UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2004

1110000563

"Otimização Estrutural e Paramétrica de Ciclos Combinados"

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

258

unesp

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL E PARAMÉTRICA DE CICLOS COMBINADOS

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

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

563

Guaratinguetá
2004

unesp

S586o Silva, Alexandre Marcial da
Otimização estrutural e paramétrica de ciclos combinados / Alexandre Marcial da Silva.- Guaratinguetá : [s.n.], 2004
142f.: il.

Bibliografia: f.136-142
Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2004.
Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri
Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

1. Sistemas Térmicos 2.Otimização multi-objetivo 3. Simulação Computacional 4.Cogeração I .Título

CDU 536.72

unesp

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

"OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL E PARAMÉTRICA DE CICLOS COMBINADOS"

ALEXANDRE MARCIAL DA SILVA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE "DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

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

Prof. Dr. JÚLIO SANTANA ANTUNES
Unesp-Feg

Prof. Dr. PETRONIO MASANOBU TANISHO
Unesp-Feg

Prof. Dr. GERALDO AUGUSTO CAMPOLINA FRANCA
UFMG

Profª. Drª. ELIANE APARECIDA FARIA AMARAL FADIGAS
USP/SP

Dezembro de 2004

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

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

unesp

à Tânia, Mariana, Jonas Marcial e a todos meus irmãos
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* pelo incentivo prestado.

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.

Este trabalho contou com apoio da:
FAPESP – Fundação de Amparo à pesquisa do Estado de São Paulo

SILVA, A. M. **Otimização estrutural e paramétrica de ciclos combinados.** 2004. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá. 2004.

RESUMO

A área de modelagem de sistemas térmicos vem sendo desenvolvida com mais intensidade desde a década de 1980, quando uma maior disponibilidade de recursos computacionais possibilitou a manipulação de estruturas mais complexas. Utilizando uma linguagem de programação visual orientada a objetos, foi possível reunir em uma única estrutura, ferramentas de análise termodinâmica e de programação multiobjetiva aplicada a uma estrutura flexível (denominada "Superestrutura") que considera critérios econômicos, de emissão de poluentes, de irreversibilidade dos equipamentos e de confiabilidade do sistema. A metodologia para proposição de sistemas térmicos de geração e correspondente análise atende preferencialmente a demanda térmica. A partir da configuração escolhida, existe a possibilidade de adequação do modelo gerado pelo modelo através da inserção ou retirada de alguns componentes, além da realização de avaliações técnicas pela possibilidade de inclusão dados sobre parâmetros de componentes comercialmente disponíveis. Como resultado desta tese, obteve-se uma estrutura auxiliar para propor, dimensionar, permitir modificar e simular a operação de um sistema de geração conjunta de calor e eletricidade mais próximo ao anseio de projetistas.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas térmicos, otimização multiobjetivo, simulação computacional e cogeração.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

SILVA, A. M. **Structural and parametric optimization of combined cycles.** 2004. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá. 2004.

ABSTRACT

Thermal system modeling field has been developed in a higher intensity since the 1980's because of the computational resources availability, and that aimed to the manipulation of more complex computational structures. Using a visual language program oriented to objects, was possible to bring together in the structure, thermodynamics tools and multiobjective programming applied to a flexible structure (the so called "Superstructure") that considers economic, pollutant emissions, thermodynamic Second Law irreversibilities and the electric reability objective functions for the problem. The methodology for the proposition of complex thermal generation system schemes and the corresponding analysis is based for preferential attends of thermal demand. For a certain chosen combined cycle scheme, according to the multiobjective optimization modeling, it is possible to adequate the arrangement generated via a computational modeling for inserting or retiring some components, and also some technical evaluations must be developed, such as the inclusion of commercially available thermal machines data. As result of this thesis development was obtained an auxiliary structure to propose, to size, to modify and to simulate the operation of a thermal power plant pre-feasibility design is closer to the designer expectances.

KEYWORDS: Thermal systems, multiobjective optimization, computational simulation and cogeneration.

unesp

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS
LISTA DE TABELAS
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS
LISTA DE SÍMBOLOS

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 FUNDAMENTOS 19
1.2 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO 22
1.3 OBJETIVO 26
1.4 ESTRUTURAÇÃO DOS CAPÍTULOS 27

CAPÍTULO 2 SIMULADORES PARA ANÁLISE DE PROJETOS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

2.1 INTRODUÇÃO 28
2.2 ASPECTOS TÉCNICOS DOS SIMULADORES 28
2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 32
2.4 METODOLOGIA DE PROJETO 37
2.5 ASPECTOS TÉCNICOS DOS SIMULADORES COMERCIAIS 40
2.6 OPORTUNIDADES PARA O DESENVOLVIMENTO DE SIMULADORES 44

CAPÍTULO 3 AVALIAÇÃO DOS MODELOS DE OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVOS

3.1 INTRODUÇÃO 49
3.2 ASPECTOS PRINCIPAIS DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO (Cogerador_V1) 50
3.3 DEFINIÇÃO DAS FUNÇÕES-OBJETIVO E DAS RESTRIÇÕES IMPOSTAS AO MODELO 57

CAPÍTULO 4 OPERAÇÃO DE CICLOS COMBINADOS EM CARGAS PARCIAIS

4.1 INTRODUÇÃO 64
4.2 PRINCÍPIOS DE TURBINAS A GÁS 65
4.3 MODELAGEM DE CICLOS A GÁS NO PONTO DE PROJETO 67
4.3.1 **Ciclos a gás ideais** 68

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

4.3.2 **Comparação entre ciclos ideais e reais** 72
4.4 EFICIÊNCIA DOS COMPONENTES 74
4.5 APLICAÇÃO DE TURBINAS A GÁS EM CICLOS COMBINADOS 75
4.6 ANÁLISE DE DESEMPENHO DE CICLOS COMBINADOS FORA DO PONTO DE PROJETO 77
4.6.1 **Variação da carga pela variação nos guias de entrada do compressor (VIGVs – *Variable Inlet Guide Vanes*)** 79
4.6.2 **Variação da carga pela redução do TET (*Temperature Entry Turbine*)** 80
4.6.3 **Variação da carga pela mudança do fluxo de vapor na caldeira de recuperação térmica** 81
4.7 MAPAS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES E TURBINAS A GÁS 82
4.8 ESTIMATIVA DE DESEMPENHO FORA DO PONTO DE PROJETO 83

CAPÍTULO 5 DESENVOLVIMENTOS ASSOCIADOS AO PROGRAMA 'COGERADOR_V1'

5.1 INTRODUÇÃO 85
5.2 ESTRUTURAÇÃO DOS MÓDULOS DO PROGRAMA 87
5.3 REESTRUTURAÇÃO DAS INTERFACES E DA PROGRAMAÇÃO PARA O AJUSTE DO MODELO MULTIOBJETIVO AO SISTEMA 91
5.4 IMPLEMENTAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO NO MODELO MULTIOBJETIVO 95
5.5 MÓDULO DE SIMULAÇÃO 104
5.6 MÓDULO DE SELEÇÃO DE TURBINAS A GÁS COMERCIALMENTE DISPONÍVEIS 106
5.7 MODELAGEM TERMODINÂMICA DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA 107
5.7.1 **Balanço termodinâmico para um nível de pressão** 111
5.8 METODOLOGIA PARA OPERAÇÃO FORA DO PONTO DE PROJETO ... 116

CAPÍTULO 6 ESTUDO DE CASO COM APLICAÇÃO DA METODOLOGIA PROPOSTA

6.1 INTRODUÇÃO 119
6.2 ENTRADA DE DADOS 121
6.3 MÓDULO DE SIMULAÇÃO 123
6.3.1 **Ajuste da solução matemática** 123
6.3.2 **Seleção de turbinas a gás** 124
6.3.3 **Configuração e dimensionamento da CRT** 125
6.3.4 **Análise *off design* de turbinas a gás** 129

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES 130
SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS 132

REFERÊNCIAS 134

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA 139

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Ilustração da tela do código computacional de simulação em *Visual Basic for Applications* 24
FIGURA 2.1 - Ciclo *topping* com turbina a gás 29
FIGURA 2.2 - Diagrama T x s para o ciclo a gás 31
FIGURA 2.3 - Tela do programa ***GT PRO*** da *Termoflow Inc.* 41
FIGURA 2.4 - Exemplo da interface do módulo ***PSE*** (ciclo combinado) 42
FIGURA 2.5 - Tela do editor gráfico do *software* ***Gate Cycle*** 43
FIGURA 2.6 - Encadeamento das etapas para o planejamento de centrais de cogeração 45
FIGURA 2.7 - Janela gráfica apresentando resultados parciais da primeira versão do programa Cogerador_V1 47
FIGURA 3.1 - Estrutura do Cogerador_V1 53
FIGURA 3.2 - Estrutura da etapa inicial do Cogerador_V1:
(a) módulo inicial de projeto (b) representação em rede de grafos 54
FIGURA 3.3 - Módulo Geral de Projeto para Centrais de cogeração
(a) componentes do módulo (b) representação em rede de grafos 55
FIGURA 3.4- Representação gráfica de um problema multiobjetivo com dois objetivos 58
FIGURA 4.1 -Turbina a gás básica com turbina de potência com eixo independente 66
FIGURA 4.2 -Turbina a gás com dois estágios no compressor: axial e centrífugo 68
FIGURA 4.3 - (a) Turbina a gás (b) Diagrama T x s isentrópico 69
FIGURA 4.4 - Ciclo combinado gás/vapor com queimador suplementar 76
FIGURA 4.5 - (a) Eficiência de uma turbina a gás em cargas parciais
(b) Qualidade do vapor em cargas parciais 80
FIGURA 4.6 - (a) Qualidade do vapor em cargas parciais
(b) Eficiência em cargas parciais com e sem queima suplementar 81

FIGURA 5.1 - Proposta de otimização estrutural e paramétrica 88
FIGURA 5.2 - Diagrama de fluxo do programa Cogerador_V2 90
FIGURA 5.3 - Módulo geral de projeto do Cogerador_V2 92
FIGURA 5.4 - Interface inicial do Cogerador_V2 94
FIGURA 5.5 - Objetivos disponíveis para otimização 95
FIGURA 5.6 - Visualização das tabelas de restrições para o sexto objetivo 96
FIGURA 5.7 - Interface de entrada de dados para estabelecimento das demandas térmicas 98
FIGURA 5.8 - Interface de entrada de dados para modificação da capacidade de fluxo nos componentes 98
FIGURA 5.9 - Caracterização do estado termodinâmico das linhas de pressão para o dimensionamento dos componentes 100
FIGURA 5.10 - Configuração proposta para máxima rentabilidade para dada demanda térmica 102
FIGURA 5.11 – Tipos de legenda para visualização dos parâmetros de análise 103
FIGURA 5.12 - Tela para visualização de parâmetros e acesso para o redimensionamento dos componentes para ajuste da solução matemática 104
FIGURA 5.13 - Estrutura de projeto 105
FIGURA 5.14 - Interface de seleção das turbinas a gás comercialmente disponíveis 107
FIGURA 5.15 - Interface para o dimensionamento da caldeira de recuperação térmica 109
FIGURA 5.16 – Curva de demanda térmica requerida para turbina a gás 111
FIGURA 5.17 – Interface com o relatório dos resultados 118
FIGURA 6.1 – Interface inicial do Cogerador_V2 121
FIGURA 6.2 – Configurações propostas pelo Cogerador_V2 122
FIGURA 6.3 – Módulo de Simulação do sistema termelétrico proposto 124
FIGURA 6.4 – Simulação da substituição da caldeira convencional por um conjunto a gás 126

unesp

FIGURA 6.5 – Configuração da caldeira de recuperação térmica 127
FIGURA 6.6 – Turbinas a gás selecionadas do banco de dados conforme demanda estabelecida 128
FIGURA 6.7 – Dimensionamento da caldeira de recuperação térmica 129
FIGURA 6.8 – Definição dos parâmetros da turbina a gás e do fluxo de vapor gerado na caldeira de recuperação térmica 130
FIGURA 6.9 – Tela demonstrando dados da análise exergética do ciclo 131
FIGURA 7.1 – Interface para análise *off-design* dos componentes 135

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1- Modelos empregados no planejamento de centrais de cogeração 45

TABELA 3.1- Exemplificação de uma tabela *payoff* 59

TABELA 4.1- Parâmetros de projeto para um sistema com turbina a gás de 10 MW 77

TABELA 6.1- Demanda térmica para um processo industrial 119

TABELA 6.2- Dados assumidos para a condição de vapor de alta pressão (AP) 120

unesp

LISTA DE SÍMBOLOS

C	Energia cinética
CC	Caldeira convencional para geração de vapor
c	Compressor
c	No banco de dados indica 'custo'
c_fix	Custo Fixo dos equipamentos
Ccomb	Câmara de combustão
C_v	Coeficiente de calor específico a volume constante
C_p	Coeficiente de calor específico à pressão constante
CRT, CR	Caldeira de recuperação térmica
dest	Destino
dp	Ponto de projeto
El	Energia elétrica
f	Função
h	Entalpia específica [kJ/kg]
k	Relação entre C_p e C_v
k_ind	Índice de identificação dos equipamentos
li	Limite Inferior
ls	Limite superior
orig	Origem
P	Pressão [MPa]
Q	Calor específico [kJ/kg]
R	Constante do gás
r	Relação de pressão P_2/P_1
rhs	Righ hand side, referente às demandas térmicas requeridas
s	Entropia específica [kJ/kg.K]
T	Temperatura [°C]
TG	Turbina a gás
TP	Turbina de Potência
T_k	Valor na função utilidade que atua na ponderação entre os objetivos
TV	Turbina a vapor
w	Potência específica kW/kg
w	No banco de dados indica 'produtividade'
E_c	Energia do calor no lado gás
E_v	Energia do calor no lado vapor
X	Fração mássica de vapor
(UA)	Termo que envolve o coeficiente global de calor e a área de troca térmica

