior, que é menor que o superior, pois a diferença equivale ao calor necessário para vaporizar a água formada.

Para o gás natural estes calores, a 25°C e 1 atm são:

PCS ≈ 54,14 MJ/kg Poder Calorífico Superior
(varia com a composição)

PCI ≈ 49,08 MJ/kg Poder Calorífico Inferior

2.4 - Ciclos Termodinâmicos

2.4.1 - Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é o ciclo onde se alcançaria o maior rendimento termodinâmico, para uma máquina térmica que receba calor de um reservatório a alta temperatura e rejeite calor para um reservatório a baixa temperatura. A Figura 2.6 (a) representa esquematicamente uma máquina que funcione com este ciclo térmico.

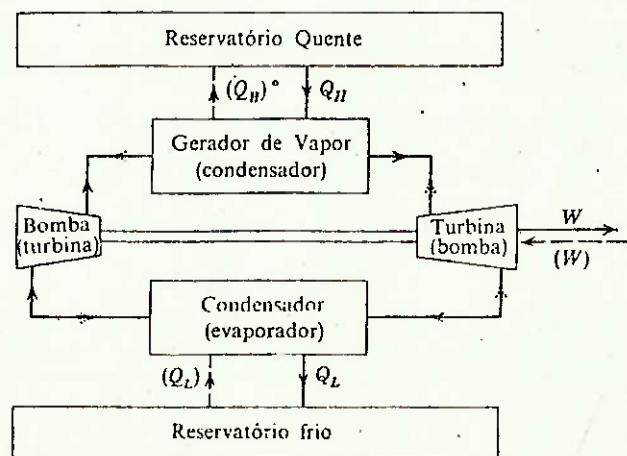


FIGURA 2.6 (a) EXEMPLO DE MÁQUINA TÉRMICA QUE OPERA NUM CICLO DE CARNOT {11}

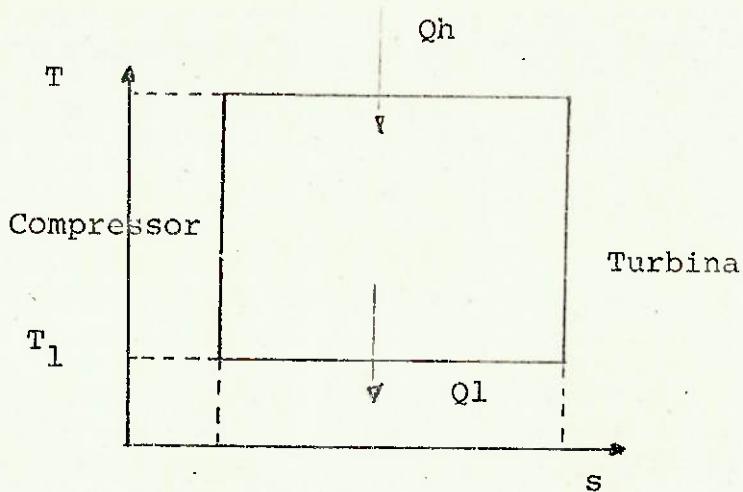


FIGURA 2.6 (b) DIAGRAMA TEMPERATURA X ENTROPIA DE CICLO DE CARNOT

O Ciclo de Carnot é composto de quatro estágios, a saber:

- 1º) Compressão adiabática reversível, onde a temperatura do fluido passa da temperatura do reservatório frio (T_L) para a do quente (T_H).
- 2º) Aquecimento isotérmico reversível, onde o reservatório cede calor ao fluido.
- 3º) Expansão adiabática, onde o fluido passa da temperatura do reservatório quente (T_H) para a do frio (T_L), e pode ser extraído trabalho.

4º) Resfriamento isotérmico reversível.

Como os processos são reversíveis, o motor pode ser transformado em um refrigerador, invertendo-se o sentido dos fluxos de calor e trabalho.

Há dois teoremas sobre o Ciclo de Carnot cuja demonstração foge do escopo deste trabalho, sendo estes:

1º) É impossível construir um motor que opere entre dois reservatórios térmicos que tenha um rendimento maior que o do Ciclo de Carnot, operando nestes mesmos reservatórios.

2º) Todos os motores que operam com Ciclo de Carnot entre os mesmos reservatórios térmicos têm o mesmo rendimento.

O rendimento térmico do Ciclo de Carnot é dado pela expressão:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.25)$$

O que significa que quanto maior a temperatura do reservatório quente e menor a do frio, maior o rendimento do ciclo.

Como foi visto, o Ciclo de Carnot é importante por ser o ciclo de maior rendimento térmico que pode ser construído, portanto, todos os ciclos térmicos devem procurar se aproximar deste. Outro resultado importante é o fato de que o rendimento deste está diretamente ligado às temperaturas de recebimento e rejeição de calor, fato significativo neste estudo, pois como será visto o ciclo a gás caracteriza-se por uma temperatura média de fonte quente alta e o ciclo a vapor por uma temperatura média de fonte fria baixa.

2.4.2 - Ciclo a gás

No estudo de ciclos a gás, para uma primeira aproximação considera-se que o único fluido que atravessa o ciclo é o ar. Estudar-se-á, então, o chamado ciclo-padrão de ar Brayton.

As figuras 2.7 (a) e 2.7 (b) mostram ciclos de Brayton.

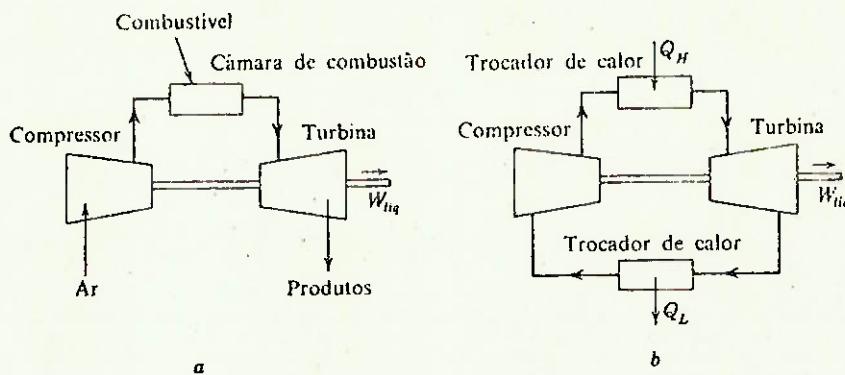


FIGURA 2.7 - UMA TURBINA A GÁS QUE OPERA SEGUNDO O CICLO DE BRAYTON. {11}

(a) CICLO ABERTO

(b) CICLO FECHADO

No caso de um ciclo aberto, que será o estudado, o processo de combustão é "substituído" por uma troca de calor, para efeito de cálculo. Para explicar seu funcionamento utilizar-se-á o diagrama Temperatura x Entropia dado na Figura 2.8.

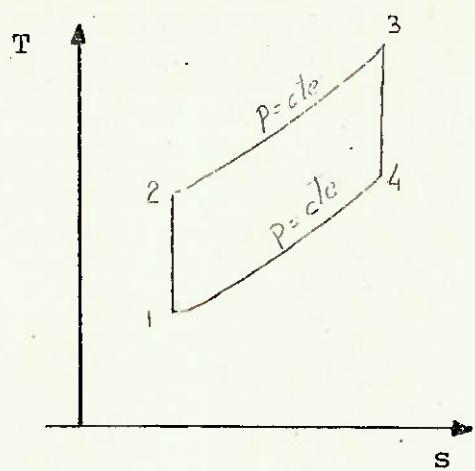


FIGURA 2.8 - DIAGRAMA DE T X S DE UM CICLO DE BRAYTON

O ciclo é composto dos seguintes processos:

- a) 1-2- As aspirado a pressão (P_1) e temperatura (T_1) ambientes é comprimido isoentrópicamente até a pressão P_2 , neste caso ter-se-á:

$$\text{da equação (2.11): } T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.26)$$

$$\text{da equação (2.9) : } W_C = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.27)$$

onde: \dot{m} = vazão de ar

W_C = trabalho do compressor

- b) 2-3 - Combustão (no caso de ar, aquecimento) a pressões constantes (P_2) até atingir T_3 :

$$\text{da combustão} : Q_h = \Delta H = \dot{m}_C \cdot p_{ci}. \quad (2.28)$$

\dot{m}_C = vazão de combustível

considera-se $\dot{m}_C \ll \dot{m}$

$$\text{da equação (2.9)} : Q_h = \Delta H = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.29)$$

- c) 3-4 - Expansão isoentrópica no gás, em uma turbina onde se retira trabalho, saindo o gás à temperatura T_4 e pressão atmosférica (P_1):

$$\text{da equação (2.10)} : T_4 = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.30)$$

O trabalho retirado da turbina será de:

$$\text{da equação (2.9)} : W_Q = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_3 - T_4) \quad (2.31)$$

- d) 4-1 - Expansão isobárica até a temperatura T_1 , rejetando calor (Q_1). No caso de ciclos abertos, o gás é eliminado, mas imagine-se um processo semelhante

ao do ciclo fechado, para o cálculo do calor perdido.

da equação (2.9): $Q_1 = \dot{m} \cdot cp (T_4 - T_1)$ (2.32)

O rendimento do ciclo será dado pela equação (2.9).

$$\eta = \frac{Q_h - Q_1}{Q_h} = 1 - \frac{Q_1}{\frac{Q_2}{\eta}}$$

Substituindo a equação (2.32) e a equação (2.29) na equação (2.9) chega-se a:

$$\eta_f = 1 - \frac{\dot{m} \cdot cp (T_4 - T_1)}{\dot{m} \cdot cp (T_2 - T_2)} = \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_1 - 1)} \quad (2.33)$$

Usando as equações (2.26) e (2.30) chega-se à:

$$\eta_f = 1 - \frac{1}{(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{(k-1)}{k}}} \quad \eta_f = 1 - (\frac{P_1}{P_2})^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (2.34)$$

O rendimento é função da relação de compressão do compressor. Pela Figura 2.9, que é o gráfico do rendimento em função da relação de compressão, vê-se que o au

mento da relação de compressão provoca um aumento pequeno do rendimento. Isto porque o trabalho de compressão aumenta muito. Além disso, a perda de energia pelo calor sensível do gás de escape é muito alta. O rendimento piora muito nos ciclos reais, pois as irreversibilidades do compressor e turbina e as perdas de cargas nas passagens dos fluidos são muito influentes, não deixando que o rendimento passe de 30%.

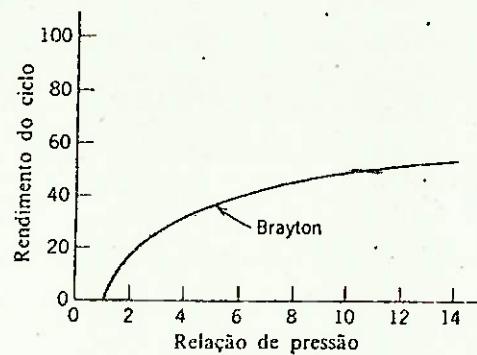


FIGURA 2.9 - RENDIMENTO DE UM CICLO DE BRAYTON
COM FUNÇÃO DA RELAÇÃO DE PRESSÃO {11}

Os ciclos a gás normalmente, têm uma temperatura de entrada na turbina entre 800 a 1.000°C, sendo raro ultrapassarem este valor, devido a considerações metalúrgicas do material da turbina. Sendo assim, estes ciclos se caracterizam por altas temperaturas (entrada e saida da turbina) e baixas pressões, as relações de compressão ficam em torno de 5 a 12.

2.4.3 - Ciclo a Vapor

O ciclo a vapor usualmente mais utilizado é o de Rankine, que consiste:

- 1º) 1-2: Bombeamento adiabático reversível de água da pressão de condensação (P_1) a de vaporização (P_2).
- 2º) 2-3: Troca de calor a pressão constante (P_2) na caldeira de modo a vaporizar a água (até 3') e superaquecer o vapor (até 3').
- 3º) Expansão adiabática reversível na turbina, onde é extraído o trabalho.
- 4º) Condensação no condensador do vapor saturado que sai da turbina, isto é, rejeição de calor Q_1 .

A Figura 2.10 mostra o esquema de uma instalação com ciclo a vapor e o diagrama T x S desta.

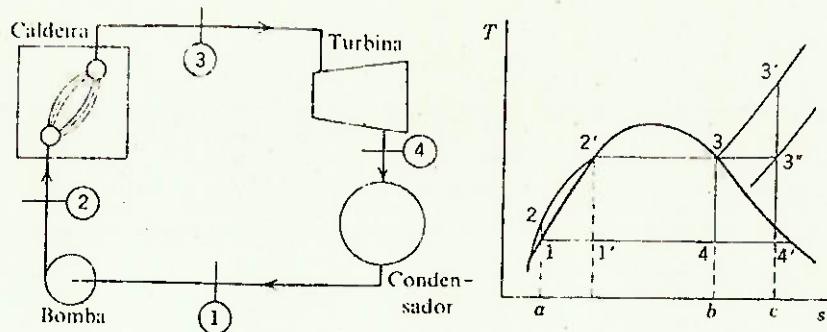


FIGURA 2.10 - INSTALAÇÃO MOTOR A VAPOR SIMPLES,
QUE OPERA NUM CICLO DE RANKINE {11}

A diferença básica entre o Ciclo de Carnot e o de Rankine é o fato de que o fluido opera em mudança de estado, e ao momento que ele é superaquecido o processo não é mais a temperatura constante e sim a pressão constante. O rendimento deste ciclo deve considerar as temperaturas médias de fornecimento e rejeição de calor, que a tornarão menor que o rendimento de Carnot entre as temperaturas máximas e mínimas.

Mas apesar disto ele apresenta uma vantagem muito grande no bombeamento, pois com pequenas quantidades de tra-

balho é possível conseguir-se grandes mudanças de pressão, pois o fluido bombeado está na fase líquida, sendo que $\int_2^1 v dP$ é pequena pois v é praticamente constante.

O rendimento deste ciclo pode ser aumentado mudando-se alguns dos parâmetros:

- diminuir a temperatura de condensação, como mostra a Figura 2.11, a área hachurada representa o aumento de trabalho útil conseguido, só que com isso o título na saída da turbina é menor, podendo provocar erosão nas paletas desta.

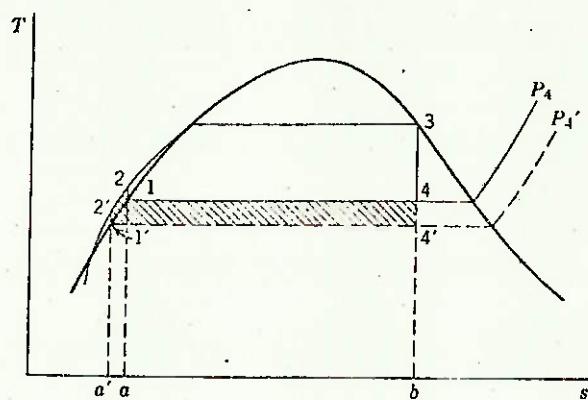


FIGURA 2.11 - EFEITO DA TEMPERATURA DE SAÍDA
NO RENDIMENTO DO CICLO DE RANKINE {11}

- aumentar o superaquecimento, pela Figura 2.12 vê-se pela área hachurada que há um aumento do trabalho útil, com aumento do título de saída da turbina.

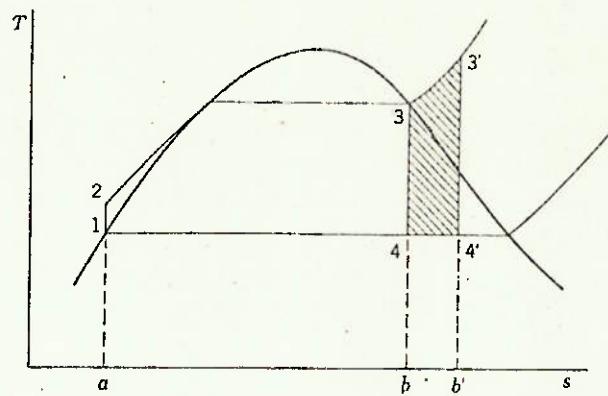


FIGURA 2.12 - EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO SOBRE
O RENDIMENTO DO CICLO DE RANKINE {11}

- aumento de pressão na caldeira, causa um aumento do rendimento pois o trabalho útil, apesar de permanecer constante (a área de aumento de trabalho é próxima de diminuição) o calor rejeitado diminui, como mostra a Figura 2.13, só que o título de saída diminui.

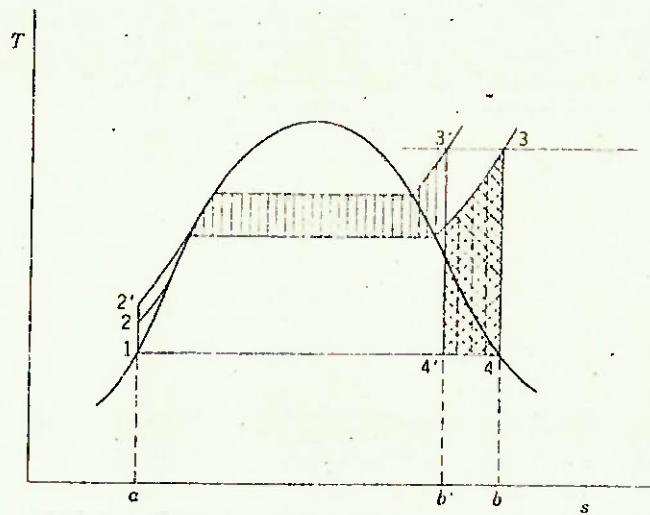


FIGURA 2.13 - EFEITO DO AUMENTO DE PRESSÃO NA CALDEIRA SOBRE O RENDIMENTO DO CICLO DE RANKINE {11}

Pelas próprias características da água e pelo fato da pressão dos vapores utilizados serem altas, a temperatura máxima do vapor é bem inferior a do gás no ciclo a gás antes da turbina, sendo mais próximo da temperatura da saída deste. O que caracteriza o rendimento deste ciclo é a baixa temperatura de condensação (rejeição de calor).

