

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2000



1110000430



***"Desenvolvimento de um
Modelo Computacional
para Simulação de
Ciclos Combinados"***

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

126



**“DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO COMPUTACIONAL
PARA SIMULAÇÃO DE CICLOS COMBINADOS”**

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. José Luz Silveira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. JÚLIO SANTANA ANTUNES
Unesp-Feg



Prof. Dr. NELSON MANZANARES FILHO
EFEI

Junho 2000

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO COMPUTACIONAL PARA SIMULAÇÃO
DE CICLOS COMBINADOS

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá da Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

430

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri
Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

430

Guaratinguetá
2000

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA



S586d Silva, Alexandre Marcial da

Desenvolvimento de um modelo computacional para
simulação de ciclos combinados / Alexandre Marcial da
Silva. Guaratinguetá, 2000.

95 f.: il., 30cm

Bibliografia: f.87-93

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2000.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

1. Cogeração 2.Ciclo Combinado. 3. Simulação
Computacional. I.Título

CDU 536.72

DADOS CURRICULARES

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

NASCIMENTO 31.12.71 – Nova Iguaçu / RJ

FILIAÇÃO Jonas Marcial da Silva
 Mariana Isabel da Silva

1992/1997 Curso de Graduação
 Faculdade de Engenharia Química de Lorena –
 FAENQUIL

1998/2000 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
 nível de Mestrado, área de concentração em
 Transmissão e Conversão de Energia na Faculdade
 de Engenharia de Guaratinguetá



à Érica e Mariana,
minhas fontes de inspiração.



AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me permitir a alegria de viver.

Agradeço ao *Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri* que sempre esteve comigo nesse período de aprendizagem e amadurecimento da minha vida, como orientador.

Ao *Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho*, amigo de todas as horas, pelo grande apoio e interesse em ajudar ao próximo.

Agradeço à minha família, e meus amigos por existirem juntos com a minha existência.

Agradeço aos funcionários da FEG, que sempre me auxiliaram quando eu precisei.

E finalmente agradeço aos meus amigos
que são parte da minha alegria de viver.



APOIO FINANCEIRO

Este trabalho contou com apoio do:
CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior



SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

Resumo

Abstract

SINOPSE

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 Fundamentos	01
1.2 Revisão Bibliográfica	06
1.3 Objetivos do Trabalho.....	08

CAPÍTULO 2 SISTEMAS DE COGERAÇÃO

2.1 Histórico da cogeração	10
2.2 Aspectos básicos da tecnologia de cogeração	10
2.3 Aspectos técnicos	13
2.4 Aspectos ambientais	14
2.5 Tipos de sistemas utilizados na cogeração	15
2.5.1 Sistemas que operam segundo regime <i>bottoming</i>	15
2.5.2 Sistemas que operam segundo regime <i>topping</i>	18
2.6 Seleção das tecnologias	24
2.7 Comentário.....	25

CAPÍTULO 3 ASPECTOS METODOLÓGICOS

3.1 Fundamentação para a escolha da configuração.....	26
3.2 Método de cálculo e seleção de turbinas a gás.....	27
3.2.1 Modelagem termodinâmica em base energética.....	28
3.2.2 Cálculo da vazão mássica de gás de exaustão e obtenção da curva $m_d=f(T_d)$	36
3.2.3 Correção das condições ISO para condições locais.....	38
3.3 Modelagem dos parâmetros do turbogruppo a gás e recálculo dos parâmetros para o ciclo a vapor.....	40

CAPÍTULO 4 O CÓDIGO COMPUTACIONAL

4.1 Introdução.....	42
4.2 Aspectos visuais do código.....	43
4.2.1 Funções disponíveis.....	49
4.2.2 Resultados alcançados com o código.....	54

CAPÍTULO 5 ESTUDO DE CASOS

5.1 Introdução	55
5.2 Hipóteses do modelo	56
5.3 Simulação de um ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão selecionando-se apenas um turbogruppo para suprir a demanda térmica da planta fabril.....	57
5.4 Simulação de um ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão selecionando-se um conjunto com quatro turbogrupos para suprir a demanda térmica da planta fabril.....	64
5.5 Simulação de um ciclo combinado com turbina a vapor de condensação selecionando-se apenas um turbogruppo para suprir a demanda térmica da planta fabril.....	71
5.6 Simulação de um ciclo combinado com turbina a vapor de condensação selecionando-se um conjunto com quatro turbogrupos para suprir a demanda térmica da planta fabril.....	77

CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES

6.1 Considerações gerais.....	84
6.2 Análise dos resultados do estudo de casos.....	85

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	87
---------------------------------------	-----------

APÊNDICE.....	94
----------------------	-----------



LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	– Estimativa do incremento mundial da capacidade instalada de ciclos combinados	03
Figura 1.2	– Sistema de ciclo combinado de simples pressão com reaquecimento por sangria na turbina a vapor	04
Figura 1.3	– Sistema de ciclo combinado no diagrama T-s	04
Figura 2.1	– Utilização efetiva de combustível	12
Figura 2.2	– Cogeração com turbina a vapor (ciclo <i>bottoming</i>)	16
Figura 2.3	– Cogeração com turbina a vapor com suplementação de vapor	17
Figura 2.4	– Cogeração com turbina a vapor (ciclo <i>topping</i>)	18
Figura 2.5	– Turbina a vapor de contra pressão	19
Figura 2.6	– Turbina a vapor de condensação/extração	19
Figura 2.7	– Cogeração com turbina a gás (ciclo <i>topping</i>)	20
Figura 2.8	– Cogeração com sistema de ciclo combinado (ciclo <i>topping</i>)	21
Figura 2.9	– Cogeração com motor diesel (ciclo <i>topping</i>)	23
Figura 3	– Diagrama de fluxo de informações para o SIMULA	29
Figura 3.1	– Configuração do primeiro caso proposto para estudo	31
Figura 3.2	– Diagrama Txs da configuração do primeiro caso	32
Figura 3.3	– Configuração do segundo caso proposto para estudo	34
Figura 3.4	– Diagrama Txs da configuração do segundo caso	35
Figura 3.5	– Gráfico de seleção de turbogrupos a gás	37
Figura 3.6	– Curva de correção em relação à altitude	38
Figura 3.7	– Curva de correção em relação à temperatura local	39
Figura 4.1	– Tela inicial do programa SIMULA	43
Figura 4.2	– Entrando no aplicativo visual Basic for Applications	44
Figura 4.3	– O aplicativo Visual Basic for Applications	45
Figura 4.4	– Tela da segunda configuração proposta	46
Figura 4.5	– Interface gráfica de entrada de dados para a segunda configuração	46
Figura 4.6	– Propriedades termodinâmicas da água/vapor, software incluso no livro de termodinâmica (Van Wylen <i>et al</i> , 1997)	47
Figura 4.7	– Tela para correção dos parâmetros dos componentes e outros particulares a cada análise	48
Figura 4.8	– Tela para iniciar seleção dos turbogrupos a gás	50
Figura 4.9	– Interfaces para definições do modo de seleção dos turbogrupos a gás	51
Figura 4.10	– Gráfico e tabelas representativas dos turbogrupos selecionados	51
Figura 4.11	– Interface para a escolha de um conjunto de dois ou mais turbogrupos a gás	52
Figura 4.12	– Primeira tabela de resultados do conjunto de três turbogrupos	53

Figura 4.13	– Gráfico das análises realizadas pelo programa	54
Figura 5.1	– Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise	59
Figura 5.2	– Gráfico da eficiência dos turbogrupos	62
Figura 5.3	– Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor	62
Figura 5.4	– Gráfico da eficiência global do ciclo a gás	63
Figura 5.5	– Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração	63
Figura 5.6	– Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado	64
Figura 5.7	– Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise	65
Figura 5.8	– Gráfico da eficiência dos turbogrupos selecionados na análise	68
Figura 5.9	– Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor	68
Figura 5.10	– Gráfico da eficiência global do ciclo a gás	69
Figura 5.11	– Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração	69
Figura 5.12	– Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado	70
Figura 5.13	– Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise	73
Figura 5.14	– Gráfico da eficiência dos turbogrupos selecionados na análise	75
Figura 5.15	– Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor	75
Figura 5.16	– Gráfico da eficiência global do ciclo a gás	76
Figura 5.17	– Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração	76
Figura 5.18	– Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado	77
Figura 5.19	– Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise	78
Figura 5.20	– Gráfico da eficiência dos turbogrupos selecionados na análise	81
Figura 5.21	– Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor	82
Figura 5.22	– Gráfico da eficiência global do ciclo a gás	82
Figura 5.23	– Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração	83
Figura 5.24	– Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado	83

Apêndice

Figura 1	– Gráfico de todos turbogrupos a gás pertencentes ao banco de dados GTWH, 1997/1998	94
Figura 2	– Gráfico dos turbogrupos pertencentes ao banco de dados para a faixa de 400 a 600 °C	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	– Parâmetros de turbogrupos a gás fornecidos pelo fabricante	38
Tabela 5.1	– Demanda térmica de uma indústria alimentícia	56
Tabela 5.2	– Definições de eficiência dos equipamentos	58
Tabela 5.3	– Parâmetros termodinâmicos adotados para análise	58
Tabela 5.4	– Tabela dos turbogrupos selecionados para análise	59
Tabela 5.5	– Parâmetros da turbina a gás e da turbina a vapor	60
Tabela 5.6	– Parâmetros do ciclo a vapor	61
Tabela 5.7	– Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise	61
Tabela 5.8	– Turbogrupos selecionados para análise	65
Tabela 5.9	– Parâmetros totalizados para um conjunto com 4 turbogrupos a gás e uma turbina a vapor de contrapressão	66
Tabela 5.10	– Parâmetros do ciclo a vapor	67
Tabela 5.11	– Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise	67
Tabela 5.12	– Parâmetros termodinâmicos adotados para análise	72
Tabela 5.13	– Turbogrupos selecionados para análise	72
Tabela 5.14	– Parâmetros da turbina a gás e da turbina a vapor	73
Tabela 5.15	– Parâmetros do ciclo a vapor para quatro turbogrupos a gás trabalhando em conjunto	74
Tabela 5.16	– Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise	74
Tabela 5.17	– Turbogrupos selecionados para análise	78
Tabela 5.18	– Parâmetros totalizados para um conjunto com 4 turbogrupos a gás e uma turbina a vapor de condensação	79
Tabela 5.19	– Parâmetros do ciclo a vapor	80
Tabela 5.20	– Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise	81

LISTA DE SÍMBOLOS

Abreviaturas e Nomenclatura dos símbolos

η	Eficiência do equipamento ou ciclo designado	%
C_p	calor específico para gás	kJ/kg K
Conj.	Conjunto	-
E	Energia	kW
E_c	Energia térmica dos gases de exaustão	kW
E_p	Elettricidade produzida	kW
f	Fator de correção de parâmetros da TG	-
g	Efeito da gravidade	m/s^2
h	entalpia específica do ponto designado	kJ/kg
h'	entalpia específica corrigida pela eficiência da máquina	kJ/kg
HR	Heat Hate	Btu/kWh
ou m	Fluxo de massa do fluido considerado	kg/s
P	Pressão no ponto designado	MPa
Proc.	Processo	-
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	kJ/kg
	Fluxo de calor no sistema	kW/kg
Q_p	Energia térmica do vapor	kW
s	Entropia específica	kJ/kg.K
T	Temperatura no ponto designado	$^{\circ}\text{C}$
v	velocidade	m/s
	Fluxo de trabalho no sistema	kW/kg
W	Potência do equipamento designado	kW
z	Altura de referência	m

Subscritos e superescritos

a, b, c, d, e	Pontos do ciclo a gás
1,2,3,4,5,6	Pontos do ciclo a vapor
BB	bomba de recalque
BP	baixa pressão
CC	ciclo combinado
COG	cogeração
comb.	combustível
COND	condensador/condensação
CONT	contrapressão
CRT	caldeira de recuperação térmica
CV	ciclo a vapor
el	elétrica
g	global
GER	gerador
GN	gás natural
isent	isentrópica
MP	média pressão
P	processo
pBP	processo de baixa pressão
pMP	processo de média pressão
t	térmica
TG	turbina a gás
TV	turbina a vapor
v	vapor

SILVA, A. M. Desenvolvimento de um *Modelo Computacional para Simulação de Ciclos Combinados*. Guaratinguetá, 2000. 95p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Os ciclos combinados têm sido apontados como uma alternativa interessante para geração termelétrica de média carga e de base, baseado tanto na tecnologia consolidada dos ciclos a vapor quanto na evolução das turbinas a gás, pelo incremento da eficiência e redução do impacto ambiental.

Neste trabalho são estabelecidas as condições em que as configurações propostas para simulação e anteprojeto de ciclos combinados são analisadas em termos de 1ª Lei da Termodinâmica. São previstas duas configurações, a primeira com turbinas a gás na unidade *topping*, com gases de exaustão aproveitados em caldeira de recuperação na geração de vapor superaquecido que alimenta a unidade *bottoming*, com turbina de contrapressão; na segunda configuração a turbina de contrapressão é substituída por uma de condensação e extrações, a partir delas, são elaborados procedimentos computacionais que permitem a simulação de diferentes situações. Preconiza-se que o analista possa realizar mudanças no código computacional e atualizar o banco de dados de maneira contínua; a linguagem computacional utilizada é a versão do *Visual Basic for Applications*® por ser de fácil acesso e por possuir uma linguagem orientada a eventos, possibilitando novas inclusões de procedimentos.

PALAVRAS-CHAVE: Ciclo combinado, cogeração, análise energética, simulação computacional.

SILVA, A. M. *Development of a Computational Model for Combined Cycle Simulation.* Guaratinguetá, 2000. 95p. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

Combined cycle has been viewed as an interesting alternative for the thermal power generation base and medium load, considering that this technology is based in two known cycles, the highly proved steam cycle and in the evolution of gas cycle, and the fact that is efficient and has an environmental approach.

In this research it was established the conditions in which two proposed combined cycle configurations can be simulated and analyzed in their project parameters by the use of 1st Law of Thermodynamic. The first scheme is a topping cycle based on gas turbine and heat recovery steam generator to recover the energy from the exhaust gases and generate steam to be injected in a backpressure steam turbine; the second scheme is similar but a condensing turbine substitutes the backpressure one; in both schemes two extractions are presented in the steam turbines. Several computational procedures are elaborated to allow the simulation of different possibilities. The annalist may state some computational arrangements in the code and to actualize the data bank in a continuous manner; Visual Basic for Applications[®] were used because it is an object-oriented language and it is easily accessible.

KEYWORDS: Combined cycle, cogeneration, energetic analysis, computational simulation.

SINOPSE

A estrutura da dissertação constitui-se de seis capítulos. Esses capítulos têm por finalidade agrupar os assuntos, distribuídos em itens de acordo com os objetivos descritos.

O Capítulo 1, "INTRODUÇÃO", delimita o objeto de estudo, apresenta os objetivos da pesquisa, contexto, importância e uma revisão bibliográfica de trabalhos ligados ao tema desta dissertação.

No Capítulo 2, "COGERAÇÃO", apresenta-se um histórico sobre o início do uso da cogeração, aspectos básicos sobre ciclos combinados e alguns tipos de sistemas de cogeração mais usuais.

No Capítulo 3, "ASPECTOS METODOLÓGICOS", demonstra-se a metodologia utilizada para a análise energética de um sistema de cogeração com ciclo combinado. Apresenta-se um diagrama de fluxo de informação no apêndice que auxilia no entendimento da lógica do programa.

No Capítulo 4, "O CÓDIGO COMPUTACIONAL", faz-se uma breve introdução ao código computacional utilizado, fornecendo suas características e principais telas geradas pelo programa mostrando o potencial da linguagem *Visual Basic for Applications*® e a capacidade de interação com uma planilha.

No Capítulo 5, "ESTUDO DE CASOS", realizam-se dois estudos de casos com ciclo combinado em base energética, baseando-se em um programa denominado "SIMULA", desenvolvido sobre uma planilha eletrônica, com auxílio do *Visual Basic for Applications*®.

Finalmente no Capítulo 6, "CONCLUSÕES", discutem-se os resultados obtidos e a validade da metodologia adotada, dando margem a novos trabalhos.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1. FUNDAMENTOS

Com a proximidade do final do século XX e devido às grandes incertezas sobre o futuro energético do planeta, nota-se a importância do uso racional da energia, cuja demanda cresce acompanhando o avanço tecnológico podendo ser, inclusive, fator indicador do desenvolvimento de um país.

No Brasil, uma série de fatores que o diferencia de outros países industrializados influi na importância dada à forma de utilização dessa energia. A natureza predominantemente hídrica do nosso parque gerador deixou o custo da energia elétrica brasileira pouco sensível às crises do petróleo na década de 1970, a não ser pelas elevadas taxas de juros praticadas no período. Uma recessão na década de 1980 deixou o setor elétrico com uma capacidade de geração ociosa, adiando investimentos e projetos de expansão. Hoje, com a diminuição das reservas hídricas de baixo custo e a necessidade de aceleração da expansão do parque gerador nacional, buscam-se alternativas baseadas em geração descentralizada de potência utilizando-se tecnologias disponíveis no mercado, do ponto de vista ambiental e econômico.

Por outro lado, observa-se uma forte penetração da produção independente de energia elétrica, que engloba todas as formas de geração desta energia, independente da fonte primária utilizada (combustíveis fósseis, energia nuclear, energia solar, energia eólica, biomassa, células combustíveis, etc), para venda à concessionária ou ao consumidor, em regime de livre concorrência, incluindo-se aí os processos de cogeração.

A cogeração originou-se das necessidades de aquecimento de ambientes em países de regiões mais frias, tal como ocorre no norte da Europa e em algumas localidades dos Estados Unidos da América (EUA).



Com as crises do petróleo, em 1974 e 1979, que fizeram com que o preço do barril disparasse, criou-se uma nova consciência sobre a necessidade de se planejar, dali em diante, o desenvolvimento de acordo com regras que preconizassem o uso racional da energia, e a redução dos impactos ambientais passou a ter relevância mundial, surgindo em 1978, nos EUA novos rumos para o desenvolvimento da cogeração, com base em uma legislação específica de incentivo à sua prática: o PURPA (*Public Utilities Regulatory Policy Act*).

Com o passar do tempo, observou-se nos EUA uma expansão dessa prática para outros setores, tanto terciário (comércio e serviços) quanto industrial, principalmente naqueles onde se constatou uma relação favorável entre a razão de demandas térmica e elétrica, com geração de excedentes, bem como nos que dispõem de resíduos industriais combustíveis, tal como ocorre em algumas indústrias como as de celulose e papel, sucroalcooleiras, química e petroquímica, etc (Balestieri, 1997). Vale registrar que há, no entanto, movimentos contrários à continuidade do PURPA, baseados no fato de que esta legislação foi proposta numa época em que se supunha o preço do barril de petróleo a US\$ 100,00 em 1999 (recentes pressões da OPEP têm feito oscilar entre 22,00 e 30,00 US\$/barril) e o fato de a cogeração ter de se basear especialmente em fontes alternativas de energia, o que não foi feito (<http://www.purpareform.org/rational.htm>).

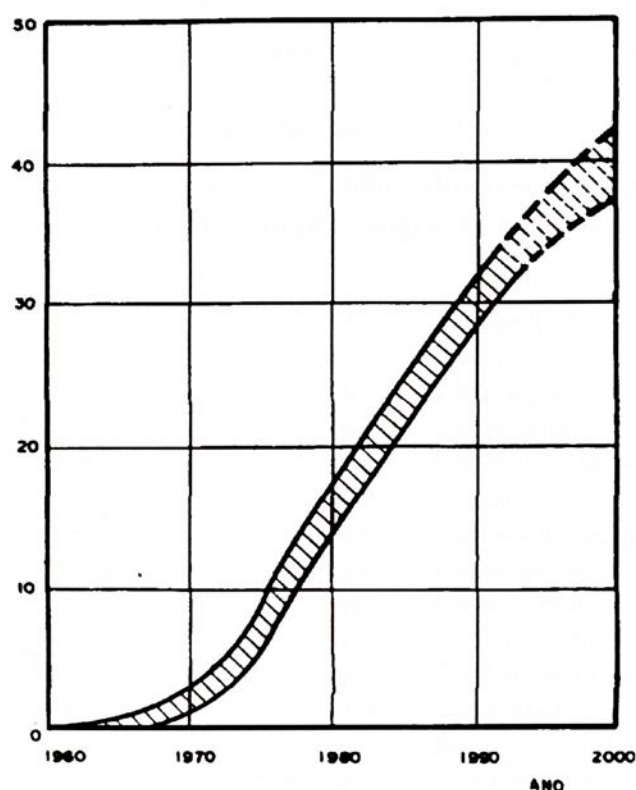
Baseado na 2ª Lei da Termodinâmica, todos os ciclos térmicos de potência que convertem calor em trabalho devem rejeitar calor. Ainda de acordo com essa lei física, quanto maior a temperatura em que ocorre um fluxo de calor, maior é sua qualidade, expressa em termos de potência recuperável. Surge assim a idéia da associação de ciclos, visando o aproveitamento do rejeito térmico de um ciclo por outro. Tais ciclos são conhecidos como ciclos combinados.

Analisando-se o ciclo sob o ponto de vista da 1ª Lei obtêm-se a eficiência global do sistema. Contudo, de acordo com El-Masri, 1987, tal



análise não pode identificar ou quantificar as fontes de perda que conduzem àquele resultado. Faz-se necessária uma análise de 2ª Lei para uma melhor compreensão do seu desempenho termodinâmico, já que esta qualifica a energia e provê uma visão mais ampliada da questão. Assim, a necessidade de avaliação da eficiência de 2ª Lei passou a ser admitida (Moran & Sciubba, 1994).

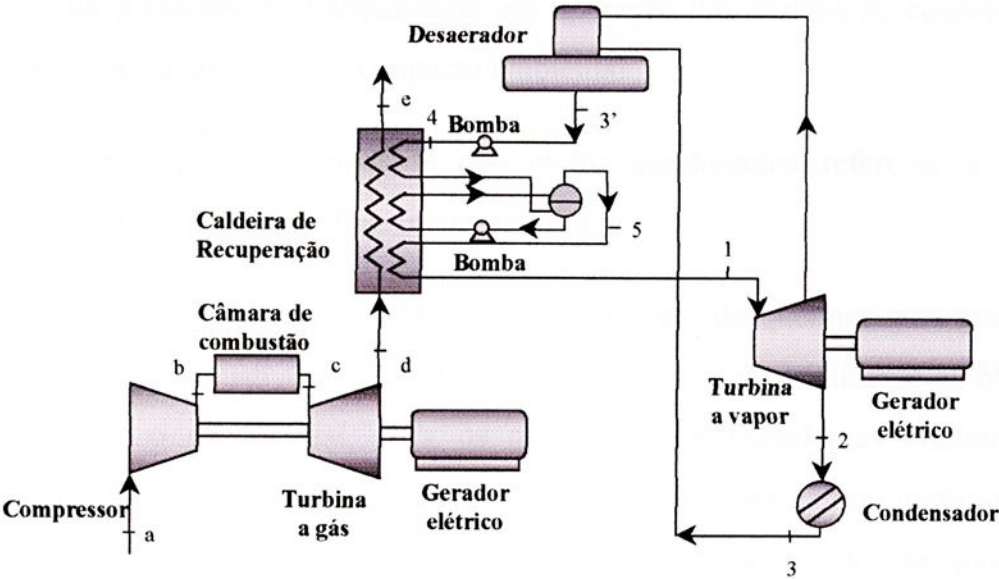
Os primeiros ciclos combinados foram implantados na década de 1970, embora conceitualmente já tivessem sido citados no início do século por Stodola, 1927. Observando a figura 1.1, verifica-se que a prática dessa tecnologia cresceu somente a partir de 1970, com a "crise energética" daquela década e o grande salto tecnológico experimentado pelas turbinas a gás. Tais fatos foram fundamentais para a introdução sistemática dos sistemas que utilizam ciclos combinados para a geração de energia elétrica.



Fonte: (Seippel, 1950), potência em GW

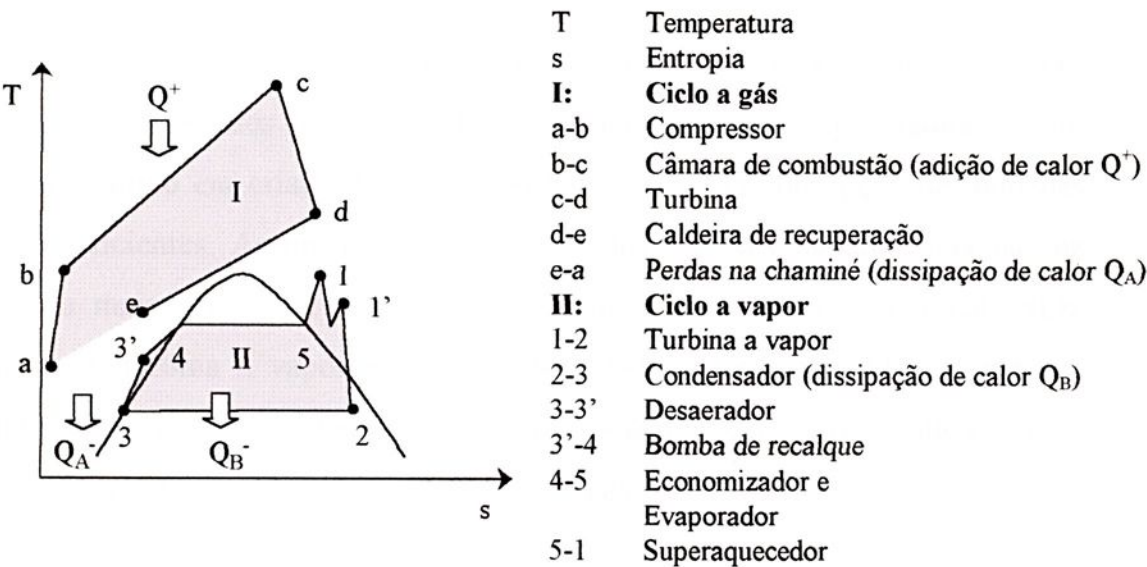
FIGURA 1.1 - Estimativa do incremento mundial da capacidade instalada de ciclos combinados

As vantagens de sistemas com ciclo combinado sobre sistemas a vapor convencionais são o baixo custo específico de investimento e a alta eficiência térmica. A capacidade de recuperação energética dos ciclos combinados se baseia na união das vantagens de elevadas temperaturas presentes nos gases de escape das turbinas a gás e da baixa temperatura de calor dissipado das turbinas a vapor (ver figura 1.2 e 1.3).



Fonte: (Kehlhofer, 1978)

FIGURA 1.2 - Sistema de ciclo combinado de simples pressão com rea aquecimento por sangria na turbina a vapor



Fonte: (Kehlhofer, 1978)

FIGURA 1.3 - Sistema de ciclo combinado no diagrama T-s

Gerar energia elétrica através desse tipo de planta é geralmente viável, pois é possível obter eficiência térmica do ciclo de cerca de 50% sem cogeração (Bolland, 1991). Considerações ambientais mais favoráveis pressionam o aumento do interesse pelos ciclos combinados, pois os mesmos se adaptam facilmente às legislações cada vez mais exigentes no controle da emissão de poluentes. Tais normas, particularmente nos países desenvolvidos, dificultam a entrada ou permanência em operação das plantas de concepção antiga e conseqüente elevado impacto ambiental.

Um aspecto interessante dos ciclos combinados refere-se à sua flexibilidade, o que leva a duas interpretações:

- a primeira refere-se à capacidade da turbina a gás de queimar uma grande variedade de combustíveis, sejam líquidos ou gasosos, especialmente os óleos destilados e o gás natural, para os quais existem tecnologias totalmente consolidadas. Queimando combustíveis nobres, como o gás natural, reduz-se o impacto ambiental. Os poluentes mais significativos produzidos na queima desse combustível são os óxidos de nitrogênio (NO_x) e o dióxido de carbono (CO_2), entretanto, em teores que podem atender às normas ambientais. Desse modo, o gás natural vem destacando-se no campo energético internacional.
- a segunda interpretação diz respeito à grande diversidade de configurações possíveis para esses sistemas. Para o uso racional dos recursos naturais, vêm-se investindo em criatividade e novas tecnologias na concepção de unidades mais eficientes. Assim, os ciclos combinados, de elevada eficiência na sua forma mais simples, constituída de turbina a gás, caldeira de recuperação térmica, turbina a vapor e condensador, podem ser melhorados através da introdução de equipamentos adicionais, tomando-se o devido cuidado com relação à complexidade do sistema e custos associados.