CARACTERES ESPECIAIS

$\dot{m}$	Fluxo de massa [kg/s]
η	Rendimento
Δ	Variação do parâmetro
α	Taxa ar/combustível

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

SUBSCRITOS

1..9	identificação na estrutura
a, amb	ambiente
ar	ar
c	compressor
eco	economizador
el	elétrico
ent	entrada
entr	entrada
eva	evaporador
fora	operação fora do ponto de projeto
g, ge	gases de exaustão
is	isentrópico
liq	líquida
m	mecânico
max	máximo
min	mínimo
Pinch, *pinch point*	diferença mínima de temperatura entre a temperatura do lado gás no evaporador e a saída de vapor no lado vapor
pp	pinch point
proj	operação no ponto de projeto
saída	saída
sup	superaquecedor
TG	turbina a gás
th	térmica
tot	total

unesp

ABREVIATURAS E SIGLAS

ΔT_{pp}	Diferença de temperatura, *pinch point*
AP	Alta pressão
BP	Baixa pressão
CD	Condensação
Default	Valor padrão
GTWH	Gas Turbine World Handbook
MP	Média pressão
Off design	Fora do ponto de projeto
On design	Operação no ponto de projeto
Payoff	Tabela com os vetores critério ideal e projeção destes nos demais objetivos
TET	Temperatura de entrada da turbina
VIGVs	*Variable Inlet Guide Vanes*, referente a variação dos guias de entrada do compressor

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 FUNDAMENTOS

A história recente do país registra um crescente interesse por novas formas de geração de energia, dentre elas as centrais termelétricas, instalações eólicas, pequenas centrais hidrelétricas e centrais de cogeração. Ainda assim, a participação da geração hidrelétrica no contexto energético nacional permanece elevada, no patamar de 90 %.

Do ponto de vista técnico, a opção brasileira pela geração hidrelétrica revelou-se adequada a longo prazo na medida em que o país sempre contou com grande disponibilidade de recursos hídricos em locais relativamente próximos aos grandes centros consumidores.

Assim como o fato deste tipo de investimento apresentar boa atratividade econômica ao longo de sua vida útil, pois se de um lado é elevada a necessidade de aporte de capital para sua viabilização, por outro lado o custo operacional é baixo, especialmente em comparação com os custos para geração de energia em termelétricas.

Desde as primeiras crises energéticas em 1970 e 1979, que alertaram os governantes para uma futura escassez de petróleo, fonte de energia não renovável, passou a ter maior importância o uso racional da energia através da conscientização e da mudança de conceitos sobre a forma de utilização da energia.

Iniciava-se, a partir daí, uma busca por processos mais eficientes de aproveitamento e conversão de energia, assim como uma preocupação com fontes alternativas para geração de energia.

No Brasil, esse problema não se deu tão fortemente na mesma época por estar o parque gerador elétrico do Brasil fortemente alicerçado em base hidrelétrica. É preciso, neste ponto, destacar que o Brasil ainda conta com uma disponibilidade significativa de recursos hídricos, em termos de capacidade, mas que se encontra afastada dos grandes centros consumidores, o que onera sua entrada no sistema em decorrência dos custos de transmissão da energia então produzida.

unesp

Dessa forma, chega-se a um ponto em que ocorre um aumento de dificuldade na viabilidade técnica, econômica, ambiental e mesmo social para a construção de novas usinas.

Entretanto, em termos de Planejamento Energético, uma estrutura energética nacional que se paute exclusivamente sobre uma única forma de geração, deixando margem à ocorrência de falhas de fornecimento em conseqüência de restrições técnicas ou operacionais sobre a mesma, é inconcebível.

Muitos países, que não possuem recursos hídricos abundantes como o Brasil, têm sua carga base de energia elétrica e mesmo térmica (com distribuição de calor para conforto térmico, que são muito comuns em países de regiões frias) baseadas em usinas nucleares.

No entanto, estes países buscam por novas soluções para geração de energia, tanto por gerar resíduos acumulativos e altamente tóxicos ao ambiente, representando um potencial de risco à saúde da população local, quanto por ser passível de acidentes de grande impacto sobre o ambiente com conseqüências duradouras.

Outra importante forma de geração de energia em constante desenvolvimento e expansão, no que diz respeito à aplicação, e que muito tem se destacado são os sistemas de geração combinada de calor e potência utilizando ciclos combinados e cogeração.

Motivados pelo crescente desenvolvimento de turbinas a gás, que apresentam alta eficiência em ciclos avançados e um curto tempo de implantação quando comparado ao tempo de construção de uma usina hidrelétrica, estas possuem uma boa relação entre o volume que ocupam e a potência gerada pelo conjunto.

Deve-se destacar também a capacidade de modularização deste sistema dentre outras vantagens, de modo que governos e empresas privadas têm considerado esta opção de geração, cuja aplicação tem se tornado mais atrativa devido aos avanços tecnológicos recentemente alcançados.

O Brasil, mesmo não tendo grande tradição termelétrica, opção inicialmente deixada de lado pela já comentada disponibilidade de recursos hídricos, procurou ao longo do século passado resgatar seu uso pela construção de algumas unidades de geração térmica.

unesp

Exemplos no país de iniciativas de diversificação da base energética nacional a partir dessa forma de geração seriam a termelétrica de Jorge Lacerda, no Estado de Santa Catarina, queimando carvão mineral, as unidades Piratininga, em São Paulo, e Santa Cruz, no Rio de Janeiro, atualmente queimando gás natural, além das unidades nucleares Angra I e Angra II.

Ao longo da década de 1980, uma tecnologia bastante antiga mas com baixa utilização em todo o mundo face à forma como até então os recursos fósseis eram empregados – a cogeração – voltou a ocupar um papel de destaque em alguns países, com os Estados Unidos em maior proporção após as crises do petróleo ocorrida em 1973 e 1979.

Deste modo, tem-se como uma das opções o uso de combustíveis fósseis, em especial o uso de gás natural, para geração conjunta de calor e potência com ciclos combinados, aproveitando-se do conceito de uso racional de energia com a cogeração.

Define-se cogeração como sendo a geração seqüencial de potência elétrica e térmica a partir de uma mesma fonte de combustível. O objetivo primário desse sistema é o de fornecer potência de eixo a partir da transformação da energia química dos combustíveis.

No Brasil houve iniciativas pioneiras em cogeração por parte das usinas sucro–alcooleiras que num primeiro momento, na área de concessão da CPFL – Companhia Paulista de Força e Luz –, realizou diversos contratos de compra de excedentes elétricos no período de safra.

A crise de fornecimento de energia elétrica ocorrida em 2001, denominada como "apagão", foi um forte indicativo de que a estrutura de geração do país não poderia ficar refém de uma estrutura pouco diversificada em termos de geração de energia; o país encontrava-se em processo de privatização do setor elétrico após décadas de estatização com baixa capacidade de expansão do parque gerador, distribuição e transmissão, motivado em parte pelo endividamento do setor e em parte pela falta de credibilidade do credor (o Governo Federal) frente aos investidores.

Para atenuar os problemas que se desenvolveram em anos anteriores à dita crise – crise, aliás, anunciada com antecedência por diversos especialistas em energia e por economistas que sinalizavam o fato de o país não contar com a infra–estrutura

unesp

necessária, em especial na área de energia, para sustentar o desenvolvimento econômico tanto tempo desejado e que eclodiu no ano 2000 – foi proposto pelo Governo Federal um Programa Prioritário de Termelétricas (PPT), lançado em meados do ano de 2000, com previsão de instalação de 49 novos empreendimentos baseados em sua maioria na queima de gás natural; entretanto, apenas cerca de 15 unidades foram efetivamente construídas, a maioria atuando no momento em reserva.

Posteriormente, o PPT abriu–se para acomodar a participação de centrais de cogeração e mais recentemente, com a implantação do PROINFA – Programa de Incentivo às Fontes Alternativas, que prevê a incorporação de geração por pequenas centrais hidrelétricas, usinas eólicas e por biomassa, aumentam as oportunidades para a participação da cogeração no contexto energético nacional.

É dentro desse contexto que a presente tese se desenvolve; em termos de eficiência energética ou mesmo de planejamento energético, a incorporação de centrais de cogeração ao sistema integrado do país deve representar uma importante contribuição, na medida em que a participação de empresas do setor produtivo nesse modelo garante maior flexibilidade ao sistema e aumento da confiabilidade.

Nesse sentido, é preciso prover modelos que auxiliem a adequada seleção de configurações para as mais diversas iniciativas e aplicações.

1.2 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

O desenvolvimento de códigos computacionais para a análise de sistemas térmicos está associado ao crescimento da oferta de recursos computacionais, com novos e cada vez mais poderosos sistemas operacionais, cuja presença mais e mais intensa pôde ser sentida a partir da década de 1980.

Após mais de uma década voltada para a apresentação de diferentes vertentes metodológicas para o suporte técnico de simuladores, dentre os quais se incluem os modelos de otimização matemática e os modelos exergoeconômicos, observa-se uma estabilidade na sua oferta por parte dos principais fornecedores de códigos computacionais do mercado. Isto quer dizer que se observam apenas melhorias incrementais, certamente pela dificuldade de se acrescentarem novidades estruturais

unesp

nesse campo do saber; dessa forma, a maior contribuição pode residir na abordagem metodológica a ser adotada em cada um dos simuladores.

Muitos pesquisadores têm apresentado à comunidade científica modelos de sistemas térmicos que possam atender à demanda por uso racional de energia.

Diversas são as possibilidades de composição de máquinas térmicas para geração combinada de calor e potência e a oferta de diversos modelos e possibilidades sugerem a necessidade de automatização dos procedimentos para o teste e comparação de alternativas para composição destes.

A simulação e a otimização de sistemas energéticos apresentam-se como um dos campos de grande destaque no desenvolvimento de ferramentas para projeto, operação e análise de comportamento de máquinas térmicas em sistemas de geração combinada de energia térmica e elétrica.

Em linhas gerais, a otimização pode ser operada em termos da vertente estrutural e da vertente paramétrica, cabendo a distinção: na estrutural busca-se definir os elementos que devem compor o sistema energético, com seus parâmetros tomados em termos globais e para plena carga (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996); uma vez definidas as configurações mais recomendadas para certa aplicação, busca-se com a otimização paramétrica atingirem-se os valores ótimos de variáveis tomadas como auxiliares à decisão.

Em Silva (2000) foi desenvolvida uma metodologia de simulação de ciclos combinados para a avaliação técnica de duas configurações tomadas por base do modelo, distintas pela presença ou não de condensação na turbina a vapor da unidade *bottoming* do ciclo combinado; para valores relativos às necessidades energéticas de uma unidade de processo, o modelo proposto simula as condições operacionais de cada configuração de forma comparativa, possibilitando ao usuário do código computacional validar ou não o emprego do recurso da condensação que, em última análise, incorpora custos ao investimento ao mesmo tempo em que permite auferir maiores lucros por facultar maior capacidade de geração elétrica e aumentar o grau de flexibilidade da operação do sistema energético.

unesp

A Figura 1.1 ilustra o ciclo combinado com turbina de condensação adotada no programa computacional, que está baseado na plataforma do *Visual Basic for Applications*.