Para aumentar a eficiência do ciclo simples de Rankine pode-se utilizar vários equipamentos como os aquecedores regenerativos que diminuem as perdas e o consumo de combustível na caldeira. Na Figura 2.15, a seguir, tem-se um exemplo de uma instalação que utiliza este aparelho.

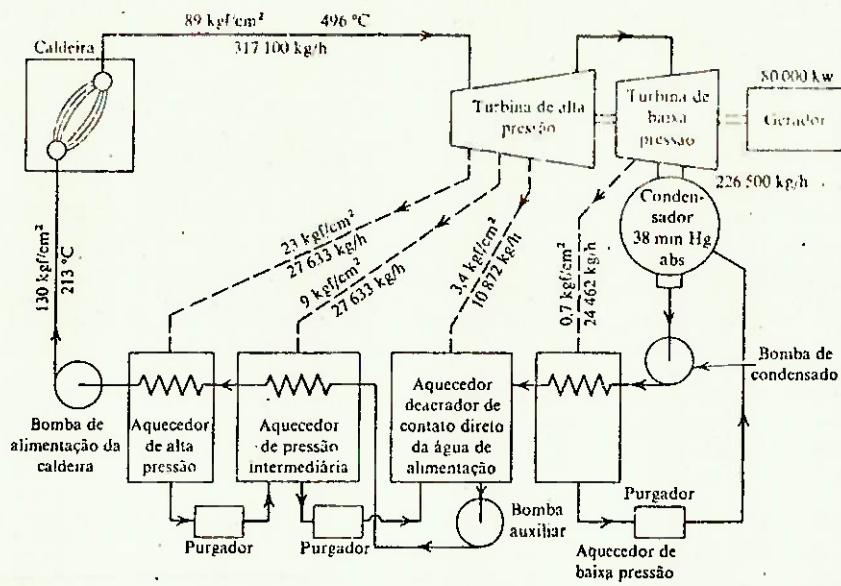


FIGURA 2.15 - DISPOSIÇÃO DOS AQUECEDORES NUMA INSTALAÇÃO REAL, COM AQUECEDORES REGENERATIVOS DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO {11.}

3 - CICLOS COMBINADOS

3. CICLOS COMBINADOS

3.1 - Definições Gerais

Normalmente associa-se à produção de energia elétrica, o termo hidroelétrica. Pois no Brasil estas são muito comuns devido ao vasto aproveitamento dos potenciais das bacias hidrográficas e mesmo ao tamanho das usinas construídas. As termoelétricas são muito pouco conhecidas e utilizadas, dado que o país necessitaria importar combustíveis fósseis para utilizá-las e como foi dito, possui um grande potencial hidroelétrico.

Mas apesar deste potencial, hoje em dia é possível prever-se a curto prazo problemas de escassez e racionamento de energia elétrica pois o consumo, principalmente na região Sudeste, vem se elevando e o potencial hidroelétrico já está plenamente aproveitado.

Em determinadas horas do dia, o chamado horário de pico, a demanda (12.000 MW) já supera a capacidade produtiva do setor (9.000 MW). Uma alternativa de solução para este problema poderia ser a utilização de centrais termoelétricas de ciclos combinados.

E como combustível destas pode-se utilizar o gás natural, pois como foi visto ele é muito utilizado em outros países e o Brasil, apesar da pequena produção e utilização, pretende investir no aumento destes itens.

Por ciclos combinados pode-se definir como a associação em série de dois ou mais ciclos térmicos. Por associação em série, que se dizer que um ciclo aproveitará a energia não aproveitada pelo outro como fonte de alimentação. O resultado final será um aumento de rendimento global da instalação.

Como foi visto no enunciado de Kelvin-Planck da 2a. Lei de Termodinâmica, todo motor térmico tem um rendimento térmico incorporado a ele, de forma que para que este funcione ele deve rejeitar parte desta energia fornecida a ele, e não transformá-la em trabalho. Essa perda, que já é muito grande (em torno de 50-60%) refere-se apenas a formulação teórica do ciclo do motor, além disso existem as perdas práticas devido as irreversibilidades (atrito, transferência de calor à diferença finita de temperatura, isolamento imperfeita, etc...) que contribuem para a queda do rendimento real da instalação.

Então, a procura de rendimentos teóricos maiores aumentaria muito a eficiência real das instalações. Os ciclos

combinados fazem isto, como pode-se notar na Figura 3.1 e a utilização da equação 2.10.

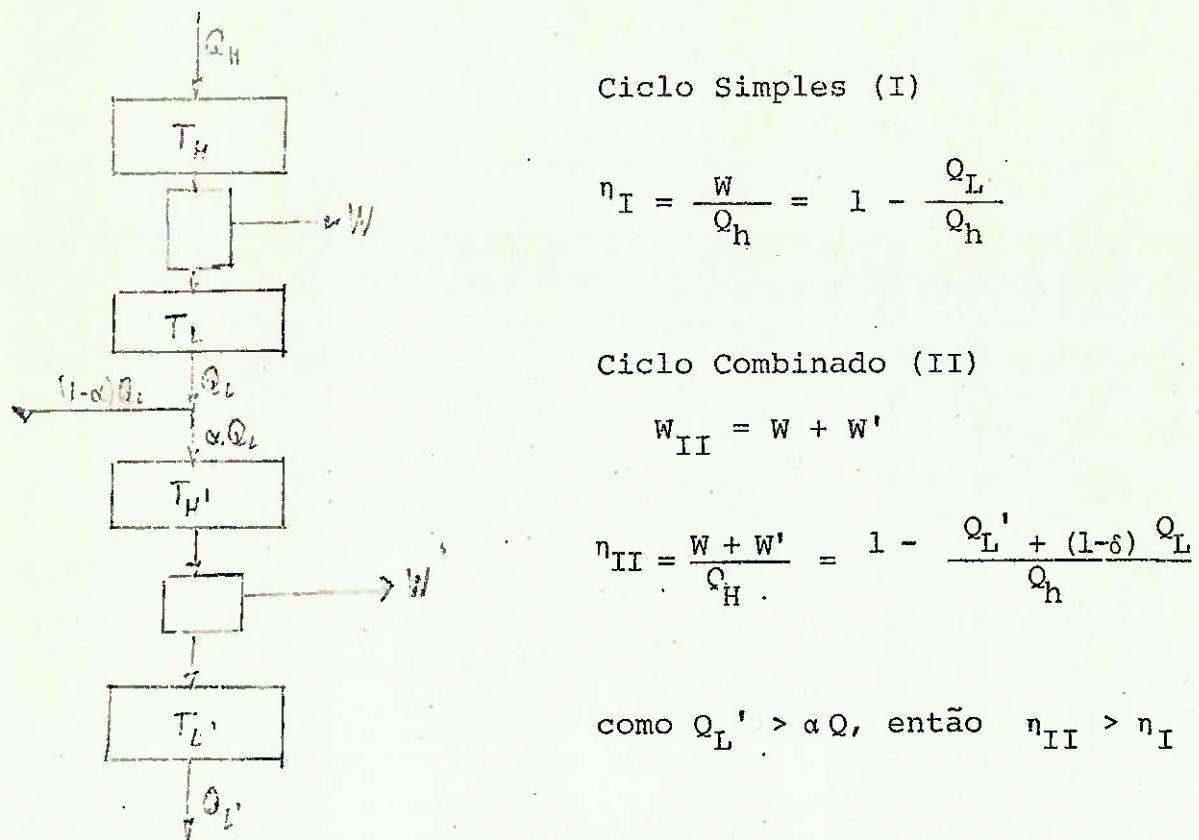


FIGURA 3.1 - ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE DE CICLOS

3.2 - Ciclos Combinados e Cogeração

Como foi visto, a utilização de ciclos combinados aumenta-se o rendimento térmico da instalação. Os ciclos térmicos mais comumente associados são os ciclos a vapor e os ciclos a gás, e podem ser associados de diversas formas.

mas. Mas além disso existem outros tipos de combinações com outros processos, como nos geradores magneto hidrodinâmicos (MHD), que associam a um processo eletromagnético um ciclo a gás ou a vapor.

Este capítulo dará um apanhado geral dos ciclos combinados a vapor e gás e além disso mostrará a título ilustrativo os ciclos magnetohidrodinâmicos e o processo de cogeração.

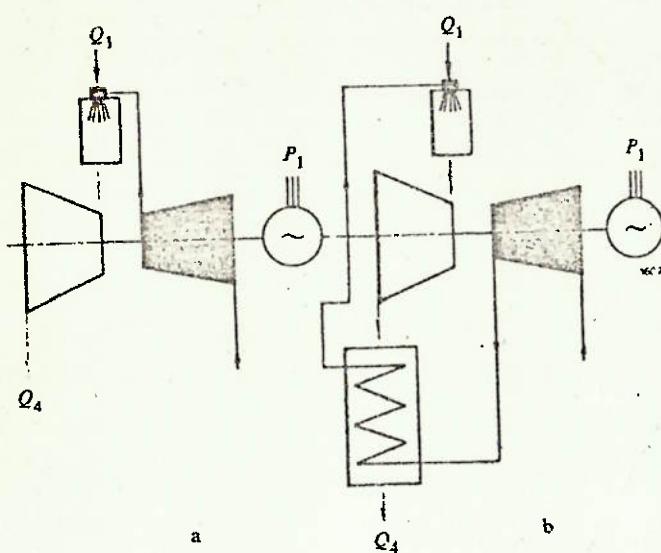
3.2.1 - Ciclos Combinados a Vapor e a Gás

3.2.1.1. - Apresentação

Basicamente ciclos combinados a vapor/gás constituem-se em centrais onde os gases de escape de uma ou mais turbinas a gás alimentam uma caldeira de recuperação de calor, cujo vapor produzido alimenta uma turbina a vapor. Na caldeira de recuperação pode ou não haver uma queima suplementar, senão houver a caldeira torna-se apenas um recuperador (waste-heat boiler). Centrais operando com um mínimo de excesso de ar de combustão (devido a queima suplementar) no evaporador poderão fornecer uma potência de 400 MW com as turbinas a gás existentes hoje em dia.

Antes de passar-se as centrais de ciclos combinados, será interessante discutir-se o balanço de energia

de duas centrais com dois tipos de ciclos a gás. Se tornará óbvio daonde surgiu a idéia de utilizar-se turbinas a vapor associadas às de gás. A Figura 3.2 mostra dois tipos de ciclos a gás.



a = sem pré-aquecedor
de ar

b = com pré-aquecedor
de ar

Q_1 = calor fornecido
pelo combustível

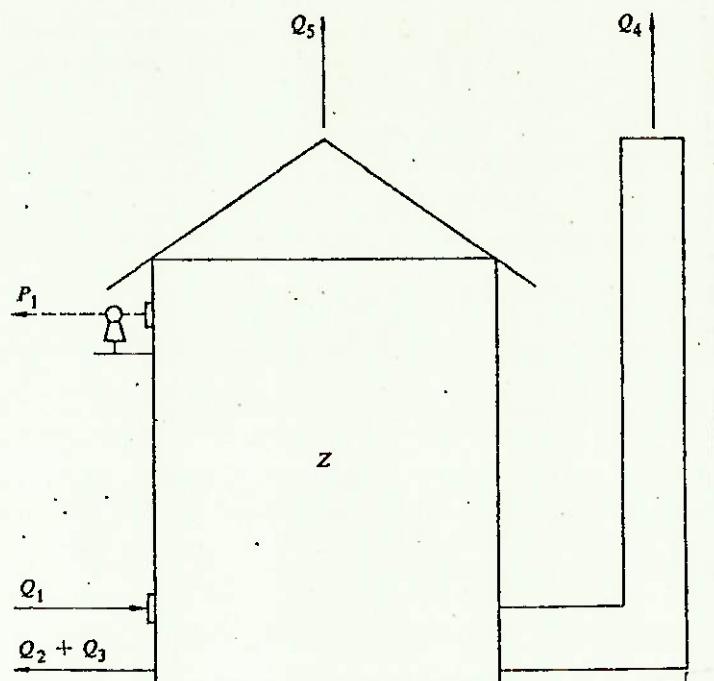
P_1 = potência útil na
saída do gerador

Q_4 = calor perdido
através da chaminé

FIGURA 3.2 - ESTAÇÕES DE TURBINAS A GÁS { 8 }

O princípio de funcionamento do ciclo (a) é simples. Ar a temperatura ambiente é aspirado e comprimido em um compressor. Depois de comprimido injeta-se o combustível de forma a queimá-lo na câmara de combustão. Estes fumos quentes são expandidos em uma turbina até a pressão atmosférica. Parte da energia extraída pela turbina na expansão é aproveitada para acionar o compressor, o restante aciona um gerador elétrico.

Como os fumos de escape da turbina ainda estão quentes, pensou-se em colocar um trocador de calor entre os fumos de saída e o ar aspirado, o chamado pré-aquecedor de ar. Com isto, o calor que seria desperdiçado na chaminé pelos fumos aquece o ar de entrada e melhora o rendimento do ciclo. A Figura 3.3 mostra o balanço de energia (la. Lei) de uma central de turbina a gás.



P_1 : Potência útil na saída do gerador

Q_1 : Calor fornecido pelo combustível

Q_2 : Calor dissipado no refrigerador de óleo

Q_3 : Calor dissipado no refrigerador do gerador

Q_4 : Calor perdido através da chaminé

Q_5 : Outras perdas de calor (radiação, condução, queima incompleta do combustível, vazamentos)

Z : Estação

FIGURA 3.3 - BALANÇO TÉRMICO EXTERNO DE UMA CENTRAL DE POTÊNCIA COM TURBINA A GÁS { 8 }

TABELA 1.1 - BALANÇO DE ENERGIA DAS CENTRAIS DE
TURBINA A GÁS, MOSTRADA NA FIG. 3 { 8 }

	FIG. 3.a SEM PRÉ-AQUE CEDOR	FIG. 3.b COM PRÉ-AQUE CEDOR
Q_1 = Calor fornecido pelo combustível	100,00%	100,00%
P_1 = Potência útil na saída do gerador	29,00%	35,70%
Q_2 = Calor dissipado no refrigerador de óleo	0,35%	0,45%
Q_3 = Calor dissipado no refrigerador do gerador	0,8%	1,05%
Q_4 = Calor perdido pela chaminé	69,35%	61,30%
Q_5 = Perdas Residuais	0,50%	1,50%
TOTAL	100,00%	100,00%

Como se percebe pela Tabela 1.1, a potência útil com o pré-aquecedor é muito superior. No primeiro caso o rendimento é de 29%, e no segundo este é muito superior (35,7%), as perdas são reduzidas com a introdução do pré-aquecedor. Este aumento se dá pelo aproveitamento de parte da energia que é perdida pelos gases de escape, por estes estarem a altas tempe

raturas. Percebe-se isto analisando o termo Q_4 , que diminui em 8 pontos percentuais com a introdução do pré-aquecedor de ar.

A idéia de ciclos combinados surgiu ao imaginar-se aproveitar o calor dos gases de escape da turbina a gás para produzir vapor e extrair trabalho deste através de uma turbina. Com isso melhora-se muito o rendimento em relação aos ciclos isolados.

Teoricamente isto pode ser explicado pelo rendimento de Carnot associado a estes ciclos. Como foi visto o rendimento de Carnot é função das temperaturas de fornecimento e rejeição de calor finais do ciclo. No ciclo a gás, a característica deste é a alta temperatura de entrada do gás na combustão (fornecimento). Já no ciclo a vapor este se caracteriza pela baixa temperatura da água no condensador (rejeição).

Logo, a associação destes dois ciclos vai aumentar a diferença entre as temperaturas de fornecimento e rejeição de calor, e portanto aumentará o rendimento de Carnot associado ao conjunto.

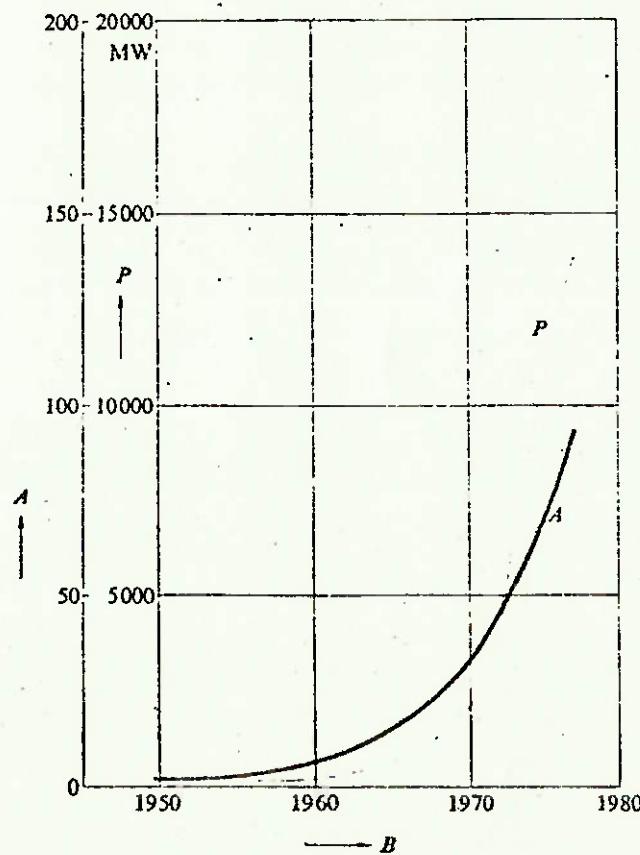
No lado do ciclo a vapor, uma grande vantagem dos ciclos combinados é a redução em 50% (aproximadamen-

to) da água de refrigeração requerida para condensação do vapor.