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma revisão bibliográfica mostra que a publicação de trabalhos sobre ciclos combinados era bastante reduzida até meados da década de 1980. Podem citar-se os trabalhos de Seippel (1950,1960), um profissional da empresa Brown Boveri que além de realizar a primeira apresentação formal das configurações possíveis de ciclos combinados, realizou trabalhos pioneiros de análise exergetica em plantas de ciclo a vapor.

Ainda no âmbito da Brown Boveri, Wunsch (1978) realizou uma análise paramétrica em plantas de ciclos combinados do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica. A conclusão deste autor é que a eficiência do ciclo combinado é mais influenciada pelos parâmetros principais da turbina a gás (relação de pressão no compressor e sua temperatura máxima de entrada) do que pelos parâmetros do ciclo a vapor.

Em 1978, Foster-Pegg analisou as características que devem ser observadas nos ciclos a vapor para serem integrados a uma turbina a gás. As análises deste autor são também paramétricas e do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica, e mostram os benefícios que podem ser obtidos com caldeiras de recuperação térmica de múltiplas pressões. Comenta também a pequena vantagem da queima suplementar e que a temperatura d'água de alimentação deve ser a maior possível para poder aproveitar melhor a energia dos gases residuais da caldeira e assim melhorar a eficiência do ciclo.

Em 1987, El-Masri & Chin realizaram uma análise exergetica em ciclos combinados considerando uma configuração fixa, que apresentava uma caldeira com dois níveis de pressão e reaquecimento. Estes autores concluíram que o incremento de eficiência nesta configuração se dava através da diminuição da diferença de temperatura entre os gases na saída de cada evaporador e a temperatura da água entrando nestes equipamentos, caracterizando o chamado "pinch point" ou diferença mínima de temperatura

que está conectada com as dimensões da caldeira e suas características de troca térmica.

Em 1987, Rufli apresentou uma análise paramétrica em ciclos combinados que simula o comportamento da turbina a gás considerando a possibilidade de resfriamento das palhetas e compara o comportamento da caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão (economizador, evaporador, superaquecedor) com a configuração que considera dois níveis de pressão (economizadores e evaporadores de alta e baixa pressão e superaquecedor de alta). Os resultados obtidos apontam a segunda configuração como a mais eficiente. Este estudo constitui a base do trabalho de doutorado desse autor, publicado em 1990.

Outro trabalho próximo ao de Rufli é o de Bolland (1991), que realiza uma análise exergetica para escolher a configuração da caldeira de recuperação térmica que melhor se adapte a duas turbinas fabricadas pela Siemens. As caldeiras podem ter dois ou três níveis de pressão, reaquecimento e inclusive trabalhar com vapor acima do ponto crítico. Os resultados do autor são apresentados graficamente mostrando a exergia perdida em cada equipamento e as eficiências exergeticas do ciclo combinado e do ciclo a vapor. A possibilidade de queima suplementar também é considerada. Este autor mostra ainda entre suas conclusões a grande influência exercida pelos parâmetros das turbinas a gás sobre a eficiência do ciclo.

Balestieri (1994) desenvolveu um modelo de otimização multiobjetivo para automatização da seleção de configurações com turbinas a gás associadas com caldeiras de recuperação, caldeiras convencionais e turbinas a vapor e configurações para ciclos combinados. Uma associação deste modelo com programação linear em linguagem Pascal permite otimizar o sistema para máximo benefício líquido, mínima irreversibilidade exergetica e mínimas emissões de poluentes.

Antunes (1999) elaborou um programa computacional em linguagem Fortran para dimensionar, selecionar e compor componentes para sistemas térmicos de potência com turbinas a gás em ciclos combinados. Em seu código computacional inclui-se análises energéticas, exergéticas, energoeconômicas e exergoeconômicas, base de sua tese de doutorado.

Dentre os programas comerciais para cálculo de sistemas térmicos, existe o *Gas Turbine Performance Estimator*, desenvolvido pela *Turbine Systems Engineering Inc.*, sob ambiente LOTUS 1-2-3, relaciona máquinas cujos parâmetros dos componentes são corrigidos para as condições locais de instalação, fornecendo diversas informações, tal como a máxima potência de saída para operação com gás natural.

Assim, ante as evidências marcantes dos benefícios que podem ser obtidos com os ciclos combinados, sob o auspício da ASME foi instituído a partir de 1987 um Congresso bianual, COGEN-TURBO, que trata desta tecnologia, incluindo-se também a cogeração e turbinas a gás, como opções para melhorar o aproveitamento dos combustíveis. Tais eventos vêm se constituindo numa expressiva amostra do desenvolvimento na análise dos ciclos combinados e marcam sua expansão como tema de estudos.

1.3. OBJETIVOS DO TRABALHO

Com o desenvolvimento industrial e conseqüente aumento da demanda de eletricidade para as linhas de produção, torna-se primordial o uso racional da energia, bem como a utilização de novas tecnologias para estimular a geração independente de energia, bem como procurar aumentar a eficiência dos sistemas de geração. A conscientização sobre o esgotamento dos recursos naturais provoca uma corrida em busca de fontes renováveis de energia com cunho ambiental mais favorável. Nesse contexto aparece a cogeração, que é freqüentemente definida como a produção seqüencial de energia elétrica ou

mecânica e energia térmica a partir da queima de um mesmo combustível (Allen & Kovacik, 1984).

Uma ampla literatura internacional se encontra hoje disponível, com diversas propostas de configurações em busca de melhor desempenho e melhor relação custo-benefício. Percebe-se então a necessidade da elaboração de ferramentas que auxiliem uma análise inicial comparativa entre os sistemas propostos.

Desta forma, o objetivo principal deste trabalho é contribuir para o desenvolvimento do conhecimento tecnológico em busca de alternativas para difusão dos conceitos termodinâmicos no planejamento de sistemas energéticos e permitindo a escolha de uma das configurações propostas, de maneira rápida e objetiva, sob vários pontos de vista, permitindo ao analista uma interação com o programa na linguagem computacional utilizada.

O código computacional foi desenvolvido para auxiliar o estudo da operação de ciclos combinados através da simulação de diferentes parâmetros relevantes para ciclos combinados, disponíveis em duas configurações distintas pela presença de condensação em uma delas, através da análise de 1ª Lei da Termodinâmica, utilizando-se técnicas já consagradas na literatura.



CAPÍTULO 2 - SISTEMAS DE COGERAÇÃO

2.1. HISTÓRICO DA COGERAÇÃO

No final do século XIX, algumas indústrias americanas e européias produziam vapor para o aquecimento distrital e o excesso era utilizado para geração de energia elétrica, e o excedente era vendido para as concessionárias locais que anos mais tarde, passaram a investir em máquinas modernas de maior porte, diminuindo a compra de energia cogerada e apenas algumas poucas indústrias continuaram com esse tipo de geração.

A partir de 1978, quando o Congresso Americano, através do PURPA (*Public Utility Regulatory Policies Act*) criou leis para promover a conservação e um melhor aproveitamento de energia entre as concessionárias e os grandes consumidores, a cogeração ressurgiu em larga escala com novas tecnologias e melhor desempenho no sistema global.

2.2. ASPECTOS BÁSICOS DA TECNOLOGIA DE COGERAÇÃO

Os sistemas de cogeração se baseiam na produção simultânea de energia elétrica e térmica a partir da queima de um único combustível, com a recuperação de parte do calor rejeitado, reduzindo-se dessa forma, as perdas energéticas e aumentando-se a eficiência global do sistema.

Cogeração consiste de tecnologias que apresentam potencial de aplicação tanto no setor industrial quanto no setor terciário (principalmente em hospitais, hotéis, aeroportos e hipermercados). No setor industrial, as empresas de papel e celulose, assim como as químicas e petroquímicas, açúcar e álcool, são as que apresentam maiores potenciais para a prática de cogeração.



O termo "cogeração" teve origem nos Estados Unidos, com um maior emprego a partir do final da década de 1970, e que indica uma tecnologia conhecida por geração combinada de calor e potência e praticada desde o século XIX em instalações industriais. Já para os setor terciário, costuma-se utilizar a expressão "sistemas integrados de energia". Na verdade, trata-se de uma tecnologia bastante difundida nos países desenvolvidos e que está novamente em expansão, cuja aplicação e vantagens podem ser observadas de duas formas. Na primeira, tem-se uma central termelétrica, que mesmo adotando os melhores equipamentos, consegue converter em eletricidade no máximo a metade do calor produzido na queima do combustível, cuja maior parte é perdida. Na maioria das vezes, o calor é perdido para a água de resfriamento dos condensadores ou para a atmosfera, através das torres de resfriamento, e não produzem qualquer efeito útil.

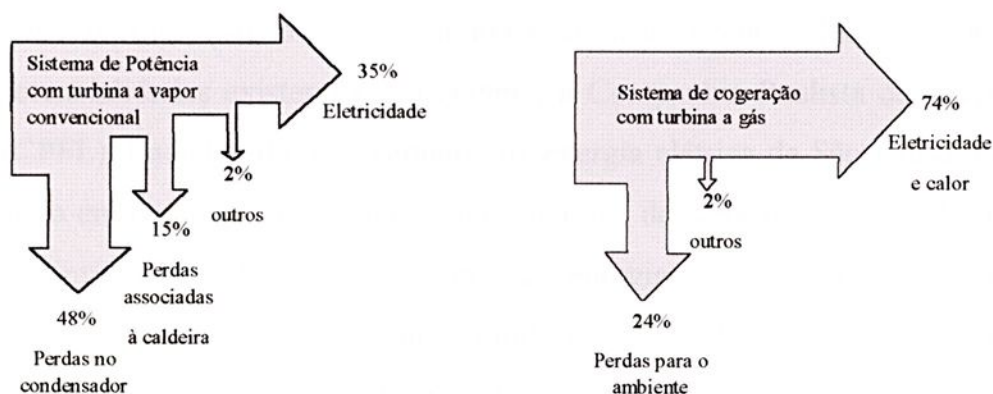
A cogeração procura empregar esse fluxo de calor em algum processo industrial ou rede de calefação para aquecimento de residências e edifícios. Neste último caso, as vantagens são evidentes, porém é preciso que os usuários do calor se localizem próximos do sistema térmico, o que nem sempre é possível. Porém, existe uma outra forma de notar-se a racionalidade da produção combinada de calor e de potência, agora no âmbito industrial.

O nível de calor geralmente requerido pelos processos térmicos industriais, é baixo em sua grande parte, ao redor de 150 a 200°C. Esta é a temperatura usual para os processos de secagem, cozimento, evaporação, etc, e para produção desta energia térmica são geralmente empregados combustíveis, cujas chamas variam entre 1400 e 1800 °C. Em outras palavras, o processo convencional de produção e utilização de calor em indústrias parte de uma energia térmica de alta qualidade para fornecer uma energia de baixa qualidade. Isto explica que mesmo para altos rendimentos energéticos, de caldeiras e fornos, ainda que alcancem rendimentos energéticos próximos a 100 %, destroem irreversivelmente grande parte da qualidade do fluxo de



calor. A cogeração, ao produzir trabalho e calor úteis, reduz as perdas de energia e permite abastecer ambas demandas com quase o mesmo consumo de combustível.

O benefício térmico devido a cogeração é ilustrado na figura 2.1. A cogeração em um ciclo com turbina a gás é disposta de modo a rejeitar uma parte de sua energia de exaustão no nível de temperatura requerido no processo. Utilizando-se a cogeração, obtêm-se cerca de 75% de utilização da energia térmica de entrada contra os 35% para a queima de um combustível fóssil em uma planta de vapor convencional projetada para gerar somente energia elétrica ou mecânica. Um maior aproveitamento da energia primária resulta em uma economia favorável à viabilidade desses sistemas para muitos sistemas de turbina a gás baseados em cogeração.



Fonte: (Allen & Kovacik, 1984)

FIGURA 2.1 - Utilização efetiva de combustível

Com a crescente busca na melhoria da eficiência energética, tanto com relação ao desempenho na geração como também no aproveitamento de disponibilidades energéticas residuais, a cogeração tem crescentemente sido apontada como uma efetiva alternativa de racionalização energética e econômica.

2.3. ASPECTOS TÉCNICOS

Os benefícios obtidos com a cogeração baseiam-se na racionalidade termodinâmica apresentada pela mesma, já que níveis mais altos de eficiência implicam em reduzir o consumo de combustíveis e todos os demais custos associados, inclusive o custo ambiental (Nogueira, 1996). A partir dessas possibilidades e mediante uma conscientização por parte do setor elétrico, com estímulos e com a participação do segmento privado na oferta de eletricidade, a cogeração vem ampliando-se significativamente em muitos países europeus, EUA e Japão.

Outro fato que também contribui para esta expansão trata-se de uma maior disponibilidade de gás natural e recentes desenvolvimentos tecnológicos em turbinas a gás. Já no Brasil e na maioria dos países em desenvolvimento ainda incorpora-se pouco dessa tecnologia em seus sistemas elétricos, apesar das potencialidades existentes. No entanto, a Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL), tradicional concessionária de energia elétrica de São Paulo, vem operando em paralelo com alguns autoprodutores do setor de açúcar e álcool, com o intuito de adquirir excedentes de energia elétrica. Outros setores produtivos também apresentam um grande potencial de cogeração, como o setor químico-petroquímico, indústrias de processamento de cítricos, de papel e celulose e mais recentemente o setor terciário.

Há diversas formas de utilização para o uso da potência cogorada. Uma delas seria a sua utilização para suprir a necessidade de energia térmica local e reduzir a demanda de eletricidade contratada com a concessionária. Esse tipo de sistema é geralmente referido como "autoprodutor" e a faixa de produção mais comum varia de cerca de dezenas de quilowatts a centenas de megawatts. Uma outra forma de utilização para a potência cogorada seria a venda de excedente para a concessionária, e esse tipo de sistema é referido como "produtor independente". A aceitação dessa tecnologia deve-se ao

elevado rendimento global, aumentando-se a atratividade para os capitais investidos. Isso proporcionou o surgimento dos produtores independentes, constituído por investidores, fabricantes de equipamentos, montadores, operadores e proprietários.

A utilização de cogeração ocorre principalmente na indústria, em especial naquelas que apresentam grandes demandas de vapor para processo.

2.4. ASPECTOS AMBIENTAIS

A geração de energia elétrica em grande quantidade a partir de biomassa e de resíduos industriais baseia-se em tecnologias que visem tanto o aumento da eficiência de combustão como o controle das emissões de gases para o ambiente. Os impactos decorrentes podem variar significativamente com diversos fatores tais como: escalas de produção, condições meteorológicas, características da região de implantação, etc. Os impactos sócio-ambientais mais significativos a serem considerados, no caso do emprego de ciclos combinados são:

- a emissão para atmosfera, em pequenas quantidades, de produtos da combustão CO_x , SO_x , NO_x , e particulados;
- as liberações de calor para a atmosfera devido as emissões de gases quentes, e para o ambiente aquático, devido ao sistema de resfriamento do vapor d'água;
- os impactos sócio-econômicos e culturais, que tanto podem ser positivos (geração de novos empregos) como negativos (fluxos migratórios sazonais).

Da mesma forma que a biomassa florestal, existem resíduos industriais que são recursos renováveis, o que lhes confere uma vantagem sobre os combustíveis não renováveis. O pequeno porte das unidades de geração

previstas é mais um fator que contribui para que esta fonte possa ser considerada pouco agressiva ao meio ambiente, uma vez que libera pequena quantidade de gases, resíduos sólidos e líquidos.

2.5. TIPOS DE SISTEMAS UTILIZADOS NA COGERAÇÃO

As tecnologias de cogeração, sob o ponto de vista do fluxo energético, são usualmente classificadas em dois grupos, de acordo com a ordem relativa de geração de potência e calor. Tem-se, assim, os regimes *bottoming* e *topping*.

Os sistemas que operam segundo o regime *bottoming* baseiam-se na recuperação do calor rejeitado a altas temperaturas por processos industriais, que é utilizado para a geração de vapor; este vapor é expandido em turbinas de condensação e/ou contrapressão, que acionam geradores elétricos ou equipamentos tais como bombas hidráulicas, compressores de ar, etc.

Já no caso dos sistemas que operam segundo o regime *topping*, fluxos de calor a uma temperatura mais elevada são utilizados na geração de eletricidade, a energia residual deste processo é destinada à geração de calor de processo, usualmente na forma de vapor.

2.5.1. Sistemas que operam segundo o regime *bottoming*

As tecnologias de cogeração em regime *bottoming* concorrem com técnicas de conservação de energia que envolvem recuperação de calor residual. Nesse sentido, é interessante notar que em muitos segmentos industriais o próprio potencial de cogeração segundo esses ciclos encontra-se limitado, dado que a implantação anterior de projetos de conservação reduziu a viabilidade econômica daqueles.

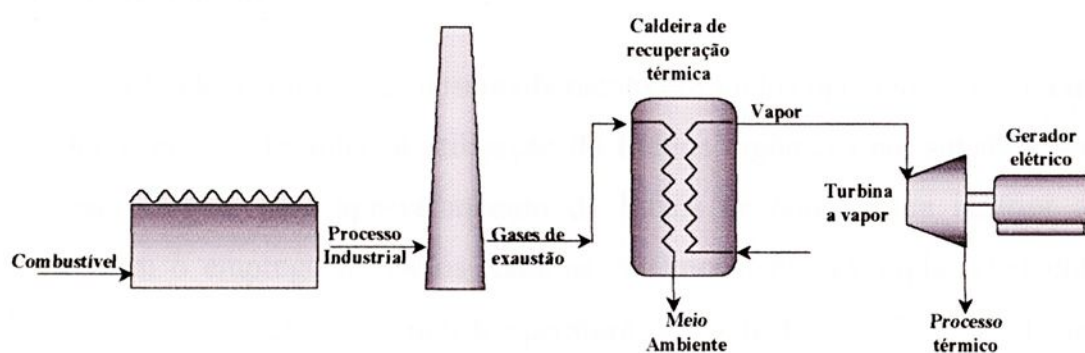
As técnicas de recuperação de calor residual são consideradas mais vantajosas em relação à cogeração, do ponto de vista econômico, para fluxos



residuais com níveis de temperatura superiores a 370°C (Hu, 1985). Além da situação em que os fluxos de exaustão possuem uma temperatura mais elevada, a opção por sistemas que operam segundo o regime *bottoming* é favorecido nos casos em que há necessidade premente de potência, os fluxos são isentos de materiais corrosivos ou abrasivos e quando o sistema de cogeração pode operar de forma contínua e com elevado fator de capacidade.

As tecnologias em regime *bottoming* são mais adequadas para instalações produtoras de cimento, vidro e refratários e indústrias metalúrgicas primárias (alumínio, cobre e aço), intermediárias e finais.

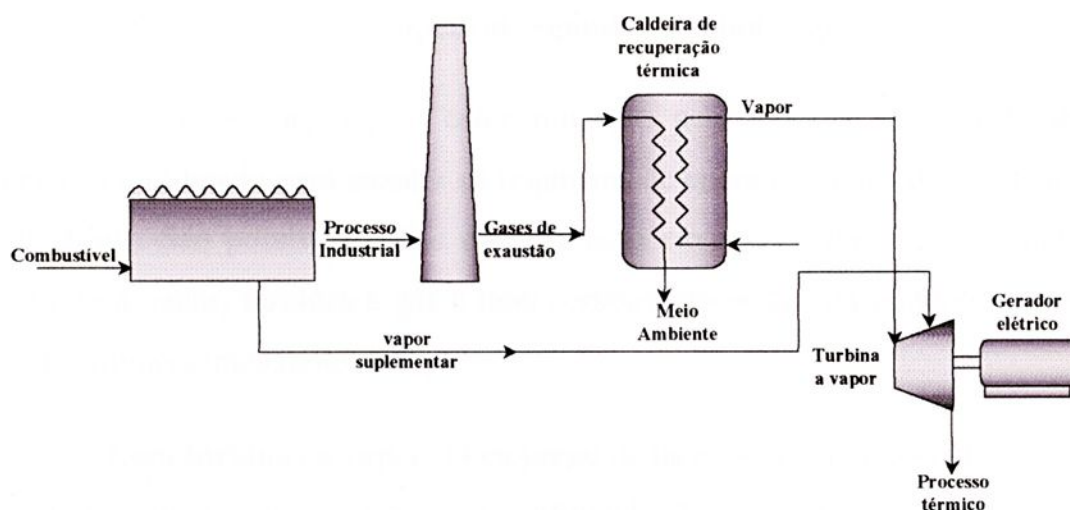
Os sistemas que operam segundo o regime *bottoming* podem empregar turbinas a vapor (figura 2.2) ou a gás. As turbinas a vapor utilizadas são em geral de pequena dimensão, face à quantidade limitada de calor disponível, possuem um elevado custo unitário de instalação (800 a 1200 US\$/kW) e determinam rendimentos térmicos para o ciclo quase sempre inferiores a 25 % (Hu, 1985).



Fonte: (Kovacik, 1982)

FIGURA 2.2 - Cogeração com turbina a vapor (regime *bottoming*)

Uma alternativa interessante para contornar o problema da baixa geração de potência é o emprego de turbinas a vapor com injeção suplementar de fluxos de vapor, gerados com o aproveitamento do calor de reações exotérmicas ou do calor residual de processos. Uma instalação esquemática está apresentada na figura 2.3.



Fonte: (Kovacik, 1982)

FIGURA 2.3 - Cogeração com turbina a vapor com suplementação de vapor.

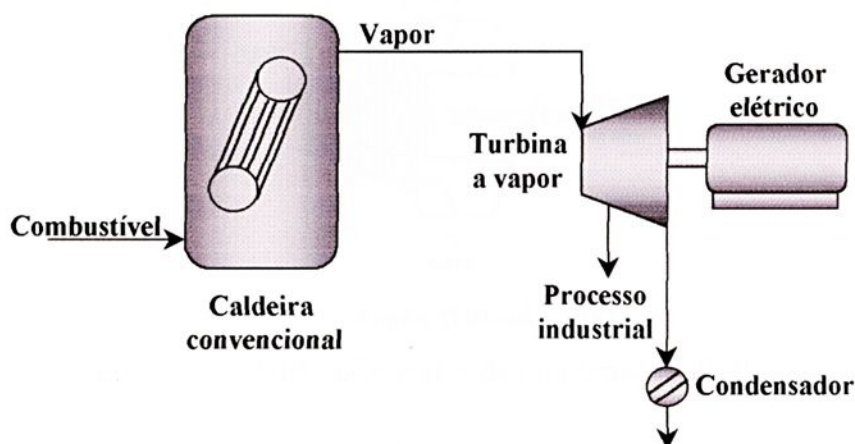
A utilização de turbinas a gás pode se dar com o aproveitamento direto do fluxo dos gases de exaustão, ou com a utilização de um trocador de calor gás-gás. Essa última solução, de maior custo de investimento, pode ser importante quando houver o risco da presença de materiais abrasivos ou corrosivos junto aos gases.

A tendência futura de desenvolvimento dos ciclos operando em regime *bottoming* pode determinar a utilização de fluidos orgânicos em substituição ao vapor d'água, para aproveitamento de fluxos de temperatura inferior a 370°C com o emprego de ciclos Rankine orgânicos. Por exemplo, com um fluxo de gases de 260°C e uma temperatura de fonte fria de 27°C , pode-se obter de 60 a 70 % mais potência em um ciclo com isobutano, em relação ao ciclo com vapor de água (Hu, 1985).

2.5.2. Sistemas que operam segundo o regime *topping*

No regime *topping* o calor rejeitado pelo sistema de geração de potência é utilizado para atender os requisitos de energia térmica de processos industriais. São possíveis ciclos de cogeração em regime *topping* utilizando turbinas a vapor, turbinas a gás e uma combinação destas ou motores diesel, como equipamentos motores.

Com turbinas a vapor: O emprego de turbinas a vapor constitui-se na opção tecnológica de cogeração mais difundida. Vapor a pressões na faixa de 0,2 a 1,10 MPa, produzido em geradores de vapor convencionais, é utilizado no acionamento de turbinas a vapor para geração de potência; o vapor de escape, na faixa de 0,02 a 0,20 MPa, é empregado como calor de processo (figura 2.4).

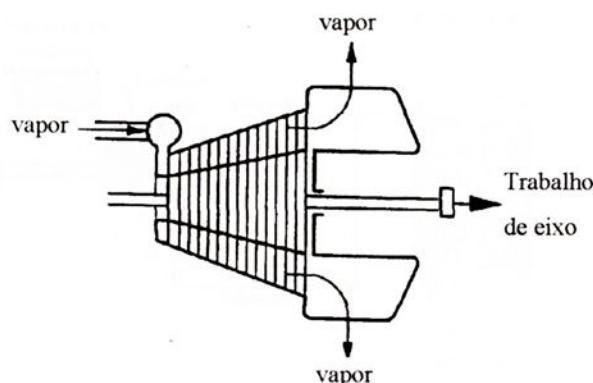


Fonte: (Kovacik, 1982)

FIGURA 2.4 - Cogeração com turbina a vapor (regime *topping*)

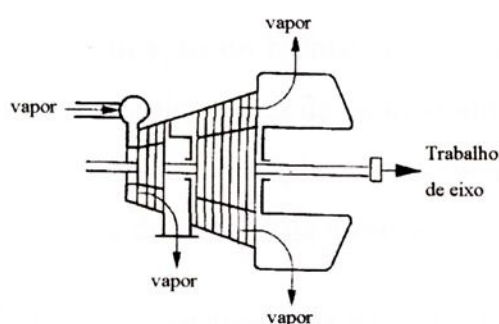
As turbinas empregadas nesses ciclos podem ser de contrapressão ou de extração/condensação (figura 2.5 e 2.6). Em que pese um maior custo destas últimas, existem alguns pontos vantajosos em sua utilização, em relação as de contrapressão: os arranjos com turbinas a vapor de extração/condensação possibilitam um bom atendimento da demanda de energia elétrica, em

unidades em que as necessidades de vapor podem variar muito, ou em sistemas nos quais a interrupção do fornecimento de eletricidade deve ser evitada.



Fonte: (Orlando, 1985)

FIGURA 2.5 - Turbina a vapor de Contrapressão

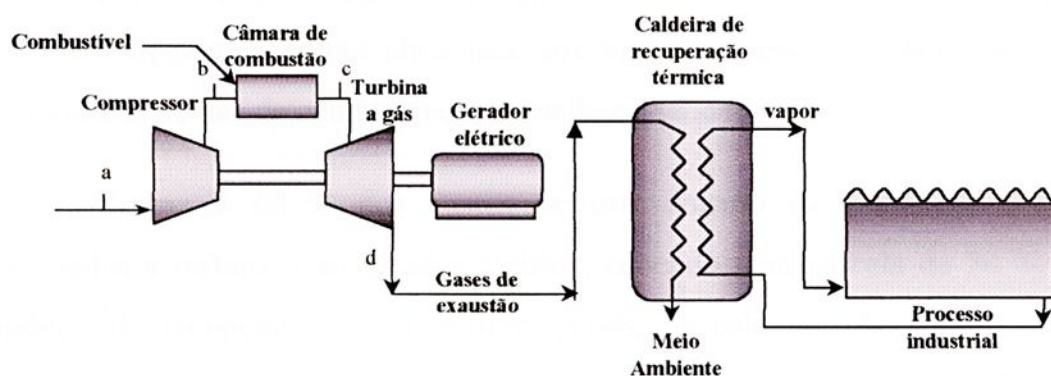


Fonte: (Orlando, 1985)

FIGURA 2.6 - Turbina a vapor de condensação/Extração

Com turbinas a gás: As turbinas a gás de ciclo aberto são sistemas de potência relativamente simples, de bom nível de desenvolvimento tecnológico, e que permitem uma fácil recuperação de calor residual de boa qualidade. Em uma instalação de cogeração, os gases de exaustão de uma turbina a gás, que em sua maioria situam-se na faixa de temperaturas de 400 a 600 °C (GTWH,1997/1998), são utilizados em uma caldeira de recuperação, com ou sem queima suplementar de combustível, no aquecimento de fluidos de processo, em processos de secagem ou no pré-aquecimento de cargas de

foros (figura 2.7). A queima suplementar é um recurso utilizado quando a necessidade de calor é maior do que a disponibilidade de calor residual.