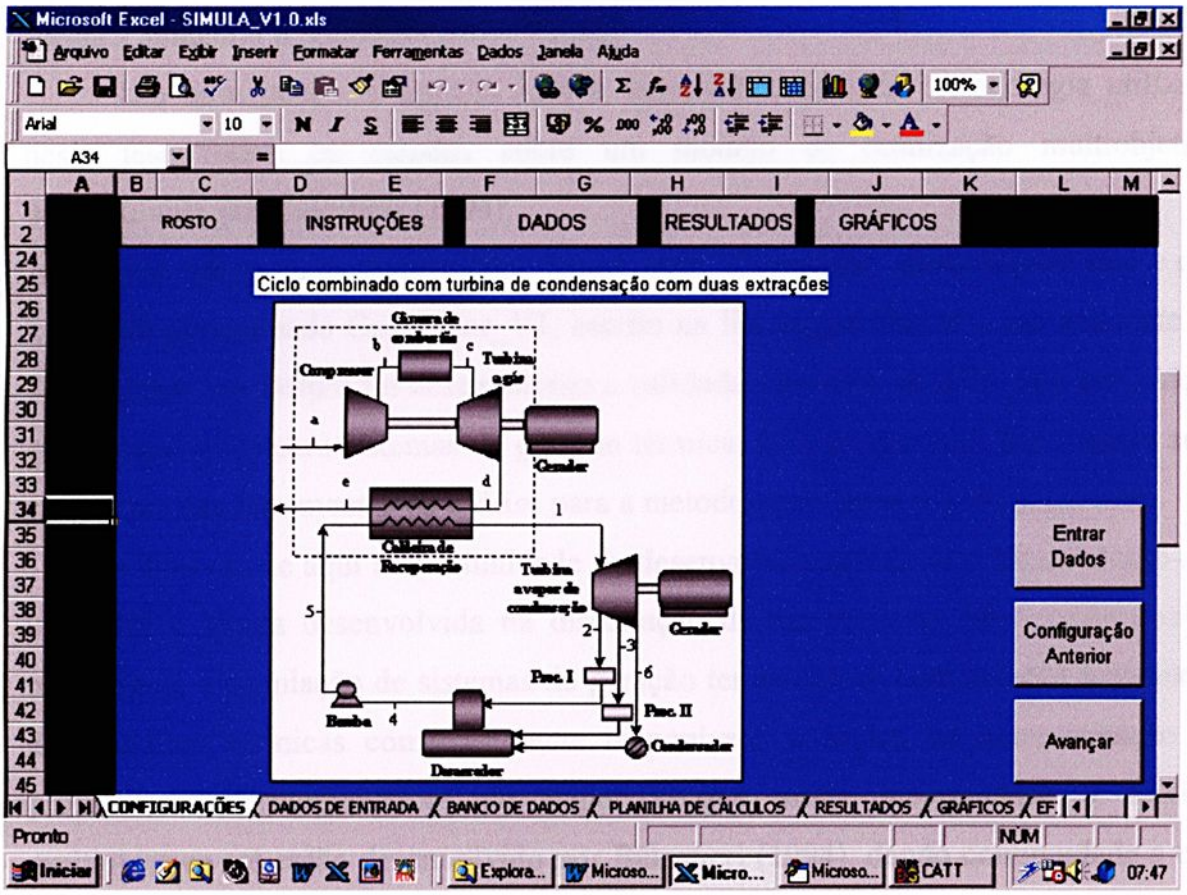


Figura 1.1 – Ilustração da tela do código computacional de simulação em *Visual Basic for Applications* (FONTE: Silva, 2000)

Neste programa, um banco de dados com conjuntos a gás comercialmente disponíveis possibilita a seleção e a composição de diferentes alternativas com essas máquinas térmicas, obtendo-se uma boa aproximação com o resultado final pretendido pelo usuário do código computacional; a seleção dos conjuntos a gás, a partir da definição prévia do número de equipamentos que se deseja para a composição do grupo *topping* da unidade a gás, é feita automaticamente filtrando-se, dentre um conjunto de cerca de 100 máquinas comerciais, aquelas que possam ser mais recomendáveis para o caso em estudo com a definição das variáveis de decisão requeridas pelo programa.

Como contribuição à pesquisa por metodologias para modelagem e análise de pré-projetos de sistemas com ciclos combinados, surgiu a oportunidade de incorporação de novas ferramentas de análise aos sistemas até então desenvolvidos, de forma a aumentar a abrangência de seu uso.

Um bom ponto de partida para o desenvolvimento da metodologia utilizada nesta tese foram os estudos sobre um modelo de otimização multiobjetivo desenvolvido por Balestieri (1994).

Um programa computacional denominado 'Cogerador' anexo àquela tese e que aqui será denominado Cogerador_V1, escrito na linguagem Pascal e em ambiente de programação do Delphi foi desenvolvido e validado como um modelo para proposição de configurações para sistemas de geração térmica. Este programa é aproveitado aqui como uma das ferramentas de análise para a metodologia desenvolvida nesta tese.

Observou-se aqui a oportunidade do desenvolvimento de uma metodologia que utilizasse a lógica desenvolvida na dissertação de mestrado de Silva (2000) sobre modelagem e simulação de sistemas de geração termelétricos com seleção automática de máquinas térmicas comercialmente disponíveis, a lógica de automatização de propriedades termodinâmicas do vapor e que ainda incorporasse o modelo multiobjetivo até então desenvolvido por Balestieri (1994), dando continuidade a este trabalho.

A união desses módulos permite uma abordagem mais apurada no projeto de sistemas térmicos pela otimização paramétrica de uma estrutura flexível com a proposição de configurações alternativas com componentes devidamente dimensionados e a automatização dessa metodologia resulta em uma ferramenta computacional que permite efetuar diversos tipos de análises sobre as configurações propostas.

Com os recursos computacionais disponíveis são desenvolvidos comandos para acesso e ajuste dos valores dos principais parâmetros pertinentes à análise do ciclo, possibilitando uma interferência que contemple a sensibilidade do analista sobre a configuração proposta pelo programa otimizador.

Com a disponibilidade de um banco de dados com parâmetros de máquinas comercialmente disponíveis revela-se uma oportunidade de automatização da seleção

unesp

destas no pré-projeto de sistemas térmicos, possibilitando um dimensionamento mais próximo ao real.

Em geral, os *softwares* comerciais destinam-se à análise de sistemas previamente inseridos no programa ou à composição de configurações a partir de bibliotecas de equipamentos de sistemas térmicos; já no programa Cogerador_V1, dentro de uma limitação estrutural, são oferecidas opções de arranjos entre os componentes para composição de configurações que atendam a critérios específicos individuais, com o qual espera-se que um deles ou uma combinação entre os mesmos aproxime-se das particularidades desejadas pelo analista.

Sobre as configurações oferecidas é possível estabelecer análises comparativas preliminares e, definida uma configuração de consenso entre os múltiplos objetivos, oferecer uma estrutura que permita a adequação e ajuste dos parâmetros dos elementos que compõem o sistema.

Para definir e dimensionar um projeto básico ou um pré-projeto de um sistema de geração termelétrica, existe uma boa diversidade de opções e particularidades que podem ser consideradas, daí a proposição de um tratamento multiobjetivo a uma plataforma flexível, de forma a atentar não somente para critérios econômicos, mas que também atente sobre os critérios de emissões de poluentes, irreversibilidade das máquinas e nível de confiabilidade do sistema.

1.3 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo desenvolver uma metodologia para a proposição, análise e simulação de configurações para sistemas de geração termelétrica pautadas por critérios multiobjetivos com o auxílio de ferramentas computacionais em linguagem visual para automatização das análises, dentre elas destaca-se um modelo de otimização estrutural e paramétrica para ciclos combinados organizados com base em uma superestrutura[1] de equipamentos denominada 'Módulo Geral de Projeto'.

[1] Superestrutura ou módulo geral de projeto (Balestieri, 1994) seria uma plataforma básica para o modelo de otimização, com estrutura variável de componentes e que contempla múltiplas alternativas de projeto por sua seleção combinada.

unesp

1.4 ESTRUTURAÇÃO DOS CAPÍTULOS

No capítulo 1, são discutidos o estado da arte e o propósito para o desenvolvimento deste trabalho, localizando a importância do tema dentro da área energética nacional.

No capítulo 2, são abordados alguns aspectos técnicos de simuladores de sistemas térmicos e realizado um estudo para a avaliação dos principais *softwares* disponíveis no mercado voltados para a análise e pré-projeto de sistemas de geração termelétricos.

No capítulo 3, são avaliados os aspectos para uso de um modelo de otimização multiobjetivo específico e da metodologia utilizada para a associação do modelo de simulação ao modelo de otimização e desta forma, a composição de um código computacional para aplicação da metodologia.

No capítulo 4, são realizados estudos sobre o estado da arte para operação dos componentes de sistemas térmicos quando operando em cargas parciais. Os componentes estudados são turbinas a gás, compressores e caldeiras de recuperação térmicas.

No capítulo 5, são demonstradas algumas telas de interface desenvolvidas para a composição da metodologia e alguns detalhes sobre sua estrutura lógica.

No capítulo 6, é realizado um estudo de caso para a aplicação e demonstração do modelo desenvolvido com demonstração das etapas a serem seguidas para o uso do programa computacional desenvolvido.

Finalmente no capítulo 7, são apresentadas as conclusões sobre a elaboração do trabalho e as sugestões para continuidade do trabalho e aperfeiçoamento do modelo.

unesp

CAPÍTULO 2 SIMULADORES PARA ANÁLISE DE PROJETOS DE SISTEMAS DE GERAÇÃO TERMELÉTRICA

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os conceitos que norteiam a análise de sistemas de cogeração e discutem-se as vertentes metodológicas presentes na literatura, bem como destacam-se os simuladores disponíveis no mercado e suas principais características, identificando, a partir dessa constatação, as oportunidades para a apresentação de novas abordagens metodológicas.

2.2 ASPECTOS TÉCNICOS DOS SIMULADORES

Os simuladores empregados para a análise de sistemas térmicos são, em última instância, códigos computacionais para a automatização de procedimentos matemáticos relativos à modelagem física dos componentes, tanto em relação uns aos outros quanto do sistema em relação ao ambiente em que se insere.

Diversos autores têm se ocupado da apresentação de fundamentos para a composição de tais códigos computacionais; Sciubba (1998) descreve, de maneira bastante didática, a seqüência de procedimentos para a composição de um sistema de cogeração baseado em ciclo a gás. A reprodução do item referente ao processo passo-a-passo para a síntese e análise de uma configuração é apresentada a seguir.

'Como tudo começa: simulação de processos com tabelas de propriedades e uma calculadora'

Considere um problema de engenharia relativamente simples: o projeto de um sistema térmico com geração combinada de calor e potência, composta de uma turbina a gás e gerador para produzir a potência elétrica requerida, P_{el}, e uma caldeira de recuperação de calor – que aproveita os gases de exaustão da turbina a gás – para produzir o calor necessário Q. O problema é adequadamente formulado: tanto P_{el} quanto Q são especificados e as restrições de projeto adicionais são completas e congruentes. O combustível é óleo leve para turbinas a

gás com poder calorífico inferior (PCI) conhecido. A taxa máxima de compressão permissível e a máxima temperatura segura para as condições de entrada na turbina foram escolhidas. Os valores de projeto para as propriedades físicas para água e ar foram especificadas, e os limites de emissões adequadamente estabelecidos.

Suponha que nenhum outro meio computacional que não uma calculadora e um (possivelmente gráfico) conjunto de propriedades para o ar e para os gases de combustão estejam disponíveis. Deve-se proceder, então, por meio dos seguintes cálculos, referidos à Figura 2.1:

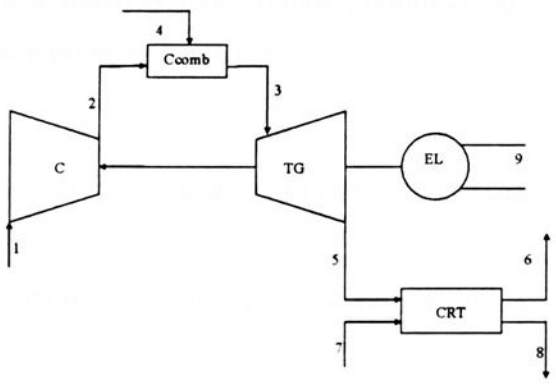


Figura 2.1 – Ciclo topping com turbina a gás

(a) Análise o ciclo da turbina a gás:

passo 1 – encontre T_2, a temperatura do ar entrando na câmara de combustão:

$$T_2 = f_1(T_1, P_2, P_1, k_{ar}, \eta_{c,is}) \quad (2.1)$$

passo 2 – encontre P_3, a pressão do gás que sai da câmara de combustão:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} \quad (2.2)$$

passo 3 – especifique T_3, a máxima temperatura permissível do gás na entrada da turbina a gás:

$$T_3 = T_{max} \quad (2.3)$$

passo 4 – calcule a taxa ar/combustível:

$$\alpha = f_2(T_2, T_3, c_{p,2-3}, \eta_{Ccomb}) \quad (2.4)$$

passo 5 – calcule T_5, a temperatura de saída da turbina a gás:

$$T_5 = f_3(T_3, P_3, P_5, k_3, \eta_{TG,is}) \quad (2.5)$$

passo 6 – calcule a potência específica da turbina a gás:

$$w_{TG} = (1+\alpha)(h_3 - h_5) \approx (1+\alpha)(c_{p,3}T_3 - c_{p,5}T_5) \quad (2.6)$$

passo 7 – calcule as necessidades de potência específicas para o compressor:

$$w_c = h_2 - h_1 \approx c_{p,2}T_2 - c_{p,1}T_1 \qquad (2.7)$$

passo 8 – calcule a potência elétrica líquida específica:

$$w_{el} = (w_{TG} - w_c)\eta_m\eta_{el} \qquad (2.8)$$

passo 9 – calcule a vazão de ar requerida:

$$m_1 = \frac{P_{el}}{w_{el}} \qquad (2.9)$$

(b) Análise o processo de geração de vapor:

passo 1 – calcule a máxima temperatura permitida do vapor (a diferença de temperatura do pinch point é especificada):

$$T_8 = T_5 - \Delta P_{pinch} \qquad (2.10)$$

passo 2 – calcule a entalpia da água na condição de entrada da caldeira:

$h_7 = f_4(T_7, P_7)$ (2.11)

passo 3 – calcule a entalpia do vapor na condição de saída da caldeira:

$h_8 = f_5(T_8, P_8, x_8)$ (2.12)

passo 4 – calcule a vazão de vapor:

$$m_8 = \frac{Q}{(h_8 - h_7)} \qquad (2.13)$$

passo 5 – calcule a temperatura do gás na entrada da chaminé:

$$T_6 = \frac{1}{c_{p,6}}\left[c_{p,5}T_5 - \frac{Q}{\eta_{CRT}(1+\alpha)m_1}\right] \qquad (2.14)$$

Nessas equações, f_1 ... f_5 são relações termodinâmicas envolvendo as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina, a equação de balanço energético para a câmara de combustão, a definição de entalpia, etc.; essas são expressões bastante conhecidas e facilmente obtidas. Contudo, se os dados acerca das propriedades para o ar e para água são disponíveis através de gráficos, então as equações (2.1) e (2.5) podem ser trocadas por uma construção geométrica simples (Figura 2.2), as equações (2.6) e (2.7) podem ser lidas diretamente de uma tabela e as equações (2.11) e (2.12) podem ser inteiramente dispensadas porque as entalpias são lidas diretamente do diagrama de Mollier.