3.2.1.2 - Tipos de Ciclos Combinados a Gás/Vapor

Embora a idéia de instalações de ciclos combinados existisse desde o começo do século, somente a partir de 1950 é que elas começaram a ser postas em prática. A partir de 1970 houve uma acentuação da inclinação das curvas de instalações, mostradas na Figura 3.4, é evidente. A participação destas instalações na construção de novas centrais de potência vem crescendo.

FIGURA 3.4 - INSTALAÇÕES DE CENTRAIS DE CICLOS COMBINADOS A GÁS E VAPOR NO OCIDENTE {12}



A = Número de plantas instaladas

B = Ano de construção

C = Potência total das plantas instaladas

Existem vários tipos de ciclos combinados, eles diferem um do outro substancialmente, se este se refere ao caso simples onde há uma utilização pura da energia dos gases de saída de uma turbina a gás, ou se a potência de saída do ciclo a vapor deverá ser elevada acima do que seria normalmente aproveitado no caso simples (isto pode ser obtido com uma queima suplementar antes da caldeira). No primeiro caso, a potência de saída do ciclo a vapor é limitada pelas características da turbina a gás; já no segundo caso a potência pode variar ao longo de uma ampla faixa. A Figura 3.5 sintetiza os diferentes tipos de instalações.

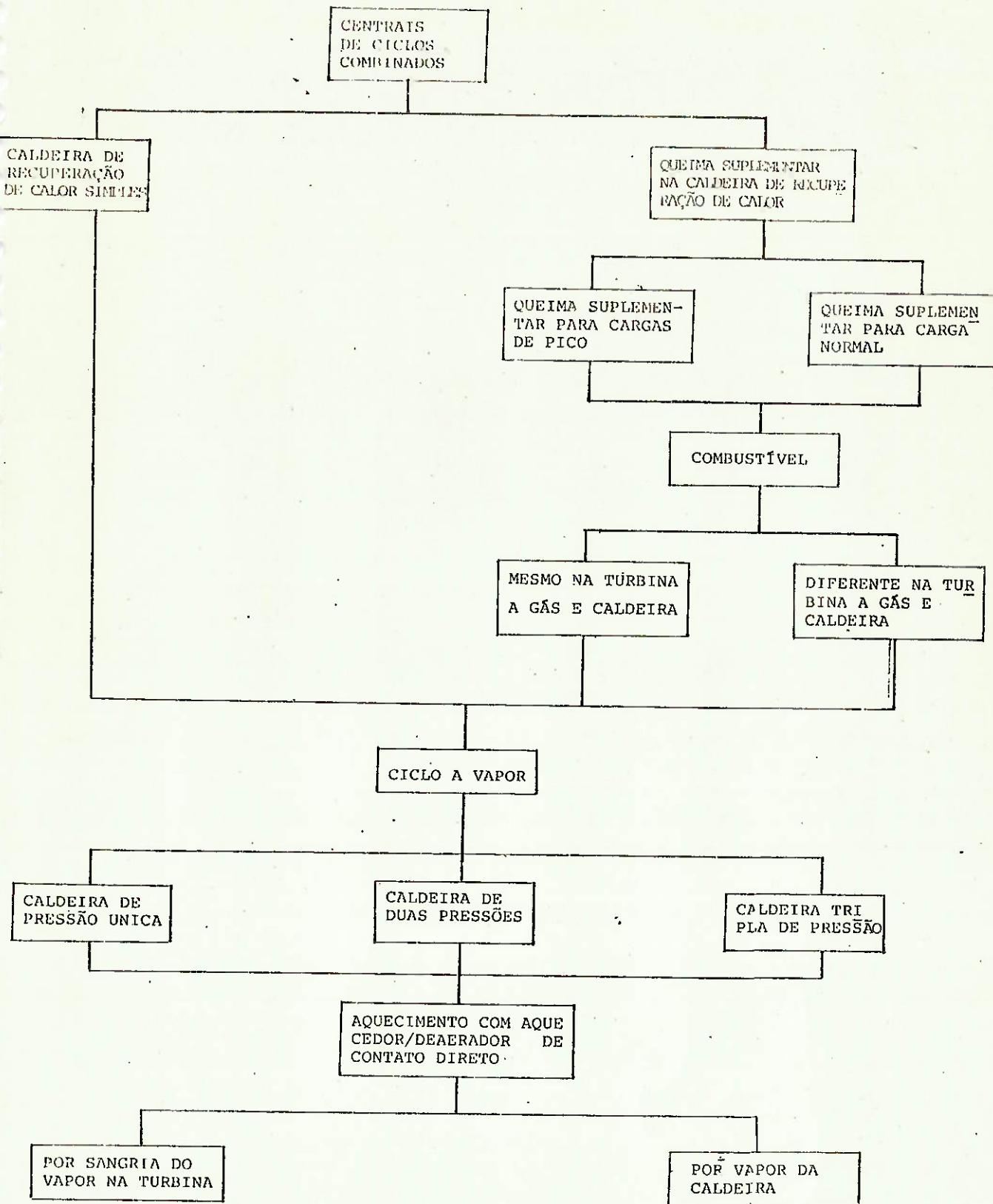


FIGURA 3.5

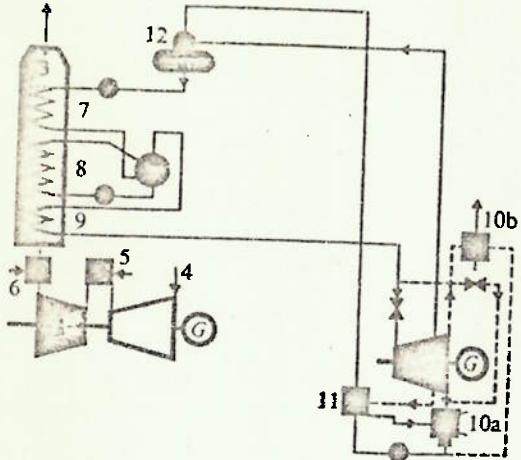
VARIANTES DE COMBINAÇÃO DE CENTRAIS DE TURBINA GÁS/VAPOR. {12}

Nos tópicos seguintes, serão explicadas as três diferenças mais importantes deste tipo de centrais. Sendo estas:

- Queima Suplementar
- Sistemas Multi-pressão

3.2.1.2.1 - Ciclo Com ou Sem Queima Suplementar

A Figura 3.6 mostra um diagrama simples do arranjo de uma planta de ciclos combinados, sem queima suplementar. Ele é composto de uma turbina a gás, com um trocador de calor colocado em sua saída para superaquecimento do vapor e um circuito de vapor simples, consistindo de turbina, condensador e um aquecedor. O condensador poderá ser refrigerado a água ou a ar. A altas pressões de condensações, um único aquecedor (de contato direto) será suficiente para aquecer o condensador até a temperatura de entrada na caldeira. Neste tipo de planta, a potência fornecida pela turbina a vapor, otimizada, é cerca de 50% da potência da turbina a gás.



- 1 = Unidade de ciclo a gás (turbina)
- 2 = Unidade de ciclo a vapor (turbina)
- 3 = Caldeira de recuperação de calor
- 4 = Tomada de ar
- 5 = Câmara de combustão
- 6 = Queima suplementar (cargas de pico)
- 7 = Economizador
- 8 = Evaporador
- 9 = Superaquecedor
- 10a = Condensador refrigerado à água
- 10a = Condensador refrigerado a ar (alternativa)
- 11 = Aquecedor
- 12 = Tanque de Alimentação e Deaerador

FIGURA 3.6

DIAGRAMA DE FLUXO DE ARRANJO DE UM CICLO COMBINADO COM UM CICLO À VAPOR DE PRESSÃO SIMPLES. O SUPRIMENTO DE VAPOR PARA O DEAERADOR VEM DE UMA SAN

GRIA DA TURBINA À VAPOR {12}

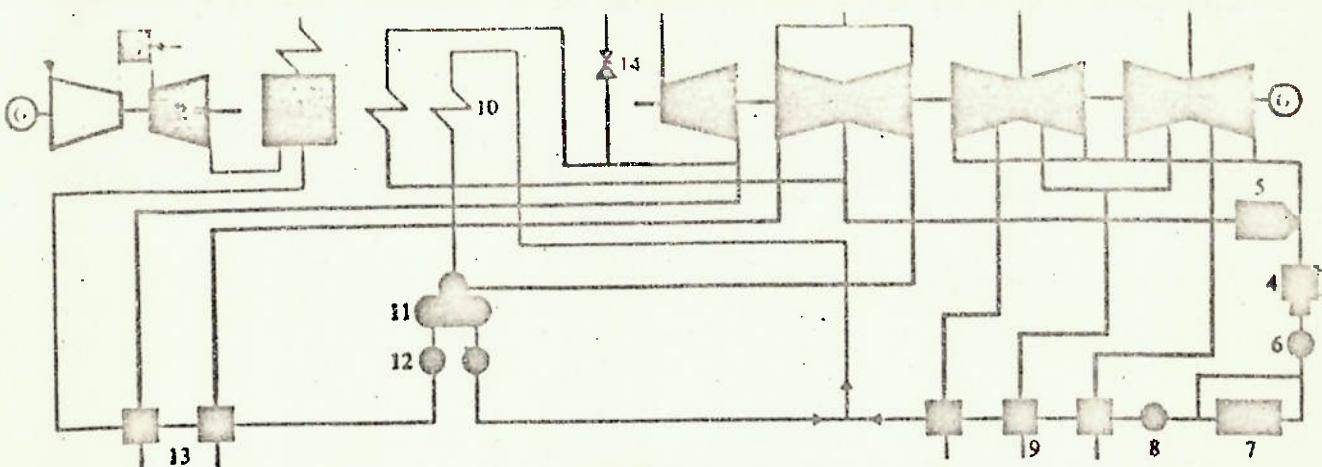
Se se desejar aumentar a potência da planta, por curtos períodos, um queimador suplementar pode ser adicionado à caldeira, possibilitando a geração de mais vapor. Como turbinas à gás trabalham, normalmente,

com uma relação de excesso de ar de aproximadamente 4⁽¹⁾, existe oxigênio suficiente nos gases de exaustão para uma combustão adicional.

Mas esta maneira de aumentar a potência do ciclo à vapor é limitada pelas características do material da caldeira (sem linhas refratárias ou refrigeração das paredes), a temperatura do gás não pode ultrapassar 760°C, o que elevará a potência do ciclo a vapor em 100%, e em 30% a instalação como um todo.

Ao contrário de instalações de simples queima suplementar, instalações onde a queima adicional tem como propósto alcançar uma alta eficiência em operação com carga normal são muito mais caras. A Figura 3.7 mostra um exemplo de um arranjo deste tipo de instalação. Nestes casos, a saída da turbina à vapor pode chegar a 8 vezes a saída da turbina à gás. Todo o esforço em aumentar a eficiência do ciclo deve ser tomado. Especificamente, procurar se aproximar do ciclo de Carnot, com aquecedores e reaquecedores de múltiplos estágios.

(1) As turbinas à gás trabalham com um alto excesso de ar na combustão para que a temperatura dos fumos antes da turbina não exceda a temperatura limite metalúrgica do material desta.



Saída da Turbina à Gás: 57 MW - Saída da Turbina à Vapor: 455MW

- 1 = Gerador de Vapor
- 2 = Turbogrupo à gás
- 3 = Turbogrupo à vapor
- 4 = Condensador
- 5 = Unidade de Bypass
- 6 = Bombas auxiliares de condensado
- 7 = Refinagem do condensado
- 8 = Bombas do condensado
- 9 = Aquecedores de baixa pressão
- 10 = Economizadores de baixa pressão
- 11 = Tanque de alimentação/deaerador
- 12 = Bombas de alimentação
- 13 = Aquecedores de alta pressão
- 14 = Unidade de redução de alta pressão

FIGURA 3.7

CENTRAL DE CICLO COMBINADO DO GÁS/VAPOR DA USINA ROBERT FRANK
(ALEMANHA OCIDENTAL) COM QUEIMA SUPLEMENTAR E REAQUECIMENTO
NO CICLO À VAPOR {12}

Apesar da limitação que há em ciclos sem queima su
plementar, uma combinação de várias turbinas à gás
pode mostrar algumas vantagens, como uma maior fle
xibilidade, como mostra a Figura 3.8, com relação a
equipamentos da Brown Boveri.

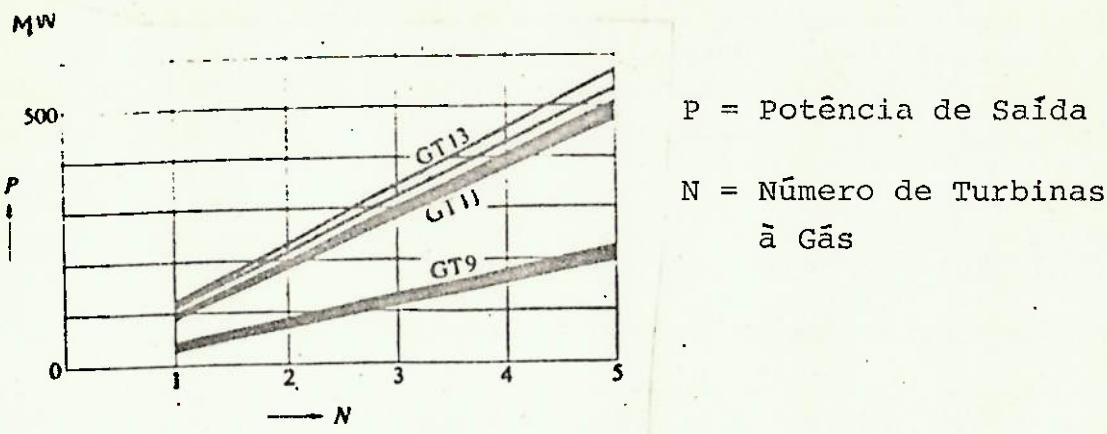


FIGURA 3.8

POTÊNCIA APROXIMADA DE SAÍDA DE UMA CENTRAL COMBI
NADA COM 1 A 5 TURBINAS À GÁS DA BROWN BOVERI {12}

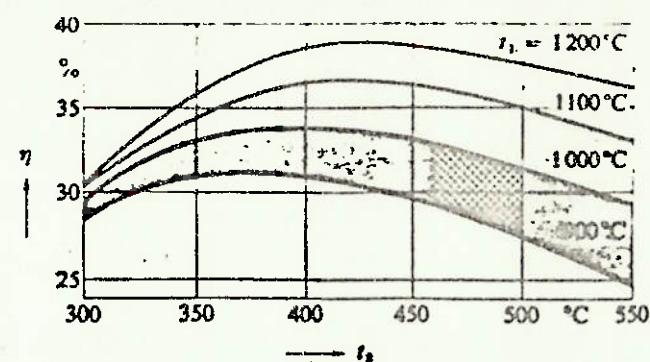
A Tabela 3.2, fornece os dados das turbinas referi
das na Figura 3.8, e mostra o alto rendimento conse
guido com a associação de uma destas a uma turbina
a vapor. O resultado da utilização de mais de uma
destas turbinas é dado na Figura 3.8.

TABELA 3.2 - TRABALHO ÚTIL E RENDIMENTO DE UMA INSTALAÇÃO GÁS/VAPOR (*) {12}

FREQUÊNCIA Hz	TIPO DE TURBINA À GÁS	POTÊNCIA DE SAÍDA DA TURBINA À GÁS Kw	RENDIMENTO DO CICLO À GÁS %	POTÊNCIA DE SAÍDA DA TURBINA À VAPOR Kw	POTÊNCIA TOTAL DE SAÍDA Kw	RENDIMENTO GLOBAL %
50	GT9	31.400 (31.800)	26,0 (26,2)	17.140 (22.000)	48.540 (53.800)	40,2 (44,3)
	GT13	73.600 (74.530)	27,9 (28,1)	36.500 (46.000)	110.100 (120.530)	41,7 (45,4)
60	GT9	31.330 (31.730)	26,0 (26,2)	17.140 (22.000)	48.470 (53.730)	40,2 (44,3)
	GT11	66.630 (67.470)	29,1 (29,3)	31.500 (39.000)	98.130 (106.470)	42,9 (46,2)

(*) Condições padrão ISO (+15°C, 1,013 bar), para óleo combustível leve, caldeira de pressão simples e turbina à vapor simples. Os valores em parênteses se referem à utilização de gás natural, com caldeira de dupla pressão e turbina à vapor com segunda admissão de vapor.

O rendimento das centrais de ciclos combinados se dão mais por parâmetros fixados pela eficiência da turbina à gás (Figura 3.9) que pelos parâmetros do processo à vapor (Figura 3.10).