Fonte: (Kovacik, 1982)

FIGURA 2.7 - Cogeração com turbina a gás (regime *topping*).

Uma tendência tecnológica é o ciclo STIG (*Steam Injected Gas Turbine*) associado à gaseificação de biomassa. Esta tecnologia, denominada GSTIG, é uma variante da turbina a gás de ciclo simples com o vapor de alta pressão oriundo da caldeira de recuperação, sendo injetado no combustor onde é aquecido até a temperatura de entrada da turbina.

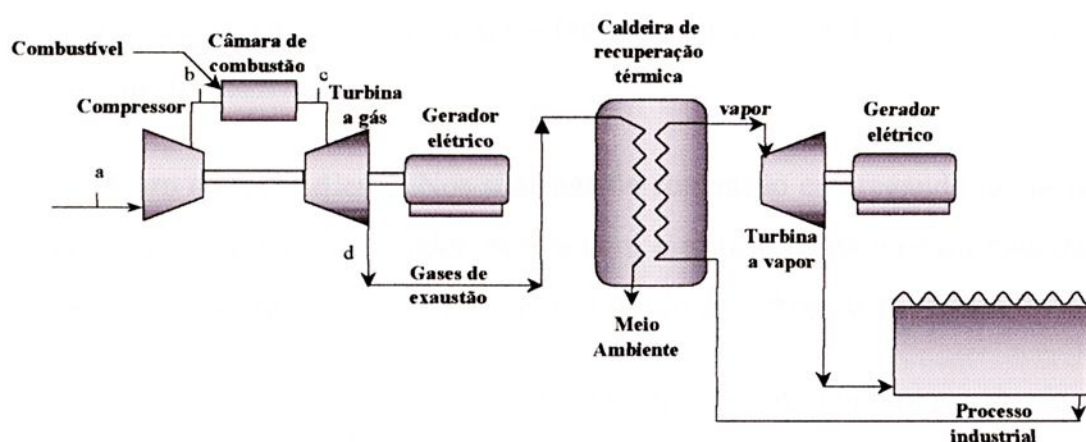
A injeção de pequenas quantidades de vapor em turbina a gás para o controle da emissão de NO_x é uma prática corrente bem estabelecida. A injeção de vapor permite um grande incremento na potência da unidade e na eficiência elétrica.

Turbinas aeroderivativas são indicadas para uso no ciclo GSTIG porque diferentemente das turbinas industriais (*heavy duty*), essas unidades são desenhadas para acomodar fluxos na turbina além de sua potência nominal, de maneira que um pequeno sobre-esforço é requerido para operá-la como STIG. A tecnologia GSTIG para aplicação na indústria sucroalcooleira, em constante desenvolvimento, poderá propiciar uma economia substancial no vapor de processo de 480 kg vapor/tc (tc = tonelada de cana) atuais para menos de 280 kg/tc. (Hu, 1985)

As turbinas a gás apresentam flexibilidade operacional e facilidade de instalação e expansão do sistema, por serem unidades modulares. Embora sejam equipamentos de custo de investimento relativamente baixo (Hu,1985), os custos operacionais são altos face aos baixos rendimentos térmicos e à necessidade de uso de combustíveis de melhor qualidade.

Cerca de 60 % dos custos de investimento da instalação estão associados à turbina e ao gerador elétrico, cabendo uma parcela de 30 % à caldeira de recuperação. Em termos gerais, as caldeiras de recuperação empregadas na exaustão das turbinas a gás são classificadas como unidades sem queima, com queima auxiliar e com queima total, sendo que neste último caso o equipamento é similar a um gerador de vapor convencional, com a diferença que os gases de exaustão são utilizados como ar de combustão.

Sistemas de Ciclo Combinado: Os sistemas de ciclo combinado são formados por turbinas a gás de ciclo aberto, conhecidos como unidade *topping*, colocadas em série com caldeiras de recuperação, nas quais é gerado vapor a alta ou média pressão, sendo que este é expandido em uma turbina de contrapressão, conhecidos como unidade *bottoming*. O vapor de escape é utilizado como vapor de processo (Figura 2.8).



Fonte: (Kovacik,1982)

FIGURA 2.8 - Cogeração com sistema de ciclo combinado (regime *topping*)

A cogeração, quando associada com turbina a gás, é uma tecnologia relativamente nova, que data alguns anos após a II Guerra Mundial.

Os sistemas de ciclo combinado apresentam uma grande flexibilidade na relação de produção de eletricidade e calor, face às várias possibilidades de arranjo destes sistemas. Em comparação com as tecnologias já mencionadas, a tecnologia com ciclos combinados permite, de uma maneira geral, uma maior extração de potência por unidade de calor.

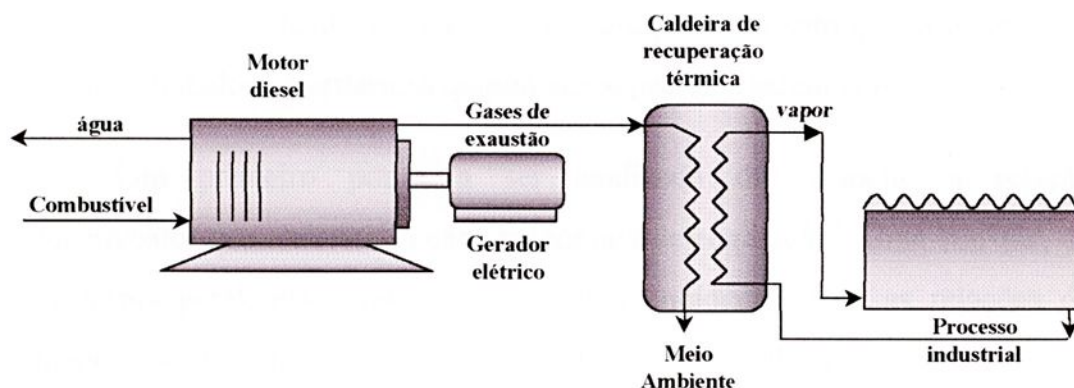
As desvantagens do ciclo combinado são semelhantes as dos ciclos com turbinas a gás, principalmente no que diz respeito aos combustíveis. Dos custos de investimento referente à instalação, cerca de 90 % estão associados às turbinas a gás, a vapor, e aos geradores elétricos (Hu, 1985).

Uma vez que esses sistemas devem ser associados em unidades de processo, que demandam quantidades definidas das formas de energia térmica e eletromecânica, faz-se necessário estabelecer a prioridade de geração das formas de energia. Para o presente trabalho é estabelecido o critério de paridade térmica, que visa atender integralmente as necessidades térmicas da unidade de processo, garantindo ou não o suprimento das demandas eletromecânicas do mesmo; caso atenda com excedentes, estes podem ser comercializados com a concessionária local e se houver déficit, a energia é dela adquirida.

Com motores diesel: Nos sistemas de cogeração empregando motores diesel, o aproveitamento de calor ocorre com a utilização da energia contida nos gases de exaustão do motor e/ou no seu fluido de refrigeração (figura 2.9).

Esta tecnologia apresenta, de uma forma geral, um rendimento térmico superior às demais, mas também graves restrições associadas à recuperação de calor, face aos baixos níveis de temperatura. A viabilidade de aplicação dos

motores diesel em cogeração é limitada aos casos em que o processo requer grandes quantidades de calor em baixas temperaturas.



Fonte: (Kovacik, 1982)

FIGURA 2.9 - Cogeração com motor diesel (regime "topping").

Por exemplo, temperaturas dos gases de exaustão na faixa de 340 a 460 °C permitem uma geração de vapor de baixa pressão, assim como o possível aquecimento de água entre 70 e 80 °C, através do aproveitamento do fluxo de refrigeração do motor (Kovacik, 1982).

Nos Estados Unidos da América, utiliza-se gás natural e destilados leves de petróleo nos sistemas de cogeração com motores diesel de alta e média velocidade, e óleo diesel nos de baixa velocidade (Kovacik, 1982). No Brasil, atualmente, só o gás natural apresenta perspectivas promissoras, em um número bastante limitado de localizações onde o gás natural é disponível para consumo industrial.

São vantagens dos sistemas de cogeração com motores diesel: os curtos períodos requeridos na construção e instalação desses sistemas, a facilidade de manutenção e as possibilidades de construção modular.

2.6. SELEÇÃO DAS TECNOLOGIAS

A escolha da tecnologia mais adequada a cada aplicação dentre o conjunto de opções tecnicamente viáveis é um procedimento que deve ser feito de forma cuidadosa e criteriosa quanto aos aspectos a serem considerados.

Um primeiro ponto a ser analisado diz respeito à relação potência/calor que caracteriza cada tecnologia de cogeração¹. Uma vez que, de uma forma geral, essas relações não são coincidentes com as relações de demanda de potência e calor da unidade industrial, a escolha de uma tecnologia em detrimento das demais implica, quase sempre, no atendimento de apenas uma das duas formas de demanda energética.

Outro aspecto de grande importância é a disponibilidade de combustíveis adequados a cada tecnologia, a custos relativamente baixos. Enquanto os combustores a leito fluidizado, equipamentos de pirólise e gaseificação não estiverem competitivos de uma forma generalizada, o gás natural permanece como o único combustível vantajoso no Brasil para sistemas de cogeração empregando turbinas a gás, ciclos combinados e motor diesel; a utilização dos demais combustíveis relativamente baratos, tais como bagaço de cana, carvão mineral, resíduos pesados do petróleo e outros resíduos industriais ou urbanos tem ficado restrita às instalações de cogeração com turbina a vapor.

Aspectos referentes aos impactos ambientais podem afetar de maneira favorável ou desfavorável a implementação de uma dada tecnologia.

São de fundamental importância, os aspectos ligados ao custo dos investimentos necessários², bem como aos gastos na operação e manutenção dos sistemas.

1. 0,10 a 0,26 para as turbinas a vapor, 0,48 a 0,77 para as turbinas a gás, 0,60 a 1,09 para ciclo combinado, e 1,19 a 2,39 para motores diesel, todos eles operando segundo o regime "topping" (Kovacik, 1982).

Os dois últimos aspectos a serem considerados dizem respeito, primeiro, à eficiência de conversão do combustível em energia elétrica³, o que em última análise representa a vantagem relativa das tecnologias de cogeração em relação aos sistemas termoeletricos, do ponto de vista exclusivo de utilização de energia, e, segundo, à disponibilidade operacional dos sistemas de cogeração, que influencia a confiabilidade do sistema elétrico e, conseqüentemente, o custo final do suprimento.

2.7. COMENTÁRIO

A partir do exposto, nota-se que já existem vários estudos a respeito das possíveis configurações, mas um método de confirmar as relações entre diversos parâmetros torna-se necessário. Observa-se como oportuno o desenvolvimento de uma ferramenta que possa simular ciclos combinados a partir de um tratamento termodinâmico pela 1ª Lei da Termodinâmica com o auxílio de programação visual, permitindo uma análise de toda uma faixa de valores operacionais, dimensionando e selecionando os diversos equipamentos comercialmente disponíveis para atender as demandas requeridas com as configurações analisadas.

2. 400 a 1800 US\$/kW para as turbinas a vapor, 525 a 825 US\$/kW para as turbinas a gás, 430 a 950 US\$/kW para ciclo combinado e 350 a 1700 US\$/kW para motores diesel, operando em regime *topping* (Hu, 1985). O valor do dólar referenciado é de 1982.

3. 33 a 36% para as turbinas a vapor, 25 a 28% para as turbinas a gás, 42 a 46% para ciclos combinados e 36 a 40% para motores diesel operando em regime *topping* (Kovacik, 1982).

CAPÍTULO 3 - ASPECTOS METODOLÓGICOS

3.1 FUNDAMENTAÇÃO PARA A ESCOLHA DA CONFIGURAÇÃO

No projeto de centrais de cogeração são definidas as características básicas da unidade a ser instalada. Neste capítulo é descrita a metodologia utilizada para a análise técnica de duas configurações de ciclo combinado, a partir de valores preliminares de demanda térmica de uma unidade de processo como definida no estudo de caso. Este estudo tem seus cálculos baseados em planilha eletrônica, que tem como característica a facilidade de seu emprego, a versatilidade para inclusão de novas variáveis e emprego de recursos gráficos para melhor avaliação das configurações e seu comportamento diante de uma faixa de possíveis valores, permitindo a análise do melhor ponto de operação.

Como orientação geral, nos sistemas de geração com turbogrupos a gás operando em paridade térmica, a maximização dos benefícios operacionais se faz com um turbogruppo no seu ponto de maior eficiência, e freqüentemente operando sem queima suplementar para o suprimento total da demanda térmica. A relação entre a produção de energia térmica e elétrica é da ordem de 0,5 a 0,7, podendo aumentar para cerca de 1,0 pela implementação de um ciclo combinado (Cohen *et al*, 1987), agregando ao sistema uma turbina a vapor sem condensação e depois comparando-o com o mesmo sistema mas agora utilizando uma turbina a vapor de condensação. Para isso é necessário aumentar-se a temperatura do vapor gerado pela caldeira de recuperação, de tal forma a poder obter quantidades adicionais de trabalho para a turbina a vapor e expansão do vapor até a pressão necessária para o processo. O limite desse sistema é determinado pelo fluxo máximo de vapor gerado na caldeira de recuperação.

Se a turbina a vapor que se adiciona à unidade *bottoming* é de condensação, a potência elétrica pode aumentar de forma indefinida mediante a seleção de uma unidade *topping* maior, ou mediante um incremento adicional da geração de vapor com combustão suplementar e a condensação do excedente de vapor com relação à demanda. O custo é superior mas apesar disso, este esquema conceitual é aceitável sempre que o fluxo na condensação é relativamente baixo. Para demonstração da metodologia adotada, adota-se aqui alguns valores operacionais (Fushimi & Beducci, 1987) para as seguintes configurações:

- Ciclo combinado e turbina a vapor de contrapressão a 0,45 MPa e extração a 1,2 MPa.
- Ciclo combinado e turbina a vapor de condensação com extrações a 0,45 MPa e 1,2 MPa.

3.2. MÉTODO DE CÁLCULO E SELEÇÃO DE TURBINAS A GÁS

O sistema proposto a ser analisado consiste de uma unidade de turbina a gás cujos gases de exaustão passam por uma caldeira de recuperação sem queima suplementar de combustível que produz vapor superaquecido. Em uma primeira abordagem, este vapor gerado passa por uma turbina a vapor de contrapressão ou condensação, reduzindo a pressão até o valor necessário para os processos. Simultaneamente, a expansão do vapor gera potência de eixo que posteriormente é transformado em eletricidade. Nesta configuração, a geração de energia elétrica total é a soma da energia dos dois grupos turbogeradores.

O objetivo deste trabalho é implementar uma ferramenta que permita analisar as configurações para que as mesmas atendam à demanda térmica da indústria, buscando resultados que beneficiem o parâmetro que se deseja priorizar, como por exemplo, aumentar a produção de eletricidade a uma demanda térmica constante.

3.2.1 MODELAGEM TERMODINÂMICA EM BASE ENERGÉTICA

A análise técnica dos ciclos usualmente empregados em configurações de plantas de cogeração obedece aos princípios básicos da Termodinâmica, principalmente a Primeira Lei, que quantifica as energias envolvidas nas configurações propostas (figura 3.1 e 3.3).

Como se trata de um ciclo combinado, a partir da demanda calórica, faz-se o cálculo dos valores dos parâmetros do ciclo a vapor para tal demanda, obtendo-se uma energia térmica exatamente dimensionada para mesma.

Para a escolha do turbogruppo a gás, dificilmente encontra-se um equipamento cujo aproveitamento dos gases forneça a quantidade exata de calor demandada, logo, para contornar esse problema, escolhem-se os turbogruppos que mais se aproximem dessa demanda térmica, e recalculam-se os parâmetros do ciclo a vapor para aproveitamento dos gases de exaustão de um turbogruppo comercialmente disponível, aproximando os valores para uma abordagem mais real, pelo uso de parâmetros de máquinas existentes no mercado.

Para uma análise da quantidade de energia envolvida no ciclo, utiliza-se freqüentemente a equação da Primeira Lei da Termodinâmica, que pode ser expressa pela equação (Van Wylen *et al*, 1997):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{saída} \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) - \sum_{entrada} \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) \quad (3.1)$$

A partir da equação (3.1), desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, e utilizando-se da análise do volume de controle em cada um dos componentes, pode-se compor uma marcha de cálculos para realizar uma modelagem em base energética para posterior geração de um código computacional visando facilitar simulações em análises futuras.

Para a elaboração do programa em linguagem computacional, elaborou-se um diagrama de fluxo de informações (figura 3) para facilitar a visualização do sistema como um todo, inclusive a simbologia dos parâmetros de entrada e saída.

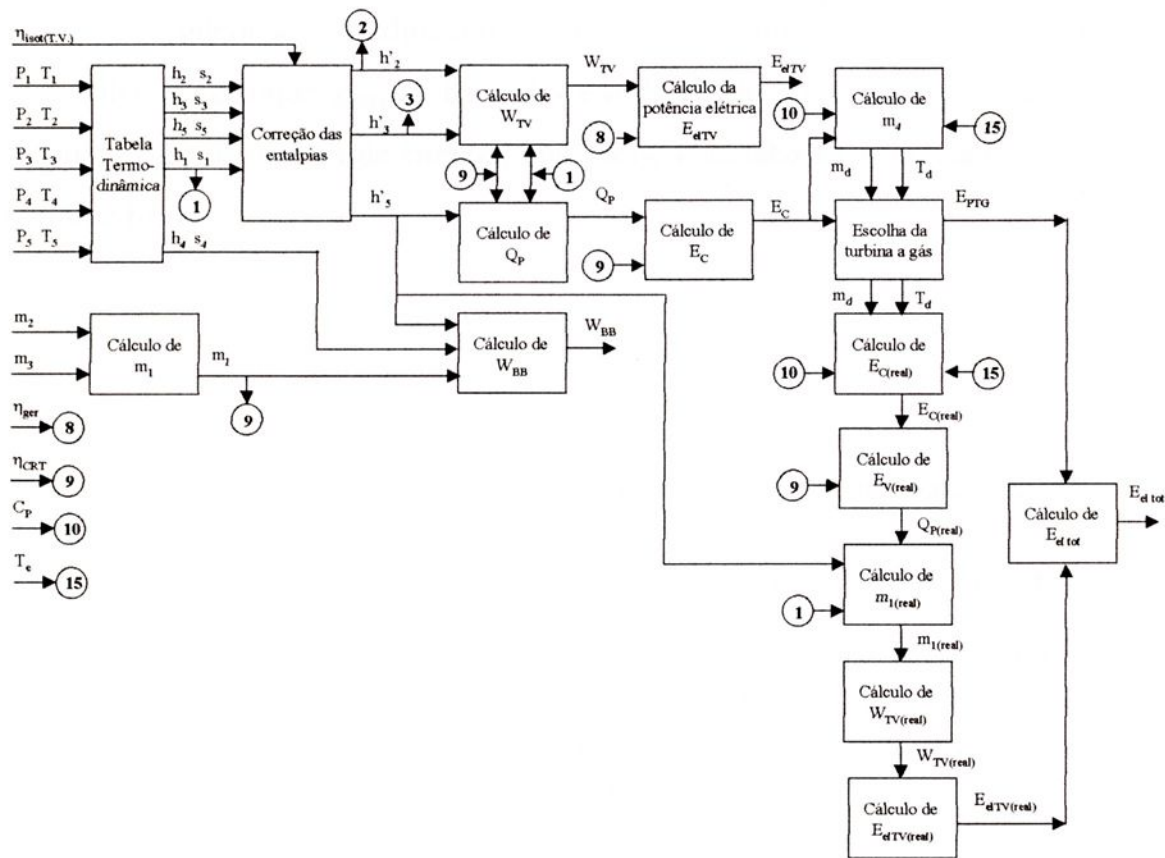


FIGURA 3 - Diagrama de fluxo de informações para o SIMULA

Numa turbina a vapor (TV), o processo de expansão ideal é isentrópico, mas como o fluxo de vapor deve impulsionar as palhetas da turbina, ocorre fricção do fluido, aumentando a entropia do vapor em relação às condições de entrada. Isto é contabilizado pela eficiência interna ou isentrópica ($\eta_{TVisent}$); tal valor é determinado experimentalmente pelo fabricante.

Irreversibilidades no escoamento reduzem significativamente o trabalho na turbina, e consequentemente o trabalho líquido do ciclo. Desde que conhecido o valor de $\eta_{TVisent}$, calcula-se o trabalho real (W_{TV}) realizado

pela turbina. O mesmo conceito é aplicado quando o fluido é impulsionado pela bomba de recalque para o cálculo da potência requerida (W_{BB}). A eficiência isentrópica da turbina é a determinação de qualidade da utilização da energia.

Considera-se o rendimento isentrópico para turbina a vapor $\eta_{TVisent}$ e da bomba de recalque $\eta_{BBisent}$, baseados em dados do fabricante, podendo-se assim corrigir os valores de entalpia obtidos de uma tabela termodinâmica, da seguinte forma:

Primeira Configuração: turbina a vapor de contrapressão com uma extração

- Para esta configuração, uma variação no fluxo de vapor influencia diretamente nos fluxos dos processos (figura 3.1). Para o primeiro estágio de expansão da turbina a vapor, obtém-se o valor da entalpia corrigida pela eficiência isentrópica da turbina (h'), figura 3.2; tendo-se h_1 , h_2 , e $\eta_{TVisent}$, a eficiência isentrópica da turbina no primeiro estágio pode ser definida como sendo:

$$\eta_{TVisent} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{teórico}} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2)}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}, \text{ calcula-se } h'_2 \quad (3.2)$$

- Para o segundo estágio de expansão, dados h'_2 , h_3 , e $\eta_{TVisent}$ do segundo estágio,

$$\eta_{TVisent} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{teórico}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h'_2 - h'_3)}{\dot{m}_3 \cdot (h'_2 - h_3)}, \text{ calcula-se } h'_3 \quad (3.3)$$

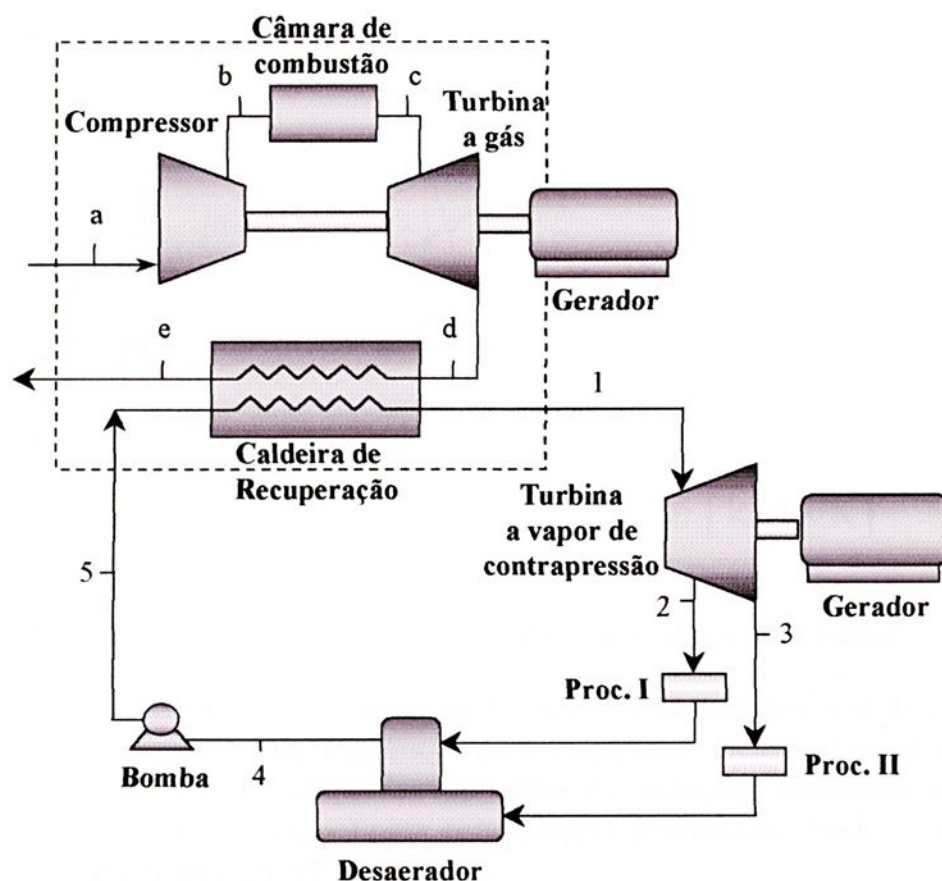


FIGURA 3.1- Configuração do primeiro caso proposto para estudo

- Considerando um volume de controle na bomba de recalque, dados h_4 , h_5 , e assumindo um valor para $\eta_{BBisent}$, com $m_4 = m_5$

$$\eta_{BBisent} = \frac{\dot{W}_{teórico}}{\dot{W}_{real}} = \frac{\dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4)}{\dot{m}_5 \cdot (h'_5 - h_4)}, \quad \text{calcula-se } h'_5, \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_{BB} = \dot{m}_4 \cdot (h'_5 - h_4), \quad \text{calcula-se } \dot{W}_{BB} \quad (3.5)$$

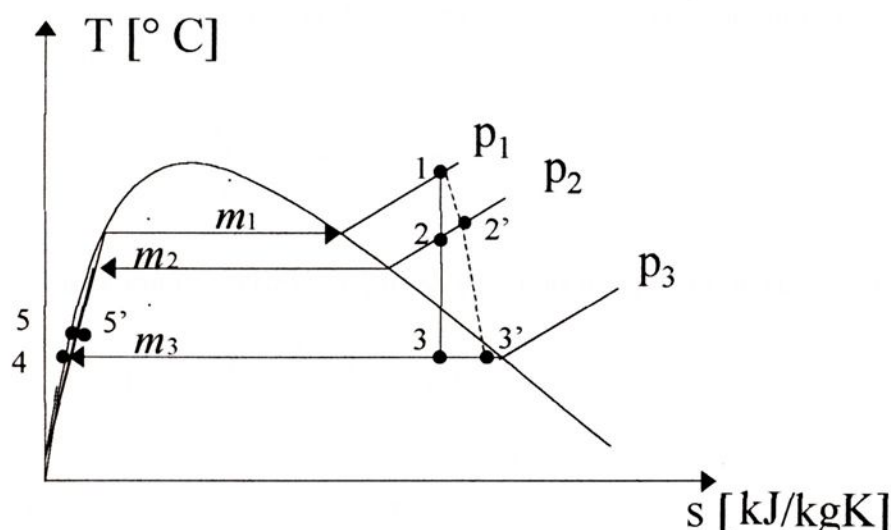


FIGURA 3.2 - Diagrama T x s da configuração do primeiro caso

- Com um volume de controle na TV_{CONT} , obtém-se a potência de eixo e adotando-se uma eficiência para o gerador elétrico (η_{GER}) que englobe também as perdas da caixa de redução, determina-se a potência elétrica (E_{elTV}) para comparações posteriores, tendo-se $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$, podemos escrever:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h'_2 - h'_3), \text{ calcula-se } \dot{W}_{TV} \quad (3.6)$$

$$E_{elTV} = \dot{W}_{TV} \cdot \eta_{GER}, \text{ calcula-se } E_{elTV} \quad (3.7)$$

- Com um volume de controle na caldeira de recuperação térmica (CRT), onde calor é adicionado à água a uma pressão constante, não há realização de trabalho, denominando o calor transferido ao vapor como sendo $\dot{Q}_p$, a equação de Primeira Lei pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_5), \text{ calcula-se } \dot{Q}_p \quad (3.8)$$

- A energia entregue aos processos ($\dot{Q}_{pMP}$, $\dot{Q}_{pBP}$) considerando condensação completa após seu uso, e tendo-se $\dot{m}_2$, h'_2 , $\dot{m}_3$, h'_3 e h_4 é:

$$\dot{Q}_{pMP} = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 - h_4), \text{ calcula-se } \dot{Q}_{pMP} \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{pBP} = \dot{m}_3 \cdot (h'_3 - h_4), \text{ calcula-se } \dot{Q}_{pBP} \quad (3.10)$$

- A energia requerida dos gases de exaustão (E_c), assumindo um valor para η_{CRT} , é:

$$E_c = \frac{\dot{Q}_p}{\eta_{CRT}}, \text{ calcula-se } E_c \quad (3.11)$$

- O rendimento térmico e global do ciclo a vapor pode ser expresso por:

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BB})}{E_c}, \text{ calcula-se } \eta_t \quad (3.12)$$

$$\eta_g = \frac{[\dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BB} + (\dot{Q}_{pMP} + \dot{Q}_{pBP})]}{E_c}, \text{ calcula-se } \eta_g \quad (3.13)$$

Segunda Configuração: Turbina a vapor de condensação com duas extrações

Para a configuração utilizando TV_{COND} , alguns parâmetros são acrescentados e as diferenças são minimizadas de modo a permitir uma comparação com a turbina a vapor de contrapressão (figura 3.3), para justamente poder visualizar as vantagens e desvantagens de cada uma.