Sem perda de generalidade, as eficiências isentrópicas, os ΔT's e ΔP's podem ser interpretados como "restrições de projeto" e assumidas como conhecidas. Note que há algumas verificações intermediárias que devem ser

unesp

reconhecidas: por exemplo, se $w_c > w_{TG}$, será necessária uma iteração entre os passos (2.1) e (2.7) com diferentes valores de P_2. Ou, se T_6 resulta menor que a mínima temperatura aceitável para os gases de escape na chaminé, será necessário abaixar o valor de T_8 ou prover a caldeira de recuperação com uma pós-queima.

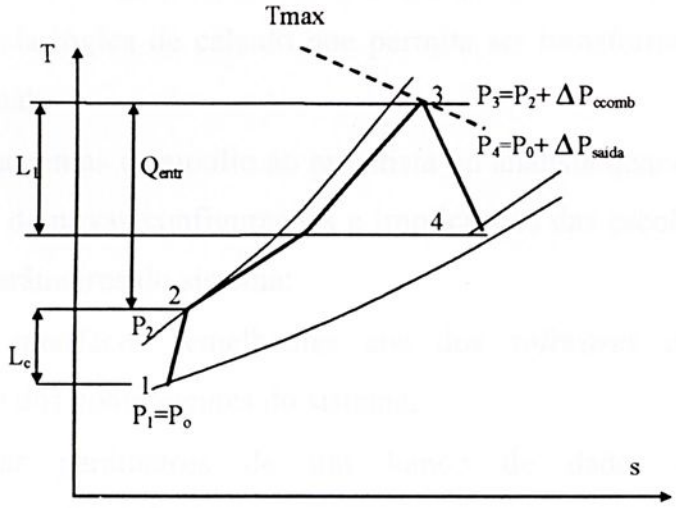


Figura 2.2 – Diagrama T x s para o ciclo a gás

Os cálculos apresentados são simples e, com uma certa experiência em engenharia por parte do projetista, pode resultar em uma configuração bem definida.

Nota-se, em particular, que as equações (2.1), (2.4) – (2.7), (2.11), (2.12) e (2.14) requerem valores de propriedades que devem ser extraídos de tabelas para o ar e para o vapor; tanto os valores das interpolações numéricas quanto as gráficas podem ser fontes de erros.

Nesse caso, essa marcha de cálculo representa um adequado procedimento de avaliação e seria interessante trocá-lo por um método automático e assistido por computador.

A constatação do autor acerca da relação entre o projetista e o processo interativo de substituição de valores para a busca da solução final é representativo das dificuldades encontradas pelo iniciante e pelo profissional experiente: "*este tipo de processo pode ser tedioso, especialmente se diferentes conjuntos de valores de projeto devem ser considerados, além de ser muito propenso aos erros humanos de cálculo*".

unesp

Dentro de um contexto de modelos de otimização aplicados à área de sistemas térmicos, o objetivo dessa revisão é:

- Encontrar as vertentes mais difundidas para o projeto e operação de sistemas de cogeração;
- Avaliar as metodologias mais utilizadas por pesquisadores, de forma a compor uma seqüência lógica de cálculo que permita ser transformada em um código computacional;
- Estudar ferramentas de auxilio ao projetista ou analista quando no estudo ou na composição de novas configurações e implicações das escolhas tomadas sobre os demais parâmetros do sistema;
- Estabelecer interfaces semelhantes aos dos *softwares* comerciais para a apresentação dos componentes do sistema;
- Disponibilizar parâmetros de um banco de dados de equipamentos comercialmente disponíveis.

2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em termos de projeto, observam-se tanto trabalhos que enveredam pela análise de modelos de simulação (baseados em equações características do comportamento dos sistemas envolvidos) quanto os que se utilizam modelos de otimização (a partir de formulação termodinâmica e métodos de programação matemática).

No número especial do periódico *Heat Recovery Systems & CHP* (1994, v.15, n.2) - atual *Applied Thermal Engineering*, destacam-se os seguintes trabalhos, os quais se mostram pertinentes a este sub-item:

- Narula (1994) apresenta importantes considerações de projeto para ciclos combinados para a fase inicial de desenvolvimento do seu projeto; aspectos técnicos envolvendo a seleção de componentes e os parâmetros da unidade a vapor, econômicos e ambientais, através das tecnologias de controle das emissões de NO_x, são tratadas em extensão;

- Ong'iro *et al.* (1995), apresentam elementos de simulação de ciclos combinados a partir de um *software* comercial, o ***ASPEN PLUS***, realizando balanços

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

de massa, energia e exergia de modo a obter elementos para uma análise pormenorizada dos componentes e buscar a otimização do conjunto a partir de suas interações e conflitos entre os principais parâmetros de análise;

- Falcetta e Sciubba (1994), apresentam um modelo computacional modular, o CAMEL (*modular elemental plant calculation*, em italiano), baseado em matrizes de interconexão que associam os componentes, em termos de seus fluxos e energia, de modo a otimizar os parâmetros de projeto e operação dos mesmos.

No trabalho de Seyedan *et al.* (1995), os autores simulam o desempenho de ciclos combinados a partir do conceito de números adimensionais, um princípio em si conhecido na literatura técnica no que diz respeito à associação de compressores e turbinas a gás em relação ao sincronismo de rotação e vazão; os resultados do modelo apresentado agregam interessantes resultados. Uma simulação computacional para previsão do desempenho de ciclos combinados interligando os parâmetros dos principais componentes do sistema fornecidos pelos fabricantes; o ciclo *bottoming* avaliado possui caldeira de recuperação com dois níveis de pressão, sendo que o desempenho dos trocadores de calor como os economizadores, evaporadores e superaquecedores são determinados utilizando-se o conceito de efetividade e o coeficiente global de troca de calor através de correlações exibidas no final do artigo. A tarefa principal do simulador consiste em obter os valores mais apropriados para 9 variáveis a partir de nove equações não lineares. A estratégia de solução é interativa e melhor visualizada pelo uso de diagramas de fluxos, necessita assumir bons valores iniciais para iniciar a simulação.

Balestieri e Correia (1997) apresentam um modelo multiobjetivo para o projeto de unidades térmicas, com particular ênfase para sistemas de cogeração em ciclos combinados, o TSMM (*Two Step Multiobjective Model*); sua estrutura matemática mais interna, para a pesquisa das soluções ótimas individuais para cada um dos objetivos perseguidos é baseada em um modelo de grafos generalizados, apresenta semelhança com a formulação de Farghal; El-Dewieny e Riad (1987, 1989). A despeito dos demais objetivos considerados nesse trabalho, é importante ressaltar o

unesp

critério de mínima irreversibilidade, tomado em termos de um fator de exergia, e formulado com base nos trabalhos de Chinneck e Chandrashekar (1984a, 1984b).

Agazzani; Massardo e Frangopoulos (1998) apresentam uma modelagem funcional termoeconômica, denominada TEMP - *thermoeconomic modular program*, muito próxima àquela apresentada por Frangopoulos (1983) em sua tese de doutorado (conhecida por TFA, *thermoeconomic functional analysis*), agregando no processo de otimização elementos outros que possibilitam a análise termoeconômica de sistemas térmicos a vapor, a gás e em ciclos combinados.

Sciubba (1998) apresenta os aspectos conceituais do modelo CAMEL na primeira parte do artigo, percorrendo os fundamentos da formulação matricial que lhe dão suporte, bem como uma interessante discussão acerca do processo de simulação dos fenômenos térmicos, em termos de formulação termodinâmica, numa seqüência indutiva do modelo especialista que é apresentado na segunda parte do trabalho; o módulo básico analisado, em ambos os casos, se refere a turbinas a gás associadas a caldeiras de recuperação, com margem de extensão aos ciclos combinados. Descreve os procedimentos e cuidados para a elaboração de uma metodologia de uso de recursos computacionais para a automatização de formulações e procedimentos já consagrados na literatura visando simplificar o processo de projeto e análise de sistemas, alertando sobre problemas mais comuns no desenvolvimento de uma metodologia, como a incompatibilidade entre *softwares* e formatação dos dados de entrada e saída. Sua técnica de simulação consiste em dividir um processo complexo em vários subprocessos mais simples. Utiliza uma técnica em que as equações ficam organizadas dentro de uma matriz denominada Matriz de Incidência (MI), valendo-se de variáveis indexadas para a composição do código computacional.

Fietz; Jenkins e Luxton (1985) desenvolvem uma estrutura teórica para a composição de um procedimento de simulação para trabalhar em conjunto com programas otimizadores matemáticos para a análise de sistemas térmicos, como o proposto por Stoeker (1971).

A técnica é de solução seqüencial modular e o método baseiam-se em relações termodinâmicas fundamentais que, em sua maioria, são compostas por equações não-lineares. O modelo segue a seqüência e linha de raciocínio de engenheiros de projeto

unesp

com experiência no tema, mas de forma que um analista possa utilizá-lo de maneira interativa, sem a necessidade de um conhecimento específico de relações matemáticas ou de sistemas otimizadores.

Os artigos citados acima tratam de metodologias para o uso de simuladores computacionais, destacando-se os trabalhos de simuladores de ciclos térmicos baseados em ciclos combinados e simuladores para o projeto de caldeiras de recuperação.

Segundo Seyedan *et al.* (1996), a caldeira de recuperação é o único componente que normalmente é construído sob medida para o projeto; os demais componentes são encontrados no mercado com dimensões padronizadas e devem estar discriminados em um banco de dados de máquinas comerciais. Desse modo, o autor desenvolve um procedimento para compor uma ferramenta que possibilite a automatização da busca desses componentes, utilizados na proposição de configurações de sistemas térmicos, a partir dos parâmetros de seleção fornecidos pelos respectivos fabricantes. Este autor descreve um método que permite a otimização dos parâmetros da caldeira de recuperação de maneira independente dos demais componentes do sistema, obtendo-se os valores ótimos dos parâmetros para este equipamento que utiliza dois níveis de pressão, o que é condizente com a afirmação em Jericha[2] *et al.* (apud FRANCO; RUSSO, 2002), que afirma que acima de três níveis de pressão, nenhuma melhora no aproveitamento térmico da caldeira é observada, ou seja, a complexidade e custo do sistema com mais de três níveis inviabilizam as vantagens de seu uso.

Encontram-se também na literatura trabalhos mais voltados para o desenvolvimento e aplicação de metodologias para a otimização desses sistemas, destacando-se modelos de otimização matemática como o de Rodrigues-Toral; Morton e Mitchell (2000), que apresenta o uso de um *software* que utiliza equações orientadas, simula algumas condições de operação e descreve um modelo de otimização econômica que utiliza funções de custo no investimento em equipamentos adicionais e modelos de custos operacionais. A função-objetivo neste caso visa maximizar a receita anual obtida pela venda de eletricidade e vapor menos os gastos com combustíveis,

[2] JERICHA, H., FESHARAKI, M., SEYR, A. Multiple evaporation steam bottoming cycle, ASME Paper 97-GT-287, 1997.

unesp

água de reposição, custos operacionais e de manutenção. A técnica utilizada para otimização é denominada pelo autor como *Filter SQP*.

O desenvolvimento de códigos computacionais, em geral baseados em recursos de programação visual, tem sido alvo de intensa pesquisa por diversos grupos; códigos computacionais de cunho comercial são largamente encontrados no mercado e o acesso a alguns *sites* da internet permitem recolher diferentes modelos; para citar alguns, têm-se:

- ***IPSEpro***, da *SimTech Simulation Technology* (Áustria) e a linha de produtos da *Thermoflow Incorporation* (EUA), com destaque para o ***Thermoflex***, ambos com estrutura de figuras pré-definidas para montagem de configurações e análise.

- ***Cycle-Tempo***, desenvolvido pelo TNO *Institute of Environmental Sciences, Energy Research and Process Innovation*, da *Delft University of Technology*, Holanda, que realiza o cálculo da exergia dos diferentes fluxos, além da entalpia e entropia, apresentando os resultados na forma de esquemas, tabelas ou gráficos.

- ***EES***, da *F-Chart Software*. A diferença dos anteriormente citados é que este não trabalha com dispositivos previamente definidos, apenas permite cálculos rápidos de um grande número de equações, inclui métodos simples de otimização não linear e traz uma biblioteca de propriedades termodinâmicas e de transporte de um bom número de substâncias.