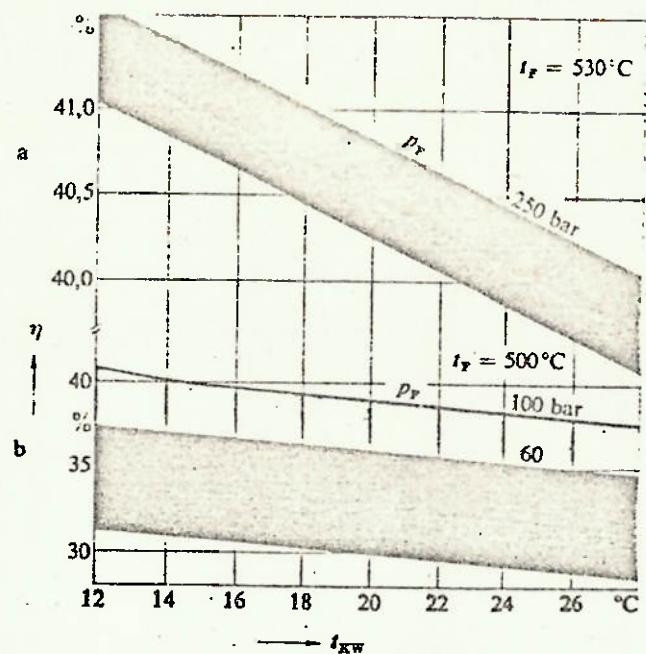
t_1 = temperatura na entrada

t_2 = temperatura na saída

η = rendimento térmico

FIGURA 3.9

RENDIMENTO TÉRMICO DOS CICLOS À GÁS EM FUNÇÃO DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DO GÁS NA TURBINA {12}



a = com reaquecimento

b = sem reaquecimento

P_f = pressão do vapor

T_f = temperatura do vapor

η = rendimento térmico

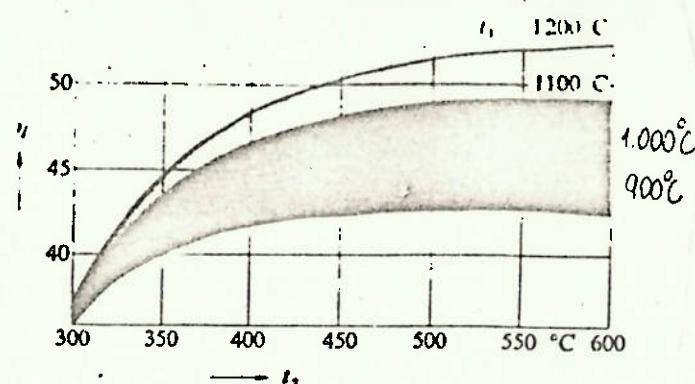
t_{kw} = temperatura de condensação

FIGURA 3.10

RENDIMENTO TÉRMICO COMO FUNÇÃO DA PRESSÃO DO VAPOR E DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DA ÁGUA {12}

No lado do vapor apenas a pressão do vapor e condensação, e o "pitch point" podem ser escolhidos, e o reaquecimento será usado apenas em instalações de alto custo nas quais a queima suplementar é a característica principal.

Em função disto, chega-se à Figura 3.11 que relaciona o rendimento da combinação destes ciclos (sem queima suplementar) em função de parâmetros do ciclo à gás.



t_1 = temperatura de entrada da turbina à gás

t_2 = temperatura de saída da turbina à gás

η = rendimento térmico

FIGURA 3.11

RENDIMENTO TÉRMICO DE UMA CENTRAL DE CICLOS {12} COMBINADOS

Mantendo-se a temperatura na entrada da turbina à gás entre 1.000°C, consegue-se rendimentos entre 43 e 46%. Comparando-se a outros sistemas de geração de energia estes valores são excepcionais.

Os parâmetros de eficiência foram dados para centrais que não utilizam queima suplementar. No caso de uma queima suplementar, além do aumento da potência de saída conseguida inherente ao fornecimento de maior quantidade de energia, há um aumento de rendimento até um valor para o excesso de ar onde chega-se ao máximo.

A tabela 3.3 dá os dados de uma central com e sem queima suplementar.

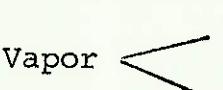
TABELA 3.3

1) TURBINA À GÁS

Fluxo de gás (kg/s)	365,5
Relação de pressões	9,56
Temperatura antes da turbina (°C)	880
Saída da turbina (Kw)	65.800
Consumo de Energia (Kw)	238.800
Rendimento Térmico (%)	27,7
Temperatura na saída da turbina (°C)	443

2) CICLO À VAPOR

(sem queima)

Temperatura antes da caldeira recuperador (°C)	- 442°C	800°C	1.500°C
Coeficiente de excesso de ar	4,3	2,76	1,39
Vapor 	- 21 (°C)	116 530	116 530
Fluxo de vapor (kg/s)	32,9	91,8	247
Saída da Turbina (Kw)	25.800	98.500	248.500
Vácuo (0,08 bar)			

(cont)

3. SAÍDA GLOBAL

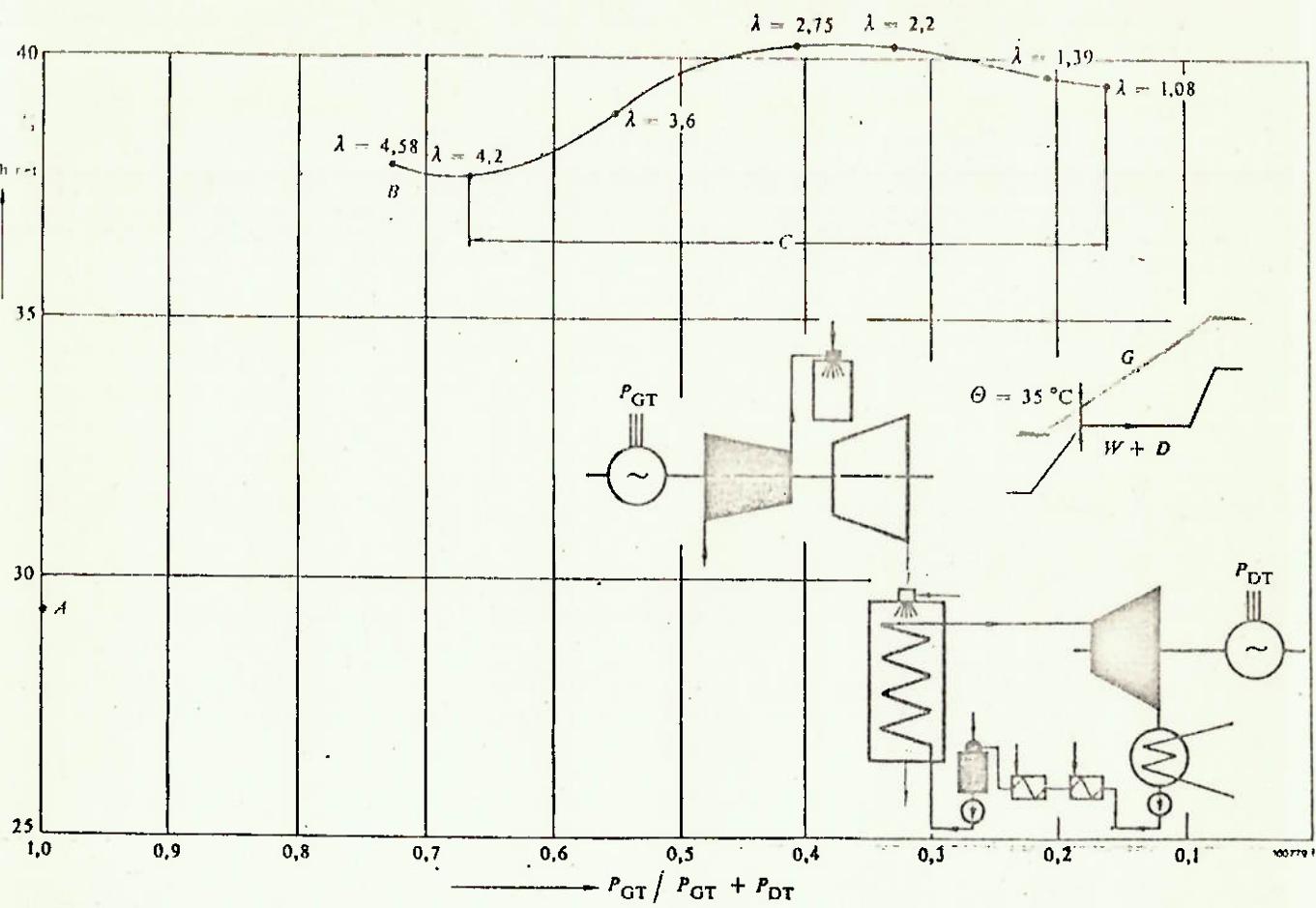
Total saída nas turbinas (Kw)	91.600	164.200	314.300
Consumo de Energia (Kw)	238.000	395.300	781.300

- | | | | |
|---|--------|---------|---------|
| 4) Relação entre a potência de saída do ciclo à gás e a potência total | 0,73 | 0,411 | 0,216 |
| 5) Relação do consumo de combustível da turbina à gás e o consumo total | 10 | 0,602 | 0,303 |
| 6) Perdas Auxiliares (Kw) | 1.360 | 3.900 | 9.200 |
| 7) Potência útil total das centrais (Kw) | 90.240 | 160.400 | 305.100 |
| 8) Rendimento Térmico Global | 37,9 | 40,5 | 39,1 |
-

FONTE: Pfenninger { 8 }

Percebe-se que inicialmente, com a queima suplementar há um aumento da potência total, e uma queda da participação da potência extraída no ciclo à gás, pois esta permanece constante. O rendimento do ciclo aumenta até um valor máximo (40,5%) a partir do qual a potência continua aumentando mas o rendimento diminui. Este comportamento pode ser nitidamente notado na Figura 3.12 onde o rendimento global é dado em função da relação entre a potência do ciclo à gás e a total.

Neste gráfico é introduzido um parâmetro importante, o "Pitch Point", que é a diferença de temperatura de evaporação da água e a temperatura do gás na saída do evaporador. É a diferença da temperatura terminal da caldeira de recuperação de calor. Este parâmetro é muito importante na otimização destes ciclos.



P_{DT} = Potência útil do ciclo à vapor

P_{GT} = Potência de saída do ciclo à gás

$\eta_{th net}$ = Rendimento térmico (%)

Outros símbolos:

A = Turbina à gás sozinha

G = Gás

B = Turbina a gás com ciclo à vapor sem queima suplementar

W = Água

C = Central com queima suplementar

H = pitch point

D = Vapor

λ = coeficiente de excesso de ar

FIGURA 3.12

RENDIMENTO TÉRMICO GLOBAL ($\eta_{th net}$) EM FUNÇÃO DA RELAÇÃO PGT/PGT + PDT { 8 }

A queda do rendimento se dá pelo fato de que ao se aumentar cada vez mais a potência de saída do ciclo à vapor a participação da potência do ciclo à gás vai perdendo importância, então, o rendimento da instalação tendo assimptoticamente para o rendimento de uma instalação à vapor pura.

Todos estes efeitos podem ser representados genericamente na Figura 3.13, em função da temperatura do gás na entrada da caldeira, que é o resultado do excesso de ar final.

λ = coeficiente de entrada de ar

t_1 = temperatura de entrada na turbina a gás

A = Curva limite para centrais de ciclos combinados sem queima suplementar

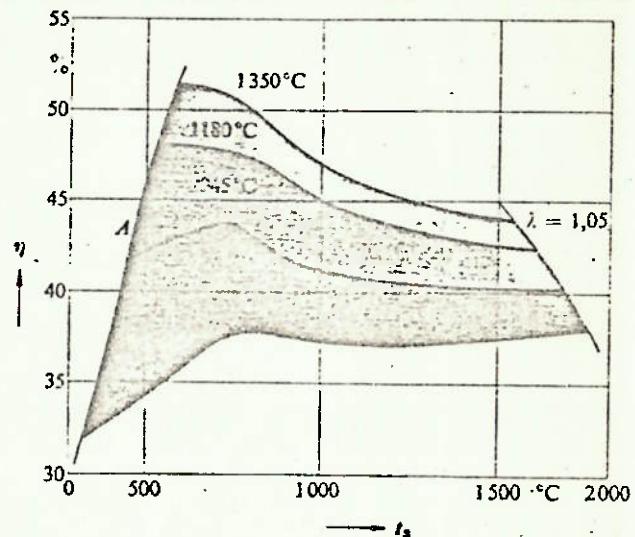


FIGURA 3.13

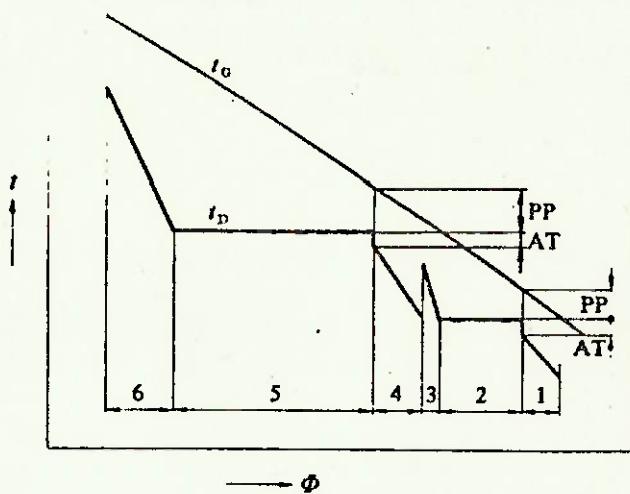
RENDIMENTO TÉRMICO η DE UMA CENTRAL COM CICLOS COMBINADOS COM QUEIMA SUPLEMENTAR EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA NA CALDEIRA, t_3 . OS PARÂMETROS DO CICLO À VAPOR SÃO OTIMIZADOS EM CADA CASO. {12}

Há, à direita, a curva limite de temperatura máxima permitível na caldeira. Assim, centrais com queima suplementar são menos dependentes dos parâmetros do ciclo à gás, mas instalações que permitem isto são muito mais caras. O compromisso de flexibilidade, custo e demanda é que determinarão se a central deve ou não utilizar-se deste procedimento.

3.2.1.2.2 - Caldeiras de Pressão Simples ou Múltipla

Com um sistema como o apresentado na Figura 3.6 não é possível se utilizar de toda a energia do gás de escape na caldeira. A temperatura do gás à saída do evaporador estará em torno de 160 a 200°C.

Um processo com um sistema de dupla pressão, como o mostrado na Figura 3.14, possibilita aumentar o aproveitamento. A diferença quanto ao esquema da Figura 3.6, diz respeito à caldeira, que neste possui um circuito de alta e outro de baixa pressão. O vapor à baixa pressão é introduzido em um ponto adequado da turbina à vapor. Dois aquecedores de baixa pressão são colocados de modo a aumentar a eficiência.



ϕ' = Calor transferido

t = Temperatura

t_G = Temperatura de gás de exaustão

t_D = Temperatura água/vapor

PP = Pitch point

AT = Temperatura de aproximação

1 = Economizador de baixa pressão

2 = Evaporador de baixa pressão

3 = Superaquecedor de baixa pressão

4 = Economizador de alta pressão

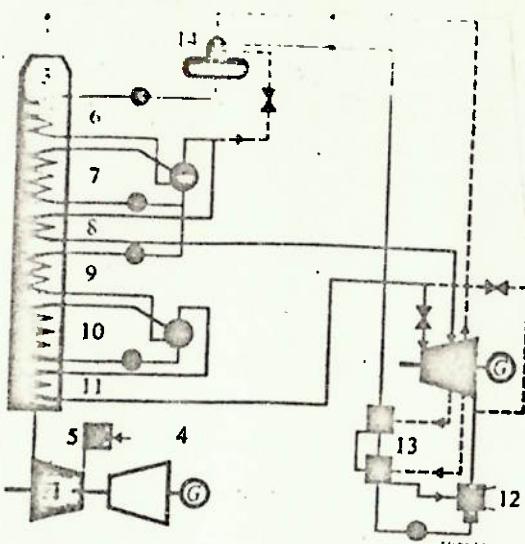
5 = Evaporador de alta pressão

6 = Superaquecedor de alta pressão

FIGURA 3.15

DIAGRAMA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NUMA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR DE DUPLA PRESSÃO PARA UM CICLO CENTRAL COMBINADO GÁS/VAPOR {12}

Como se vê, na Figura 3.15 a temperatura na chaminé pode ser bem reduzida com a introdução do circuito de baixa pressão e de um pré-aquecimento da água de alimentação.



- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1 = Turbogrupo a gás | 9 = Economizador de alta pressão |
| 2 = Turbogrupo a vapor | 10= Evaporador de alta pressão |
| 3 = Caldeira de recuperação de calor | 11= Superaquecedor de alta pressão |
| 4 = Entrada de ar | 12= Condensador |
| 5 = Câmara de combustão | 13= Aquecedor de baixa pressão |
| 6 = Economizador de B.P. | 14= Tanque deaerador de água/aquecedor de contato direto |
| 7 = Evaporador de B.P. | |
| 8 = Superaquecedor de baixa pressão | |

FIGURA 3.14

DIAGRAMA DE FLUXO DE UMA CENTRAL DE CICLO COMBINADO GÁS/VAPOR COM CICLO DE DUPLA PRESSÃO. O DEAERADOR É ALIMENTADO OU POR SANGRIA DA TURBINA OU DO EVAPORADOR DE BAIXA PRESSÃO {12}

Para que a perda na chaminé seja diminuída em uma caldeira com pressão simples, a pressão do vapor deveria ser diminuída, o que diminuiria a performance do lado do vapor. A Figura 3.16 mostra que para este caso, dado o "pitch point" e o mesmo fornecimento de combustível (energia) e sem queima suplementar existe um valor ótimo da temperatura de saída, que dá a potência máxima de saída da instalação. Dependendo do pitch point, ela fica entre 160°C e 200°C, o que representa uma boa perda por calor sensível.