- Identicamente à formulação para TV_{CONT} , no primeiro estágio de expansão da turbina a vapor, obtém-se o valor da entalpia corrigida pela eficiência isentrópica da turbina (figura 3.4), tendo-se h_1 , h_2 , e $\eta_{TVisent}$, a eficiência isentrópica da turbina no primeiro estágio pode ser definida como sendo:

$$\eta_{TVisent} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{teórico}} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2)}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}, \text{ calcula-se } h'_2 \quad (3.14)$$

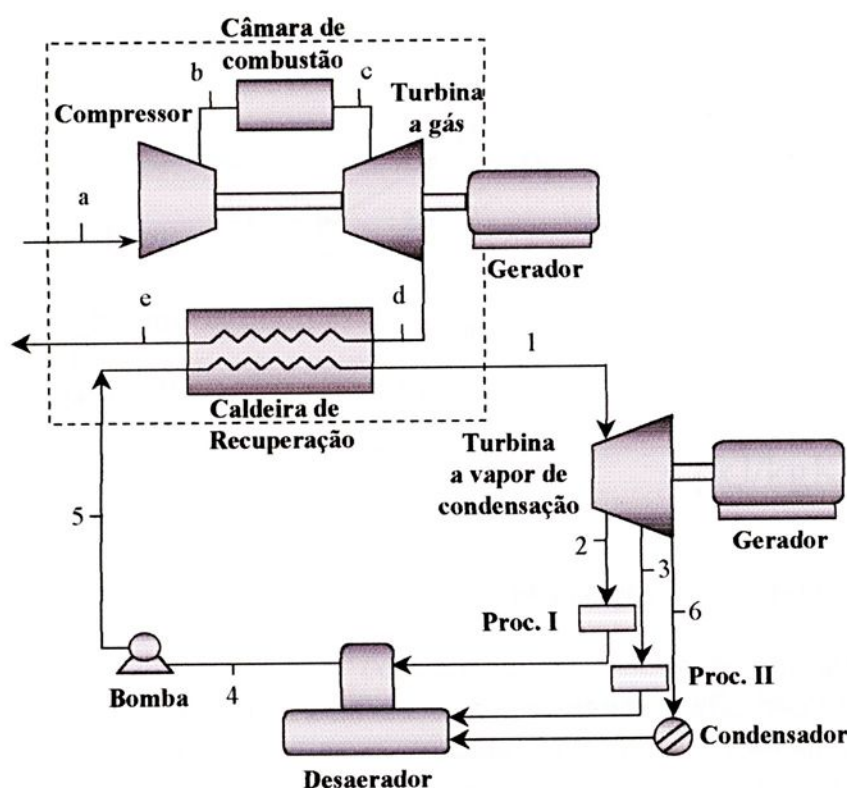


FIGURA 3.3 - Configuração do segundo caso proposto para estudo

- Para o segundo e terceiro estágio de expansão, dados h_2 , h_3 , h_6 e $\eta_{TVisent}$ do segundo estágio:

$$\eta_{TVisent} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{teórico}} = \frac{(\dot{m}_3 + \dot{m}_6) \cdot (h'_2 - h'_3)}{(\dot{m}_3 + \dot{m}_6) \cdot (h'_2 - h_3)}, \text{ calcula-se } h'_3 \quad (3.15)$$

$$\eta_{TVisent} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{teórico}} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h'_3 - h'_6)}{\dot{m}_6 \cdot (h'_3 - h_6)}, \text{ calcula-se } h'_6 \quad (3.16)$$

- Considerando um volume de controle na bomba de recalque, dados h_4 , h_5 , $\dot{m}_5$ e assumindo um valor para $\eta_{BBisent}$:

$$\eta_{BBisent} = \frac{\dot{W}_{teórico}}{\dot{W}_{real}} = \frac{\dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4)}{\dot{m}_5 \cdot (h'_5 - h_4)}, \text{ calcula-se } h'_5 \quad (3.17)$$

$$\dot{W}_{BB} = \dot{m}_5 \cdot (h'_5 - h_4), \text{ calcula-se } \dot{W}_{BB} \quad (3.18)$$

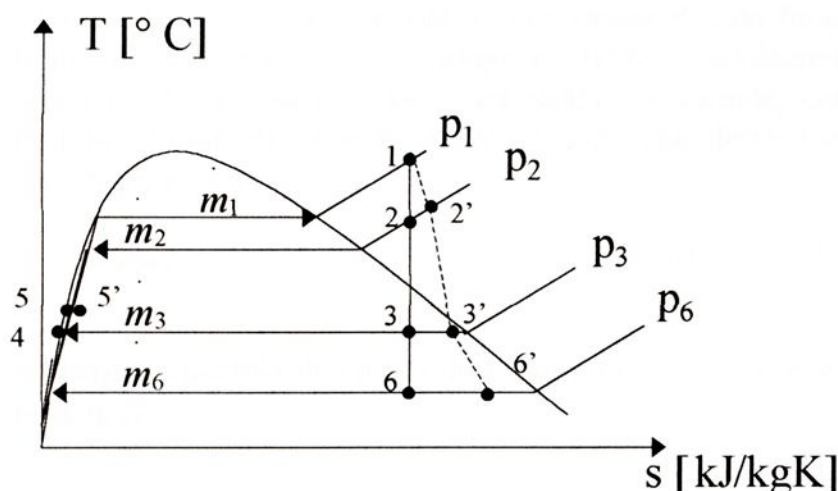


FIGURA 3.4 - Diagrama T x s da configuração do segundo caso

- Com um volume de controle na TV_{COND} , para um processo de expansão de vapor adiabático, considerando a eficiência isentrópica da turbina, obtém-se o trabalho de eixo e estimando-se uma eficiência para o gerador elétrico (η_{GER}) que englobe também as perdas da caixa de redução, determina-se a potência elétrica E_{elTV} para comparações posteriores, logo, a partir de $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$, e $\dot{m}_3$, podemos escrever:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h'_2 - h'_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h'_3 - h'_6)$$

calcula-se $\dot{W}_{TV}$ (3.19)

$$E_{elTV} = \dot{W}_{TV} \cdot \eta_{GER}, \text{ calcula-se } E_{elTV} \quad (3.20)$$

- Com um volume de controle na caldeira de recuperação térmica (CRT), onde calor é adicionado à água a uma pressão constante, não há realização de trabalho, denominando o calor transferido ao vapor como sendo $\dot{Q}_p$, a equação de primeira lei pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_5), \text{ calcula-se } \dot{Q}_p \quad (3.21)$$

- A energia entregue aos processos ($\dot{Q}_{pMP}$, $\dot{Q}_{pBP}$), tendo-se $\dot{m}_2$, h'_2 , $\dot{m}_3$, h'_3 e h_4 é:

$$\dot{Q}_{pMP} = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 - h_4), \text{ calcula-se } \dot{Q}_{pMP} \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{pBP} = \dot{m}_3 \cdot (h'_3 - h_4), \text{ calcula-se } \dot{Q}_{pBP} \quad (3.23)$$

- Com um volume de controle no condensador, cuja função é a de liquefazer o vapor para o recalque do fluido, considerando-se uma condensação a uma pressão e temperatura constante, considera-se líquido saturado na saída do mesmo. O calor que deixa o vapor pode ser expresso como:

$$\dot{Q}_{\text{COND}} = \dot{m}_6 \cdot (h_4 - h'_6) \quad , \text{ calcula-se } \dot{Q}_{\text{COND}} \quad (3.24)$$

- Energia requerida dos gases de exaustão (E_c), assumindo um valor para η_{CRT} , é:

$$E_c = \frac{\dot{Q}_p}{\eta_{\text{CRT}}} \quad , \text{ calcula-se } E_c \quad (3.25)$$

- Rendimentos térmico e global do ciclo a vapor

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{\text{TV}} - \dot{W}_{\text{BB}})}{E_c} \quad , \text{ calcula-se } \eta_t \quad (3.26)$$

$$\eta_g = \frac{[\dot{W}_{\text{TV}} - \dot{W}_{\text{BB}} + (\dot{Q}_{\text{pMP}} + \dot{Q}_{\text{pBP}})]}{E_c} \quad , \text{ calcula-se } \eta_g \quad (3.27)$$

3.2.2 CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA DE GÁS DE EXAUSTÃO E OBTENÇÃO DA CURVA $\dot{m}_d = f(T_d)$

Para a escolha de um turbogruppo a gás (TG), é preciso encontrar um equipamento cuja temperatura (T_d) vazão mássica dos gases de exaustão ($\dot{m}_d$) satisfaçam a demanda térmica do ciclo a vapor. De posse do calor requerido dos gases de exaustão da turbina a gás (E_c), considerando-se calor específico para os gases de exaustão, $C_p = 1,148 \text{ kJ/kgK}$ e temperatura de escape dos gases para o ambiente $T_e = 150^\circ \text{C}$ (Cohen et al, 1987), para a faixa de temperatura (T_d) comercialmente disponível (ver apêndice 1), tem-se:

$$E_c = \dot{m}_d \cdot C_p \cdot (T_d - T_e) \quad (3.28)$$

Sendo: T_d ... Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina a gás (faixa de 400 a 600 °C);

T_cTemperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação ($^{\circ}\text{C}$);

Rearranjando os termos da equação (3.14), obtêm-se:

$$\dot{m}_d = \frac{E_c}{C_p \cdot (T_d - T_c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (3.29)$$

A partir dessa formulação, arbitrando-se valores para T_d de uma turbina a gás numa faixa entre 400 e 600 $^{\circ}\text{C}$ (ver apêndice 1), obtêm-se os fluxos ($\dot{m}_d$) correspondentes que compõem a curva de necessidades, e assim, pode-se fazer a seleção de um turbogruppo comercialmente disponível, a partir de um banco de dados com equipamentos previamente discriminados em suas características técnicas, que atendam à demanda de energia requerida (*GTWH*, *Gas Turbine World Handbook*, 1997/1998).

Plotando-se os turbogruppos do banco de dados que mais se aproximam da curva, obtém-se um gráfico semelhante ao da figura 3.5:

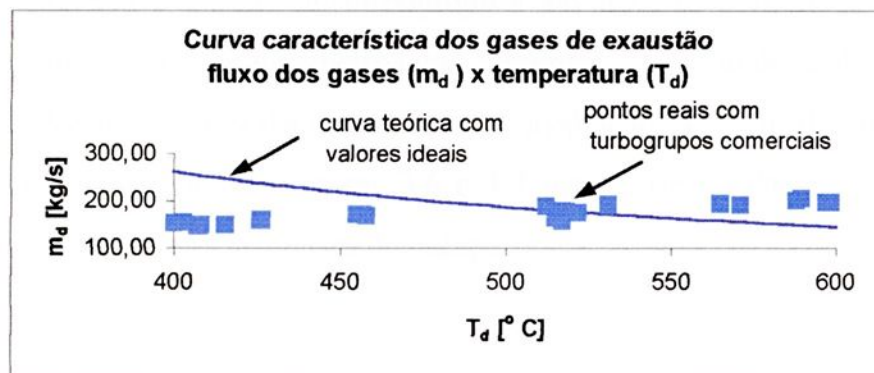


FIGURA 3.5 - Gráfico de seleção de turbogruppos a gás para $E_c = 68 \text{ MW}$

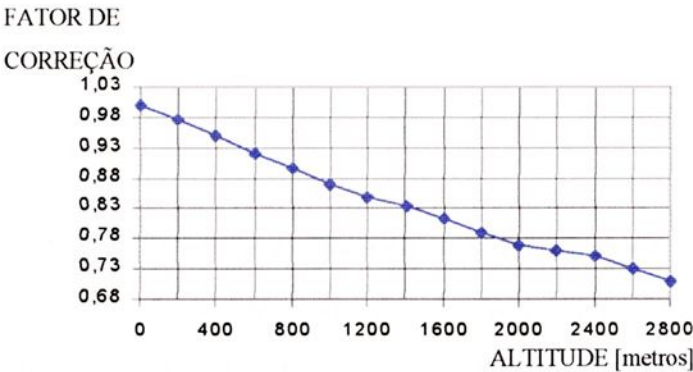
Os principais dados do turbogruppo escolhido são fornecidos pelo fabricante em condições ISO (International Standards Organization) ($P=0,1$ MPa e $T=15^{\circ}\text{C}$), como exemplificado na tabela abaixo:

TABELA 3.1 - Parâmetros de turbogruppos a gás fornecidos pelo fabricante

Turbinas Seleccionadas para análise								
Model	Year	ISO Base Rating	Heat Rate Btu/(kWh)	Pressure Ratio	Mass Flow(lb/s)	Turbine Speed	Exhaust Temp° C	Mass Flow(kg/s)
ABB								
GT 8 C	1994	52600	9980	15,7	395	3600	517	179,17
Westing House Electric								
251B11/12	1982	50060	10410	15,3	389	5425	518,3	176,40
Rolls Royce								
251B11	1982	49200	10440	15,3	385	5425	520,0	174,63
FiatAvio								
TG20 B11/B12	1990	49177	10464	14,0	384	5425	522	174,18

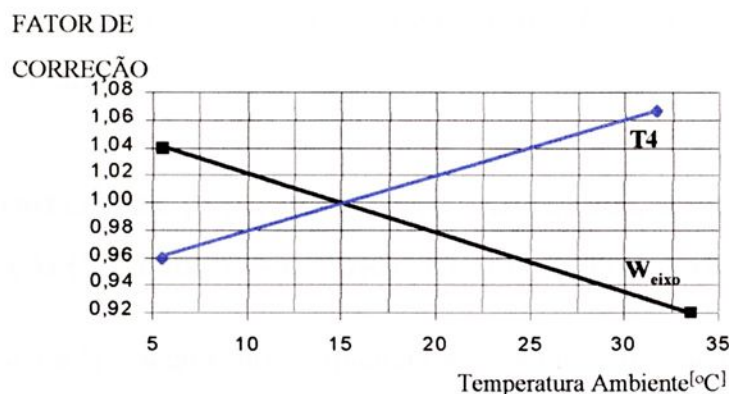
3.2.3 CORREÇÃO DAS CONDIÇÕES ISO PARA CONDIÇÕES LOCAIS

Realizada a seleção do turbogruppo a gás deve-se corrigir os valores dos parâmetros, já que os parâmetros dos conjuntos a gás são dependentes das condições locais de instalação e, para a avaliação de seu desempenho, empregam-se as curvas das figuras 3.6 e 3.7 para correção da potência, das vazões e da temperatura dos gases de escape.



Fonte: Catálogo de turbinas Mars/ABB

FIGURA 3.6 - Curva de correção em relação a altitude



Fonte: Catálogo de turbinas Mars/ABB

FIGURA 3.7 - Curva de correção em relação a temperatura local

Pela análise dos gráficos, obtém-se os seguintes fatores de correção para as condições locais da cidade de Guaratinguetá (altitude 530m e temperatura média de 25 °C):

Fatores de correção em relação à altitude ($\dot{m}_{gás} = \dot{m}_d$):

$$f(\dot{W}_{TG}) = 0,94$$

$$f(\dot{m}_{gás}) = 0,94$$

$$f(\dot{m}_{comb}) = 0,94$$

Fatores de correção em relação à temperatura ambiente ($T_{gás} = T_d$):

$$f(\dot{W}_{TG}) = 0,96$$

$$f(T_{gás}) = 1,04$$

A correção dos parâmetros obtém-se multiplicando-se o fator pelo parâmetro afetado. Para o caso da correção do W_{TG} , seu valor deve ser multiplicado por dois fatores. Com os parâmetros do turbogruppo a gás corrigidos, pode-se recalculer os valores de energia que serão transferidos através CRT para a geração de vapor no ciclo a vapor (CV), obtendo-se assim

os valores dos parâmetros para suprir a demanda dos processos a partir de uma TG disponível no mercado.

3.3 MODELAGEM DOS PARÂMETROS DO TURBOGRUPO A GÁS E RECÁLCULO DOS PARÂMETROS PARA O CICLO A VAPOR

É apresentada a seguir uma sequência dos cálculos operacionalizados pelo código computacional, bem como os componentes normalmente utilizados a título de comparação de configurações.

- Cálculo da potência de eixo, $\dot{W}_{TG}$:

$$\dot{W}_{TG} = \frac{Q_p}{\eta_{GER}} \quad [\text{kW}] \quad (3.30)$$

- Cálculo da potência suprida pelo combustível, E_{comb} :

$$E_{comb} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\eta_t} \quad [\text{kW}] \quad (3.31)$$

- Cálculo do consumo de gás natural, $\dot{m}_{GN}$:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{E_{comb}}{PCI} \quad [\text{Nm}^3/\text{s}] \quad (3.32)$$

- Cálculo da energia fornecida pelos gases de exaustão da TG, E_c :

$$E_c = \dot{m}_d \cdot C_p \cdot (T_d - T_e) \quad [\text{kW}] \quad (3.33)$$

- Cálculo da energia transferida ao vapor CRT, $\dot{Q}_p$:

$$\dot{Q}_p = E_c \cdot \eta_{CRT} \quad [\text{kW}] \quad (3.34)$$

- Cálculo do fluxo de massa de vapor gerado pela CRT, $\dot{m}_v$:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_p}{(h_1 - h'_s)} \quad [\text{kg/s}] \quad (3.35)$$

- Cálculo do trabalho na TV_{CONT} , considerando-se agora $\dot{m}_1 = \dot{m}_v$, gerado pela CRT de acordo com a energia dos gases do turbogruppo escolhido, $\dot{W}_{TV,CONT}$:

$$\dot{W}_{TV,CONT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h'_2 - h'_3) \quad [\text{kW}] \quad (3.36)$$

- Cálculo do trabalho na TV_{COND} , $\dot{W}_{TV,COND}$:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{TV,COND} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h'_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h'_2 - h'_3) \\ + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h'_3 - h'_6) \quad [\text{kW}] \quad (3.37)\end{aligned}$$

- Cálculo da energia elétrica na turbina a vapor, E_{eTV} :

$$E_{eTV} = \dot{W}_{TV} \cdot \eta_{GER} \quad [\text{kW}] \quad (3.38)$$

- A energia entregue aos processos ($\dot{Q}_{pMP}$, $\dot{Q}_{pBP}$), atualizando-se os valores de $\dot{m}_2$ e $\dot{m}_3$:

$$\dot{Q}_{pMP} = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 - h_4) \quad [\text{kW}] \quad (3.39)$$

$$\dot{Q}_{pBP} = \dot{m}_3 \cdot (h'_3 - h_4) \quad [\text{kW}] \quad (3.40)$$

- Rendimento térmico e global do processo de vapor:

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BB})}{E_c} \quad (3.41)$$

$$\eta_g = \left[\frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_{bb} + (\dot{Q}_{pMP} + \dot{Q}_{pBP})}{E_c} \right] \quad (3.42)$$

- Rendimento global do sistema de cogeração:

$$\eta_{g,COG} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BB} + \dot{Q}_{pMP} + \dot{Q}_{pBP}}{E_c} \quad (3.43)$$

- Cálculo da relação entre a energia elétrica gerada pela turbina a gás e pela turbina a vapor

$$\text{relação: } \frac{E_{TG}}{E_{TV}} \quad (3.44)$$

- Cálculo do consumo específico de combustível

$$\text{relação: } \frac{W_{TG}}{\dot{m}_{GN}} \quad (3.45)$$

CAPÍTULO 4 – O CÓDIGO COMPUTACIONAL

4.1 INTRODUÇÃO

No dimensionamento dos componentes que formam um ciclo combinado, necessita-se definir as variáveis de entrada, aplicá-las às formulações da análise termodinâmica sobre um volume de controle e, deste modo, dimensionar os demais componentes do sistema, que neste trabalho, procura-se atender preferencialmente à demanda térmica de uma planta fabril.

Um sistema é um conjunto de componentes no qual os parâmetros de desempenho estão inter-relacionados. A combinação desses componentes forma diversas configurações, na qual escolhe-se a que demonstrar melhor rendimento para determinados casos a serem estudados como, por exemplo, uma planta fabril que necessita de uma baixa relação entre a demanda elétrica e a demanda térmica necessitará de uma configuração específica com vantagens neste ponto. Resta, portanto, definir como escolher a melhor configuração.

Para se conseguir analisar e compor esses componentes em um ciclo, considerando-se a possibilidade de combinar de maneiras diferentes os dados de entrada e adotar valores para a eficiência dos equipamentos, utiliza-se aqui uma técnica de simulação de sistemas, apoiado pela programação de um código computacional simples e de fácil acesso que forneça um ambiente de trabalho agradável para o usuário final.

O termo simulação de sistemas significa a observação de um sistema sintético que represente da melhor maneira o funcionamento e o desempenho de um sistema real. A simulação desse sistema consiste no cálculo das variáveis operacionais do mesmo, considerando regime permanente, tal que todos os balanços de energia e de massa, todas as equações de estado dos

fluidos de trabalho e as características de desempenho de todos os componentes sejam satisfeitos. A simulação de sistemas assume o conhecimento das características de desempenho de todos os componentes do sistema, pode apontar causa de problemas operacionais, comparar sistemas semelhantes e analisar quais fatores de maior influência no rendimento da configuração adotada.

O código computacional atribuído ao ambiente gráfico de uma planilha eletrônica compõe o programa denominado SIMULA, figura 4.1, que na sua versão 1.0, objeto da presente dissertação, possibilita a análise energética de duas configurações principais de cogeração com ciclos combinados.



FIGURA 4.1 - Tela inicial do programa “SIMULA”

4.2 ASPECTOS VISUAIS DO CÓDIGO

Neste trabalho optou-se por utilizar a planilha eletrônica do Microsoft Excel como ambiente de simulação, apoiado pela programação visual –o

Visual Basic for Applications®; a planilha eletrônica do Excel foi escolhida por ser uma ferramenta poderosa para a análise e apresentação de informações, inclusive através de recursos gráficos, muito conveniente para o propósito aqui estabelecido. Já a programação em linguagem visual é um aplicativo incluso no Excel (figura 4.2 e 4.3), a partir da versão do Excel 5, sendo que o *Visual Basic for Applications*® substituiu a antiga linguagem de macro† das versões anteriores ao Excel 5.

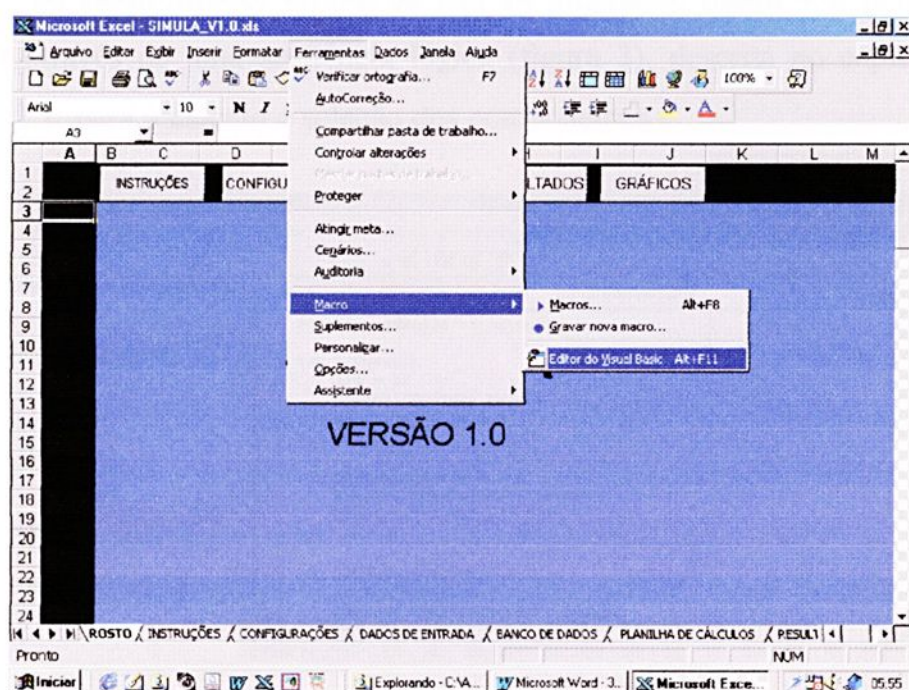


FIGURA 4.2 - Entrando no aplicativo *Visual Basic for Applications*®

O *Visual Basic for Applications*® possui uma linguagem orientada para eventos, pequenas subrotinas que compõem e auxiliam na definição da ordem das tarefas a serem realizadas. A navegação sem efetuar cálculos através das telas disponíveis no programa pode ser realizada através de um simples clique com o mouse sobre um dos botões da parte superior da tela. Cada botão

† ou seja, até a versão 4.0 do Excel utilizava-se um código de macro que atuava diretamente sobre as células da planilha eletrônica, resultando em limitações que o *Visual Basic for Applications* superou.

inserido contém comandos que são executados quando o mesmo é ativado (figura 4.1). As telas do programa são alocadas dentro das pastas de trabalho do Microsoft Excel, fornecendo um ambiente agradável e eficaz. Da tela inicial do programa pode-se navegar para a tela de instruções de ajuda do programa SIMULA, ou ativar o botão “configurações” para visualizar uma das duas configurações com ciclo combinado e a respectiva numeração dos pontos do ciclo, no qual cada ponto caracteriza um estado termodinâmico. Os botões situados no canto inferior direito da tela do programa, figura 4.4, permitem navegar através de uma sequência lógica (figura 3), descrita no capítulo 3, seção 3.2.1, para o cálculo e seleção dos componentes.

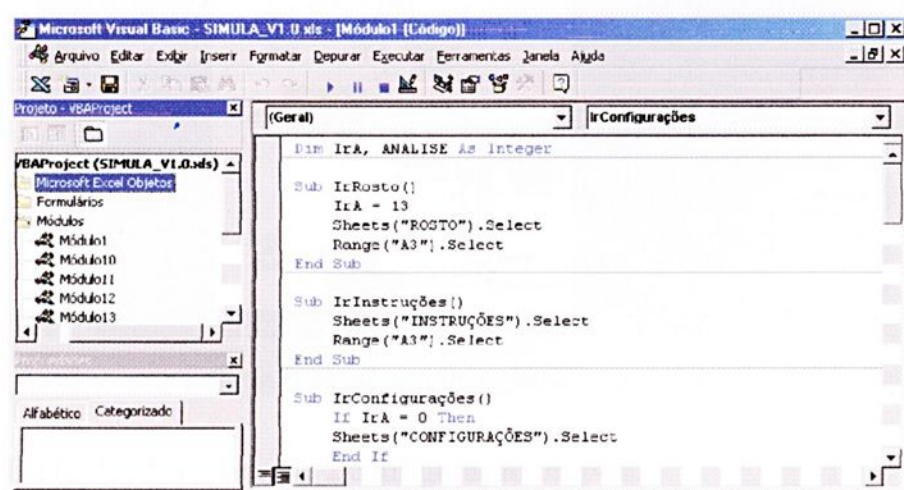


FIGURA 4.3 - O aplicativo *Visual Basic for Applications*®

Os dados de entrada necessários à marcha de cálculos para determinação dos parâmetros de cada componente são requeridos ativando-se o botão “entrar dados” da tela de configurações (figura 4.4). Um formulário com caixas de texto é exibido (figura 4.5) e serve de interface para a entrada de dados. Para cada configuração existe uma sequência automática de comandos, já que a marcha de cálculos difere para cada uma delas (5 pontos indicando o estado termodinâmico para os componentes da configuração com turbina a vapor de contrapressão e 6 pontos da configuração com turbina a vapor de condensação). Os dados de entrada devem ser digitados em cada

caixa, respeitando-se uma faixa de valores possíveis para o ponto onde se encontra (líquido resfriado, líquido saturado, mistura líquido-vapor, vapor saturado ou vapor superaquecido), ou seja, não se deve adotar valores de pressão e temperatura que sejam incompatíveis com a faixa de operação dos equipamentos.