Finalmente, cabe reconhecer que o comportamento das máquinas térmicas em condições fora do ponto de projeto tem sido alvo de interesse por parte de diferentes grupos de pesquisa (WEIR,(1988); KORAKIANITIS; BEIER, (1994); DAVISON; SOOTHILL, (1994); KIM; OH; RO, (1994); JOHNSON, (1992)). Desse modo, com o uso dessas informações, é desenvolvida uma metodologia que engloba essas técnicas de análise.

unesp

2.4 METODOLOGIA DE PROJETO

Manninen e Zhu (1999) identificam como "*a parte mais difícil de um projeto a determinação da estrutura ótima da central térmica dado que uma grande quantidade de alternativas que se encontra disponível, o que torna o problema combinatoriamente explosivo*". Na sua exposição, "*a forma tradicional de se projetar centrais térmicas está principalmente baseada em técnicas de simulação e fortemente alicerçado na análise termodinâmica. Um projeto-base é assumido a partir de uma central existente e que conta com uma experiência operacional de sucesso. Opções para modificações no projeto-base são obtidas por análise termodinâmica. As opções são verificadas por ferramentas de simulação. O problema dessa metodologia de projeto é que apenas modificações locais ao projeto-base podem ser determinadas, o que resulta em melhorias marginais. É difícil identificarem-se mudanças topológicas significativas pela limitação dessa metodologia*".

Tais autores identificam as seguintes vertentes metodológicas para a análise de sistemas térmicos:

- **heurísticas e análise termodinâmica**: a partir da formulação de Primeira e Segunda Leis e com base em regras para a limitação das múltiplas possibilidades de configuração;
- **termoeconomia (ou exergoeconomia)**: combina análise de eficiência térmica com a análise financeira para atribuir valores monetários às irreversibilidades dos sistemas; de modo similar à abordagem anterior, "*é mais adequado para aperfeiçoar um projeto-base do que para gerar um projeto original*";
- **programação matemática:** explora simultaneamente as mudanças paramétricas e estruturais, e no seu entendimento seria "*o melhor meio seria gerar uma superestrutura geral e então otimiza-la para gerar um projeto ótimo*".

unesp

O'Brien e Bansal (2000), por sua vez, identificam os três grupos de modelos a seguir discriminados, identificados pelos autores de acordo com sua potencial aplicação:

- **modelos básicos para avaliação do sistema no ponto de projeto[3]:** permitem avaliação expedita da viabilidade econômica de uma certa configuração proposta para cogeração;
- **modelos de otimização (linear e não linear):** permitem analisar a estratégia operacional de configurações para emprego em cogeração;
- **modelos padronizados:** são "pacotes" desenvolvidos para modelar e projetar sistemas de cogeração baseados em princípios fundamentais de Engenharia.

Tais métodos devem, ainda, contemplar variações:

- **de foco**, que pode ser econômico ou de desempenho operacional;
- **de dependência temporal**, que pode ser estática ou dinâmica.

Os modelos estáticos consideram apenas o conjunto das condições operacionais no ponto de projeto, ao passo que os modelos dinâmicos ou transientes simulam a resposta do sistema às variações temporais de certas demandas do processo (térmicas ou elétricas). Baseados nessas considerações, os autores identificam as seguintes abordagens presentes na literatura:

- **modelos simples e estáticos**, mas pouco precisos e de baixo custo;
- **modelos avançados de projeto**, que levam em conta condições parciais e plena, mas com elevado custo;
- **modelos de otimização da operação,** que empregam técnicas de Pesquisa Operacional para análise das condições operacionais de sistemas complexos.

A partir dos conceitos até então apresentados, é possível descrever uma classificação dentre os modelos de simuladores comerciais disponíveis e propostas metodológicas publicadas na literatura, as seguintes categorias:

- **Modelos de Composição:** desenvolvidos quase sempre em linguagem de programação visual, apresentam estruturas para a composição de configurações através da escolha de componentes (como turbinas a gás e/ou a vapor, caldeiras, dentre uma variedade de equipamentos) e arraste dos correspondentes "ícones"

[3] Ponto de projeto ou condição de carga plena do sistema em análise.

unesp

que os representam para uma área específica de projeto; uma estrutura de verificação da consistência das associações se torna imperiosa. Tais códigos podem se valer de recursos adicionais de programação para a elaboração de bibliotecas com ícones que se prestem à inclusão de elementos adicionais a serem contemplados em ciclos avançados. O ***IPSE Pro***, da SimTechnology, e o ***GASCAN***, da Thermoflow, são exemplos representativos desses códigos.

- **Modelos de Estrutura Fixa:** dotados de planilhas eletrônicas e bancos de dados associados com estruturas de programação em linguagem visual, tais simuladores apresentam uma estrutura bastante rígida de projeto; um sistema pré-definido, correspondente a um dos ciclos térmicos disponíveis comercialmente, é estabelecido em termos de um número determinado de componentes, em associações usuais – ao analista ou usuário desses códigos cabe escolher, em janelas de entrada de dados adequadamente estruturadas e apresentadas em coerente sucessão, os valores a serem contemplados no projeto ou, em última análise, admitir os valores padronizados oferecidos pelos *softwares*. O ***GT PRO*** e o ***STEAM PRO*** são exemplos dessa categoria.
- **Modelos de Estrutura Variável:** as ditas "Superestruturas" (MANNINEN; ZHU, 1998) ou "Módulo Geral de Projeto" (BALESTIERI, 1994) são mais encontradas em modelos acadêmicos ou ainda em desenvolvimento. Consideram uma rede topológica mais complexa, com um conjunto limitado, porém amplo, de alternativas para a composição de configurações pela maior disponibilidade de equipamentos passíveis de serem considerados no projeto; por outro lado, exigem que alguma lógica de programação (com grande freqüência, a programação inteira que utiliza a lógica *booleana*) ajuste cada nova configuração proposta através da associação do valor zero para as rotas não contempladas e do valor unitário para as que são aceitas para compor uma dada solução. Essa categoria de simuladores tem sido o foco de interesse de alguns trabalhos e será oportunamente considerada nesta tese.

A partir das considerações precedentes serão avaliadas, no próximo item, as características dos principais simuladores disponíveis comercialmente, que se enquadram preferencialmente dentre os modelos avançados de projeto, conforme a

unesp

classificação de O'Brien e Bansal (2000), que permitem avaliação dos sistemas em condições de carga parcial e plena.

2.5 ASPECTOS TÉCNICOS DOS SIMULADORES COMERCIAIS

O destaque que se busca dar no presente capítulo é voltado à identificação das características individuais de alguns dos simuladores de maior destaque por seu desempenho, quer funcional, quer comercial e sua importância e emprego para o ensino dos conceitos termodinâmicos e em especial a aplicação ou não da Segunda Lei da Termodinâmica.

A *Thermoflow Inc.* possui uma ampla gama de produtos comerciais voltados para a simulação e composição de ciclos térmicos para aplicações industriais e comerciais; o ***GT PRO*** (Figura 2.3) foi o primeiro *software* disponibilizado pela empresa, em 1987, sendo que é devotado para projetos de ciclos combinados e cogeração, consistindo-se em um código computacional flexível e rápido para balanços térmicos, composição de fluxos esquemáticos e para análises econômicas; o produto oferece, segundo o fabricante, a possibilidade de realizar diversas avaliações dentre as opções disponíveis para a escolha de uma larga faixa de possibilidades, bem como permite otimizar o projeto escolhido. Suas características incluem a presença de um banco de dados de turbinas a gás para trabalhar-se na condição de carga parcial e plena, o que lhe permite avaliar o desempenho do projeto sugerido para mais de um tipo de combustível e em vários locais de instalação.

unesp

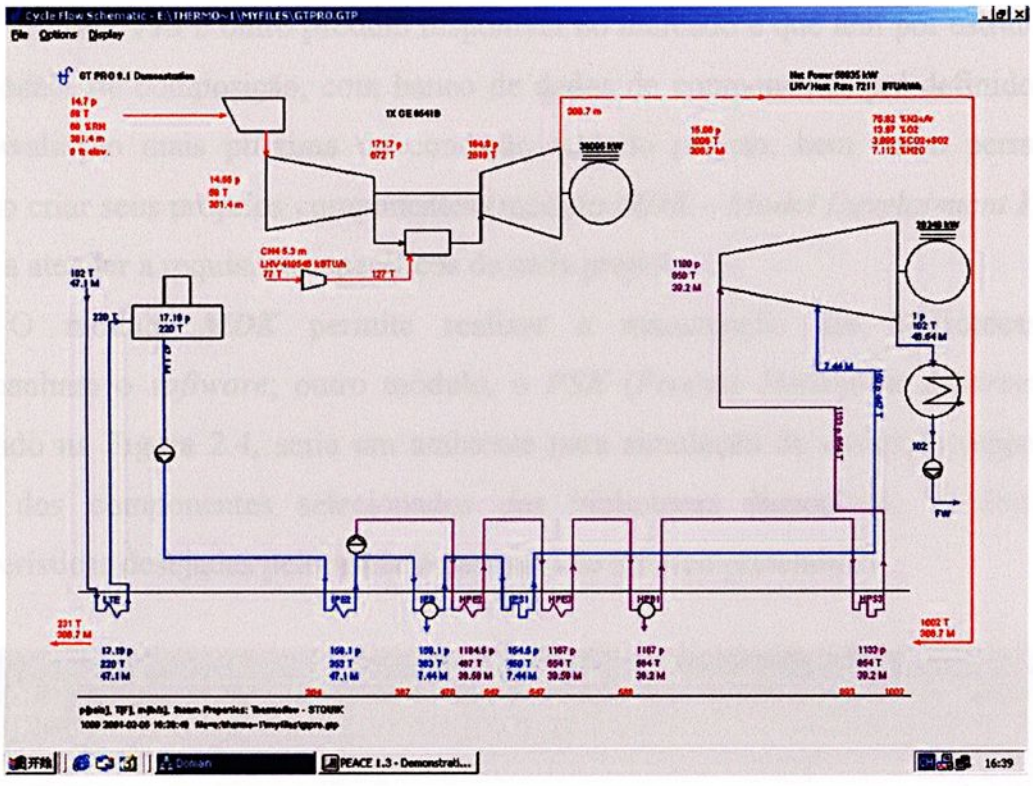


Figura 2.3 – Tela do programa ***GT PRO*** da Thermoflow Inc.

Um outro produto dessa empresa, o ***STEAM PRO***, é específico para o projeto de ciclos convencionais a vapor, com ou sem cogeração. Tanto o ***GT PRO*** quanto o ***STEAM PRO*** dispõem de um módulo adicional, o ***MASTER***, pelo qual são realizadas as simulações de desempenho dos componentes do sistema projetado sob diferentes condições operacionais.

Há um programa específico para a geração de novos componentes, o ***GASCAN+***, devotado à análise, projeto e otimização de ciclos avançados com turbinas a gás; a opção para a análise de turbinas a gás com reaquecimento, resfriamento intermediário, pós-resfriamento e recuperação, assim como turbinas de ar úmido.

Por fim, desse mesmo fornecedor há disponível ainda o ***THERMOFLEX***, um código computacional ainda mais flexível, sendo um modelo de composição, pelo qual é possível ao usuário montar um ciclo térmico completo pela seleção de componentes (dentre turbinas a gás e a vapor, caldeiras, condensadores, bombas, dentre outros); esse código deve necessariamente realizar uma avaliação da consistência das conexões entre os componentes, antes de realizar as demais avaliações.

O ***IPSE Pro*** é outro produto disponível no mercado e que tem por estrutura ser um modelo de composição, com banco de dados de componentes pré-definidos para uma avaliação mais próxima da condição real do projeto, bem como permite ao usuário criar seus próprios componentes (módulo ***MDK*** – *Model Development Kit*), de modo a atender a requisitos específicos de cada projeto.

O módulo ***MDK*** permite realizar a manutenção das bibliotecas que acompanham o *software*; outro módulo, o ***PSE*** (*Process Simulation Environment*), mostrado na Figura 2.4, seria um ambiente para simulação de arranjos compostos a partir dos componentes selecionados das bibliotecas disponíveis, conforme as características desejadas pelo usuário para o ciclo térmico pretendido.