Δt = Diferença terminal na caldeira (Pitch Point)

G = Temperatura limite: Temperatura do vapor = temperatura na saída da turbina à gás.

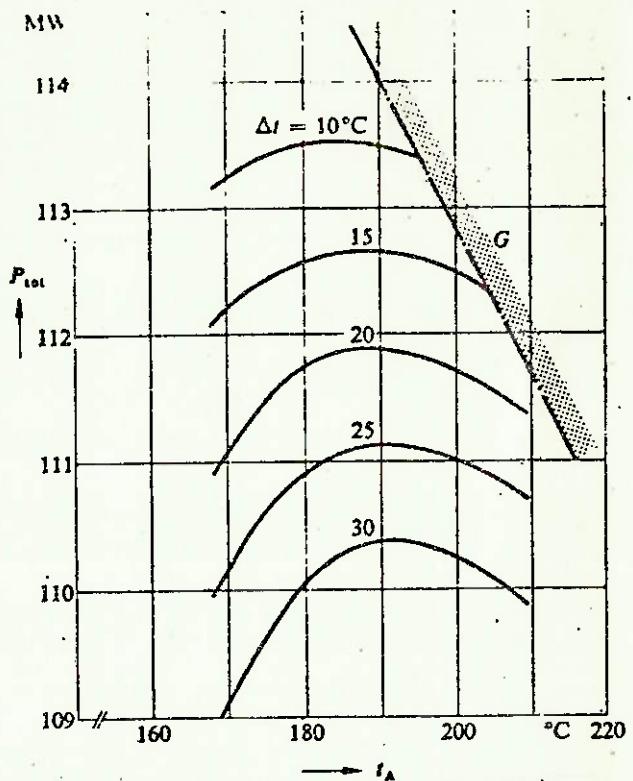
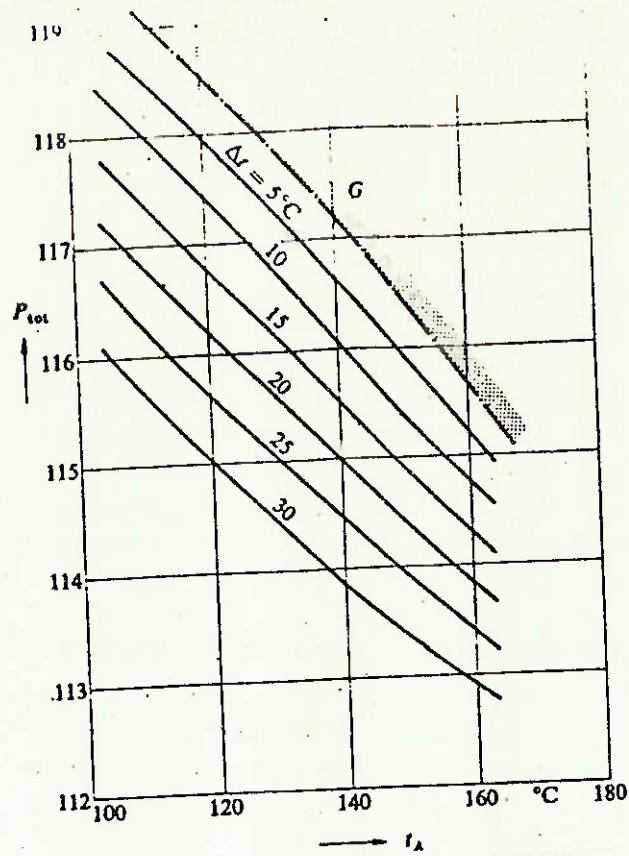


FIGURA 3.16

CENTRAL DE CICLO COMBINADO: POTÊNCIA ÚTIL P EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE ESCAPE t_A NA CHAMINÉ DE UMA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR COM PRESSÃO TÉRMICA SEM QUEIMA SUPLEMENTAR, EM CONDIÇÕES PADRÃO ISO (15°C , 1,013 bar), COM REFRIGERAÇÃO À ÁGUA E TAXA DE FORNECIMENTO DE COMBUSTÍVEL CONSTANTE. {12}

Agora, com uma central similar à da Figura 3.14 é possível otimizar-se calor perdido através de uma boa escolha de parâmetros para o vapor. Quanto menor a temperatura na chaminé, mais favorável será o resultado do processo. A Figura 3.17 é similar à Figura 3.13, e mostra as curvas de potência numa taxa constante de fornecimento de combustível. Pode-se ver que ela cresce à medida que a temperatura na chaminé desce. O limite da diminuição da temperatura da chaminé consiste na possibilidade de corrosão do sistema de baixa pressão da caldeira se for atingida o ponto de orvalho de substâncias corrosivas presentes pela queima de combustível (aproximadamente 150°C no caso da presença de enxofre no combustível). Nisto o gás natural tem uma grande vantagem pois não apresenta teores de enxofre, nem cinzas ou outras substâncias corrosivas podendo-se atingir baixas temperaturas na saída da chaminé.



Δt = Pitch Point no lado da alta pressão

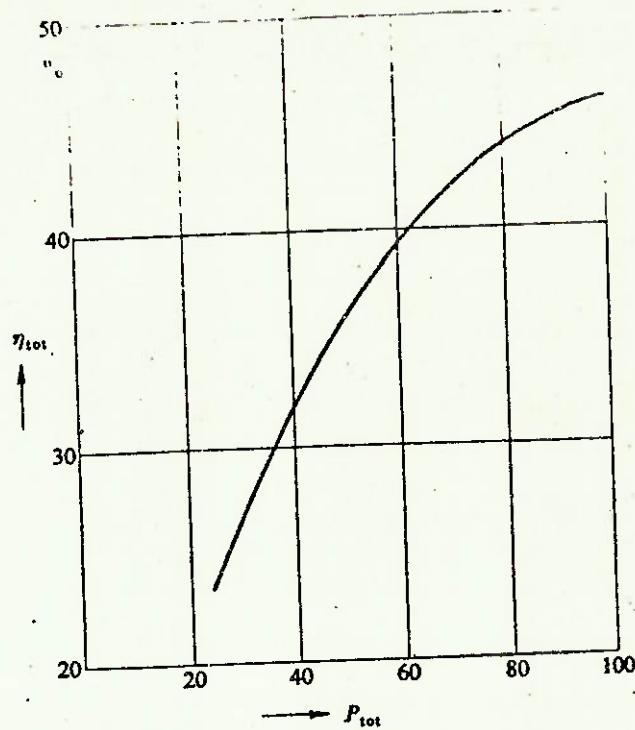
G = Temperatura limite: Temperatura do vapor na linha de alta pressão = Temperatura de saída da turbina a gás

FIGURA 3.17

CENTRAL DE CICLOS COMBINADOS: POTÊNCIA ÚTIL P COMO FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA t_A DO GÁS DE UMA CALDEIRA COM SISTEMA DUPLO DE PRESSÃO SEM QUEIMA SUPLEMENTAR, EM CONDIÇÕES ISO (+15°C, 1,013 bar), REFRI GERADO À ÁGUA E TAXA DE FORNECIMENTO DE COMBUSTÍVEL CONSTANTE (12)

3.2.1.2.3 - Carga Parcial

Um fator importante no rendimento de uma central de ciclos combinados é a carga a que está submetida. A medida que diminui-se a carga desta em relação a carga total, o rendimento da central cai sensivelmente, como mostra a Figura 3.18. Neste caso uma instalação com várias turbinas a gás, como já foi descrita, é interessante. Pois a medida que a carga cai, pode-se parar sucessivamente as turbinas e, então trabalhar sempre perto da região de carga máxima para a nova configuração funcional, como mostra a Figura 3.19.

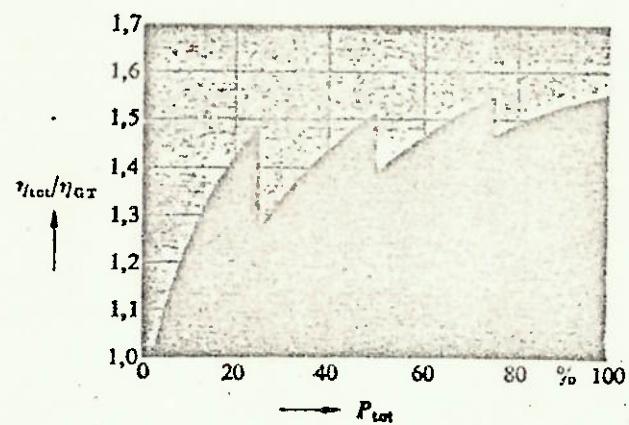


P_{tot} = Potência da Carga (%)

η_{tot} = Rendimento nos terminais do gerador

FIGURA 3.18

CENTRAL A VAPOR/GÁS: RENDIMENTO NOS TERMINAIS DO GERADOR SUBMETIDAS A CARGA PARCIAL, EM PROPORÇÃO A MÁXIMA TOTAL, SEM QUEIMA SUPLEMENTAR EM CONDIÇÕES PADRÃO ISO (+15°C, 1,013 bar), COM REFRIGERAÇÃO À ÁGUA E QUEIMANDO GÁS NATURAL {12}



P_{tot} = Parcada de carga (%)

$\frac{\eta_{\text{tot}}}{\eta_{\text{Gt}}}$ = Rendimento relativo nos terminais do gerador

1... 4 = Número de turbinas a gás em funcionamento

FIGURA 3.19

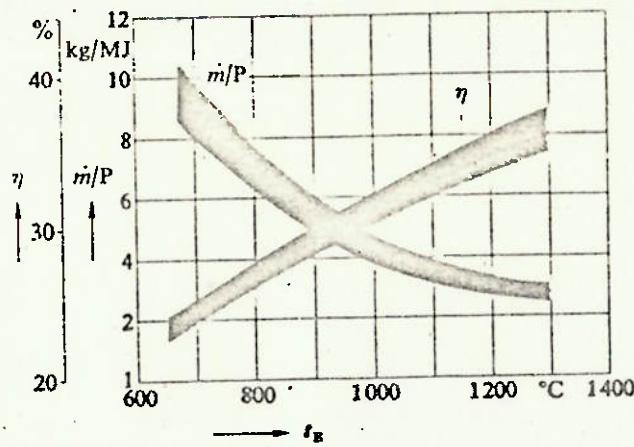
CENTRAL A VAPOR/GÁS COM 4 TURBINAS A GÁS E 1 A VA
POR: RENDIMENTO NOS TERMINAIS DO GERADOR EM RELA
ÇÃO AO RENDIMENTO NOS TERMINAIS DO GERADOR PARA UM
CICLO SIMPLES A GÁS, EM FUNÇÃO DA PROPORÇÃO DA
CARGA REQUERIDA DA CENTRAL, SEM QUEIMA SUPLEMEN
TAR, E CONDIÇÕES ISO (+15°C, 1,013 bar) {12}

3.2.1.3 - Considerações Finais

Como foi visto, há grandes vantagens da utilização de centrais de ciclos combinados devido ao seu alto rendimento. E há várias alternativas de otimização, dando uma grande flexibilidade de utilização destes. Os parâmetros principais destes ciclos são:

- parâmetros de ciclo a gás, temperaturas e relação de pressões
- coeficiente de excesso de ar
- pitch point
- número de turbinas a gás

Com o rápido desenvolvimento das turbinas a gás em direção a altas eficiências, estes ciclos têm se desenvolvido juntos. A Figura 3.18 mostra o rendimento e a relação do fluxo de gás por unidade de potência em função da temperatura de entrada do gás na turbina. Com altas temperaturas consegue-se aumentar a eficiência e diminuir o fluxo específico de gás. À medida que o desenvolvimento permite o aumento da temperatura de entrada o aumento de rendimento e queda do fluxo específico de gás melhorando a performance dos ciclos combinados.



η = rendimento

\dot{m}/P = fluxo específico = fluxo de massa de gases por unidade de potência

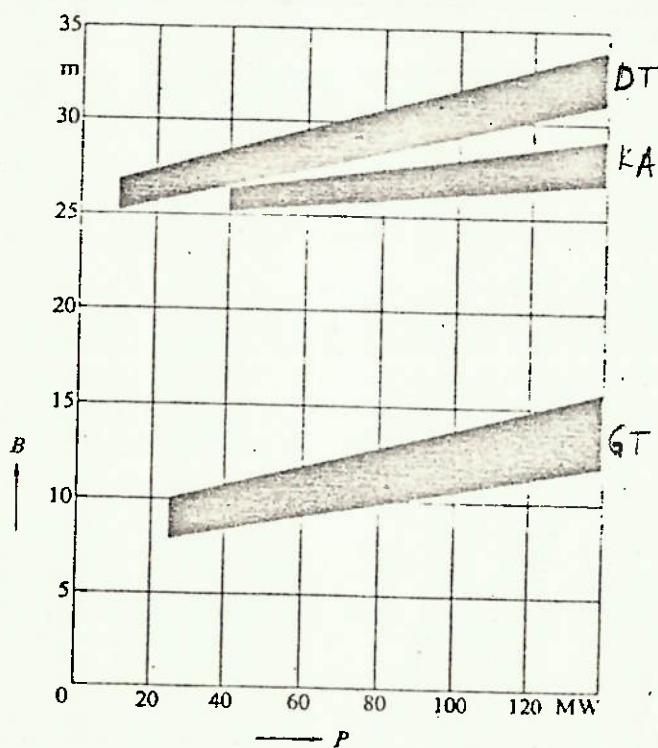
FIGURA 3.18

INSTALAÇÃO DE TURBINA A GÁS: EFICIÊNCIA E FLUXO ESPECÍFICO DE GÁS EM FUNÇÃO DE t_E , TEMPERATURA DE ENTRADA DOS GASES NA TURBINA {12}

Os altos rendimentos que serão possíveis de serem alcançados (uma temperatura de entrada de 1.200°C leva o rendimento da central acima de 50%), tornarão definitivamente os ciclos combinados como a alternativa mais racional para centrais de produção de energia elétrica, nenhuma outra alternativa conseguirá suplantar-las em função de seus altos rendimentos.

As pessoas que atualmente utilizam turbinas a gás simplesmente, passarão a perceber que a utilização de ciclos combinados é mais vantajosa, devido à economia de combustível que estes permitem. Isto será muito sentido à medida que os cálculos dos custos forem feitos com os preços internacionais dos combustíveis.

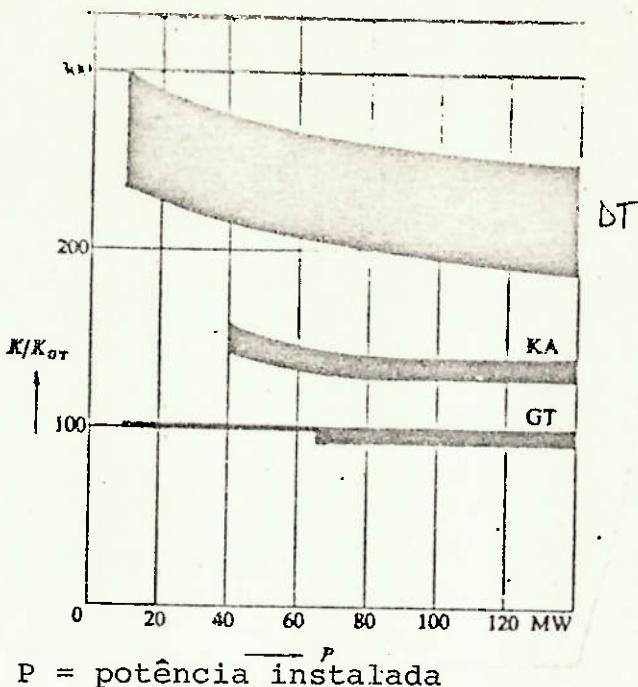
Uma das vantagens das turbinas a gás é o pouco tempo necessário à sua construção. Só que os ciclos combinados podem ser construídos em estágios. Primeiro o ciclo a gás, e que pode ser utilizado enquanto o lado do vapor é construído. A Figura 3.19 mostra a comparação da construção dos vários tipos de centrais.



- P = Potência instalada
- B = Duração da Construção
- DT = Central a vapor
- GT = central a gás
- KA = central combinada de vapor/gás

FIGURA 3.19 - TEMPO NECESSÁRIO PARA A CONSTRUÇÃO DOS DIFERENTES TIPOS DE CENTRAIS {13}

Os ciclos combinados têm uma grande vantagem em relação aos ciclos a vapor. Seu custo de instalação é sensivelmente inferior, e é ligeiramente superior ao de ciclos a gás. Isto é visto na Figura 3.20.



P = potência instalada

K/GT = custo de centrais relativas a uma central de turbina a gás

DT = central a vapor

GT = central a gás

KA = central combinada

FIGURA 3.20

CUSTO DOS DIFERENTES TIPOS DE CENTRAIS EM RELAÇÃO
A CENTRAIS DE TURBINAS A GÁS {13}

Para finalizar esta apresentação de ciclos combinados serão apresentadas nas Figuras 3.21 e 3.22 as vistas de uma central combinada que utiliza uma planta de potência KA8-2 da Brown Boveri. A Tabela 3.4, dá as condições de funcionamento destas.