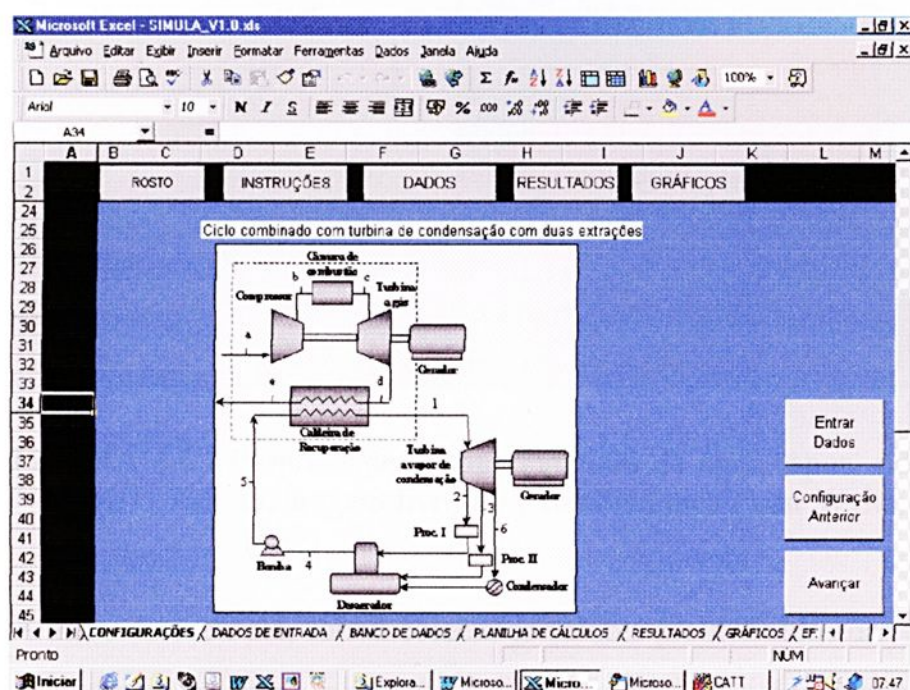


FIGURA 4.4 - Tela da 2ª configuração proposta

ENTRADA DE DADOS PARA TURBINA A VAPOR DE CONDENSAÇÃO					
Parâmetros do Processo de Média Pressão (ponto 2)					
PRESSÃO: 1,2 [MPa]	TEMPERATURA: 188 [°C]	ENTALPIA: 2785 [kJ/kg]	ENTROPIA: 6,52 [kJ/kg.K]	FLUXO: 6,67 [kg/s]	
Parâmetros do Processo de Baixa Pressão (ponto 3)					
PRESSÃO: 0,45 [MPa]	TEMPERATURA: 147,9 [°C]	ENTALPIA: 2532 [kJ/kg]	ENTROPIA: 5,85 [kJ/kg.K]	FLUXO: 10 [kg/s]	
Parâmetros de entrada para turbina a vapor (ponto 1)					
PRESSÃO: 4,2 [MPa]	TEMPERATURA: 350 [°C]	ENTALPIA: 3088 [kJ/kg]	ENTROPIA: 6,55 [kJ/kg.K]	FLUXO: 18,67 [kg/s]	
Parâmetros do retorno de condensado (ponto 4)					
PRESSÃO: 0,16 [MPa]	TEMPERATURA: 40,5 [°C]	ENTALPIA: 169,77 [kJ/kg]	ENTROPIA: 0,579 [kJ/kg.K]	FLUXO: 18,67 [kg/s]	
Parâmetros do retorno de condensado (ponto 5)					
PRESSÃO: 4,3 [MPa]	TEMPERATURA: 45 [°C]	ENTALPIA: 192,16 [kJ/kg]	ENTROPIA: 0,6367 [kJ/kg.K]	FLUXO: 18,67 [kg/s]	
Parâmetros de entrada do condensador (ponto 6)					
PRESSÃO: 0,2 [MPa]	TEMPERATURA: 120,2 [°C]	ENTALPIA: 2442 [kJ/kg]	ENTROPIA: 0,6245 [kJ/kg.K]	FLUXO: 2 [kg/s]	
LIMPAR		ACEITAR		CANCELAR	

FIGURA 4.5 - Interface gráfica de entrada de dados para 2ª configuração

As relações termodinâmicas para cada ponto do ciclo podem ser obtidas consultando-se tabelas de propriedades termodinâmicas do fluido água/vapor ou por software conforme a figura 4.6.

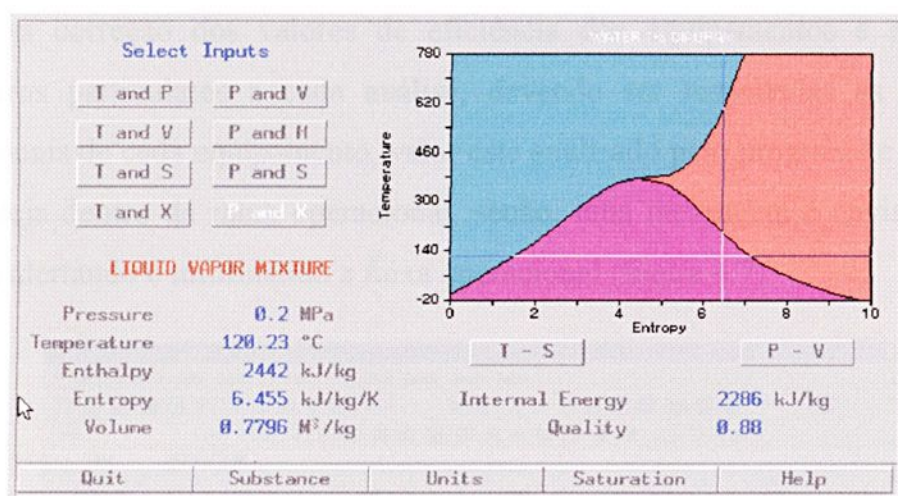


FIGURA 4.6 - Propriedades termodinâmicas da água/vapor, software incluso no livro de termodinâmica (Van Wylen *et al*, 1997)

A título de exemplo, foram colocados valores pré-definidos nas caixas relativas à entrada do valor de pressão em cada ponto do ciclo, e com estes valores são inseridos automaticamente os valores correspondentes de temperatura, entalpia e fluxo de massa, simulando uma entrada automática de dados, mas apenas para efeito ilustrativo do programa, nada impede que o analista faça sua própria entrada de dados, podendo-se modificá-los conforme a necessidade do projeto. Os valores que deverão ser utilizados no campo para dimensionar as turbinas a vapor devem ser valores comercialmente disponíveis de temperatura e pressão. A seta ao lado da caixa de texto do campo para entrada do parâmetro da turbina a vapor oferece quatro opções de valores disponíveis no mercado. Os parâmetros para o condensador devem ser inseridos pelo analista respeitando as faixas operacionais de cada ponto analisado, ou seja, estes valores são escolhidos conforme o tipo de aproveitamento energético desejado. Os valores para os fluxos de massa são controlados pelo programa de maneira a respeitar o balanço de massa dos

componentes. A programação assume que os dados de entrada tomam por base suprir preferencialmente a demanda térmica de uma unidade fabril.

Aceitando-se os valores inseridos no formulário, é solicitado ao analista a correção dos valores de eficiência dos equipamentos e demais parâmetros particulares a cada análise, devendo ser respeitadas as faixas operacionais de cada equipamento, valor este analisado pelo programa e aceito caso esteja dentro da faixa operacional, senão, uma mensagem é enviada ao analista alertando e informando a faixa operacional (figura 4.7)

Valores adotados para a análise					unidades	COMENTÁRIOS
Eficiência isentrópica da turbina a vapor	η_{turb}	0,8			VALOR OK	
Eficiência isentrópica da bomba de recalque	η_{bomba}	0,85			VALOR OK	
Eficiência da caldeira de recuperação(CRT)	η_{CRT}	0,7			VALOR OK	
Rendimento do gerador elétrico	η_{GEN}	0,95			VALOR OK	
Poder calorífico inferior do gás natural	PCI	37000	kJ/N.m³			
Calor específico dos gases ($P=cte$)	$C_{p,g}$	1,148	kJ/kg.K			
Temperatura de saída da bomba de recalque	T_{ss}	45	°C			
Temperatura dos gases na saída da CRT	T_g	150	°C		VALOR OK	
Temperatura ambiente	T_{amb}	25	°C			
Altitude (Local da instalação)	Alt	530	m			

continuar

FIGURA 4.7 - Tela para correção dos parâmetros dos componentes e outros particulares a cada análise

Definidos todos os parâmetros iniciais, na continuação dos passos seguintes, o programa realiza cálculos de parâmetros preliminares para o ciclo a vapor que determina, através das formulações, uma relação entre o fluxo e a temperatura dos gases de exaustão que permita a seleção de um turbogruppo a gás que consiga suprir a demanda térmica de acordo com esses parâmetros iniciais.

4.2.1 FUNÇÕES DISPONÍVEIS

Além dos botões que permitem a navegação pelas telas do programa, existem funções que realizam tarefas específicas, alguns deles apresentam-se na figura 4.8, tais como:

- Botão “definição do ciclo a gás”- Ao ativar esta função, é exibida uma outra interface de entrada de dados (figura 4.9a) em que é possível escolher a quantidade de turbogrupos os quais irão produzir a energia dos gases de exaustão (E_c) requerida pelo ciclo a vapor, possibilitando o uso de máquinas menores e o possível remanejamento de cargas para futuras manutenções nos turbogrupos sem precisar interromper a geração de potência térmica e elétrica do sistema. Ao final desta escolha, é solicitado ao analista escolher qual a faixa de temperatura que o algoritmo matemático utilizará para determinar a precisão de aproximação com uma curva de necessidades (figura 4.9b). Um valor maior de faixa de temperatura seleciona uma maior quantidade de turbogrupos, mas desvia-se do valor de demanda requerido nos parâmetros iniciais, merecendo uma análise de atendimento de demanda, alguns turbogrupos poderão ultrapassar um pouco a demanda e outros podem não satisfazer o requerido, devendo ser descartados da análise.



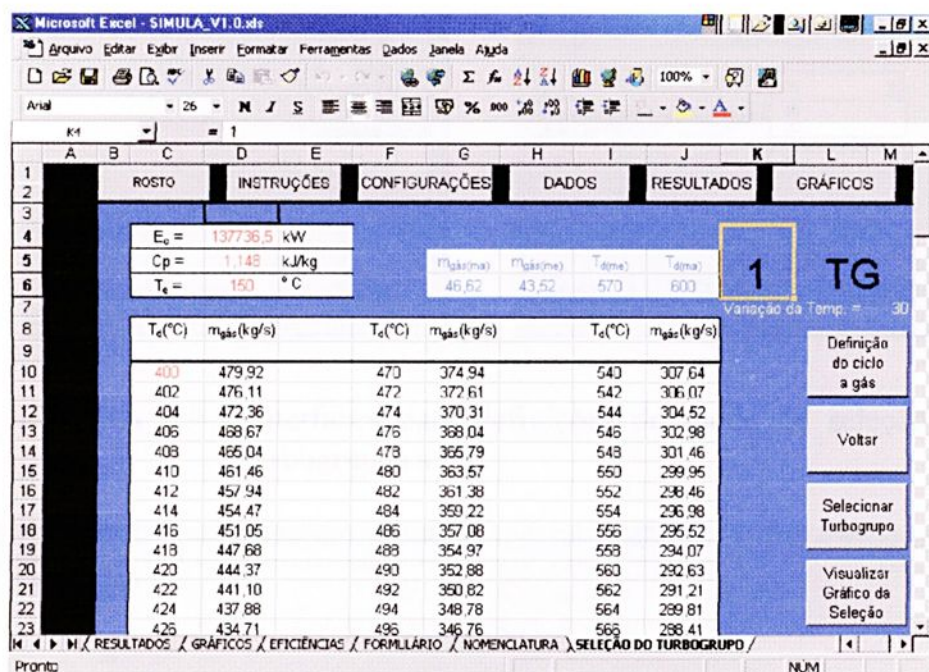


FIGURA 4.8 - Tela para iniciar seleção dos turbogrupos a gás

- botão “seleção dos turbogrupos”- esta função tem por objetivo selecionar turbogrupos a gás de um banco de dados com aproximadamente 500 máquinas a partir da potência requerida dos gases de exaustão de forma a suprir as necessidades do ciclo a vapor (equações 3.28 e 3.29). O programa consulta uma tabela que é dinamicamente atualizada em função dos valores de entrada; gera-se, assim, uma curva que aqui é denominada curva de necessidades de suprimento de energia para o ciclo a vapor e, a partir desta, o programa localiza diferentes turbogrupos, separa-os em uma nova tabela e lança os valores de fluxo e de temperatura dos gases de exaustão num gráfico para melhor visualização da precisão entre a necessidade e os equipamentos comercialmente disponíveis (figura 4.10).

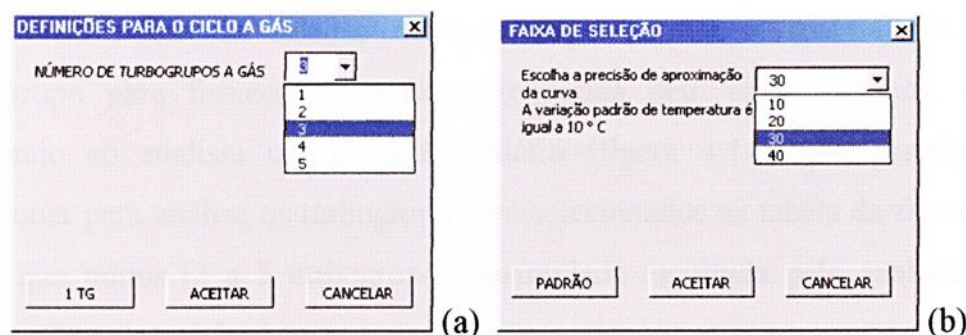


FIGURA 4.9 - Interfaces para definições do modo de seleção dos turbogrupos a gás

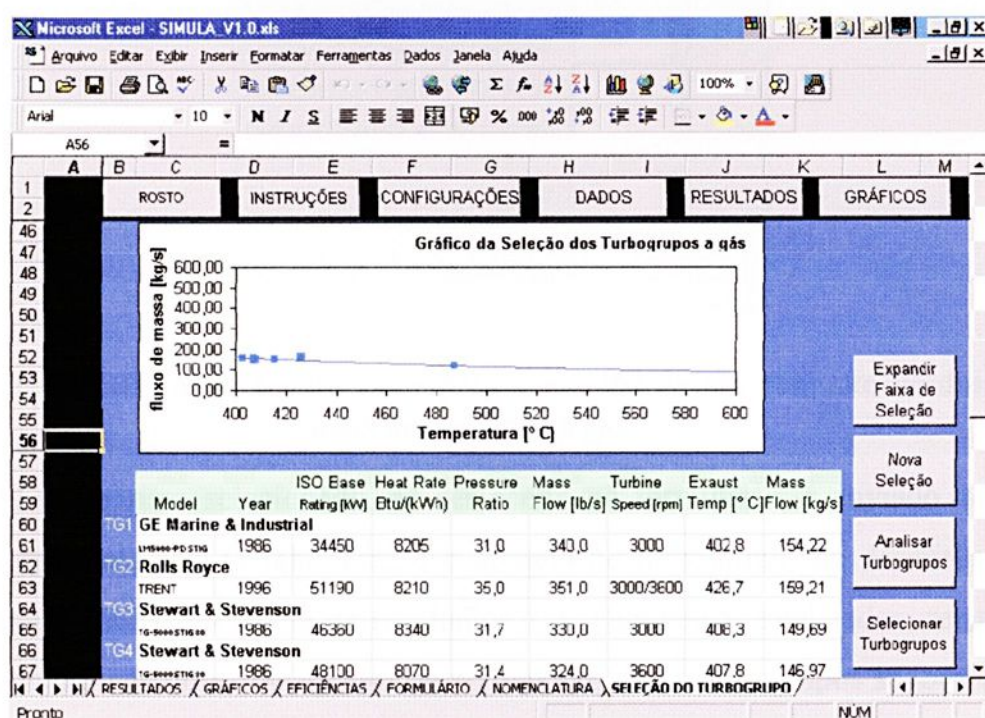


FIGURA 4.10 - Gráfico e tabelas representativas dos turbogrupos selecionados

- botão “Analisar turbogrupos”– esse comando possibilita dois modos de execução automáticos: um deles atua quando o sistema de cogeração se constituir de apenas um único turbogrupo a gás para suprir a carga térmica do ciclo a vapor. Neste primeiro modo pode-se analisar diversos turbogrupos a gás simultaneamente até um total de nove turbogrupos, que são enviados para a tela de resultados para a determinação dos parâmetros principais de análise; um segundo modo automático desta função é ativado

quando no início da seleção do turbogruppo escolhe-se mais de um turbogruppo para fornecer a potência requerida pelo ciclo a vapor, é fornecido ao analista um novo formulário (figura 4.11), que permite selecionar para análise os turbogruppos pré-selecionados na tabela da figura 4.10, que juntos (2 a 5 turbogruppos, quantidade escolhida pelo analista) fornecerão a demanda térmica requerida.

ESCOLHA DO CONJUNTO DE TURBOGRUPOS

Escolha o 1º turbogruppo do Conjunto: TG2

Escolha o 2º turbogruppo do Conjunto: TG2

Escolha o 3º turbogruppo do Conjunto: TG2

Escolha o 4º turbogruppo do Conjunto:

Escolha o 5º turbogruppo do Conjunto:

Número da análise: 3

PADRÃO ACEITAR CANCELAR

FIGURA 4.11 - Interface para a escolha de um conjunto de dois ou mais turbogruppos a gás

O turbogruppo selecionado, ao ser aceito no formulário, é enviado para a tela de resultados. O fabricante e o modelo do turbogruppo são descritos nas primeiras linhas da tabela de resultados e os parâmetros totalizados, relativos ao conjunto de dois, três, quatro ou no máximo cinco turbogruppos se localizam na parte inferior da tabela de resultados (figura 4.12). Para este modo operacional do código é imperativo que todos os turbogruppos do conjunto sejam compatíveis, de preferência iguais, para evitar futuros problemas tais como rotações diferentes, estoque de peças e diversos contratos de manutenção. Desse modo, é importante salientar que com a escolha de um dos equipamentos sugeridos na tabela, define-se automaticamente todos os turbogruppos do conjunto a gás, na quantidade selecionada na interface de definições para o ciclo a gás; nas tabelas seguintes do programa são determinados outros parâmetros úteis para a análise dos ciclos.

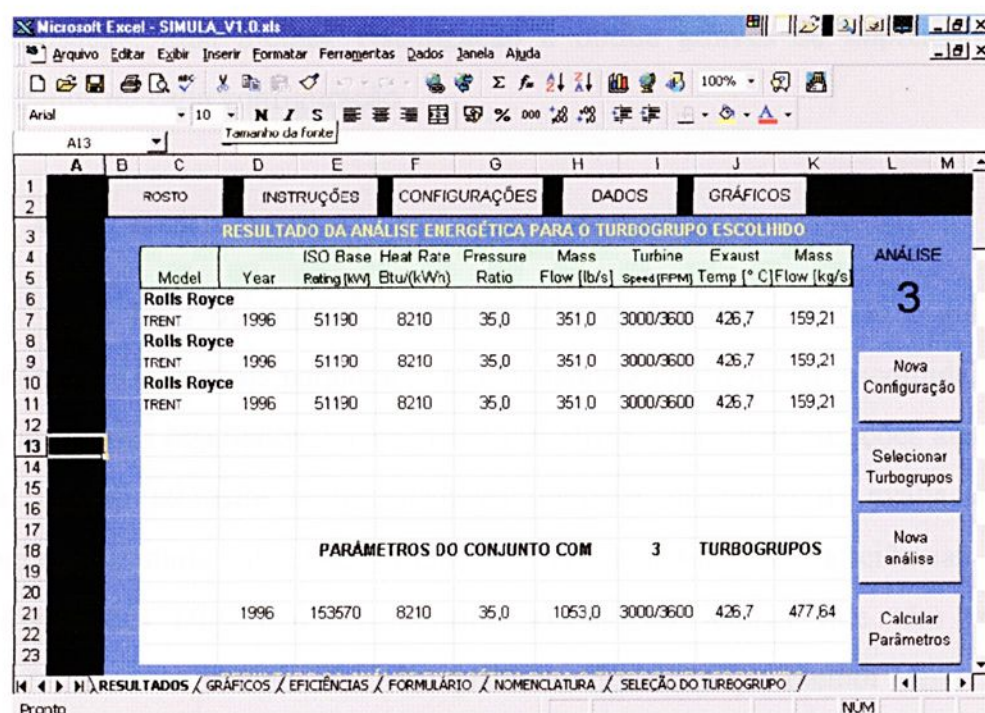


FIGURA 4.12 - Primeira tabela de resultados do conjunto de 3 turbogrupos

- botão “geração de gráficos” – Esta função também trabalha em dois modos, conforme a opção do número de turbogrupos a gás. Para o primeiro modo, os turbogrupos são comparados diretamente entre si, com os dados tomados da tabela de resultados, podendo-se fazer a comparação entre até nove combinações de sistemas de cogeração com ciclos combinados, sendo que o que muda de uma configuração para outra é o turbogrupos a gás considerado. Os gráficos comparam os rendimentos e as relações mais importantes entre as configurações. No segundo modo automático desta função, mais de um turbogrupos a gás forma a configuração escolhida e assim, deve-se enviar os dados para a geração de gráficos a cada conjunto de turbogrupos analisado, até um total de cinco conjuntos que poderão ser comparados entre si da mesma forma que no modo anterior.

Para a comparação entre as configurações de ciclo combinado utilizando turbina a vapor de contrapressão e a que utiliza turbina a vapor de

condensação, uma melhor visualização é obtida através da impressão dos resultados de cada configuração.

4.2.2 RESULTADOS ALCANÇADOS COM O CÓDIGO

No final da análise, o analista dispõe de quatro tabelas e gráficos contendo os principais parâmetros relacionados à configuração escolhida. Pela análise desses resultados, consegue-se visualizar quais configurações atendem total ou parcialmente as necessidades impostas no início da avaliação. O programa simula diversas situações apresentando as eficiências das configurações (figura 4.13), permite avaliar os fatores que têm maior influência no rendimento do ciclo, qual a configuração que melhor atende uma determinada relação entre a carga térmica e a elétrica requerida para um caso específico e resalta as vantagens e desvantagens dos dois tipos de configuração que o programa pode analisar.

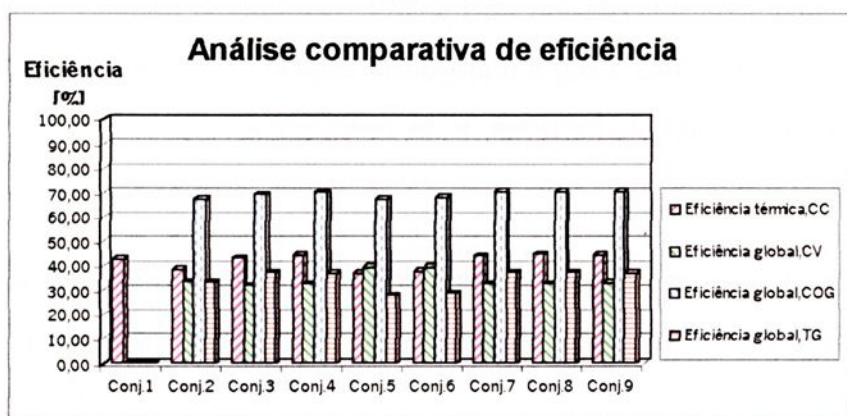


FIGURA 4.13 - Gráfico das análises realizadas pelo programa

CAPÍTULO 5 – ESTUDO DE CASOS

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentado o estudo de 4 casos genéricos possíveis do modelo de simulação proposto, utilizando o programa computacional “SIMULA” para a análise dos dados de entrada requeridos, seguindo-se a sequência lógica descrita no capítulo 3 “Aspectos Metodológicos”. Nesta análise são quantificados os fluxos de energia em cada ponto do ciclo escolhido, assim como os índices de desempenho individuais e globais dos equipamentos.

Como parâmetros de entrada, neste trabalho utilizam-se os dados referentes a uma indústria alimentícia típica visando-se suprir sua demanda térmica e elétrica.

As demandas de energia do projeto original são de 10 MW elétricos com picos de 12 MW e 36 MW de calor em forma de vapor de média pressão (MP) e de baixa pressão (BP) (Fushimi & Beducci, 1987). Esta relação entre demandas elétrica e térmica é baixa para uma configuração turbogruppo a gás e caldeira de recuperação térmica (CRT) convencional, percebendo-se a necessidade de comercializar os excedentes de geração elétrica.

As demandas calóricas da planta fabril incluem as do processo da indústria e as do sistema energético em si, tais como para o desaerador, pré-aquecedores regenerativos da CRT, etc.

Os valores utilizados nesta simulação são para exemplificar a utilização do programa que irá dimensionar e selecionar os componentes que atendam as necessidades de uma planta fabril como as descritas na Tabela 5.1.



TABELA 5.1 - Demanda Térmica de uma Indústria Alimentícia

Vetor Calórico	Vapor MP	Vapor BP
Pressão	1,2 Mpa (12 bar)	0,45 MPa (4,5 bar)
Temperatura	Saturado	saturado
Fluxos	6,67 kg/s	10,00 kg/s
Calor Fornecido	17,76 MW	22,52 MW
Calor Retornado	1,21 MW	1,82 MW
Calor Líquido	16,55 MW	20,7 MW
Demanda Calórica Total: 37,25 MW		

Fonte: (Fushimi & Beducci, 1987)

5.2 HIPÓTESES DO MODELO

Os processos reais que se desenvolvem na configuração de ciclo combinado, apresentam um grau elevado de complexidade; entretanto , isto não impede que seja possível fazer uma simulação termodinâmica mediante considerações de algumas hipóteses no sistema de cogeração a ser analisado.

As hipóteses adotadas nesta abordagem são (Cohen et al, 1987):

- a) Cp dos gases 1,148 kJ/kg.K
- b) temperatura de saída da CRT Te=150° C
- c) as eficiências isentrópicas dos equipamentos possuem inicialmente um valor arbitrado dentro de uma faixa operacional, pode-se alterar esses valores conforme as necessidades de simulação, mas respeitando-se as faixas para cada equipamento. No programa são impostos limites de forma a alertar o analista para valores fora da faixa de especificação do fabricante.
- d) o compressor e as turbinas são modelados como adiabáticos, pois o calor dissipado para o ambiente nesses equipamentos é desprezível.

e) no processo de expansão na turbina a vapor, a eficiência não é considerada como um todo e sim aplicada a cada estágio de expansão conforme modelagem no capítulo 3.

f) para facilitar o entendimento do programa “SIMULA”, são colocados nas caixas de texto das interfaces de entrada de dados alguns valores opcionais para este tipo de sistema, bastando ativar-se a seta ao lado da caixa de texto, incluindo-se nestas os dois estudos de caso aqui descritos. Ao escolher um dos itens da primeira caixa de texto do ponto designado, tem-se o preenchimento automático dos campos restantes relativos a este ponto, senão, preenche-se campo a campo conforme desejado.

g) a prioridade do projeto é para o atendimento da demanda térmica da instalação.