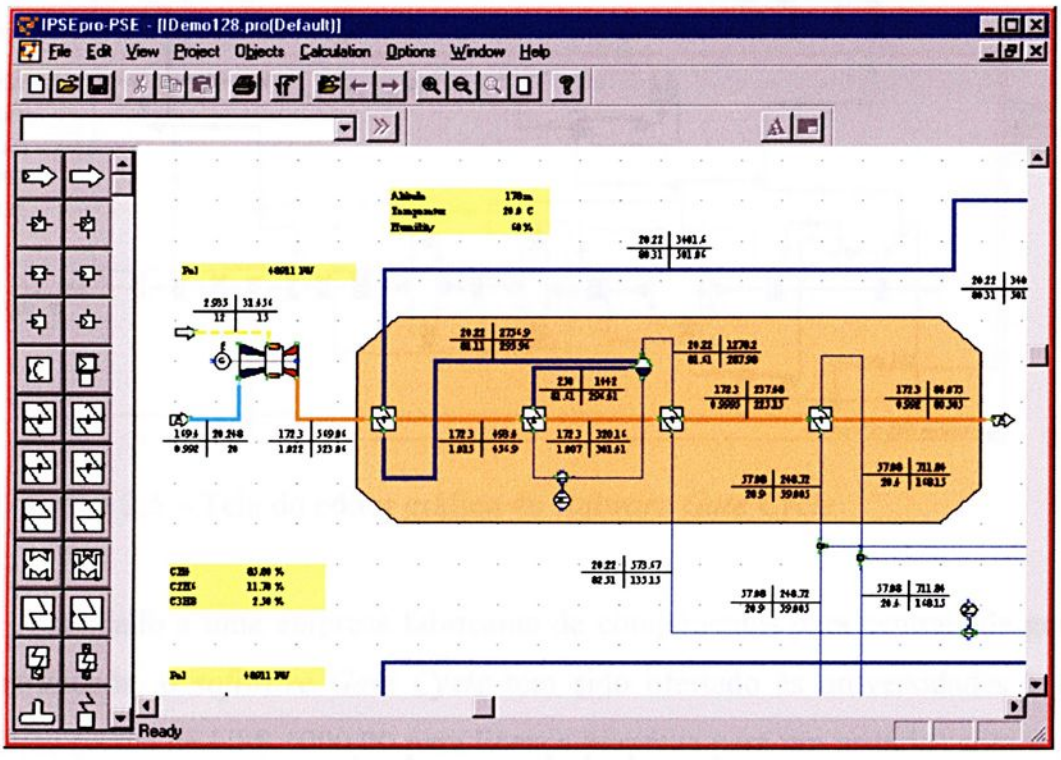


Figura 2.4 – Exemplo da interface do módulo ***PSE*** (ciclo combinado)

O ***Cycle-Tempo*** é um *software* originalmente desenvolvido na *Delft University of Technology*, sendo que sua versão inicial é de 1985; é empregado para modelagem termodinâmica e otimização de sistemas de conversão de energia, como produção de eletricidade, calor e refrigeração; a partir de seu emprego, podem ser efetuados balanços de massa e energia, bem como o controle e otimização de fluxos energéticos e de massa nas configurações propostas; há banco de dados de componentes

comerciais, tais como turbinas a gás, mas até onde nos é dado a conhecer, não dispõe de rotina para análise de condição em cargas parciais.

O ***Gate Cycle*** é um *software* que pode ser utilizado para projeto e simulação de sistemas de energia. O *software* tem aplicação para redes de produção e distribuição de energia elétrica, pode ser utilizado para simular e otimizar processos tanto contínuos quanto estáticos (Figura 2.5).

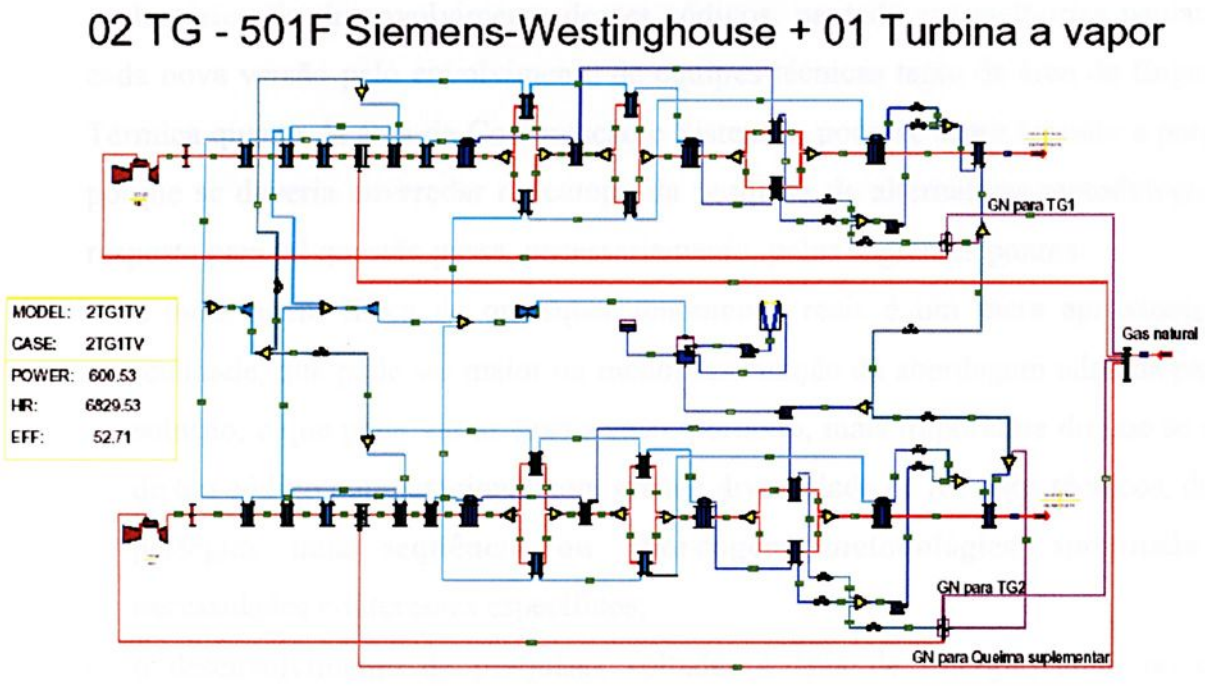


Figura 2.5 – Tela do editor gráfico do *software* ***Gate Cycle***

Vinculado a uma empresa fabricante de componentes para centrais de geração de eletricidade, o *software* ***Gate Cycle*** tem sido ofertado às universidades a preço simbólico (cerca de US$ 1000,00 para licença perpétua para um usuário) com vistas à difusão de seu emprego pelos futuros engenheiros e aumento da participação no mercado de *softwares* específicos para esta área do conhecimento (ARRIETA, 2002)[4].

Cabe ressaltar, por fim, que a intenção de se analisar neste capítulo alguns dos *softwares* comerciais mais empregados e citados em literatura técnica da área, é a de observar metodologias e interfaces de comunicação com o usuário, de forma a observar certas características padrões entre os *softwares* e, deste modo, estabelecer

[4] Arrieta, F. P. Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI Instituto de Engenharia Mecânica Departamento de Mecânica (comunicação verbal)

unesp

correlação entre metodologias e formulações correspondentes a cada componente do sistema.

2.6 OPORTUNIDADES PARA O DESENVOLVIMENTO DE SIMULADORES

Uma vez identificados os simuladores comercialmente disponíveis e sabedores do histórico do desenvolvimento desses códigos, pautado em melhorias paulatinas a cada nova versão pelo envolvimento de equipes técnicas tanto da área de Engenharia Térmica quanto da área de Computação e Sistemas, pode-se sentir tentado a perguntar porque se deveria enveredar no campo da pesquisa de alternativas metodológicas. A resposta para tal questão passa, necessariamente, pelos seguintes pontos:

- a modelagem física de quaisquer fenômenos reais é um mera aproximação da realidade, que pode ser maior ou menor em função da abordagem adotada para sua solução, e que pode variar caso a caso; portanto, mais importante do que se dispor de um código computacional com grande diversidade de recursos técnicos, deve-se perseguir uma **seqüência ou abordagem metodológica** apropriada para necessidades e interesses específicos;
- o desenvolvimento de pesquisas voltadas à área de Energia, tanto no campo metodológico quanto no campo tecnológico, deve ser incentivado face ao seu caráter estratégico para o futuro das nações – e em especial o Brasil, que dispõe de alta disponibilidade de recursos renováveis – cujas particularidades devem estar contempladas nas abordagens metodológicas;
- verifica-se que os códigos disponíveis são pródigos em realizar simulações e, por vezes, otimização pautada em análise técnica dos componentes; no entanto, não se percebe a existência de códigos comerciais com uma vertente de síntese de configurações pautada em critérios de otimização matemática.

De modo geral, para a aplicação desses conceitos, os simuladores devem contemplar diferentes modalidades de geração térmica; uma importante vertente é aquela que diz respeito ao **planejamento de centrais de cogeração**, o qual consta das fases de projeto, operação e expansão, que se relacionam de modo linear e nessa

unesp

mesma ordem, porém com as particularidades próprias dessa forma de geração. A Figura 2.6 ilustra a seqüência proposta (BALESTIERI; CORREIA, 1997) e a Tabela 2.1 busca identificar os possíveis modelos empregados em cada etapa.

Figura 2.6 – Encadeamento de etapas para o planejamento de centrais de cogeração

Tabela 2.1 – Modelos empregados no planejamento de centrais de cogeração

Etapas	**Projeto**	***Operação***	**Expansão**
Modelos sugeridos	- modelos de composição - modelos de otimização - modelos exergoeconômicos (AFT)	- modelos de simulação - modelos de otimização - modelos exergoeconômicos (TCE)	- modelos de simulação - modelos de otimização estocástica

Nota: AFT – Análise Funcional Termoeconômica / TCE – Teoria do Custo Exergético

Os **modelos de projeto** pressupõem a realização de um processo de **síntese** para identificar e dimensionar os componentes (de uma estrutura fixa ou "módulo geral de projeto") a serem empregados na composição de arranjos de sistemas de cogeração, que devem ser avaliados com base em **históricos de curto prazo**, a partir de parâmetros horários ou mensais, e **de médio prazo**, baseados em estatísticas anuais consolidadas em períodos de cinco a dez anos (BALESTIERI, 1994).

Definidas as configurações mais atrativas, de acordo com os diversos critérios que podem ser considerados – econômicos e financeiros, ambientais ou de ordem técnica, como máxima confiabilidade de geração elétrica ou mínima geração de irreversibilidades – devem ser analisados seus comportamentos operacionais por meio de **modelos de operação em carga plena** (no ponto de projeto) **e em cargas parciais**.

unesp

Uma estrutura recursiva entre os modelos de projeto e de operação, que permita ao analista permear essas duas etapas até que se vislumbrem soluções atrativas, deve ser exaustivamente perseguida de modo a se aprimorar a solução final a ser adotada para a central de cogeração em estudo.

Os **modelos de expansão**, por sua vez, consideram futuras ampliações da unidade de geração e devem tomar por base cenários projetados de acordo com as perspectivas de crescimento do empreendimento, da economia em geral, características que se pretende verem incentivadas, dentre outras. Nesse ponto, desde que realizada com certo critério, a síntese de médio prazo pode ser um elemento importante, que indica o caminho para uma futura expansão.

Nesse contexto, surge a perspectiva do desenvolvimento de uma nova abordagem metodológica que contemple tais etapas de acordo com os conceitos até aqui estabelecidos; para tanto, propõe-se que seja feito tal desenvolvimento a partir de um modelo disponível denominado ***TSMM*** (*Two Step Objective Model*), que baseia-se em recursos de programação linear-inteira mista sobre uma estrutura de grafos generalizados e que lhe garante uma rapidez compatível com os melhores códigos computacionais desenvolvidos para projeto de centrais de cogeração. A despeito de sua plataforma ser de um modelo de programação matemática, sua fundamentação termodinâmica e tecnológica no que diz respeito às máquinas térmicas, engenharia ambiental e econômica, apresenta conceitos sólidos e eficazes.

O programa que torna operacional o modelo multiobjetivo foi desenvolvido em linguagem Delphi® de programação visual e denominado aqui como **CoGerador_V1** (Figura 2.7), constando de três módulos: entrada de dados, na qual o usuário pode alterar a necessidade de processo, produtividade dos equipamentos, capacidades mínimas e máximas dos fluxos nos arcos e custo específico do vetor energético; execução, na qual o usuário escolhe uma solução de compromisso a partir de atribuições de diversos valores de T_k (referente a uma régua que atribui diferentes valores à variável T_k que ponderam os critérios); e a saída de dados, verificando os resultados num arquivo texto. No entanto, uma série de melhorias pode ser incorporada ao programa:

unesp

- a incorporação de uma rotina para seleção de componentes, associada a um banco de dados com equipamentos reais e que seja facilmente atualizável, para permitir que se traduzam os resultados fisicamente viáveis em resultados comercialmente viáveis (SILVA; BALESTIERI; MAGALHÃES FILHO,2002);
- o aprimoramento da modelagem do subsistema turbinas a gás/caldeiras de recuperação, que deve ser ampliado para considerar os diferentes níveis de pressão dos elementos intermediários do processo de formação do vapor (economizadores, evaporadores, superaquecedores);
- a incorporação de modelos adequados para a análise do comportamento dos componentes (e por conseqüência, do sistema como um todo) em condição de carga parcial;

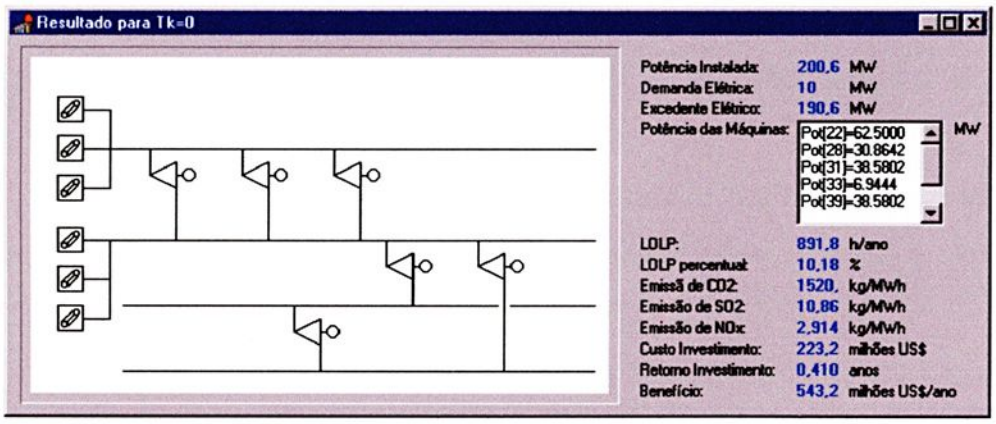


Figura 2.7 - Janela gráfica apresentando resultados parciais da primeira versão do programa CoGerador_V1

Trabalhos considerados relevantes na literatura especializada na área de ciências térmicas deverão ser utilizados no desenvolvimento de uma estrutura de otimização baseada no modelo multiobjetivo por conta das informações sobre metodologias e formulações utilizadas, de forma que a contribuição desses autores seja utilizada como ferramenta de análise para a composição e estudo de sistemas térmicos.