TABELA 3.4 { 5 }

CENTRAL BBC	KA8-2
TURBINA A GÁS TIPO	8
FREQUÊNCIA (Hz)	50/60
SAÍDA DO CICLO A GÁS - MW [*]	44,8
SAÍDA DO CICLO A VAPOR - MW	24,8
POTÊNCIA TOTAL DA CENTRAL - MW	69,6
TAXA DE CONSUMO DE CALOR - KJ/hWh	7531
EFICIÊNCIA DA CENTRAL **	47,8

Estes valores foram obtidos com as seguintes condições de projeto:

Temperatura do Ar: 15°C

Pressão do Ar: 101,3 kPa

Combustível: gás natural

Porcentagens de Enxofre: ____

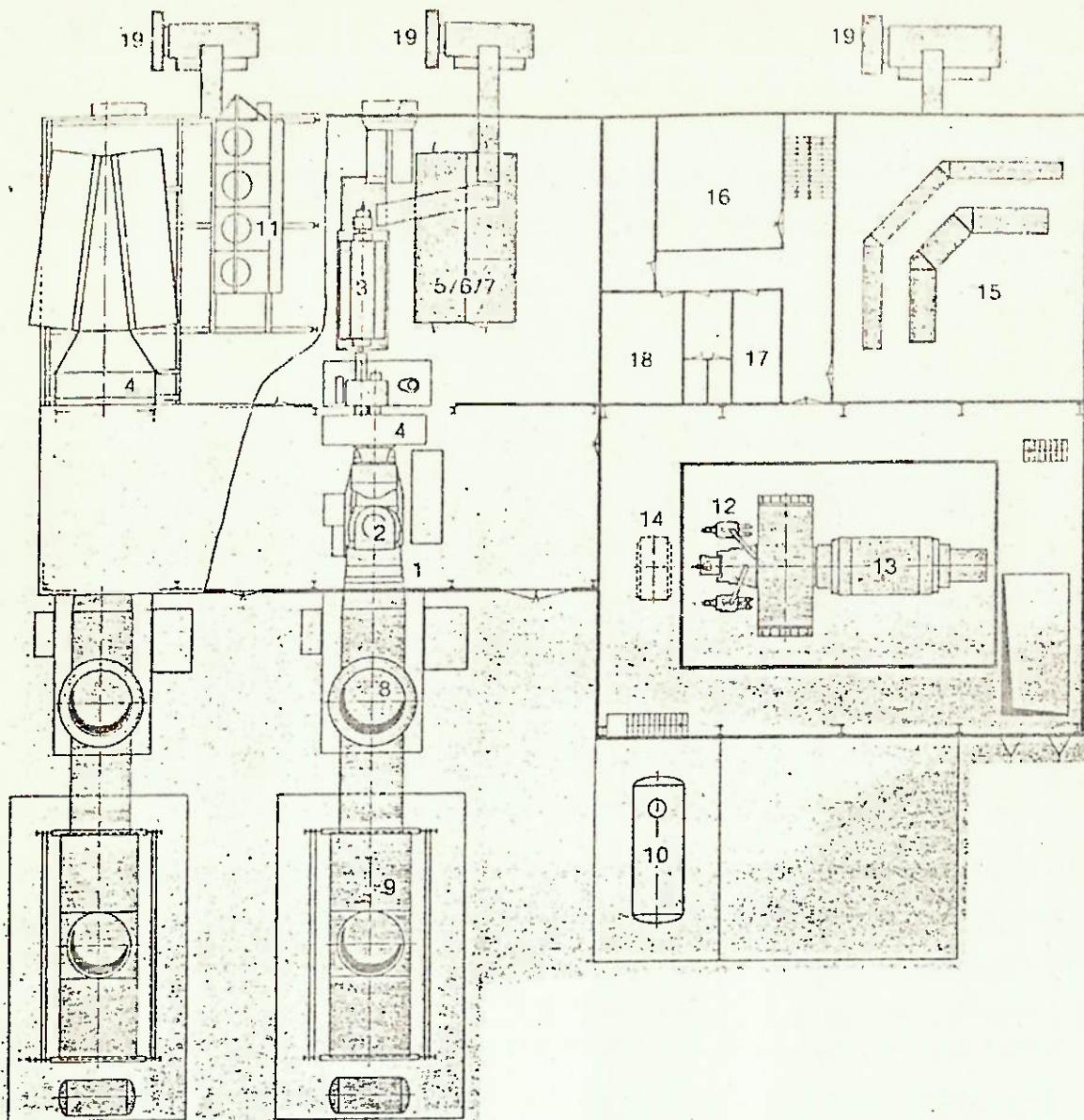
Umidade Relativa: 60%

Pressão de Condensação: 4 kPa

Carga da Turbina a Gás: carga contínua (100%)

(*) - Valor tomado de acordo com as perdas de pressão de entrada e saída

(**) - Valor referido ao poder calorífico inferior do combustível



1 = Turbina a gás

2 = Câmara de combustão

3 = Gerador de turbina a gás

4 = Duto de tomada de ar

5 = Unidade de controle de turbina a gás

6 = Caixa de transmissão

7 = Transformador de estação de serviços

8 = Chaminé de "bypass"

9 = Caldeira recuperadora de calor

10 = Tanque de alimentação

11 = Gerador, refrigeração ar/óleo da turbina a gás

12 = Turbina a vapor

13 = Gerador de turbina a vapor

14 = Tanque de óleo

15 = Sala de controle

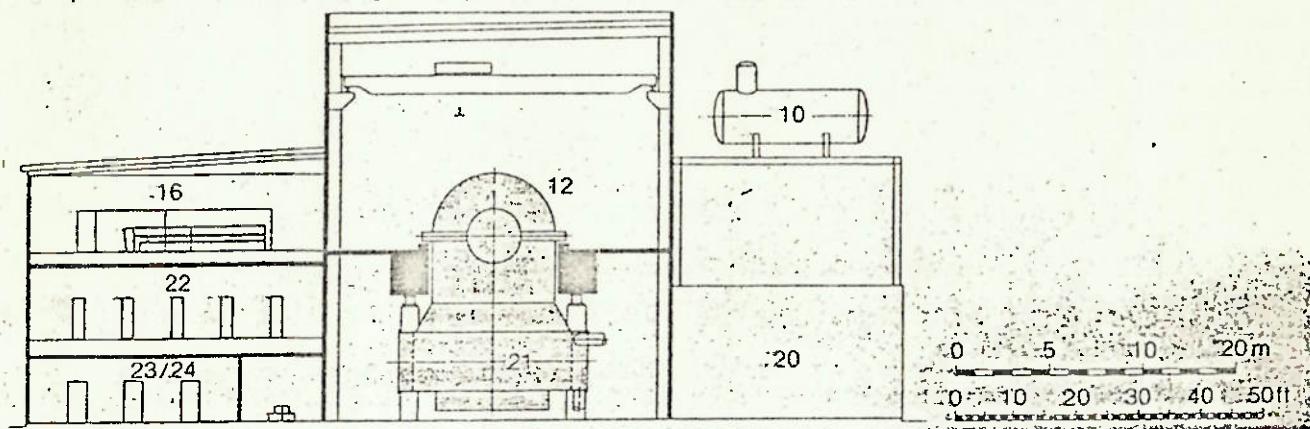
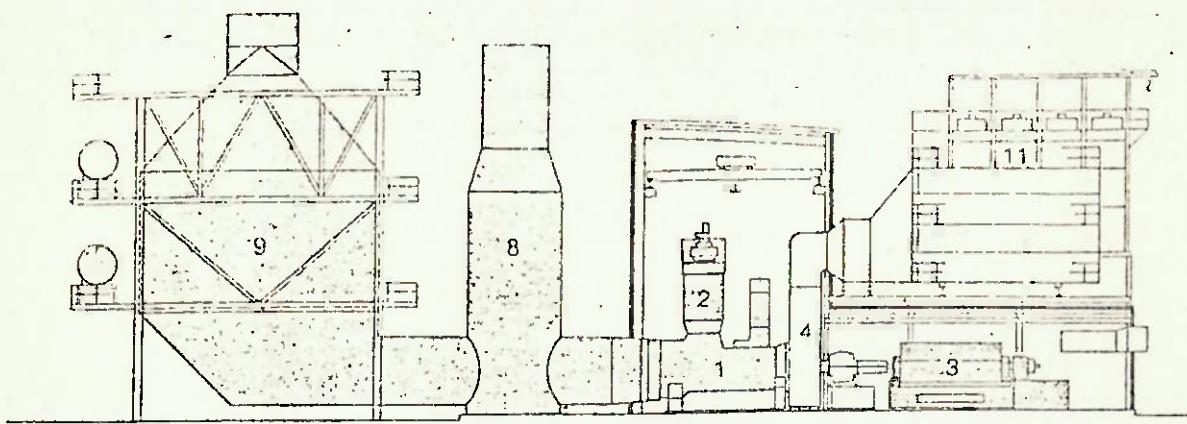
16 = Sala do computador

17 = Escritório

18 = Almoxarifado.

19 = Condensador

FIGURA 3.21 - PLANTA DE UMA CENTRAL KA8-2 DE CICLOS COMBINADOS COM TURBINA DE PRESSÃO DUPLA DE VAPOR INSTALADA EM UMA PLATAFORMA { 5 }



20 = Bombas de alimentação

21 = Condensador

22 = Redutor de baixa velocidade

23 = Redutor de alta velocidade

24 = Sala de baterias

FIGURA 3.22 - VISTAS DE UMA CENTRAL KA8-2 DE CICLOS COMBINADOS COM TURBINA DE PRESSÃO DUPLA DE VAPOR INS
TALADA EM PLATAFORMA. { 5 }

3.2.2 - Ciclos Magnetohidrodinâmicos

Como foi visto, ciclos combinados são associações de processos termodinâmicos. O interesse principal deste estudo está em ciclos gás/vapor, mas convém mostrar outros tipos de combinações com outros processos. Neste item será apresentado o ciclo magnetohidrodinâmico, cuja inovação consiste na associação de um processo eletromagnético a um ciclo a gás ou a vapor.

O principal elemento neste ciclo combinado é o gerador magnetohidrodinâmico (MHD). Ele é uma expansão dos motores que convertem gases super quentes diretamente em energia elétrica. Para isto há uma queima do combustível em um queimador de alta eficiência. Uma pequena parcela de metal alcalino é adicionado (potássio, por exemplo) a estes gases formando plasma (estado dissociado da matéria entre as partículas elétricas). Este fluxo de gases quentes carregados eletricamente são forçados a passar a alta velocidade em um intenso campo magnético entre dois eletros. Os íons positivos e negativos são separados e coletados pelos eletrodos opostos. A diferença de potencial destes eletrodos cria uma corrente através de um circuito externo.

O princípio básico de funcionamento deste gerador está baseado nas leis do eletromagnetismo. Um condutor se movendo através de um campo magnético produz uma corrente elétrica. Em geradores convencionais, fios de cobre girando num campo produzindo corrente que é coletada por escovas de grafite (Figura 3.23).

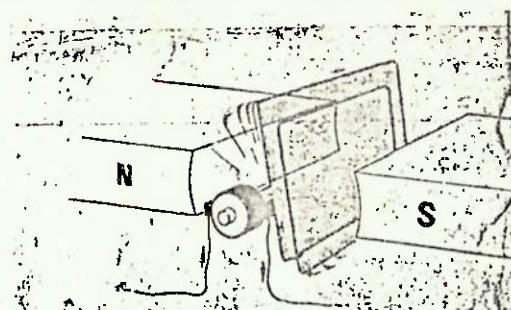


FIGURA 3.23

GERADOR CONVENCIONAL COM CONDUTORES GIRANDO NUM CAMPO MAGNÉTICO PRODUZINDO CORRENTE

No gerador MHD esta função é feita pelo Canal, que consiste em centenas de armações retangulares metálicas empilhadas e isoladas de forma a produzir um longo corredor através do qual os gases quentes passam. Os eletrodos são montados em lados opostos de cada armação, e há um fluxo de água que passa por elas de forma que não haja superaquecimento do metal. O Canal é suspenso entre os pólos

los de um poderoso magneto (Figura 3.24)

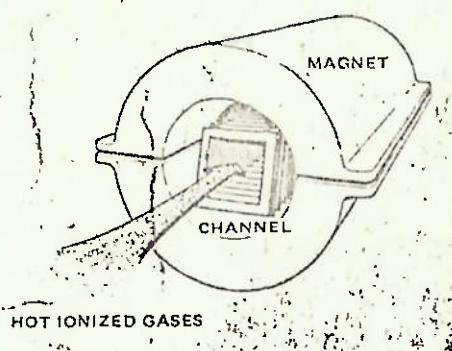


FIGURA 3.24 - CANAL DO GERADOR MHD

No Canal do MHD o fluxo gasoso ionizado é o condutor e a corrente resultante é recolhida nos eletrodos. Ver Figura 3.25.

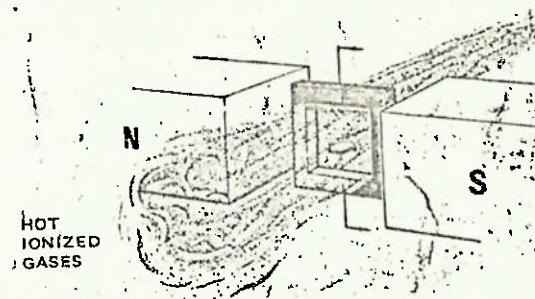


FIGURA 3.25
GAZES IONIZADOS PRODUZINDO CORRENTE
AO PASSAR POR CAMPO MAGNÉTICO

CUT
Os gases saem do canal e vão para um difusor. A escória é removida por um separador. É condensado um composto sulforoso, que é processado de forma a eliminar o enxofre e receber o carbonato de potássio formado. Não há então emissão de SO_2 .

Os gases quentes prosseguem seu caminho e fornecem calor para ciclos a gás e/ou a vapor. Como em ciclos a gás, estes ciclos podem ser abertos ou fechados.

A Figura 3.26 mostra uma instalação MHD aberta, com uma potência de 500 MW (138 MW pelo gerador MHD) e com 50-53% de rendimento.

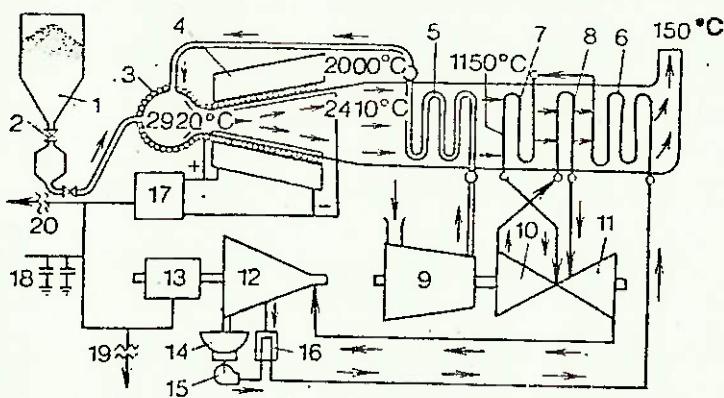


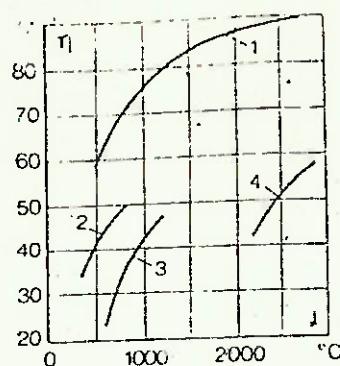
FIGURA 3.26
ESQUEMA DE UMA INSTALAÇÃO MHD DO TIPO ABERTO
DE COMBUSTÍVEL ORGÂNICO { 9 }

- 1 = Reservatório de pulverização do carvão
- 2 = Alimentador do pulverizador
- 3 = Câmara de combustão
- 4 = Eletroímã
- 5 = Regenerador
- 6 = Gerador de vapor
- 7 = Reaquecedor de vapor
- 8 = Reaquecedor intermediário
- 9 = Compressor de ar
- 10, 11, 12 = Cilindros de alta, média e baixa pressão da turbina
- 13 = Gerador elétrico de 107 MW
- 14 = Condensador
- 15 = Bomba de condensador
- 16 = Aquecedor regenerativo de baixa pressão
- 17 = Transformador de CC em CA
- 18 = Condensadores elétricos
- 19 = Saída de energia de consumo da central
- 20 = Fornecimento de energia à rede (450-460 MW)

Em termos de rendimento a Figura 3.27, compara os rendimentos de vários ciclos à uma central MHD. Como se percebe, altos rendimentos (48 a 56%) são obtidos com estas instalações, podendo superar até mesmo ciclos combinados de gás/vapor. Só que tecnologicamente estes ciclos ainda têm

muitos problemas. Pois trabalham a altíssimas temperaturas, acima de 2.000°C, para formar plasma. Os efeitos de corrosão dos gases de combustão, dos íons e da escória são muito elevados e por isso tem limitado a vida destes tipos de geradores.

Mas eles não deixam de ser interessantes a nível de economia de combustível, e com o posterior estudo e descoberta de materiais adequados pode ser uma alternativa viável e competitiva para o futuro.



1 - Ciclo de Carnot

3- Ciclo a gás

2 - Ciclo a Vapor

4 - Ciclo com gerador MHD

FIGURA 3.27

RENDIMENTO DE CENTRAIS TERMOELÉTRICAS EM FUNÇÃO
DA TEMPERATURA DE FORNECIMENTO DE CALOR { 9 }

3.2.3 - Cogeração

Até agora foram discutidos ciclos combinados utilizados para a produção de energia elétrica. Mas muitas vezes, além de uma demanda de eletricidade uma indústria demanda calor para a execução de determinados processos (indústrias de papéis, tecidos, alimentos, química, etc...). Para estes casos é interessante a utilização de um processo de cogeração. Neste item será dada uma apresentação geral deste processo e de suas vantagens.