5.3 SIMULAÇÃO DE UM CICLO COMBINADO COM TURBINA A VAPOR DE CONTRAPRESSÃO, SELECIONANDO-SE APENAS UM TURBOGRUPO PARA SUPRIR A DEMANDA TÉRMICA DA PLANTA FABRIL

Nesta seção, faz-se uma análise energética da 1ª configuração proposta (figura 3.1), adotando-se os dados da tabela 5.1. O programa “SIMULA” é auto-explicativo, de forma que, após algumas análises, o analista já consiga ter um domínio relativo do programa.

Na sequência da análise, o analista deve ajustar os parâmetros da tabela 5.2. Para efeito ilustrativo, adota-se alguns parâmetros para o ciclo em questão e alguns valores operacionais das máquinas para exemplificação do programa.



TABELA 5.2 - Definições de eficiência dos equipamentos e outros parâmetros relevantes (podem ser alterados pelo analista)

Valores adotados para a análise			unidades	COMENTÁRIOS
Eficiência isentrópica da turbina a vapor	$\eta_{isent,TV}=$	0,8		VALOR OK
Eficiência isentrópica da bomba de recalque	$\eta_{isent,BB}=$	0,85		VALOR OK
Eficiência da caldeira de recuperação(CRT)	$\eta_{CRT}=$	0,7		VALOR OK
Rendimento do gerador elétrico	$\eta_{GER}=$	0,95		VALOR OK
Poder calorífico inferior do gás natural	$PCI=$	37000	kJ/N.m3	
Calor específico dos gases (P=cte)	$C_{p_{ar}}=$	1,148	kJ/kg.K	
Temperatura de saída da bomba de recalque	$T_{BB}=$	45	°C	
Temperatura dos gases na saída da CRT	$T_e=$	150	°C	VALOR OK
Temperatura ambiente	$T_{amb}=$	25	°C	
Altitude (Local da instalação)	$Alt.=$	530	m	

Os parâmetros termodinâmicos escolhidos na interface de entrada de dados para cada ponto são apresentados em uma das telas do programa conforme a tabela 5.3.

TABELA 5.3 - Parâmetros Termodinâmicos adotados para análise

ponto	P [MPa]	T [° C]	h [kJ/kg]	h' (corrigida) [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	m [kg/s]
1	2,1	300,00	3021,00	-	6,74	16,67
2	1,2	188,00	2785,00	2832,20	6,52	6,67
3	0,45	147,93	2320,00	2422,44	6,35	10
4	0,34	40,5	169,92	-	0,579	16,67
5	2,2	44,00	186,16	189,03	0,6245	16,67

Escolhendo-se a configuração para um turbogruppo a gás e uma precisão com uma variação de 50 °C na temperatura do parâmetro de seleção, já que para valores menores de temperatura, neste caso, o programa não selecionou nenhum turbogruppo por não haver nenhum utilizando-se um valor menor que 50 ° C. Valores maiores de temperatura permitem ampliar a faixa de seleção e com isso, escolher um maior de turbogrupos para análise que são selecionados automaticamente do banco de dados, sendo que para este caso só foi selecionado o turbogruppo listado na tabela 5.4.

Isto é explicado analisando-se o banco de dados como um todo, sendo que para atender esta demanda de energia térmica, o turbogruppo mais próximo já irá gerar um excesso de energia térmica, se aumentarmos mais ainda a faixa de abrangência, estaremos afastando muito do valor requerido.

TABELA 5.4 - Tabela dos turbogruppos selecionados para análise

Modelo	Ano	Potência Elétrica [kW]	Heat Rate Btu/(kWh)	Relação de Pressão	Fluxo de massa [lb/s]	Rotação [rpm]	Temperatura exaustão [° C]
FiatAvio							
TG20 B7/8	1971	39967	11234	11,0	363,0	4918	515,00

Para melhor visualização do turbogruppo escolhido no campo da possibilidade (apêndice 1), gera-se o gráfico da figura 5.1 através do vínculo automático da tabela com o gráfico atualizado constantemente.

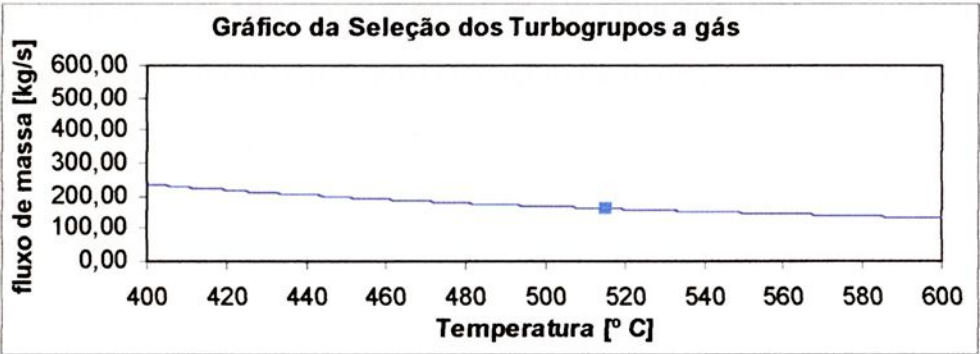


FIGURA 5.1 - Gráfico dos turbogruppos selecionados na análise

Para este caso com um turbogruppo a gás, pode realizar-se análise de até nove turbogruppos simultaneamente sendo calculado nas tabelas 5.5 e 5.6 os principais parâmetros resultantes da escolha realizada. Como só foi selecionado um único turbogruppo a gás, inicia-se o dimensionamento do sistema proposto na configuração escolhida.

TABELA 5.5 - Parâmetros dos turbogruppos a gás e da turbina a vapor

Modelo	W_{tg} [kW]	E_{comb} [kW]	m_{GN} [N.m ³ /s]	E_c [kW]	Q_p [kW]	m_v [kg/s]	W_{tv} [kW]	E_{eltv} [kW]
FiatAvio TG20 B7/8	42071	131283,4	3,55	68994	48296	17,05	7475	7101

Para uma análise comparativa entre os turbogruppos selecionados para esta configuração e até para comparação com uma outra configuração, apresenta-se na tabela 5.7 a eficiência individual dos ciclos e a eficiência global do sistema de cogeração que demonstra o maior aproveitamento da fonte primária de energia.

TABELA 5.6 - Parâmetros do ciclo a vapor

Modelo	Q_p [kW]	Q_{pMP} [kW]	Q_{pBP} [kW]	Q_{COND} [kW]	m_1 [kg/s]	m_2 [kg/s]	m_3 [kg/s]	m_6 [kg/s]
FiatAvio TG20 B7/8	48296	17757	23390	-	17,05	6,67	10,38	-

Para melhor visualização e comparação dos resultados geram-se os gráficos das figuras 5.2 a 5.6.

TABELA 5.7 - Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise

Modelo	$\eta_{t,CC}$ [%]	$\eta_{g,CV}$ [%]	$\eta_{g,COG}$ [%]	$\eta_{g,TG}$ [%]	$\eta_{g,COG}$ $\eta_{g,TG}$	$\frac{E_{TG}}{E_{TV}}$	$\frac{W_{TG}}{m_{GN}}$	W_{BB} [kW]
FiatAvio TG20 B7/8	37,5	36,8	68,8	32,0	2,15	5,63	11857	-325,8

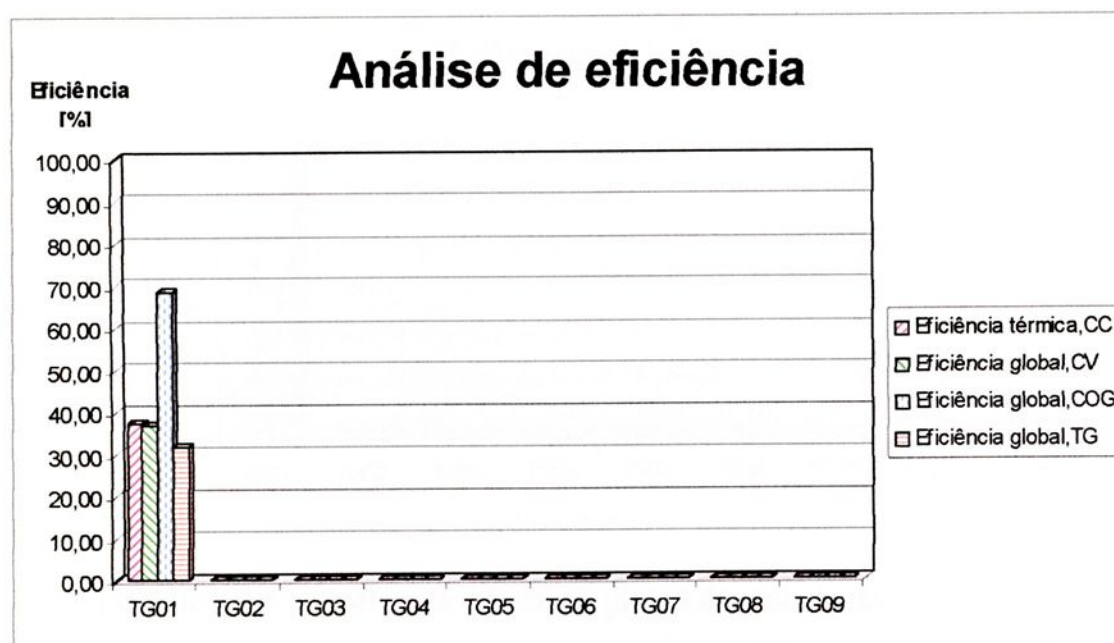


FIGURA 5.2 - Gráfico da eficiência dos turbogruppos

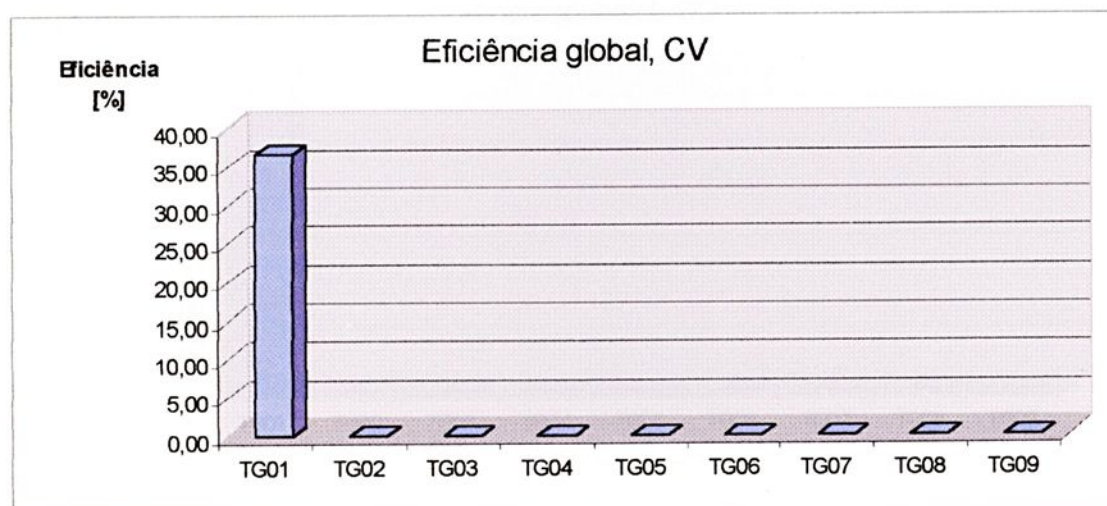


FIGURA 5.3 - Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor

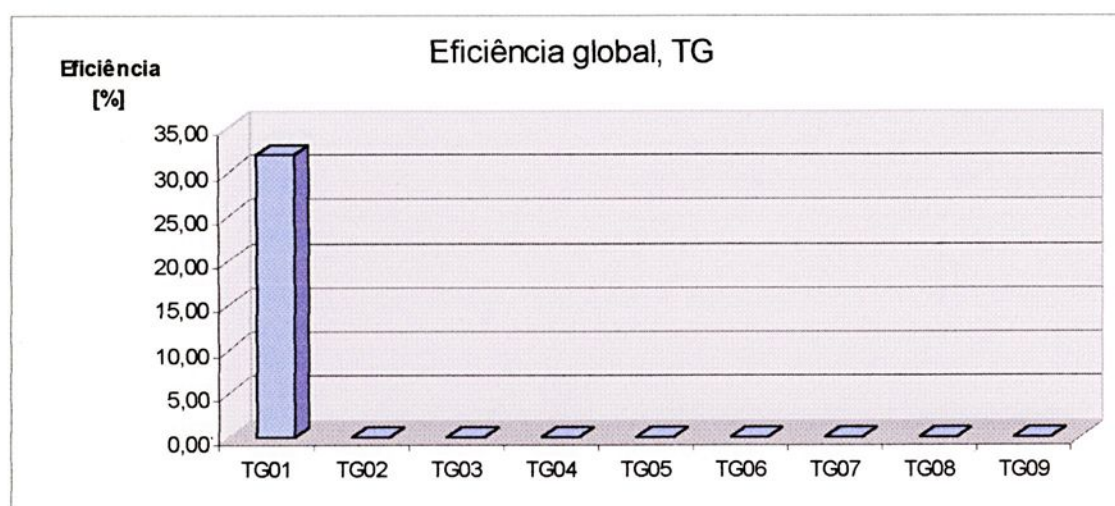


FIGURA 5.4 - Gráfico da eficiência global do ciclo a gás

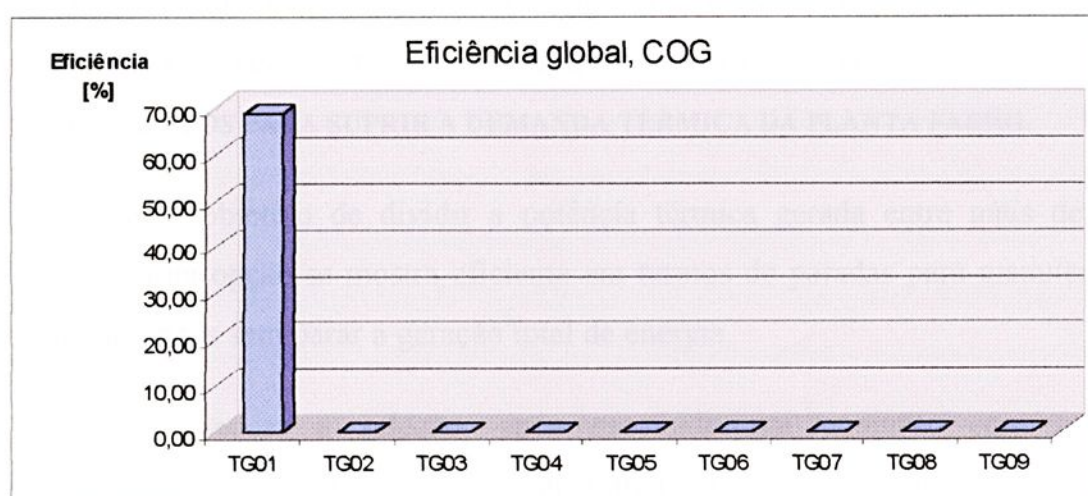


FIGURA 5.5 - Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração

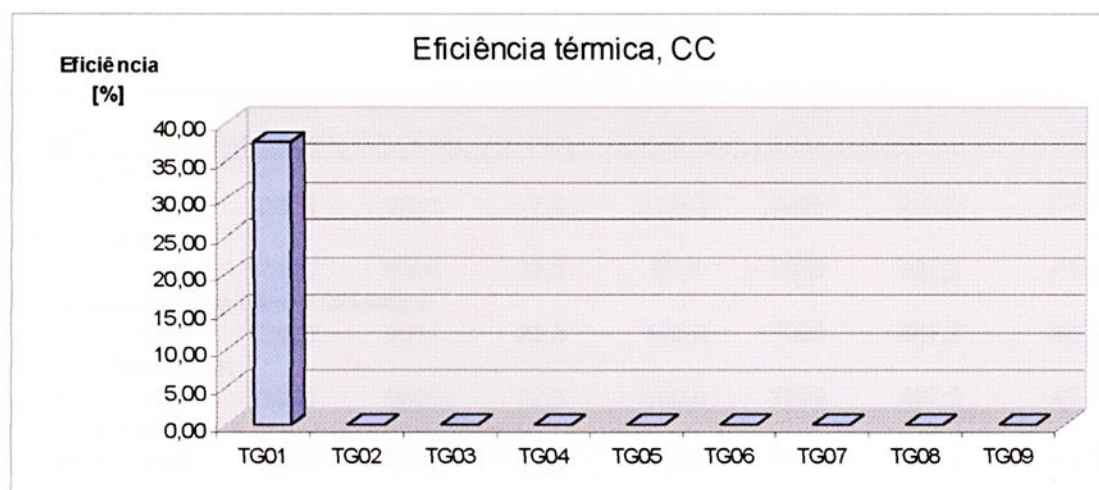


FIGURA 5.6 - Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado

5.4 SIMULAÇÃO DE UM CICLO COMBINADO COM TURBINA A VAPOR DE CONTRAPRESSÃO, SELECIONANDO-SE UM CONJUNTO COM QUATRO TURBOGRUPOS PARA SUPRIR A DEMANDA TÉRMICA DA PLANTA FABRIL

Com o objetivo de dividir a potência térmica gerada entre mais de um turbogrupos, esta opção se mostra eficiente em termos de paradas para manutenção dos equipamentos sem parar a geração total de energia.

Para começar a seleção, após escolhido um conjunto com quatro turbogrupos e escolhendo-se uma temperatura para variação de 10°C na temperatura do parâmetro de seleção, o programa seleciona somente um turbogrupos, sendo este o que melhor atende as necessidades requeridas. Para valores de temperatura acima de 20°C (até 50°C), são selecionados pelo programa mais de dez turbogrupos, porém, afasta-se cada vez mais do valor exato requerido. Para uma análise comparativa entre mais turbogrupos, pode-se utilizar 20°C para esta escolha e assim, obtêm-se cinco turbogrupos selecionados pelo programa, e são alguns destes que serão analisados neste item, em uma sequência aleatória, podendo ser escolhida pelo analista a ordem de realização da análise.

TABELA 5.8 - Turbogrupos selecionados para análise

Modelo	Ano	Potência Elétrica [kW]	Heat Rate Btu/(kWh)	Relação de Pressão	Fluxo de massa [lb/s]	Rotação [rpm]	Temperatura exaustão [° C]	Fluxo de massa [kg/s]
Aviadvigatel								
GTU-12PE	1997	12900	9641	17,5	115,8	3000	435,0	52,53
Dresser-Rand								
DR60G	1990	13420	9563	22,3	97,8	7000	487,2	44,36
Ishikawajima-Harima Heavy Industries								
LM1600	1988	13490	9511	22,3	100,0	7000	487,2	45,36
Stewart & Stevenson								
TG-1600	1987	13800	9600	22,3	100,0	7000	487,2	45,36
Thomassen Stewart & Stevenson International								
LM1600PA	1988	13520	9502	22,5	100,0	7000	487,2	45,36

O valor da energia dos gases de exaustão requerido para atender a demanda solicitada na entrada de dados para o programa é dividido conforme o número de turbogrupos do item selecionado na definição do turbogrupos, que para este exemplo é quatro e, com este novo valor da energia requerida dos gases de exaustão, o programa realiza uma nova seleção dos turbogrupos a partir do banco de dados, conforme tabela 5.8 e respectiva visualização dos turbogrupos na figura 5.7.

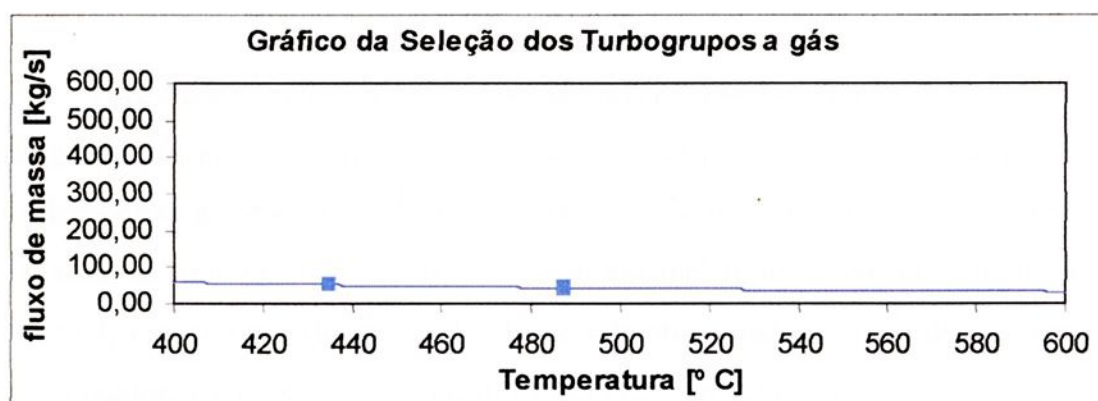


FIGURA 5.7 - Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise

Para o caso em que se tem mais de um turbogruppo a gás na configuração, as análises são realizadas separadamente até um total de nove análises, sendo que os principais parâmetros de cada análise são transferidos para outras tabelas para armazenar os resultados parciais. O conjunto com quatro turbogruppos a gás juntos fornecem os valores apresentados nas tabelas 5.9, 5.10 e 5.11.

TABELA 5.9 - Parâmetros totalizados para 4 turbogruppos a gás trabalhando em conjunto, selecionados aleatoriamente para análise e alguns parâmetros da turbina a vapor

Modelo	W_{tg} [kW]	E_{comb} [kW]	m_{GN} [Nm ³ /s]	E_c [kW]	Q_p [kW]	m_v [kg/s]	W_{tv} [kW]	E_{eltv} [kW]
Dresser-Rand								
DR60G	56505	150100	4,06	68696	48087	16,98	7430	7059
Aviadvigatel								
GTU-12PE	54316	145460,7	3,93	68743	48120	16,99	7437	7066
Ishikawajima-Harima Heavy Industries								
LM1600	56800	150062,4	4,06	70241	49169	17,36	7659	7276
Stewart & Stevenson								
TG-1600	58105	154947,4	4,19	70241	49169	17,36	7659	7276
Thomassen Stewart & Stevenson International								
LM1600PA	56926	150253,8	4,06	70241	49169	17,36	7659	7276

Para cada uma das nove análises possíveis, pode-se escolher um conjunto de turbogruppos formado por qualquer um dos turbogruppos selecionados na tabela 5.8, isto demonstra a capacidade do programa de colocar a ordem de análise requerida pelo analista, por exemplo, utilizar o segundo turbogruppo selecionado na análise número 1, e assim por diante, podendo-se substituir qualquer uma das análises por outra a qualquer momento, sem interferir em outros resultados .

TABELA 5.10 - Parâmetros do ciclo a vapor para 4 turbogrupos a gás trabalhando em conjunto

Modelo	Q_p [kW]	Q_{pMP} [kW]	Q_{pBP} [kW]	Q_{COND} [kW]	m_1 [kg/s]	m_2 [kg/s]	m_3 [kg/s]	m_6 [kg/s]
Dresser-Rand DR60G	48087	17757	23224	-	16,98	6,67	10,31	-
Aviadvigatel GTU-12PE	48120	17757	23250	-	16,99	6,67	10,32	-
Ishikawajima-Harima Heavy Industries LM1600	49169	17757	24084	-	17,36	6,67	10,69	-
Stewart & Stevenson TG-1600	49169	17757	24084	-	17,36	6,67	10,69	-
Thomassen Stewart & Stevenson International LM1600PA	49169	17757	24084	-	17,36	6,67	10,69	-

TABELA 5.11 - Eficiências dos turbogrupos selecionados para análise

Fabric./modelo	Pot. Total [kW]	n° de turbogrupos	η_t, CC	η_g, CV	η_g, COG	η_g, TG
Dresser-Rand DR60G	53680	4	42,38	32,04	69,68	37,65
Aviadvigatel GTU-12PE	51600	4	42,23	33,08	70,42	37,34
Ishikawajima-Harima Heavy Industries LM1600	53960	4	42,73	32,77	70,62	37,85
Stewart & Stevenson TG-1600	55200	4	42,23	31,73	69,23	37,50
Thomassen Stewart & Stevenson International LM1600PA	54080	4	42,76	32,72	70,61	37,89

Os gráficos relativos à eficiência dos ciclos são apresentados nos gráficos das figuras 5.8 a 5.12.