Trabalhos como o de Frangopoulos (1983) e Valero e Lozano (1993), com vertente termoeconômica, apresentam uma grande difusão na análise de sistemas térmicos de cogeração. São também encontrados na literatura modelos que abordam o

unesp

desempenho dos componentes em condições fora do ponto de projeto, ou seja, modelos que possam prever o comportamento da máquina em carga parcial.

Trabalho como o de Facchini (1993) utiliza uma aproximação simplificada para a avaliação do desempenho *off-design* de turbinas a gás de eixo simples e demonstra formulações e gráficos de desempenho dos componentes para diversos pontos de operação.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

CAPÍTULO 3 AVALIAÇÃO DOS MODELOS DE OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVOS

3.1 INTRODUÇÃO

A modelagem para a síntese de configurações conforme comentada no capítulo anterior define as propostas de diversos autores para a sistematização das principais vertentes metodológicas apresentadas na literatura e aplicadas a muitos dos simuladores e otimizadores comerciais.

Neste capítulo serão apresentados os principais trabalhos que vêm sendo publicados em termos da aplicação de modelos multiobjetivos, com especial ênfase para a sua utilização em projeto e operação de sistemas energéticos, bem como serão apresentados os principais elementos do trabalho de Balestieri (1994), cujo modelo é precursor das propostas de desenvolvimento desta tese.

Apresenta-se no desenvolvimento deste capítulo um conjunto de métodos que permitem o tratamento simultâneo de aspectos econômicos, técnicos e ambientais em um processo de tomada de decisões.

Uma revisão na literatura mostra que não são muitas as aplicações de modelos multiobjetivos em estudos de sistemas de geração termelétrica dado que o maior interesse de análise baseia-se em um único critério, o da viabilidade econômica.

Abido (2003) desenvolveu um algoritmo de otimização multiobjetivo para equilíbrio entre os despachos econômico e ambiental utilizando um modelo não linear. O objetivo de otimizar o despacho econômico é encontrar o atendimento ótimo da demanda elétrica com mínimo custo operacional. No que diz respeito ao despacho ambiental, objetiva-se diminuir as emissões de poluentes dos sistemas de geração térmicos pela inclusão de equipamentos de limpeza dos gases de exaustão. Busca-se o equilíbrio entre a redução da emissão de gases poluentes e o aumento do custo para inserção dos novos equipamentos, dois objetivos conflitantes.

Azapagic e Clift (1999) apresentaram um método para identificar e quantificar o desempenho ambiental de um processo químico. Utilizando um sistema de otimização multiobjetivo combinado com o método LCA (*life cycle assessment*) como

unesp

ferramenta para avaliação das melhores opções de gerenciamento ambiental e sua relação com os custos de inserção de equipamentos de despoluição. Os resultados demonstram que o desempenho ambiental do sistema analisado pode ser melhorado em 20 % em relação ao sistema original numa boa relação custo/benefício.

Pokharel e Chandreshekar (1998) utilizam a programação multiobjetiva para analisar diferentes opções de aproveitamento de insumos energéticos no meio rural. Analisam a geração de energia utilizando lenha, carvão, resíduos agrícolas, biogás, geração hidráulica, solar, energia dos ventos e querosene. A função objetivo econômico procura reduzir os custos operacionais, aumentar a eficiência e diminuir a energia de entrada no sistema. Como objetivo social procura-se aumentar o nível de empregos na região e dá preferência à utilização de fontes energéticas locais e, como objetivo ambiental, buscam-se reduzir as emissões de poluentes. Para todos estes objetivos foram levantados os parâmetros necessários à análise em três cenários. Os autores concluem que o modelo utilizado torna a escolha da melhor solução como um exercício de exploração baseado nas preferências do analista.

3.2 ASPECTOS PRINCIPAIS DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO (Cogerador_V1)

A otimização de sistemas energéticos se apresenta como um dos campos promissores no desenvolvimento de ferramentas para o projeto e análise de comportamento da operação durante a composição de máquinas térmicas para sistemas de geração combinada de energia, visto que as abordagens metodológicas em engenharia têm evoluído para uma visão mais ampla dos problemas, buscando-se considerar as múltiplas facetas a que o problema encontra-se sujeito.

Para as centrais de cogeração, diversos objetivos devem ser considerados; apesar de a função custo, pela maximização da receita e minimização das despesas, ser a que mais tem sido empregada nos trabalhos encontrados na literatura, deve-se levar em conta que quando se considera a confiabilidade da instalação, a eficiência da transformação da energia e os níveis de emissão de poluentes das máquinas empregadas, é possível a proposição de alternativas ótimas do ponto de vista

unesp

individual de cada um desses critérios e mesmo escolher uma configuração de consenso, evitando-se a possibilidade do sistema vir a enfrentar pressões de ordem econômica, financeira e mesmo social, assim como vir a estar submetida a penalidades por multas contratuais ou por custos ambientais, caso venha a ultrapassar os limites estabelecidos nas legislações pertinentes.

No caso específico do projeto e operação de sistemas energéticos, os modelos de otimização podem ser compostos pela combinação de formulações termodinâmicas, modelos de avaliação econômica e técnicas de programação matemática que visam obter as melhores alternativas quando do estabelecimento dos componentes, bem como contemplar a seleção de equipamentos reais para a definição do projeto básico.

Ciclos combinados para geração conjunta das energias térmica e elétrica em sistemas de cogeração têm sido amplamente empregados devido às suas características de modularidade e de bom aproveitamento das fontes de energia primária.

Destaca-se ainda deste fato, a expansão das redes de gás natural pelos principais pólos industriais, e a possibilidade de se obter diversos arranjos entre os componentes de um sistema de cogeração para melhor atender aos critérios estabelecidos no planejamento para o atendimento da demanda de energia requerida.

Cabe ao analista ou projetista propor, de maneira eficiente, as melhores alternativas para a composição ou expansão desses sistemas, atendendo principalmente a critérios técnicos, econômicos e ambientais.

A elaboração de um projeto inicial de uma central de cogeração está sujeita a diversas possibilidades de arranjos entre os componentes para o atendimento das necessidades de calor de processo e demanda de energia elétrica, o que poderia resultar na geração de diferentes alternativas ou soluções, os quais se denominam **soluções funcionais** ou **factíveis**. Nessa mesma linha de raciocínio, dentre os projetos factíveis existiriam os que atendem a alguns dos critérios considerados no problema, com prioridade para um ou outro critério de interesse específico do projeto, os quais são agrupados na categoria das **soluções satisfatórias** ou **eficientes**.

Dentre o conjunto de soluções satisfatórias pode haver um grande número de propostas que por um lado satisfazem plenamente um ou dois critérios considerados e por outro lado podem ser proibitivos do ponto de vista dos demais critérios. Cabe ao

unesp

analista do projeto decidir, dentre as soluções disponíveis, por aquela que melhor pondere os critérios considerados segundo suas próprias convicções ou dos grupos que representa.

Balestieri (1994) desenvolveu o estudo de um modelo para a aplicação de algumas técnicas de otimização multiobjetivo para a síntese de configurações em sistemas de cogeração. As técnicas empregadas neste modelo consistem em programação multiobjetiva interativa, modelo de otimização inteira-mista e emprego de grafos generalizados para a otimização dos fluxos energéticos do sistema proposto.

Para a otimização, foi utilizado grafo generalizado em substituição à formulação Simplex, geralmente empregada em otimização de problemas lineares, por apresentar vantagens principalmente em relação ao tempo de processamento computacional gasto pelo modelo.

Tais técnicas associadas permitem conduzir o planejamento de centrais de cogeração com diferentes soluções de compromisso para os critérios estabelecidos a priori, todas igualmente eficientes[5], para serem submetidas a um processo de escolha.

As soluções de compromisso consistem em um conjunto de possibilidades alternativas entre duas posições extremadas, pois a decisão por uma configuração raramente é tomada em função de um único objetivo.

O modelo multiobjetivo utilizado pelo Cogerador_V1 que constitui um dos módulos utilizados nesta tese foi desenvolvido em Balestieri e Correia (1997) baseado no modelo *TSMM* (*Two-Step Multiobjective Model*).

Do ponto de vista da modelagem, tal modelo faz uso da estrutura em rede de grafos generalizados (CORREIA, 1987), tendo por principais referências os trabalhos de Chinneck e Chandrashekar (1984) e Farghal; El-Dewieny e Riad (1987); os primeiros ressaltam as vantagens na aplicação de redes de grafos conservativos comparativamente à programação linear no que tange ao esforço computacional e à facilidade de solução do problema, uma vez efetuada a descrição dos sistemas e estabelecidas suas interconexões.

Tais autores ressaltam também que o objetivo do modelo de grafos na condição de otimização da operação é determinar a taxa ótima a que devem ser operados os

[5] Uma solução é dita eficiente, não dominada ou de Pareto quando apresenta valores tais que, para o aumento de um dos objetivos, um ou mais dos outros objetivos apresenta decréscimo (Steuer, 1986).

unesp

componentes da central de cogeração, enquanto que a síntese consiste em selecionar, relacionar componentes e dimensionar a capacidade dos componentes do sistema energético do modelo otimizado.

Baseado no conceito de grafo generalizado, tal como na realidade ocorre em sistemas de conversão de energia, Farghal; El-Dewieny e Riad (1987) apresentam um estudo sobre a operação otimizada de uma central de cogeração conectada com a rede pública e dispondo de centros auxiliares para geração de vapor. Seu objetivo principal é dividir as demandas térmica e elétrica entre a rede pública e a geração interna (central de cogeração e centros auxiliares) de modo a minimizar o custo total.

Do ponto de vista formal, o modelo utilizado no Cogerador_V1 é realizado em duas etapas, conforme apresentado na Figura 3.1; na primeira etapa, partindo-se de valores de demanda de energia baseados em curvas de carga anuais, são estabelecidas as condições para o projeto a partir de um modelo simplificado, que agrega os diversos componentes que podem vir a fazer parte da configuração, como é apresentado na Figura 3.2 para a configuração com quatro níveis de pressão (AP, MP e BP, sendo respectivamente alta, média e baixa pressão, e CD a linha que representa o estado de vapor condensado) e correspondente rede de grafos da etapa inicial.

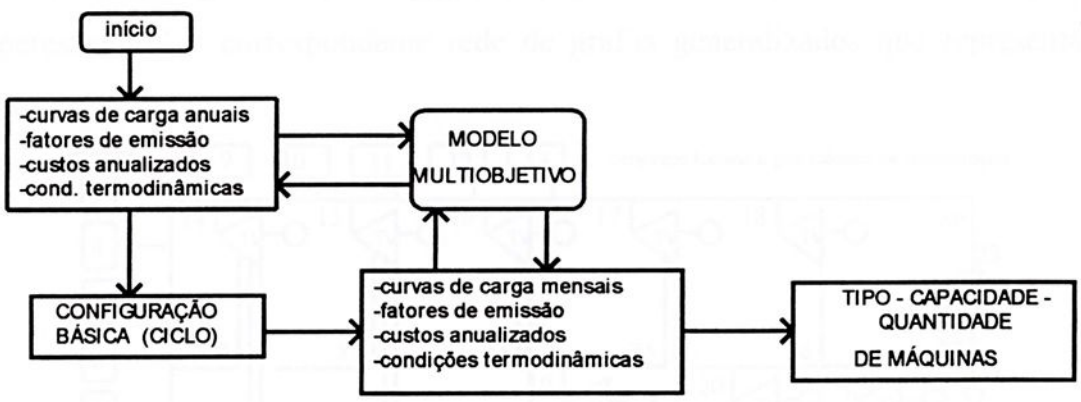
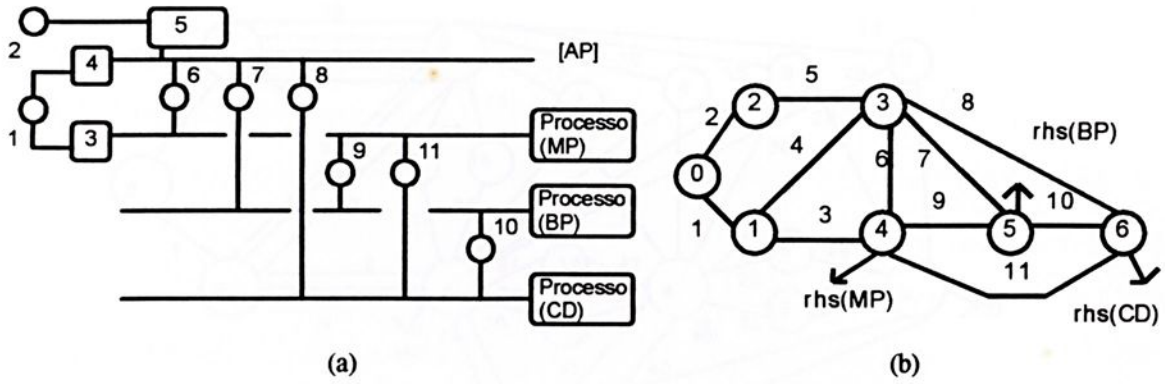


Figura 3.1 – Estrutura do Cogerador_V1

Quando a análise da etapa inicial é concluída, restam apenas as rotas referentes aos componentes que irão sinalizar, num período de tempo mais longo (a 'expansão'), as melhores condições operacionais para o projeto – com isso, eliminam-se algumas das rotas existentes, o que se traduz em uma etapa final com menor esforço computacional, o que pode ser significativo para exemplos mais complexos.