Cogeração é a produção combinada de trabalho (elétrico ou mecânico) e calor. O calor pode ser na forma de gases quentes, líquidos quentes ou vapor. Este processo prevê uma melhor utilização do combustível. O princípio básico da cogeração relaciona-se com a 2a. Lei da Termodinâmica, de que ao produzir-se trabalho deve-se rejeitar parte da energia fornecida ao motor térmico. Nos ciclos combinados este calor rejeitado é utilizado para gerar mais trabalho, este calor rejeitado é utilizado para gerar mais trabalho, na cogeração ele é utilizado em função das necessidades dos processos.

A cogeração, assim como os ciclos combinados, tem tido, um papel cada vez mais relevante nas indústrias devido à dramática elevação do preço da energia em relação aos equipamentos. Ambos os processos são nomeados por uma utilização mais racional dos combustíveis.

As principais tecnologias atualmente disponíveis para cogeração são:

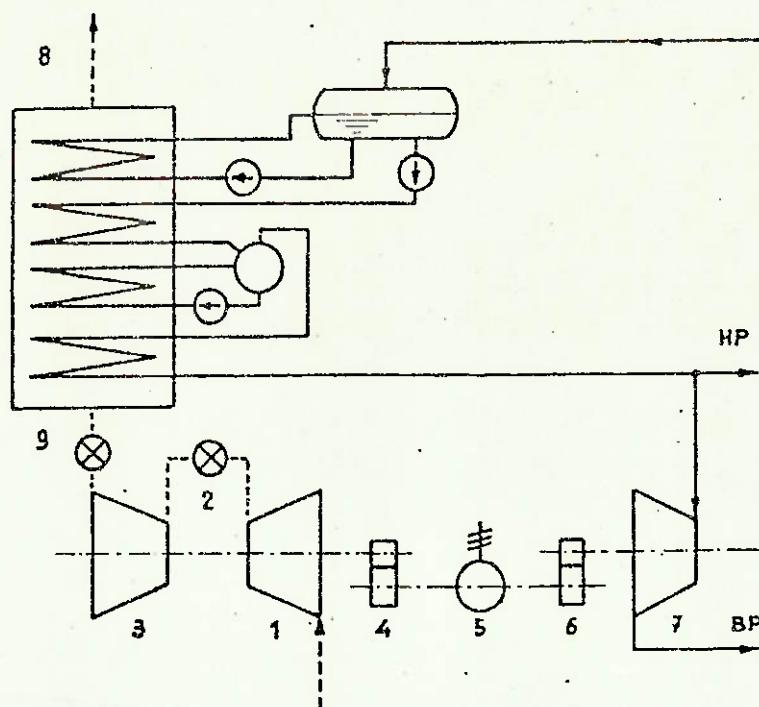
- a) Extração de vapor de uma turbina. Vapor à alta pressão e temperatura é produzido em uma caldeira e alimentam um turbogerador. Pode-se extrair de determinado ponto da turbina, vapor à pressão e temperatura adequados às necessidades térmicas dos processos. Este método tem a vantagem de poder utilizar vários tipos de combustíveis. A pressão do vapor atinge valores maiores que 100 psi, e a geração de eletricidade se dá a uma taxa de 50-70 kWh/ 10^6 BTU.
- b) Turbina a gás com caldeira recuperadora de calor. Neste processo utiliza-se as altas temperaturas de saída dos gases da turbina para gerar vapor, ou se rem utilizados diretamente. Sua maior vantagem consiste que o trabalho produzido por energia do com-

bustível é maior que no sistema anterior. Mas a utilização de turbinas a gás tem a desvantagem de que só podem ser utilizados gás natural ou derivados do petróleo como combustível.

c) Motor a diesel com recuperador de calor. O sistema emprega um trocador de calor tipo camisa d'água e uma caldeira para produzir calor. Como a turbina, produz mais trabalho por kg de combustível que o primeiro sistema, e o seu uso também se restringe as gás natural e derivados de petróleo.

Adaptações para outros tipos de combustível, para os sistemas b) e c) têm sido desenvolvidas.

A Figura 3.30 mostra um exemplo de um esquema de cogeneção com turbina a gás, onde produz-se vapor que parte será usada em processos e parte gerará trabalho em uma turbina.



- 1 = Compressor
- 2 = Câmara de combustão
- 3 = Turbina a gás
- 4,6 - Redutores
- 5 = Gerador
- 7 = Turbina a vapor
- 8 = Chaminé
- 9 = Câmara de pós combustão
- HP = Vapor à alta pressão
- BP = Vapor à baixa pressão

FIGURA 3.30

UM ESQUEMA DE COGERAÇÃO {2}

As tabelas 3.5 e 3.6 apresentados à seguir demonstram a validade técnica e econômica da utilização da cogeração.

TABELA 3.5 - CARACTERÍSTICAS DA UTILIZAÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO {1}

	PRESSÃO DE VAPOR (psi)	TAXA DE PRODUÇÃO DE ELETRICIDADE (kWh/10 ⁶ BTU)	FRAÇÃO DO COMBUSTÍVEL CONVERTIDA EM ELETRICIDADE	TAXA DE CALOR (a) (BTU/kwh)	RENDIMENTO 2a. LEI (b)	TAXA DE POUpança de COMBUSTÍVEL (c)
Turbina a vapor	50	70	0,16	4.550	0,40 (0,32)	0,21
Turbina a gás	50	150	0,30	5.400	0,48 (0,34)	0,29
Turbina gás/vapor	50	320	0,36	5.900	0,50 (0,35)	0,30
Diesel	50	380	0,35	5.750	0,47 (0,35)	0,25
Turbina a vapor	150	50	0,13	4.550	0,42 (0,35)	0,17
Turbina a gás	150	200	0,30	5.700	0,50 (0,36)	0,27
Diesel	150	405	0,35	6.950	0,48 (0,37)	0,24

NOTAS: (a) Combustível necessário para produzir eletricidade

(b) Valor para geração separada de vapor e eletricidade é mostrado em parênteses

(c) A taxa de combustível poupadá pela cogeração é dada pela equação:

$$\text{Taxa} = \frac{\text{CSS}-\text{CC}}{\text{CSS}} \quad \text{onde: CSS} = \text{combustível necessário para produzir determinada proporção de vapor e eletricidade separadamente}$$

$$\text{CC} = \text{combustível necessário para produzir determinada proporção de vapor e eletricidade combinadamente}$$

Pelas duas últimas colunas percebe-se a vantagem absoluta da utilização de um sistema de cogeração em relação a produção separada de eletricidade e vapor. No primeiro caso os rendimentos são maiores e há uma economia de combustível.

A Tabela 3.6 mostra os resultados do estudo de viabilidade da substituição de um sistema de produção de eletricidade e vapor por um de cogeração para:

- um condomínio de 51 unidades, usando um cogerador de 100 kW com um motor a gás
- uma lanchonete com um motor de 70 kW e um aquecedor -resfriador Chiller de 30 ton
- um hospital de 190 camas usando um motor em serviço contínuo de 300 kW e um Chiller de absorção de 60 ton
- uma fábrica têxtil usando uma turbina a gás de 42 MW com uma queima suplementar na caldeira de recuperação.

A Tabela 3.6 dá a taxa interna de retorno (TIR) e a duração em anos da recuperação do capital (payback)

para a substituição das alternativas de sistemas que podem ser utilizados para a produção separada de calor e eletricidade, por um sistema de cogeração que utiliza gás natural.

TABELA 3.6 - ANÁLISE DA SUBSTITUIÇÃO DE SISTEMAS DE PRODUÇÃO DE CALOR E ELETRICIDADE POR UM SISTEMA DE COGERAÇÃO {4}

SISTEMAS DOS CONSUMIDORES	TAMANHO (kW)	CUSTO (10 1983\$)	TIR (%)	PAYBACK (Anos)
<u>Condomínio</u>				
Óleo combustível/Eletricidade	100	249	10,61	7,6
Gás/Eletricidade	100	249	7,01	9,6
<u>Lanchonete</u>				
Eletricidade	70	150	18,36	4,1
Gás/Eletricidade	70	150	8,89	5,9
<u>Hospital</u>				
Óleo Combustível/Eletricidade	300	410	22,10	3,8
Gás/Eletricidade	300	410	21,76	3,9
<u>Fábrica Têxtil</u>				
Óleo/Eletricidade	42.000	36.202	27,32	3,9

Como se vê, tanto tecnicamente quanto economicamente, a utilização de cogeração é viável e produz economia de custos na produção de calor e eletricidade.

3.3 - Combustíveis

No futuro, não apenas considerações energéticas determinarão a escolha do combustível, considerações ambientais serão, também, essenciais. Como o petróleo e seus derivados só serão disponíveis pelos próximos 50 anos, a altos preços, combustíveis de menor qualidade e gás natural serão cada vez mais utilizados. Só que ao piorar-se o combustível, utilizando-se aqueles que possuem um alto teor de enxofre, os problemas ambientais serão muito sérios. Nos últimos anos, com o desenvolvimento das turbinas a gás (aumento de rendimento), os ciclos combinados passaram a ter cada vez mais importância. Eles, hoje, são os ciclos de maior rendimento. Sendo assim, seu desenvolvimento tem se acelerado, acelerando-se os estudos de combustíveis para estes. Por exemplo, os estudos do uso do carvão para suprir turbinas a gás, através da sua queima em leito fluidizado.

Mas qualquer estudo sobre combustíveis mostrará a importância presente e para os próximos anos do gás natural. A grosso modo, ele é o combustível ideal para turbinas a gás, devido a sua "limpeza" que exige pouco ou nenhum processamento para comercialização e possibilitam um largo aproveitamento dos gases de escape sem medo que haja formação de ácido sulfúrico que atacaria os equipamentos e o meio ambiente.

Neste item será feita uma breve apresentação do gás natural, junto com seus concorrentes mais próximos, o querosene e o óleo diesel. Serão apresentadas características físicas-químicas destes, além de uma comparação de preços por unidade de energia destes. Estes dados estão apresentados na tabela 3.7.

TABELA 3.7 - COMPARAÇÃO DO GÁS NATURAL, ÓLEO DIESEL E QUEROSENE

PROPRIEDADES	GÁS NATURAL	ÓLEO DIESEL	QUEROSENE
Composição (massa) :			
CH ₄	59,47	%C 85,5	%C 85,5
N ₂	4,0		
C ₂ H ₆	36,1	%H 13,5	%H 14,2
H ₂ S	0,5	%S 1	%S 0,3
Densidade	0,87 kg/Nm ³	83 kg/m ³	770 kg/m ³
PCI (MJ/kg)	48	43	43
Relação Teórica Ar-Combustível (massa)	16,06	14,5	14,7
Preço (*)	9.190 Cz\$/m ³ std	16,7 Cz\$/l	17,70 Cz\$/l
Preço (Cz\$/MJ)	0,209	0,468	0,535

(*) Dados de 02.12.87.

Como se percebe o custo do gás natural é menos metade do custo de outros combustíveis, além de ter a vantagem de possuir uma percentagem muito pequena de enxofre. Esta percentagem é maior do que no querosene. Mas isso depende muito, a característica do gás natural é de praticamente não ter enxofre.

Devido à simplicidade de seus componentes, e o fato de ser gasoso, ele possui inúmeras vantagens nos processos de combustão, como: maior rendimento do queimador e menor produção de fuligem que poderia atacar a turbina.

Com isto, termina-se este capítulo. Espera-se ter dado um bom embasamento sobre o assunto. Mostrou-se os ciclos combinados gás/vapor e seus parâmetros principais, deu-se um apanhado de ciclos magnetohidrodinâmicos, cogeração e combustíveis. O trabalho será então concluído com um breve estudo de um ciclo combinado. Cabe frisar que este estudo não tem como objetivo dimensionar ou otimizar um ciclo combinado, nem nortear uma intenção de investimento. Ele servirá para um início de algumas destas atividades.

4 - ANÁLISE DE UM CICLO COMBINADO

4. ANÁLISE DE UM CICLO COMBINADO

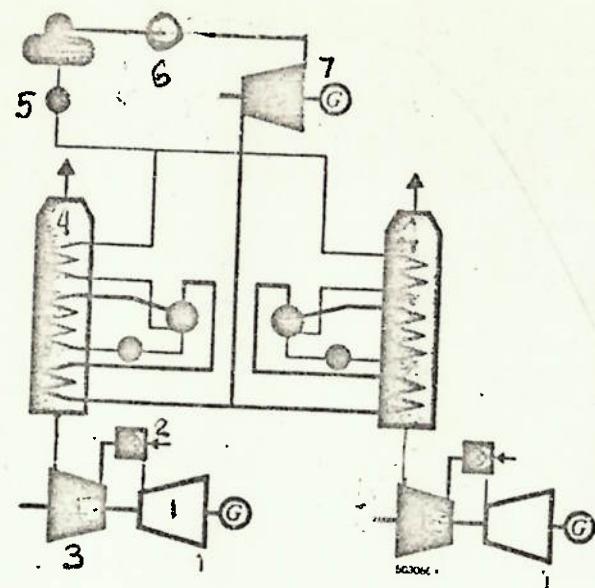
Neste capítulo serão feitas uma análise técnica e uma econômica de um ciclo combinado. A central a ser analisada deverá ter uma capacidade de 100 MW.

A análise técnica consistirá no cálculo dos fluxos de vapor, combustível e ar e suas propriedades ao longo do ciclo analisado. Para tanto serão utilizados os conceitos desenvolvidos no capítulo 2 e as tabelas de propriedades termodinâmicas do ar e da água.

A análise econômica chegará a um valor aproximado do custo do kW produzido pela estação. O objetivo desta análise é dar um parâmetro de comparação do custo desta energia em relação a energia vendida na rede elétrica. Já de antemão pode-se imaginar que este seja superior ao preço do kWh da rede elétrica, pois atualmente o preço desta não reflete nem a remuneração do investimento feito nas centrais elétricas instaladas no país.

4.1 - Análise Técnica

A análise técnica se dividirá na análise dos volumes de controles em torno dos 7 equipamentos listados na Figura 4.1. Esta análise não será uma análise detalhada, mesmo



- 1 = Compressor
- 2 = Câmara de combustão
- 3 = Turbina a gás - 35 MW
- 4 = Caldeira de recuperação de calor
- 5 = Bomba do condensador
- 6 = Condensador
- 7 = Turbina a vapor - 35 MW

FIGURA 4.1 - ESQUEMA DE CICLO COMBINADO A SER ANALISADO,
SEM QUEIMA SUPLEMENTAR { 8 }

porque o sistema está muito simplificado, seu objetivo consiste apenas na determinação das variáveis mais significativas do processo (consumo de combustível, fluxos e rendimentos). A tabela 4.1 fornece os dados iniciais do processo.

TABELA 4.1 - DADOS DA ANÁLISE DO CICLO DA FIGURA 4.1

Temperatura do Ar	15°C
Pressão Atmosférica	101,3 kPa
Temperatura de entrada da turbina a gás	950°C
Relação de pressões do compressor	10
Pitch Point	35°C
Temperatura do Vapor	460°C
Pressão do Vapor	36 MPa
Pressão de Condensação	0,31 MPa
Eficiência das Turbinas (ϵ_T)	0,8/0,85 (a vapor)
Eficiência da Bomba (ϵ_b)	0,95
Eficiência do Compressor (ϵ_c)	0,75

O Apêndice A.1 dá o diagrama das propriedades termodinâmicas do ar.

A tabela 4.2 fornece as propriedades termodinâmicas da água para as condições do projeto.

TABELA 4.2 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA

ESTADO	TEMPERATURA (T °C)	PRESSÃO P (kPa)	ENTALPIA		ENTROPIA	
			h _l (kJ/kg)	h ou h _v (kJ/kg)	s _l (kJ/kg.K)	s ou s _v (kJ/kg)
Vapor Saturado	226	2,6.10 ³	971	2803,4	2,57	6,24
Vapor Superaquecido	460	2,6.10 ³	-	3270	-	7,32
Vapor Saturado	32	4,8	134	2560	0,45	8,40

FONTE: {11}.