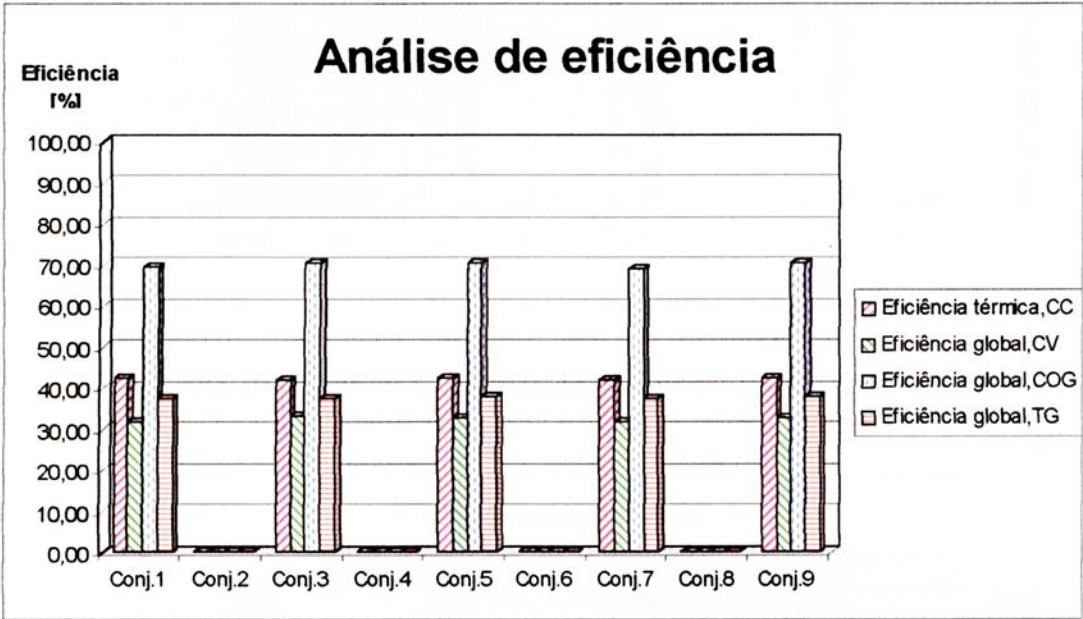


FIGURA 5.8 - Gráfico de eficiência dos turbogrupos selecionados na análise

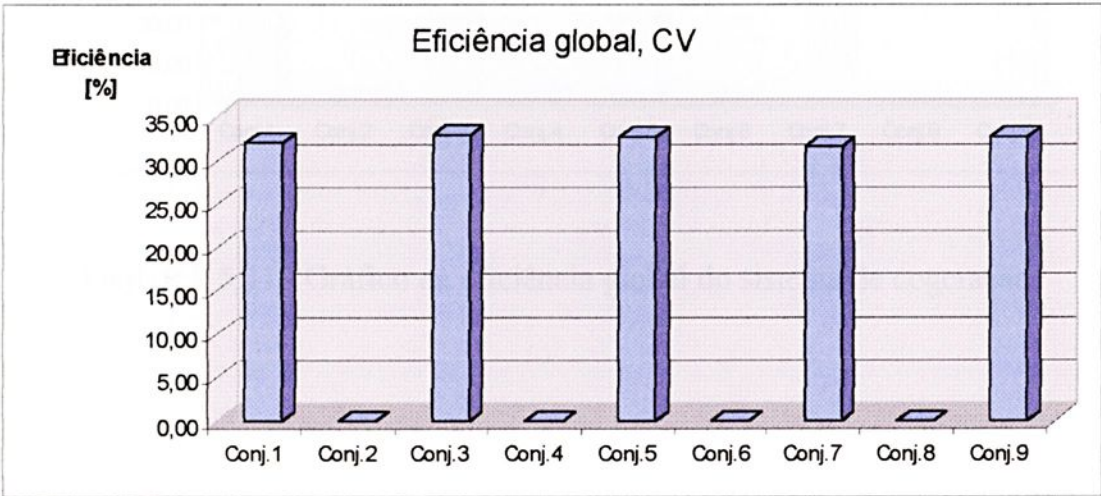


FIGURA 5.9 - Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor

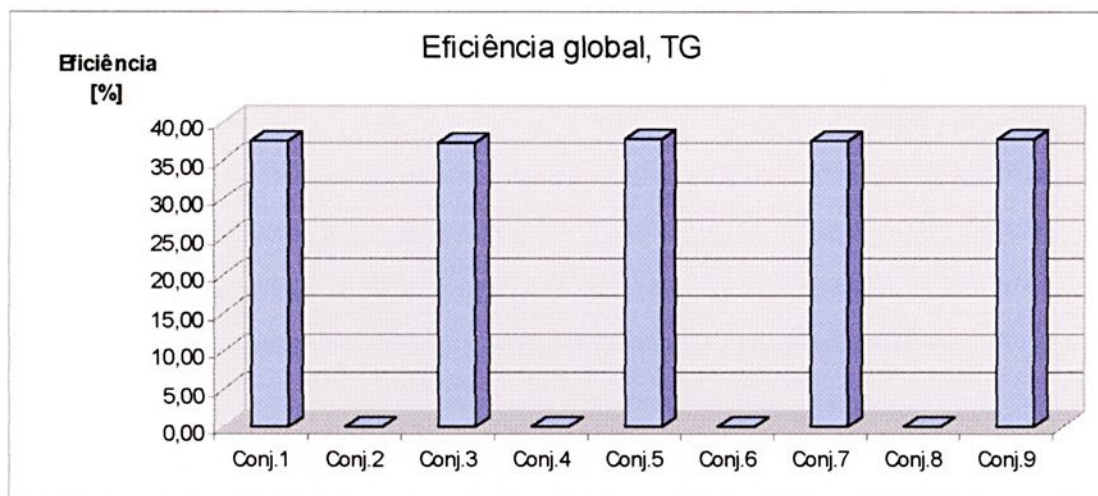


FIGURA 5.10 - Gráfico da eficiência global do ciclo a gás

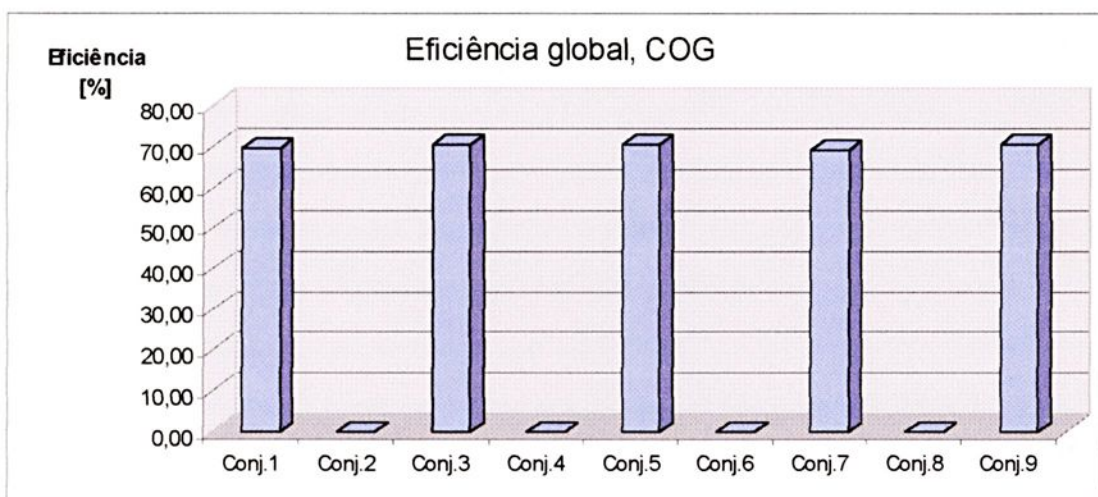


FIGURA 5.11 - Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração

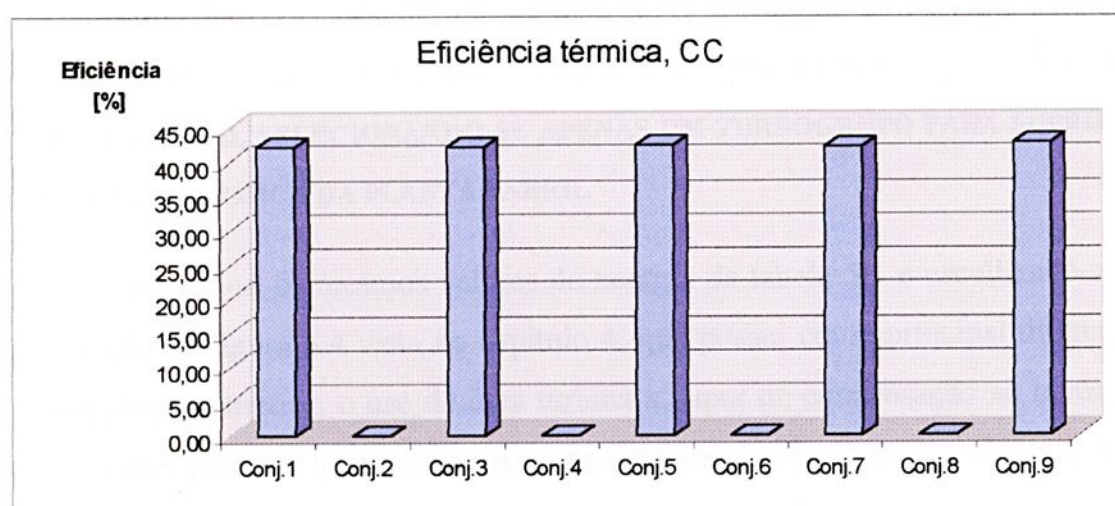


FIGURA 5.12 - Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado

5.5 SIMULAÇÃO DE UM CICLO COMBINADO COM TURBINA A VAPOR DE CONDENSAÇÃO, SELECIONANDO-SE APENAS UM TURBOGRUPO PARA SUPRIR A DEMANDA TÉRMICA DA PLANTA FABRIL

Adotando-se os mesmos valores de energia da tabela 5.1 e escolhendo-se a configuração da figura 4.4 vista no capítulo 4, que possui como principal diferença da configuração anterior, o uso de uma turbina a vapor de condensação ao invés de uma de contra-pressão, que recebe vapor da CRT em alta pressão, que é expandido até as pressões pré-fixadas de acordo com a necessidade do processo, sendo o restante expandido até a pressão do condensado. Este tipo de turbina a vapor é preferível em processos onde a produção de energia elétrica/mecânica é prioritária, por possuir maior flexibilidade operacional do sistema.

Na entrada de dados para esta segunda configuração, a interface disponibiliza um campo a mais para cada parâmetro do condensador (ponto 6), de acordo com a figura 4.5. O processo de ajuste de eficiência isentrópica dos equipamentos é mantido idêntico ao da configuração anterior e, deste modo, conduz-se análise de forma a comparar o desempenho entre as configurações analisadas. Na entrada do condensador, adota-se aqui para exemplificar, uma pressão de 0,40 MPa e os outros valores neste exemplo são inseridos automaticamente, e o fluxo de massa para condensador é um dos parâmetros que irá diferenciar principalmente a potência de eixo gerada pela TV; os dados de entrada adotados são demonstrados pela tabela 5.12 o que indica o estado termodinâmico adotado em cada ponto do sistema. Como no caso anterior para um turbogruppo a gás, faz-se as mesmas considerações para as definições do conjunto de turbogruppos a gás e esses são automaticamente selecionados, apagando-se as análises dos casos anteriores da primeira configuração, por isso, recomenda-se imprimir o relatório após efetuadas as análises da primeira configuração. Os turbogruppos selecionados são apresentados na tabela da figura 5.13 e, ao ativar-se o botão “Analisar Turbogruppos”, segue-se os passos auto-instrutivos

até o final das análises. Para este caso, o programa selecionou apenas dois turbogrupos a gás, conforme listado na tabela 5.13. As tabelas e gráficos gerados pelos programas resultantes desta análise são demonstrados nas tabelas 5.12 a 5.16 e figuras 5.13 a 5.18.

TABELA 5.12 - Parâmetros termodinâmicos adotados para análise

ponto	P [MPa]	T [° C]	h [kJ/kg]	h' (corrigida) [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	m [kg/s]
1	2,1	300	3021	-	6,741	17,67
2	1,2	188	2785	2832,2	6,524	6,67
3	0,45	147,9	2320	2422,4	6,353	10,00
4	0,34	40,5	169,9	-	0,579	17,67
5	2,2	44	186,2	189,0	0,624	17,67
6	0,4	143,6	2418	2418,9	6,128	1,00

TABELA 5.13 - Turbogrupos selecionados para análise

Modelo	Ano	Potência Elétrica [kW]	Heat Rate Btu/(kWh)	Relação de Pressão	Fluxo de massa [lb/s]	Rotação [rpm]	Temperatura exaustão [° C]	Fluxo de massa [kg/s]
FiatAvio								
TG20 B11/B12	1990	49177	10464	14	384,0	5425	522,0	174,2
Rolls Royce								
251B11	1982	49200	10440	15,3	385,0	5425	520,0	174,6
Westing House Electric								
251B11/12	1982	50060	10410	15,3	388,9	5425	518,3	176,4

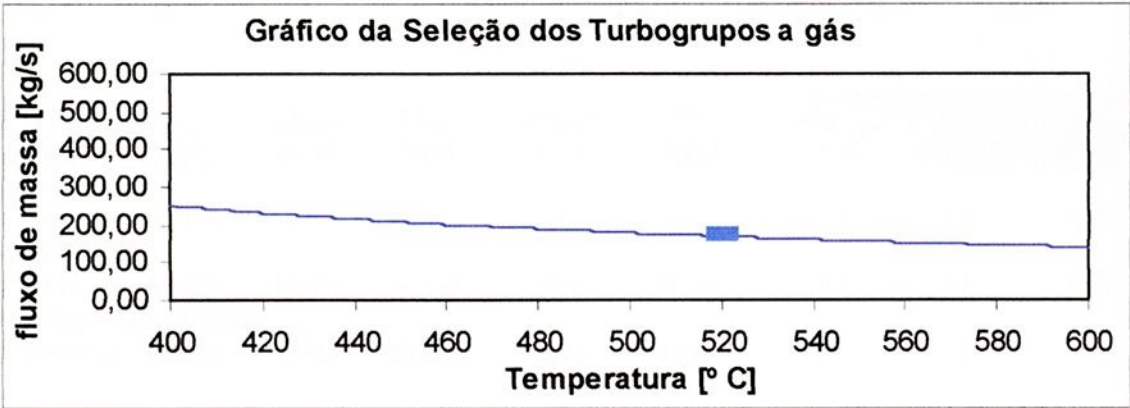


FIGURA 5.13 - Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise

TABELA 5.14 - Parâmetros dos turbogrupos a gás e da turbina a vapor

Modelo	W_{tg} [kW]	E_{comb} [kW]	m_{GN} [N.m ³ /s]	E_c [kW]	Q_p [kW]	m_v [kg/s]	W_{tv} [kW]	E_{eltv} [kW]
FiatAvio								
TG20 B11/B12	51765	150464,4	4,07	74386	52070	18,39	8982	8533
Rolls Royce								
251B11	51789	150189,5	4,06	74178	51925	18,34	8930	8483
Westing House Electric								
251B11/12	52695	152375,6	4,12	74592	52215	18,44	9033	8582

TABELA 5.15 - Parâmetros do ciclo a vapor para quatro turbogrupos a gás trabalhando em conjunto

Modelo	Q_p [kW]	Q_{pMP} [kW]	Q_{pBP} [kW]	Q_{COND} [kW]	m_1 [kg/s]	m_2 [kg/s]	m_3 [kg/s]	m_6 [kg/s]
FiatAvio								
TG20 B11/B12	52070	17757	22525	-3860	18,39	6,67	10	1,72
Rolls Royce								
251B11	51925	17757	22525	-3745	18,34	6,67	10	1,67
Westing House Electric								
251B11/12	52215	17757	22525	-3975	18,44	6,67	10	1,77

TABELA 5.16 - Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise

Modelo	$\eta_{t,CC}$ [%]	$\eta_{g,CV}$ [%]	$\eta_{g,COG}$ [%]	$\eta_{g,TG}$ [%]	$\eta_{g,COG}$ $\eta_{g,TG}$	E_{TG} E_{TV}	W_{TG} m_{GN}	W_{BB} [kW]
FiatAvio								
TG20 B11/B12	40,1	32,5	66,9	34,4	1,94	5,76	12729,4	-351,72
Rolls Royce								
251B11	40,2	32,5	67,0	34,5	1,94	5,80	12758,6	-350,74
Westing House Electric								
251B11/12	40,3	32,1	66,7	34,6	1,9	5,8	12795,4	-352,70

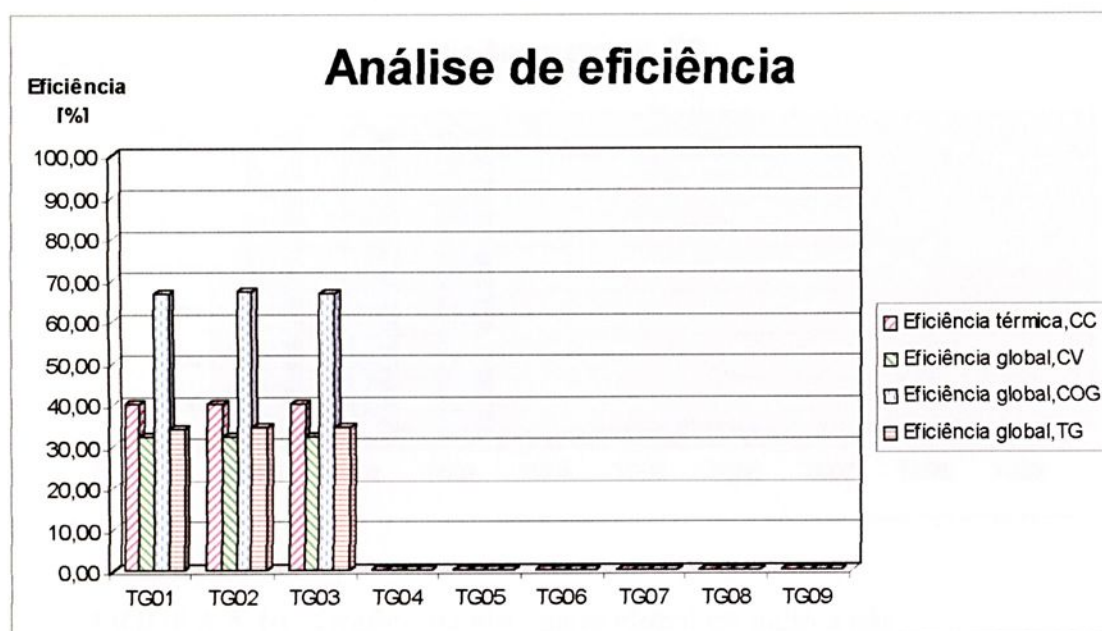


FIGURA 5.14 - Gráfico da eficiência dos turbogruppos

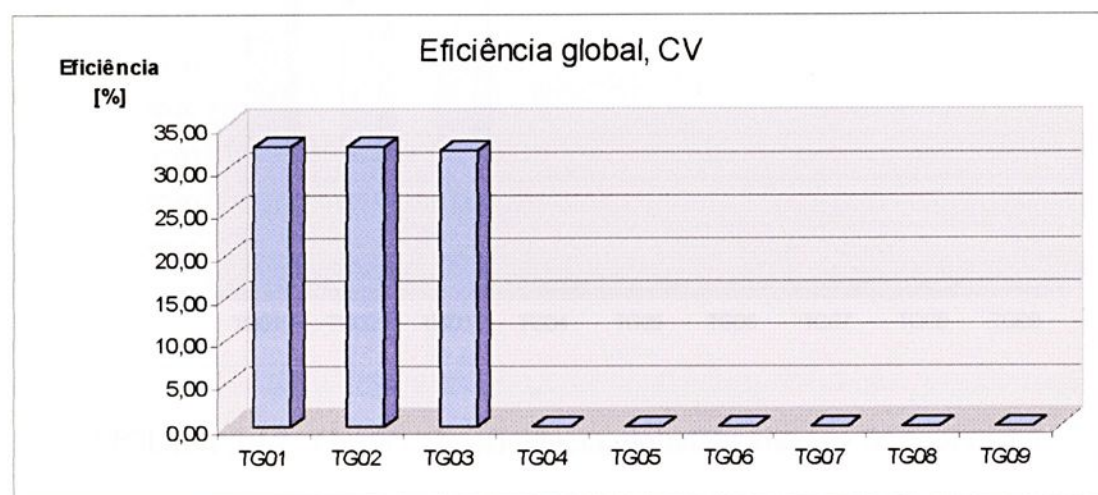


FIGURA 5.15 - Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor

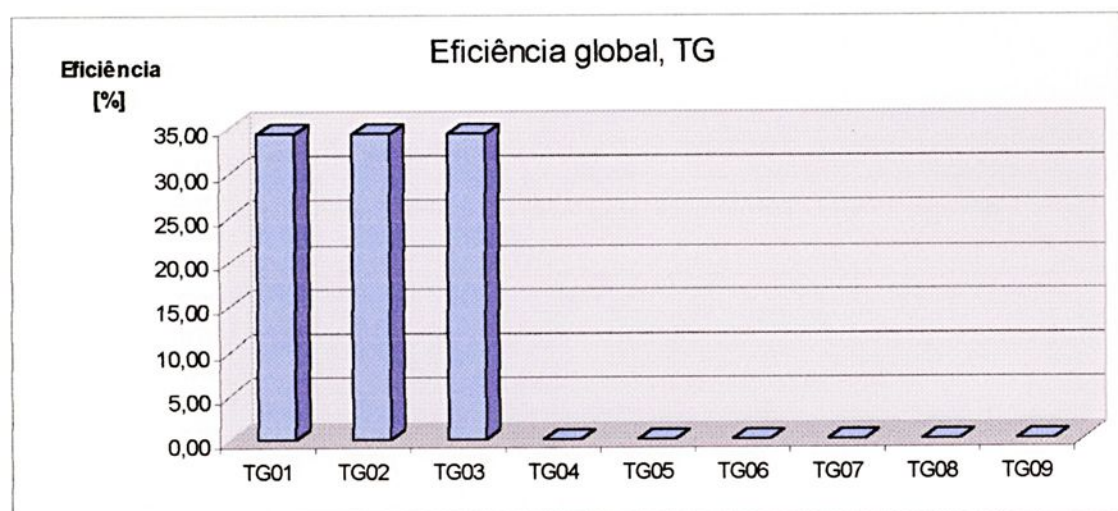


FIGURA 5.16 - Gráfico da eficiência global do ciclo a gás

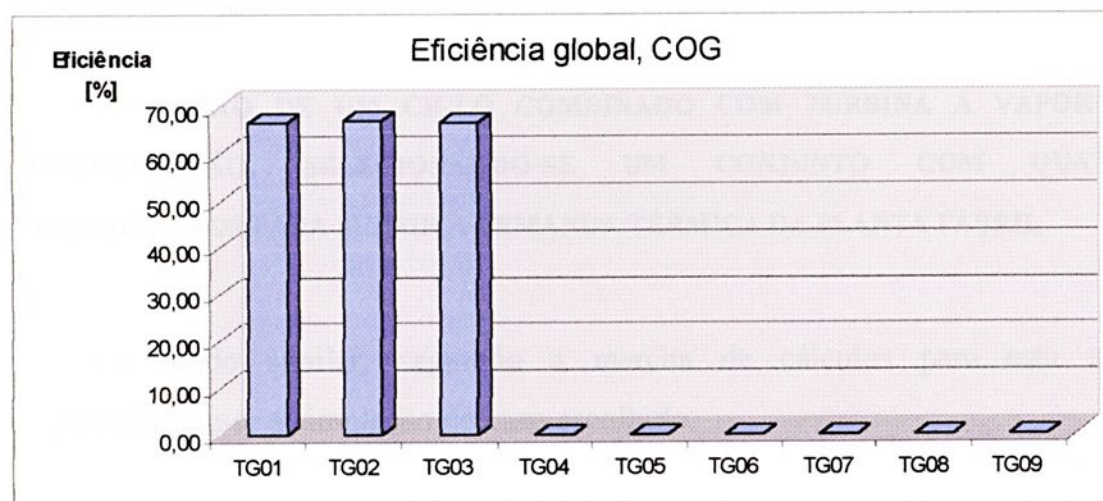


FIGURA 5.17 - Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração

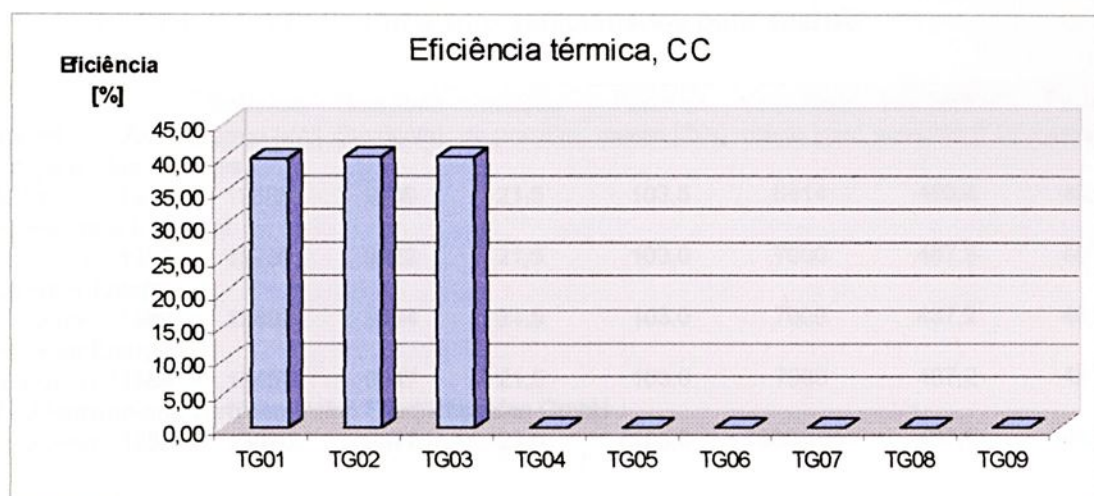


FIGURA 5.18 - Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado

5.6 SIMULAÇÃO DE UM CICLO COMBINADO COM TURBINA A VAPOR DE CONDENSAÇÃO, SELECIONANDO-SE UM CONJUNTO COM QUATRO TURBOGRUPOS PARA SUPRIR A DEMANDA TÉRMICA DA PLANTA FABRIL

De modo similar, seguindo a marcha de cálculos para esta nova configuração, faz-se a simulação do caso escolhido.

Para este caso, o programa selecionou cinco turbogrupos a gás, conforme listado na tabela 5.17. As tabelas e gráficos gerados pelos programas resultantes desta análise são demonstrados nas tabelas 5.19 a 5.20 e figuras 5.19 a 5.24.

TABELA 5.17 - Turbogrupos selecionados para análise

Modelo	Ano	Potência elétrica [kW]	Heat Rate Btu/(kWh)	relação de pressão	Fluxo de massa [lb/s]	velocidade rotação [rpm]	Temperatura exaustão [° C]	Fluxo de massa [kg/s]
European Gas Turbines								
RLM1600	1989	13688	9709	21,5	103,5	6414	489,4	46,95
GE Marine & Industrial								
LM1600-PA	1989	13750	9623	21,5	103,0	7000	487,8	46,72
Kvaerner Energy								
LM1600(PA)	1989	13802	9534	21,5	103,0	7000	487,2	46,72
Kvaerner Energy								
LM1600(PGT)	1989	13457	9647	21,5	103,0	7900	487,2	46,72
MTU Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH								
LM1600(PA)	1989	13820	9577	21,5	103,0	7000/1500	487,8	46,72

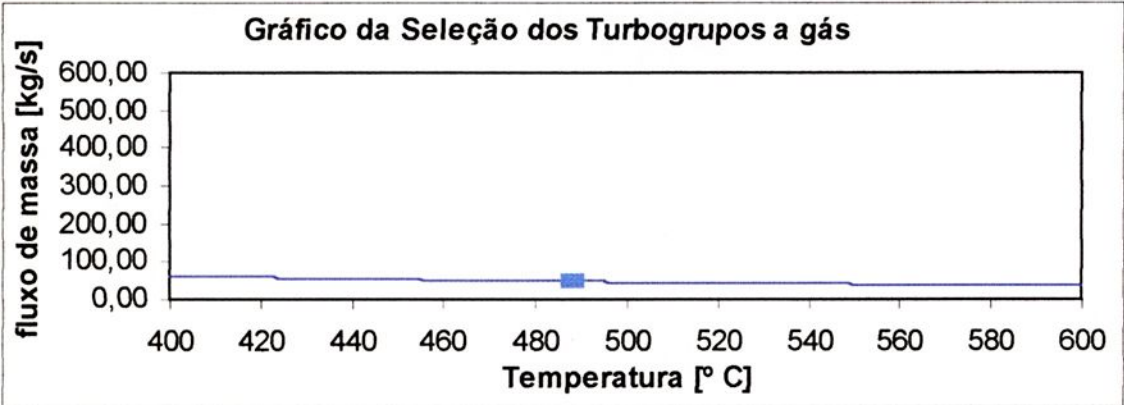


FIGURA 5.19 - Gráfico dos turbogrupos selecionados na análise

TABELA 5.18 - Parâmetros totalizados para 4 turbogrupos a gás trabalhando em conjunto, selecionados aleatoriamente para análise e alguns parâmetros da turbina a vapor

Model	W_{tg} [kW]	E_{comb} [kW]	m_{GN} [Nm ³ /s]	E_c [kW]	Q_p [kW]	m_v [kg/s]	W_{tv} [kW]	E_{eliv} [kW]
European Gas Turbines								
RLM1600	57634	155435	4,20	73179	51225	18,09	8680	8246
GE Marine & Industrial								
LM1600-PA	57895	154756	4,18	72467	50727	17,91	8502	8077
Kvaerner Energy								
LM1600(PA)	58114	153904	4,16	72348	50644	17,88	8472	8049
Kvaerner Energy								
LM1600(PGT)	56661	151836	4,10	72348	50644	17,88	8472	8049
MTU Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH								
LM1600(PA)	58189	154800	4,18	72467	50727	17,91	8502	8077

TABELA 5.19 - Parâmetros do ciclo a vapor para 4 turbogrupos a gás trabalhando em conjunto

Modelo	Q_p [kW]	Q_{pMP} [kW]	Q_{pBP} [kW]	Q_{COND} [kW]	m_1 [kg/s]	m_2 [kg/s]	m_3 [kg/s]	m_6 [kg/s]
European Gas Turbines								
RLM1600	51225	17758	22525	-3189	18,09	6,67	10	1,42
GE Marine & Industrial								
LM1600-PA	50727	17758	22525	-2794	17,91	6,67	10	1,24
Kvaerner Energy								
LM1600(PA)	50644	17758	22525	-2728	17,88	6,67	10	1,21
Kvaerner Energy								
LM1600(PGT)	50644	17758	22525	-2728	17,88	6,67	10	1,21
MTU Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH								
LM1600(PA)	50727	17758	22525	-2794	17,91	6,67	10	1,24

Em caso de valores negativos no parâmetro de fluxo de massa no condensador significam que o turbogruppo selecionado deve ser descartado pois não atende totalmente a demanda requerida pelo processo industrial.