A Figura 4.2 dá os diagramas Temperatura x Entropia dos ciclos a gás e a vapor ideais e os reais. Considera-se como hipóteses:

- 1) Variação de Energia Cinética e Potencial desprezíveis;
- 2) Perda de carga desprezível;
- 3) Ar se comporta como gás perfeito; e
- 4) Fumos se comportam como o ar

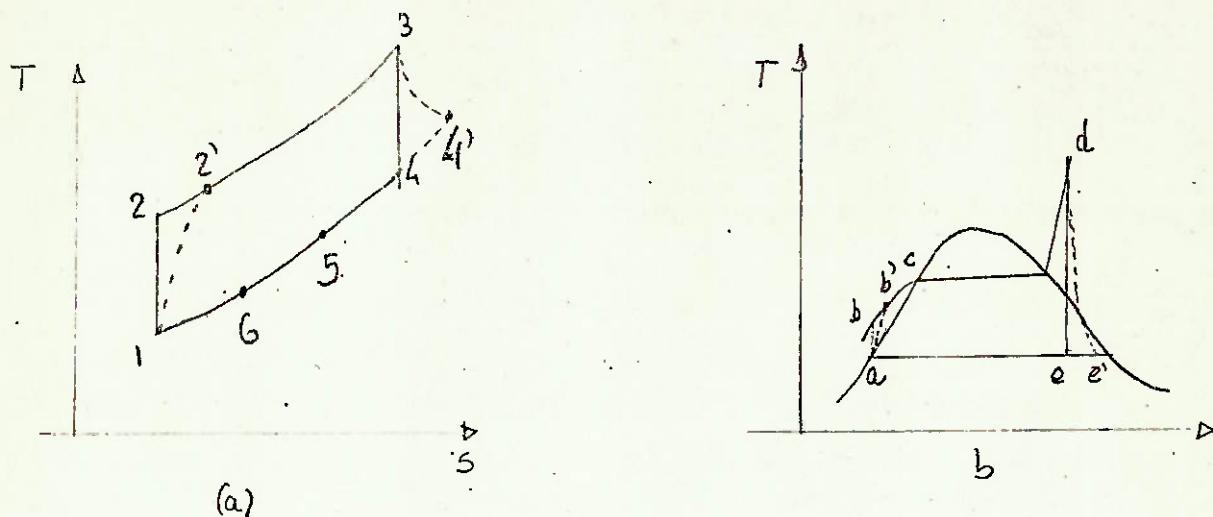


FIGURA 4.2 - DIAGRAMA T x s DO AR (a) E VAPOR (b)

A diferença de temperatura entre o gás no estado 5 e a água no estado c dá o valor do "Pitch Point". O valor do "pitch point" foi escolhido baseado nas referências citadas e na bibliografia. Ele é o fator limitante que relaciona a vazão de fumos e a vazão de água. Na escolha do "pitch point" há um compromisso entre a minimização da perda de calor através da chaminé e dos custos da caldeira

ra, parâmetros completamente adversos. Isto, porque, ao se diminuir o "pitch point" diminui-se a perda de calor pela chaminé (calor sensível dos fumos) mas deve-se aumentar a área de troca de calor da caldeira, aumentando seu custo.

O estado 6 representa a temperatura de saída dos gases na chaminé.

A tabela 4.3 mostra o resultado dos cálculos dos estados dos fumos indicados na Figura 4.2 (a).

TABELA 4.3 - RESULTADOS DOS CÁLCULOS DOS ESTADOS NO CICLO A GÁS

ESTADO	T(°C)	P(kPa)	ENTALPIA h(kJ/kg)
1	15	101,3	285
2	280	628,1	580
2'	350	628,1	652
3	950	628,1	1310
4	440	101,3	730
4'	545	101,3	846
5	261	101,3	550
6	170	101,3	442

A tabela 4.4 fornece os resultados dos cálculos das vazões de ar, combustível e fumos e dos trabalhos da turbina, do compressor e do ciclo.

TABELA 4.4 - RESULTADO DE UM DOS CICLOS A GÁS

Relação Ar-Combustível (kg ar/kg comb)	76,3
Vazão do Ar (kg/s)	1,9
Vazão de Combustível (kg/s)	145,1
Vazão de Fumos (kg/s)	147
Trabalho do Compressor (MW)	53,3
Trabalho da Turbina (MW)	85,3
Potência Líquida (MW)	32
Rendimento (%)	34,4

As tabelas 4.5 e 4.6 são análogas às tabelas anteriores, só que se referem ao ciclo a vapor.

TABELA 4.5 - ESTADO DA ÁGUA NO CICLO A VAPOR

PONTOS	T(°C)	P (kPa)	h. (kJ/kg)	s (kv/kg.K)	x	ESTADO
a	32	4,8	134	0,45	0	Líquido Saturado
b	~32	$2,6 \cdot 10^3$	137	$s_b = s_a$	-	Líquido Comprimido
b'	~33	$2,6 \cdot 10^3$	138	-	-	Líquido Comprimido
c	226	$2,6 \cdot 10^3$	971	2,57	0	Líquido Saturado
d	460	$2,6 \cdot 10^3$	3270	7,19	-	Vapor Superaquecido
e	32	4,8	2196	$s_d = s_e$	0,85	Vapor Saturado
e'	32	4,8	2357	-	0,92	Vapor Saturado

TABELA 4.6 - RESULTADOS DO CICLO A VAPOR

Vazão de Água (kg/s)	37,9
Trabalho da Turbina (MW)	34,6
Trabalho do Compressor (kW)	98,4
Trabalho Líquido	34,5
Rendimento do Ciclo Isolado (%)	28,8

A tabela 4.7 dá o resultado final do ciclo combinado em termos de potência e rendimento.

TABELA 4.7 - RESULTADO GLOBAL DO CICLO COMBINADO

Potência	98,5
(%)	53%

Por este cálculo simples é possível perceber-se a vantagem comparativa, em termos de rendimento, para um ciclo combinado. O aumento de rendimento foi significante. O Apêndice A.2 mostra esquematicamente todos os fluxos da instalação estudada.

Este ciclo tem ainda a vantagem de utilizar duas turbinas a gás, pois se a demanda diminuir, pode-se desligar uma delas de modo a não prejudicar o rendimento da instalação.

4.2 - Análise Econômica e Considerações Finais

Esta análise, assim como a anterior, não tem como objetivo mostrar a vantagem absoluta de uma instalação de ciclos combinados. Os cálculos feitos neste capítulo servem apenas como parâmetros para o início de uma discussão sobre o assunto, que possa levar a cálculos cada vez mais apurados.

Como foi dito no trabalho, há uma demanda reprimida no estado de São Paulo que já é expressiva e em um país que já luta com tantos problemas para incitar o seu desenvolvimento, a falta de energia torna-se um fator limitante físico, já que os preços desta ainda estão defasados, tanto em relação aos seus custos quanto à demanda existente. É importante frisar que a tarifa cobrada atualmente não é suficiente para cobrir os custos de produção da energia, portanto, de antemão é possível prever-se que o custo da energia produzido pela instalação que está-se analisando.

Por outro lado, o gás natural é um combustível que está sendo muito estimulado no país e é um dos melhores combustíveis para estes tipos de ciclos. Por estes motivos, o assunto aqui tratado assume grande relevância.

Para o cálculo dos custos de um kW, os valores utilizados estarão em dólares. O custo da unidade instalada está em torno de 400 a 600\$/kW. Segundo referências bibliográficas {1,4} e contatos com fornecedores destes equipamentos. Ele inclui os equipamentos, obras civis, tanques e fundações. Para usinas com ciclos simples a gás, este varia, fica em torno de 300 a 370\$/kW. A diferença está a favor dos ciclos simples, mas estes são custos fixos que se a operação do ciclo combinado for muito superior, esta diferença pode ser coberta facilmente.

Para o cálculo de um kW de energia serão utilizados os dados apresentados na tabela 4.8.

TABELA 4.8 - DADOS PARA ANÁLISE DO CUSTO DA ENERGIA PRODUZIDA POR UMA CENTRAL DE CICLOS COMBINADOS

Amortização (n)	20 anos
Remuneração do capital (r)	12% a.a.
Investimento (I)	5000/kW
Custo de manutenção de uma turbina	3 mills/kWh
Rendimento da central (n)	53%
Fator de recuperação do capital (ψ)	$\frac{r \cdot (1+r)^n}{(1+r)^n - 1} = 0,134$
Preço do combustível (Y)	3,5 mills/MJ = = 0,126\$/kWh
Fator de utilização (H)	25%

As parcelas de amortização (considera-se uma amortização linear) e de remuneração do capital são:

- (A) Amortização: 25\$/kW ano
(B) Remuneração do capital: 30\$/kW ano

O custo da energia gerada será dada pela expressão:

$$BW = \frac{(A+R)}{3,6024} + \frac{Y \cdot H}{n \cdot \psi} - \frac{U \cdot H}{\psi} \quad (4.1)$$

$$BW = 56,3 \text{ mills/kWh}$$

Para o preço atual do fornecimento de energia elétrica o custo é mais de duas vezes superior, como mostra a tabela 4.9.

TABELA 4.9 - CUSTO DA ENERGIA E PREÇO DE VENDA (*)

Custo de uma central de ciclos combinados	56,3 mills/kWh
Grupo A-3	19,9 mills/kWh
Grupo A-3-A	24,3 mills/kWh
Grupo A-4	27,7 mills/kWh

(*) Preços vigentes em 11/11/67 e transformados pelo câmbio do dia.

A primeira vista, isto parece que desestimularia a produção com ciclos combinados. Mas deve-se ter em conta o seguinte:

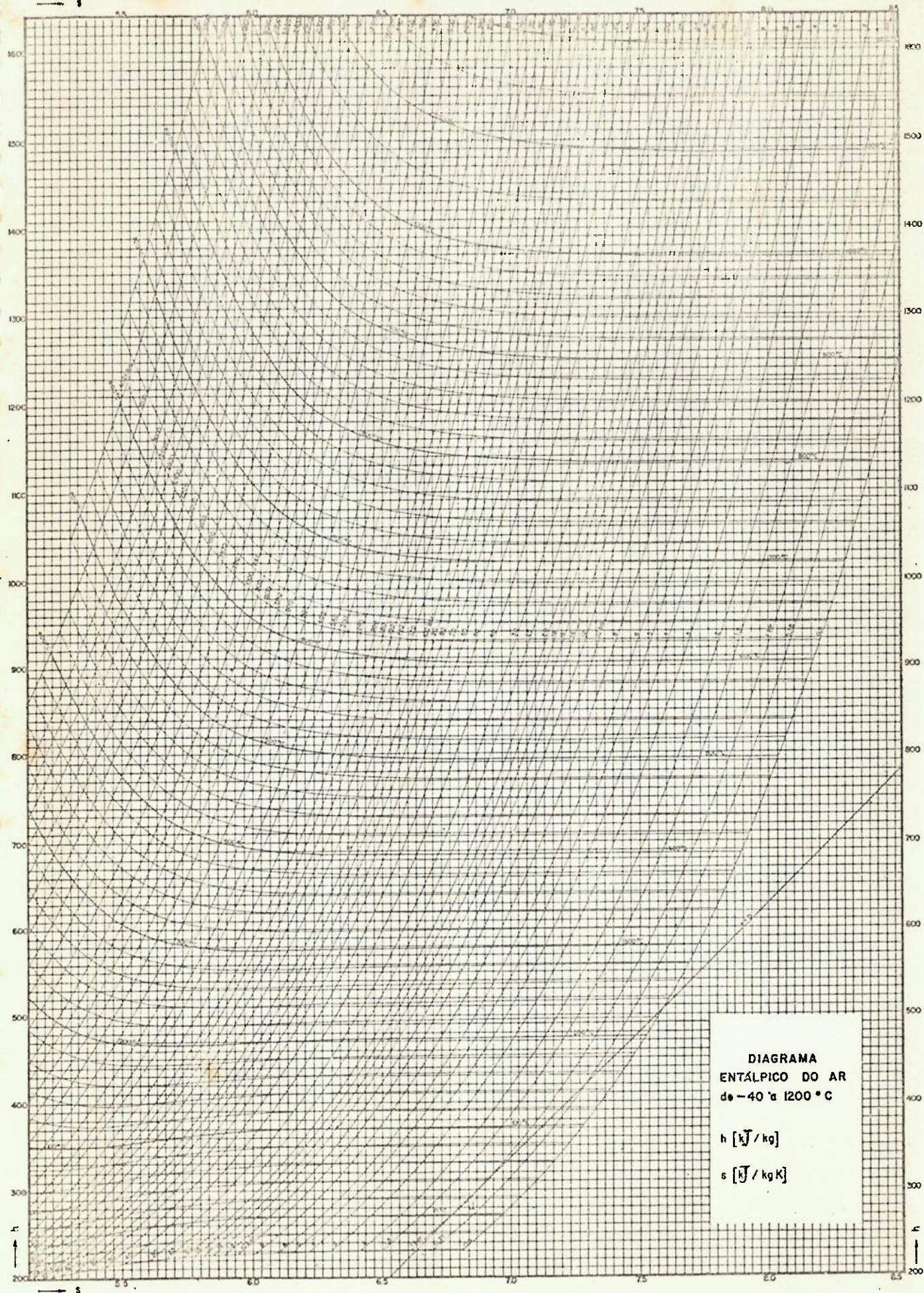
- o preço atual da Eletropaulo deveria ser pelo menos 140% superior de forma a minimizar o prejuízo do setor
- o efeito da demanda nestes preços ainda é muito pouco pronunciado.

A partir daí, é que deve-se iniciar uma discussão sobre o assunto. Num país inflacionário falar em aumento de tarifas sucita muitas polêmicas e celeumas, principalmente pelo efeito de repasse nos preços. Mas mesmo que não haja uma disposição do governo para tal, há uma pressão de demanda crescente, sem meios de ser satisfeita atualmente. Mesmo que o preço da tarifa não suba, o preço social desta sobe, devido à pressão de demanda e não inflacionária, pois o setor fica ameaçado de racionamento, cortes e paradas. Ao chegar-se em determinado ponto será interessante ao Governo subsidiar este tipo de produção, como já vimos a mais eficiente do gênero, de modo que não haja impedimentos que barrem o crescimento do país.

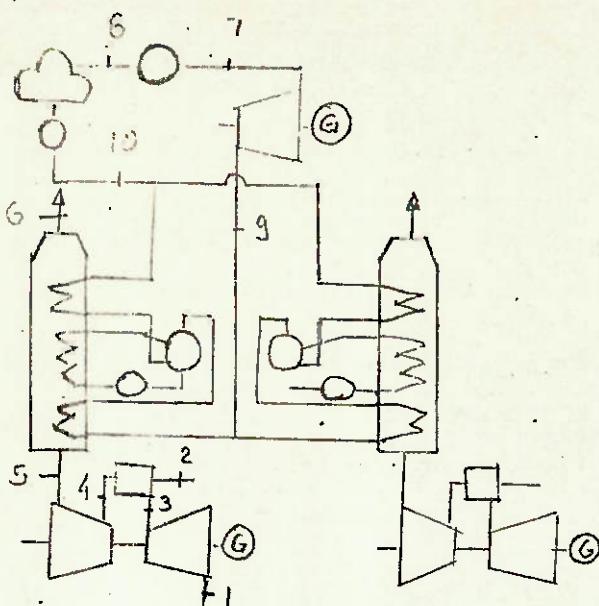
Pode-se cair novamente, na discussão, até que ponto o Go
verno deve aumentar seu déficit para custear o setor elé
trico. Aí, então, é que começa a discussão sobre o assunt
to, a partir deste estudo, cujo objetivo é este e não
o de dar uma palavra final sobre o assunto.

APÊNDICES

APÊNDICE A.1



APÊNDICE A-2



FLUXOS E PROPRIEDADES NO CIRCUITO

PONTO	SUSTÂNCIA	FLUXO DE MASSA VAZÃO (kg/s)	ENTALPIA OU pci (kJ/kg)	T (°C)	P (kPa)
1	Ar	145,1	285	15	101,3
2	Combustível	1,9	$49.1.10^3$	15	101,3
3	Ar	145,1	580	350	628,1
4	Fumos	147	1310	950	628,1
5	Fumos.	147	846	545	101,3
6	Fumos	147	442	170	101,3
7	Vapor Saturado	37,9	2357	32	4,8
8	Líquido Saturado	37,9	134	32	$2,6.10^3$
9	Vapor Superaquecido	37,9	3270	460	$2,6.10^3$
10	Líquido Comprimido	37,9	138	33	$2,6.10^3$

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- {1} - BELDING, J.A. Cogeneration, (Industrial Energy Conservation; Manual 15). 1982 . The MIT Press.
- {2} - BUCHET, E. Les Centrales à Cycle Combinée Gaz-Vapeur, Rev. Gén, Therm., Fr., n° 233 Mai, 1981, 391-404
- {3} - CICIC, J. & DANNEGGER, P & FAKINOS, N. Centrales Combinées Standardisée Brown Boveri. Série KA9 - Brown Boveri Rev. 10, 1978, 664-671
- {4} - Guide to New Natural Gas Utilization Technologies (Cap. 8-9)
- {5} - KEHLHOFER, R. & PLANCHERED, A. The Combined Cycle Power Plant Séries KA8 e Kal3E, Brown Boveri, Rev. 2 1985, 56-63
- {6} - LINOIS, G.B.de. Fourniture Combinée d'Electricité et de Vapeur par Turbine à Gaz ou par Turbine à Vapeur dans L'Industrie Papetiére, Rev. Gén. Therm., Fr, n° 209, Mai, 1979, 281-296
- {7} - MAKHERGEE, D.K. Future Fuels for Gas Turbines, Brown Boveri Rev. 12, 1980, 698-705

- {8} - PFNNINGER, A. Combined Gas/Steam Turbine Power Stations.
Brown Boveri Rev. 10, 1978, 646-655
- {9} - RIZHKIN, V. Ya. Centrais Termoelétricas, 2a. Parte, 1979,
Editorial Mir Moscou
- {10} - THEMAG, Gás Natural (Cap.3), TH-1218-10-004.
- {11} - VAN WYLEN, G.J. & SONNTAG, R.E., Fundamentos da Termodinâmica, 2a. Edição, 1976, Editora Edgard Blucher Ltda
- {12} - NUNSCH, A. Combined Gas/Steam Turbine Power Plants. The Present State of Programs and Future Developments.
Brown Boveri Rev. 9, 1973, 386-397
- {13} - WUNSK, A. & MAYCHOFER, M. Installations de Production d'Energie Das le Domaine des Puissances Moyennes - Critères pour le Choise dy Type d'Installatio Optimal.
Brown Boveri Rev. 10, 1978, 656-663