TABELA 5.20 - Eficiência dos turbogrupos selecionados para análise

Fabric./modelo	Pot. Total [kW]	n° de turbogrupos	$\eta_{t,CC}$	$\eta_{g,CV}$	$\eta_{g,COG}$	$\eta_{g,TG}$
European Gas Turbines RLM1600	54752	4	42,4	31,3	68,4	37,1
GE Marine & Industrial LM1600-PA	55000	4	42,7	31,3	68,7	37,4
Kvaerner Energy LM1600(PA)	55208	4	43,0	31,5	69,2	37,8
Kvaerner Energy LM1600(PGT)	53828	4	42,7	31,9	69,2	37,3
MTU Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH LM1600(PA)	55280	4	42,9	31,3	68,9	37,6

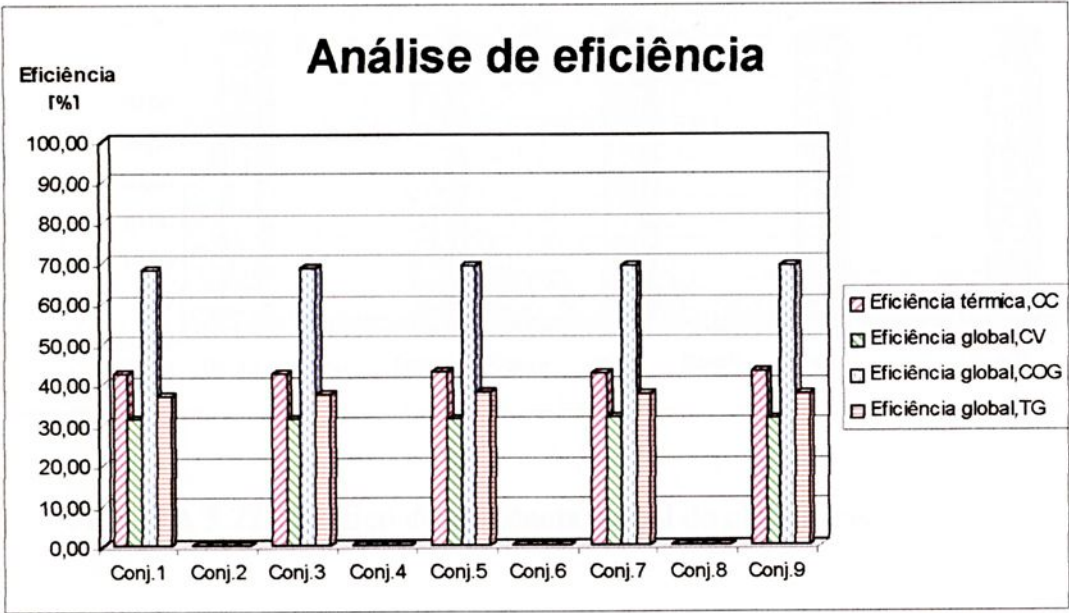


FIGURA 5.20 - Gráfico da eficiência dos turbogrupos

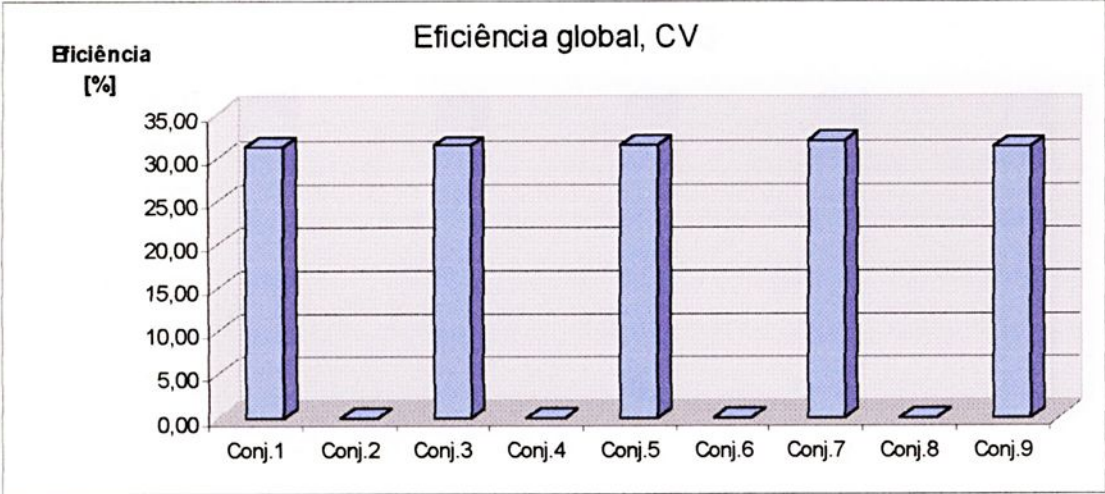


FIGURA 5.21 - Gráfico da eficiência global do ciclo a vapor

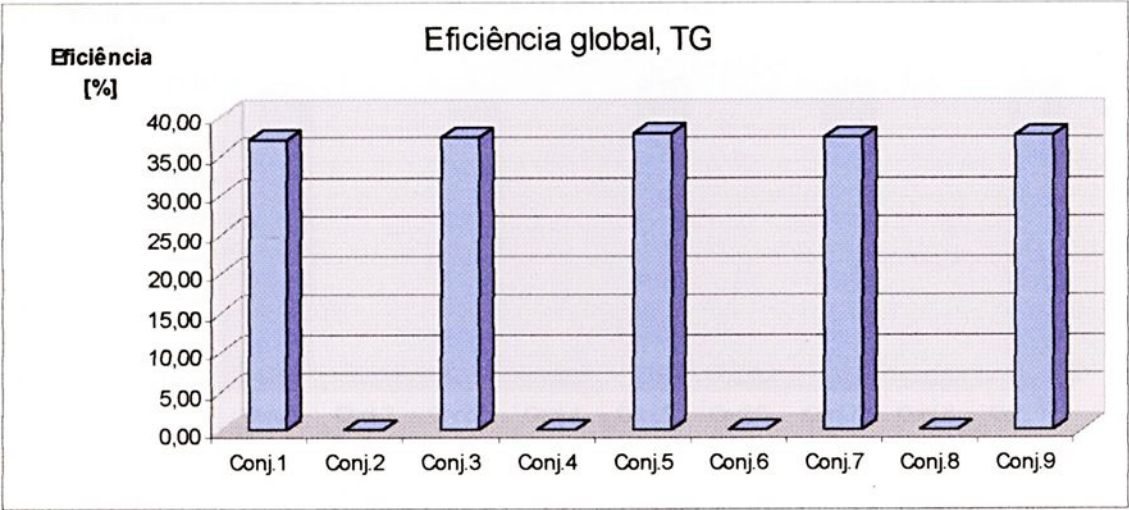


FIGURA 5.22 - Gráfico da eficiência global do ciclo a gás

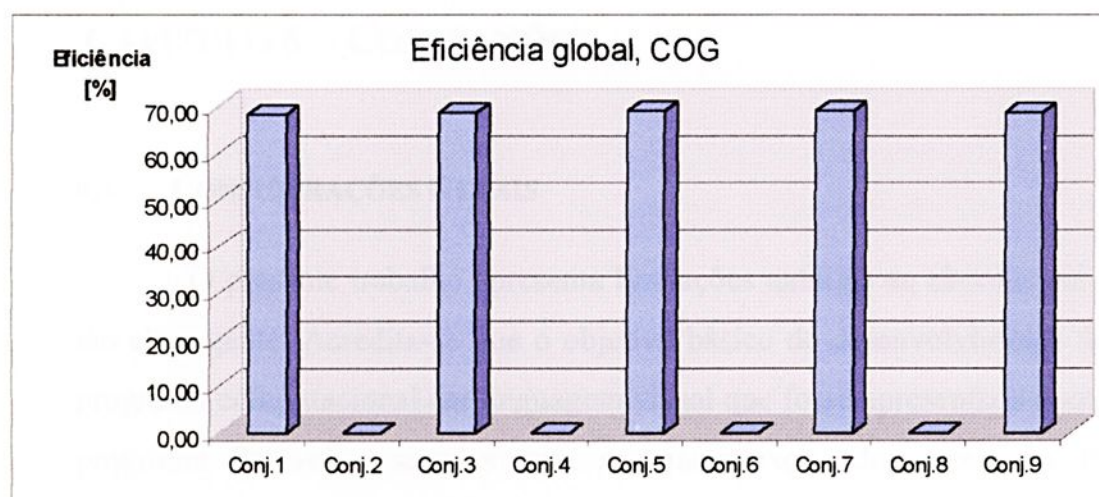


FIGURA 5.23 - Gráfico da eficiência global do sistema de cogeração

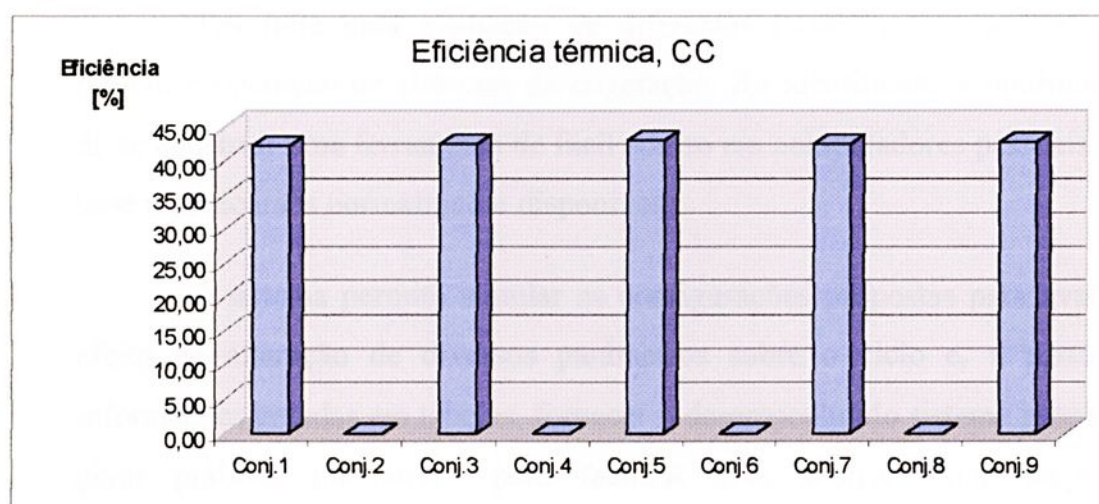


FIGURA 5.24 - Gráfico da eficiência térmica do ciclo combinado

A decisão dentre os turbogrupos selecionados prescinde um conjunto metodológico mais forte, que faça distinção de diferença de custos, taxas, impostos, etc.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES

6.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O presente trabalho apresenta limitações naturais ao abordar um tema tão abrangente. Acredita-se que o objetivo básico de desenvolvimento de um programa computacional em linguagem visual que fosse apresentado como um programa flexível e simples para a caracterização dos principais fluxos energéticos e que fornecesse o desempenho global do sistema simulado foi alcançado.

Foi feita uma avaliação de diferentes modelos para a análise de projeto e operação de sistemas de cogeração; foi identificada a oportunidade de se construir uma ferramenta de fácil acesso em computadores pessoais, com base nos recursos normalmente disponíveis.

O sistema permite simular as configurações propostas para avaliar o efeito da alteração de diversos parâmetros sobre o ciclo e, a partir das informações geradas em tabelas, fornecer o desempenho do sistema proposto e gerar gráficos ilustrativos para facilitar uma análise comparativa das possibilidades simuladas.

Durante o desenvolvimento do programa em *Visual Basic for Applications*, percebeu-se que pela simples análise das funções existentes no programa, pode-se aumentar o potencial do mesmo pela interferência do analista através do acréscimo de novas funções que atendam a necessidades particulares, pois o código computacional utilizado é de fácil assimilação, principalmente se o analista for um estudante ou um pesquisador.

No projeto inicial do programa previa-se, além da análise da 1ª Lei, a implementação de análise em termos de 2ª Lei, possibilidade e viabilidade de queima suplementar e análise econômica para as configurações mas, para tornar o programa uma plataforma de base para futuros trabalhos, decidiu-se empenhar esforços no aumento do número de funções para o tratamento em base energética. Desta forma, abre-se oportunidades para o desenvolvimento de outras modelagens utilizando-se linguagem de programação visual por possuir um grande potencial, conforme visto no capítulo 4, e por ser tão pouco explorada na automatização dos modelos existentes para térmicos.

Com referência a continuidade do trabalho, um modelo de otimização pode ser implementado para aprimorar os resultados do ponto de vista de um critério ótimo previamente estabelecido, o que possibilita maximizar os benefícios desejados, tornando o programa uma ferramenta muito útil na concepção desses sistemas além de permitir a capacitação pessoal nesta área. A partir de um modelo de otimização, pode utilizar-se o programa “SIMULA” como um elemento de análise de sensibilidade para as configurações ótimas então estabelecidas.

6.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS DO ESTUDO DE CASOS

No estudo de casos realizado, a comparação entre os resultados de cada uma das configurações pode ser prejudicada pelo fato de haver escolha diferenciada de máquinas em cada simulação. Por outro lado, esse mesmo fato abre um campo de possibilidades para a avaliação de uma situação problema ou operação fora de projeto, mais conhecido em literaturas internacionais como *off design operation* e simulação de cargas parciais.

Nos turbogrupos selecionados do banco de dados pelo programa, ocorre a seleção de algumas máquinas que ultrapassam a necessidade térmica, ou porque o intervalo de temperatura para seleção foi elevado para o caso



analisado e permitiu a seleção de um maior número de equipamentos, porém alguns já fora do campo de operação.

A automatização da escolha do turbogruppo, num universo de 500 máquinas, reduz consideravelmente o tempo gasto na escolha dos componentes no processo de seleção de máquinas.

O programa desenvolvido possui um grande potencial e merece um aperfeiçoamento para tornar essa ferramenta ainda mais útil no pré-projeto de sistemas de cogeração.



REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ALLEN, R. P., KOVACIK, J. M. Gas turbine cogeneration - principles and practice. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 106, p. 725-30, 1984.
- ANTUNES, J. S. *Código computacional para análise de sistemas de cogeração com turbinas a gás*. Guaratinguetá, 1999. 157p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- BALESTIERI, J. A. P. A cogeração no contexto da conservação de energia. In: ____ *Planejamento de centrais de cogeração: projeto, operação e expansão*. Guaratinguetá, 1997, p. 1-8 Tese (Livre Docência em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia.) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- BOLLAND, O. A Comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 113, p. 190-7, 1991.
- BUSKIES, U. The efficiency of coal-fired combined cycle power plants. *Applied thermal engineering*, v.16, n. 20, p.959-74, 1996.
- CERRI, G. Parametric analysis of combined gas-steam cycles. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v.109, p.46-54, 1987.
- EL-MASRI, M. A. Exergy analysis of combined cycles: part 1- air cooled Brayton-cycle gas turbines. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v.109, p. 228-36, 1987.

- EL-MASRI, M. A., CHIN, W. W. Exergy analysis of combined cycles: part 2- analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycles. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 109, p. 237-43, 1987.
- FOSTER-PEGG, R. W. Steam bottoming plants for combined cycles. *Journal of Engineering for Power*, v. 100, p. 203-11, 1978.
- HU, S. D. *Cogeneration*. Virginia :Reston Publ., 1985.
- KEHLHOFER, R. Combined gas/steam turbine power plants for the cogeneration of heat and electricity. *Brown Boveri Review*, p. 680-85, 1978.
- KEHLHOFER, R. Calculation for part-load operation of combined gas/steam turbine plants. *Brown Boveri Review*, p. 672-79, 1978.
- KOVACIK, J. M. *Cogeneration*. In: TURNER, W. C. (Ed), *Energy Management Handbok*. New York: J. Wiley , 1982. p. 203-30.
- MORAN, M. J., SCIUBBA, E. Exergy analysis: principles and practice. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 116, p. 285-90, 1994.
- NOGUEIRA, L. A. H. *Cogeração: uma introdução*. Itajubá: EFEI, 1996 (Apostila do curso de engenharia mecânica).
- ORLANDO, J. A. *Cogeneration planner's handbook*. p. 01-69, 1985.
- RUFLI, P. A. Sistematic analisis of the combined gas-steam cycle. PROCEEDING OF ASME - COGEN TURBO CONFERENCE -, ASME IGTI, v. 1, p. 135-46, 1987.



SEIPPEL, C. Considerations sur les centrales à vapor de production d'enrgie.

Brown Boveri Revue, p. 342-356, 1950.

SEIPPEL, C., BEREUTER, R. The theory of combined steam and gas

turbines instalations. *Brown Boveri Review*, v. 47, p. 783-799, 1960.

STODOLA, A. *Steam and gas turbines with suplement on the prospects of*

thermal prime mover. Mc Graw Hill Book Company, New York, v. 1,

1927.

TURBINE SYSTEMS ENGINEERING INC. *Gas turbine performance*

estimator. [online], [10/12/99]. Availabre from Word Wide Web

<url:http://www.cogeneration.com/estimate/index.htm>.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C. *Fundamentos da*

termodinâmica clássica. 4 ed., São Paulo. Ed. Edgard Blücher, 1997,

591p.

WUNSCH, A. Combined gas/steam power plants: the present state of

progress and future developments. *Brown Boveri Review*, v. 10,

p. 646-55, 1978.

BIBLIOGRÁFIA CONSULTADA

- BALESTIERI, J. A. P. *Planejamento de centrais de cogeração: uma abordagem multiobjetiva*. Campinas, 1994. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP.
- CIMBLERIS, B. História dos conceitos de disponibilidade termodinâmica. *Ciência e Cultura*, p. 784-89, 1980.
- COHEN, H., ROGERS, G. F. C., SARAVANAMUTTO, H. L. H. *Gas turbine theory*. 3 ed. Singapura: Ed. Longman, 414 p., 1987.
- FRATZSICHER, W. Exergetical efficiency. *Brenstoff-Wärmekraft*, v. 11, n.13, p. 486-93, 1961.
- FUSHIMI, A., BEDUCI, R. Experiencias derivadas de estudios de cogeneración en la industria. In: LATIN-AMERICAN CONGRESS, 3, 1997, Campos do Jordão, *anais...* Guaratinguetá: ed. 3D Studio Design, 1997, v. 1, p. 198-201.
- GANAPATHY, V. Evaluating gas-turbine heat-recovery boilers. *Chemical Engineering*, p.121-124, 1987.
- GRKOVIC, V. R. Selection of the optimal extraction pressure for steam from a condensation-extraction turbine. *Energy*, v. 15, n. 5, 459-65, 1989.
- GURNEY, J. D. et al. Industrial combined heat and power: investment, savings and decision – Making. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 202, p. 23-37, 1988.



- GYARMATHY, G. Combined cycles: an assesment of techniques, theories and trends. In: PROCEEDING OF THE ASME - COGEN - TURBO CONFERENCE, ASME - IGTI, New York, 1979.
- GYARMATHY, G. Innovation and tradition in steam turbine engineering. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 204, p. 217-31, 1990.
- HOLZNER, S. *Visual basic for windows*. 3 ed. Rio de Janeiro: ed. Campus, 1994. 428p.
- HORLOCK, J. H. The use of feed heating in the steam cycle of a combined cycle power plant. *P. I. Mech. Eng. A*, v. 205, p. 207-14, 1991.
- HURTADO, Y. H. S. Introdução. In: _____. *Simulação e análise exergética de ciclos combinados com TG/TV*. Itajubá, 1993. p.1-15. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá.
- IWANAGA, K., OHJI, A., HANEDA, H. The construction of 700 MW units with advanced steam condiction. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 205, p. 249-50, 1991.
- JACOBSON, R. *Microsoft excel 7/visual basic for windows 95 step by step*. São Paulo. Ed. Makron Books, 1996. 364p.
- KALINA, A. I. Combined-cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 106, p. 737-42, 1984.
- KEHLHOFER, R. A comparison of power plants for cogeneration of heat and electricity. *Brown Boveri Review*, v. 67, p. 504-11, 1980.
- KOTAS, T. J., MAYHEW, Y. R., RAICHURA, R. C. Nomenclature for exergy analysis. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 209, n. A4, p. 275-80, 1995.

- LUGAND, P., PARIETTI, C. Combined cycle plants with Frame 9F gas turbines. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 113, p. 475-81, 1991.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, p. 166-310, 1995.
- MUNEER, T., SCOTT, S. M. The Calculation of thermodynamic properties of steam for minimal computation. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 205, p. 25-29, 1991.
- NAG, P. K., DE, S. Study of thermodynamic performance of an integrated gasification combined cycle power plant. *P. I. Mech. Eng. A – J. Pow.*, v. 212, p. 89-95, 1998.
- NAJJAR, Y. S. H. & AKYURT, M. Combined cycles with gas turbine engines. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 14, n. 2, p. 93-103, 1994.
- PAOLINO, M. A., BURGHARDT, M. D. Energy conservation and second law efficiency. *Journal of Engineering for Power*, v. 104, p. 241-46, 1982.
- PETELA, R. Exergy of heat radiation. *Journal of heat transfer*, p. 187-92, 1964.
- PORTER, R. W., MASTANAIAH, K. Thermal economic analysis of heat - matched industrial cogeneration systems. *Exergy*, v. 7, n. 2, p. 171-87, 1982.

- RIBEIRO, J. A. Simulação de sistemas. In: _____. *Aplicação de processos de simulação e otimização no projeto de sistemas térmicos*. Guaratinguetá. p.14-19. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- ROSSITER, A. P. Criteria for integration of combined cycle cogeneration systems in the process industries. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 10, n. 1, p. 37-48, 1990.
- SEYEDAN, et al Computer Simulation of a combined Cycle Power Plant. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 15, n. 7, p. 619-630, 1995.
- SOUZA, Z. *Elementos de máquinas térmicas*. p. 73-100, 1987.
- STROMBERG, J., FRANCK, P. Gas turbine in industrial CHP applications - assesment of economics. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 14, n. 2, p. 129-41, 1994.
- TEIXEIRA, F. N., NOGUEIRA, L. A. H. Aplicação de uma metodologia para otimização de sistemas de cogeração. In: LATIN-AMERICAN CONGRESS, 3, 1997, Campos do Jordão. *anais...* Guaratinguetá: 3D Studio Design, 1997 v. 1, p. 168-172.
- WU, C. S., LOUIS, J. F. A Comparative study of the influence of different means of cooling on the performance of a combined (gas and steam turbines) cycle. *Journal of Engineering of Gas Turbines and Power*, v. 106, p. 750-755, 1984.

APÊNDICE

Para a escolha da faixa de seleção do banco de dados, realizou-se uma análise da localização dos parâmetros dos turbogrupos dentro de um campo de temperaturas englobando todos os turbogrupos a gás do banco de dados (GTWH, 1997/1998), descobrindo-se que o número relevante de máquinas situa-se na faixa de temperatura de 400 a 600 °C, conforme a figura 1.

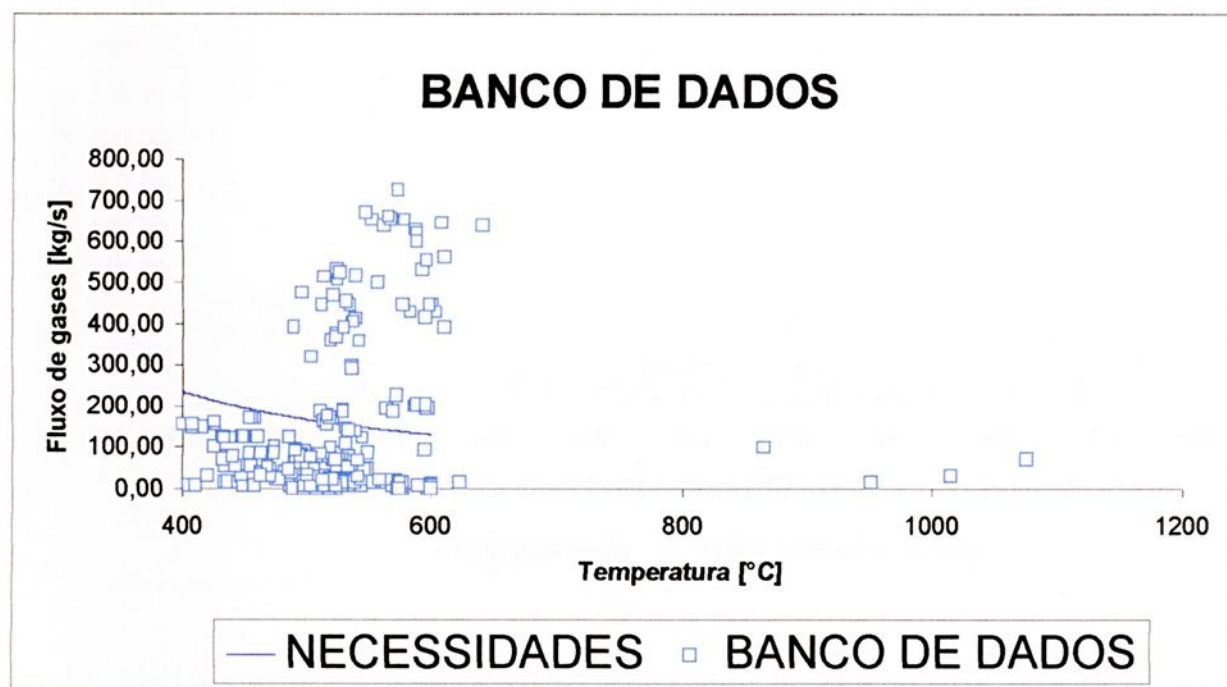


FIGURA 1 - Gráfico dos turbogrupos pertencentes ao banco de dados GTWH, 1997/1998

Para compor o banco de dados de maneira otimizada para o programa, utiliza-se uma região que englobe a maioria dos equipamentos. Logo, considerando uma seleção dos turbogrupos situados na faixa de temperatura de 400 a 600 °C, diminui-se o tempo de processamento para a seleção dos turbogrupos, o campo de temperaturas adotado para a seleção pode ser visualizado na figura 2.

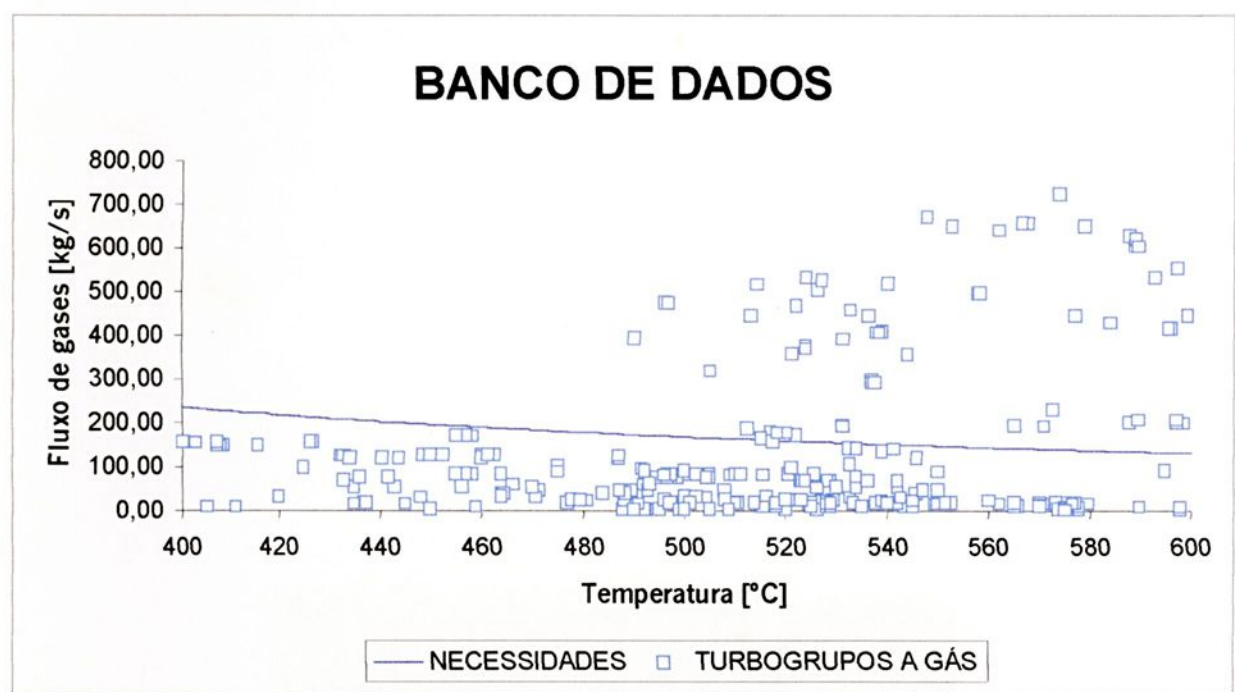


FIGURA 2 - Gráfico dos turbogrupos pertencentes ao banco de dados para a faixa 400 a 600 °C.