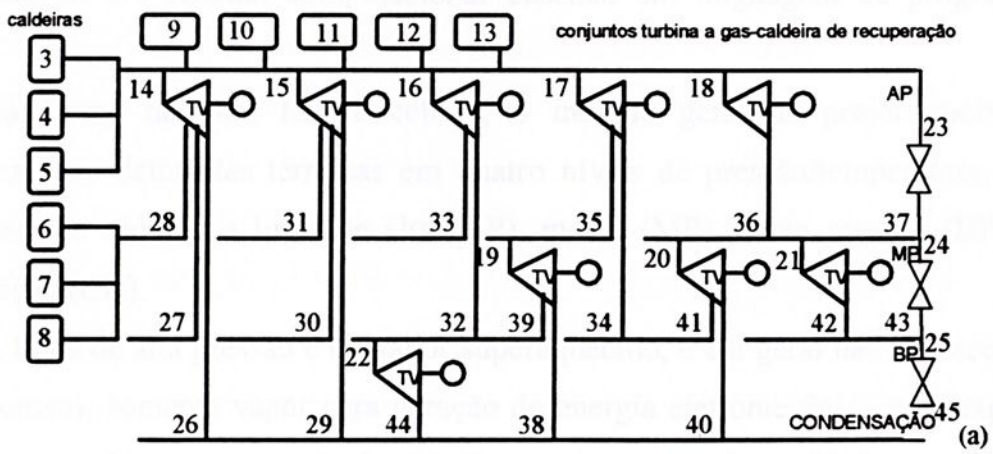
unesp

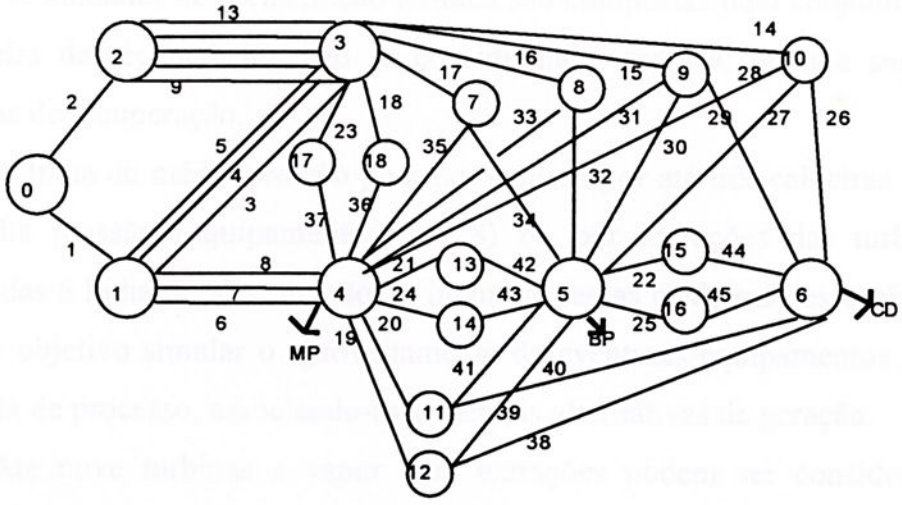


rhs: demandas térmicas dos processos

Figura 3.2 – Estrutura da etapa inicial do Cogerador_V1:
(a) módulo inicial de projeto (b) representação em rede de grafos

Uma vez identificada uma configuração básica (ou o ciclo de geração) que deverá nortear o projeto, na etapa final as demandas de energia típicas são discriminadas por curvas mensais (em geral, para o período de um ano) e permitem dimensionar cada uma das máquinas e equipamentos térmicos necessários em termos de suas capacidades de produção, vazões, pressões, temperaturas, bem como atender a parâmetros de ordem econômica, ambiental e de confiabilidade, tendo como limitante a estrutura da Figura 3.3, na qual se apresenta o 'Módulo Geral de Projeto' ou 'Superestrutura' e correspondente rede de grafos generalizados que representa este sistema.





(b)

Figura 3.3 –Módulo geral de projeto para centrais de cogeração:
(a) componentes do módulo de projeto (b) representação em rede de grafos

Toda a metodologia do modelo multiobjetivo é desenvolvida com base no módulo geral de projeto, pois o mesmo apresenta-se como uma plataforma adequada para a proposição e análise de configurações. Essa estrutura aqui adotada engloba uma boa parte das possíveis configurações para sistemas de geração termelétrica mais usuais, possibilita visualizar os elementos constituintes do sistema e pode exibir junto a estes elementos os parâmetros de análise termodinâmica e econômica, e ainda visualizar e incluir considerações particulares de possíveis melhorias na fase de projeto com ajuda de um sistema computacional baseado em linguagem de programação visual.

Na forma na qual foi concebido, o módulo geral de projeto permite o atendimento de demandas térmicas em quatro níveis de pressão/temperatura, sendo disponíveis no módulo a linha de alta (AP), média (MP), baixa pressão (BP) e de condensação (CD).

A linha de alta pressão é de vapor superaquecido, e em geral não fornece vapor para processos, somente vapor para geração de energia eletromecânica pela expansão do vapor em turbinas a vapor. Pode ser alimentada tanto pelas unidades geradoras de vapor convencionais de alta pressão (equipamentos 3 a 5), quanto pelas unidades recuperadoras de calor do ciclo Brayton (equipamentos 9 a 13), ou ainda pelos dois grupos ao mesmo tempo.

unesp

As unidades de recuperação térmica são compostas pelo conjunto turbina a gás – caldeira de recuperação, não se considerando, todavia, queima suplementar nas caldeiras de recuperação.

A linha de média pressão pode ser suprida por até três caldeiras convencionais de média pressão (equipamentos 6 a 8) ou por extrações das turbinas a vapor conectadas à linha de alta pressão. A inclusão dessas caldeiras nesse nível de pressão tem por objetivo simular o aproveitamento de eventuais equipamentos já disponíveis na planta de processo, associando-as às demais alternativas de geração.

Até nove turbinas a vapor com extrações podem ser consideradas em sua totalidade ou não, situadas entre as linhas de pressão podendo formar diferentes configurações. As unidades 14, 15, 19, 20 e 22 são de extração e condensação e as demais são de extração e/ou contrapressão.

É importante observar que, ainda que apresente a possibilidade de contar com as extrações, elas não necessariamente serão utilizadas, pois será o módulo de otimização que determinará os arcos que possuirão fluxos energéticos.

Unindo os quatro níveis de pressão há ainda as válvulas reguladoras de pressão, também selecionáveis pelo módulo de otimização (equipamentos 23, 24 e 25) conforme necessidade.

O módulo geral de projeto pode assumir o uso de combustíveis gasosos para a turbina a gás e líquidos para as caldeiras convencionais associadas ao ciclo a vapor, que correspondem às linhas 2 e 1 da rede de grafos, respectivamente.

Após a definição das demandas energéticas e do tipo de ciclo, deve-se realizar o dimensionamento pela otimização dos fluxos que deverão atender ao sistema, considerando-se as restrições de cada uma das funções-objetivo definidas para a otimização, estabelecendo-se assim o tipo, capacidade e quantidade de equipamentos que comporão o sistema.

Um breve resumo a seguir abordará cada uma das técnicas de programação, sem, no entanto, aprofundar-se em detalhes, o que fugiria do escopo da tese.

unesp

3.3 DEFINIÇÃO DAS FUNÇÕES-OBJETIVO E DAS RESTRIÇÕES IMPOSTAS AO MODELO

Segundo Balestieri (1994), otimização é o processo pelo qual se conduz a solução de um certo problema a seus valores extremos (máximos ou mínimos). A pesquisa por valores ótimos de um problema representado por uma certa função pode empregar uma ou mais técnicas de programação e os resultados obtidos são soluções matemáticas.

O encadeamento das técnicas e a transposição da solução matemática para a solução real são pontos críticos do sistema que exige um profundo conhecimento das técnicas e do sistema como um todo.

A otimização de uma função pode ser expressa matematicamente por:

$$\begin{aligned} &Max \quad Z = f(x) \\ &sujeito\ a\ x \in \Im \end{aligned} \tag{3.1}$$

no qual o conjunto de equações representadas por $x \in \Im$ descrevem as restrições impostas ao problema.

A função-objetivo e as restrições podem ser escritas tanto por meio de funções lineares quanto não lineares. Quando lineares, a solução pode ser obtida utilizando o *tableau simplex* ou redes de grafos generalizados como utilizado neste trabalho e quando não-linear pode-se efetuar a linearização ou ainda utilizar modelos de gradiente reduzido ou outro método semelhante.

Quando considera-se mais de uma função-objetivo, em geral, inexiste uma solução ótima, pois os objetivos são por vezes conflitantes e a solução ótima de um objetivo pode não ser a melhor para o outro como pode ser visualizado na Figura 3.4.

No gráfico, u e v são os objetivos e x1 e x2 são as variáveis de decisão.

A solução de consenso entre os objetivos u e v deve estar situada no contexto das múltiplas soluções eficientes do seguimento AB, em que o favorecimento de um objetivo implica na redução do outro.

unesp

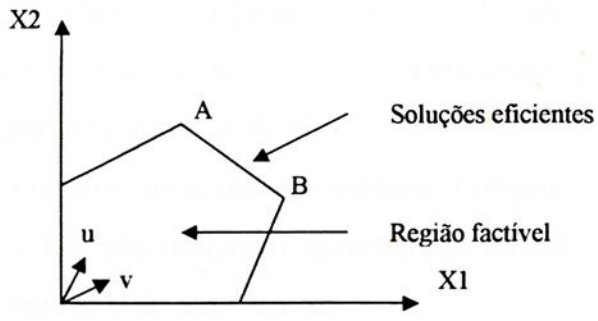


Figura 3.4 – Representação gráfica de um problema multiobjetivo com dois objetivos. Balestieri (1994)

Nas configurações propostas, são apresentadas soluções ótimas individuais para cada função-objetivo e pela programação multiobjetivo, pode-se obter uma nova configuração denominada quase-ótima ou solução de consenso, que é uma ponderação particular entre os objetivos.

As configurações propostas tomam por base critérios qualitativos, que através do uso de fatores específicos para cada um dos objetivos, permite penalizar ou não os custos dos fluxos do sistema, permitindo desta forma que o módulo de otimização defina a melhor solução para cada um dos objetivos considerados. Entre as técnicas de otimização, o grafo generalizado é que irá otimizar os fluxos para um dado objetivo.

Grafo generalizado G[N,k] é um ente matemático formado por um conjunto de k arcos e N nós, de forma que a cada arco se atribui um multiplicador (ganho) w≠0 ou uma penalidade c≠0 decorrente de sua utilização.

As variáveis de decisão admitidas para a otimização do pré-projeto de sistemas térmicos são os fluxos de massa dos correspondentes arcos. Otimizar fluxos com grafos generalizados pode ser expresso como sendo:

$$\begin{aligned} & Min \sum_{k \in K} c_k m_k \\ & sujeito\ a \\ & \sum_{k \in K_l^+} m_k - \sum_{k \in K_l^-} w_k m_k = b_l, l \in N \\ & l_k \le m_k \le u_k \end{aligned} \tag{3.2}$$

em que m_k é o fluxo de massa, c_k a penalidade, k^+_l e k^-_l são conjuntos de arcos que saem e entram no nó l, b_l representa o recurso demandado do nó l e l_k e u_k são os limites inferiores e superiores do valor do fluxo.

A programação inteira mista utiliza variáveis boleanas, isto é, podem assumir apenas os valores 0 ou 1, e são utilizadas para excluir ou não as rotas avaliadas pelo modelo dentro de um universo de alternativas.

A programação multiobjetiva interativa permite a proposição de soluções ponderadas entre dois critérios, utilizando para isto a união de dois métodos matemáticos (***STEM*** – *STEp Method* e ***GDF*** – *Geofrion, Dyer e Feinberg*), que permitem a associação às estruturas de programação inteira mista e de grafos generalizados. Maiores detalhes destes métodos matemáticos fogem ao escopo dessa tese, um maior aprofundamento pode ser obtido consultando-se as referências citadas.

O algoritmo ***STEM*** é aplicado sobre os fluxos energéticos otimizados pela técnica de grafo generalizado para a construção de uma tabela denominada *payoff*, que possui uma solução para cada objetivo $z^* \in \Re$ em sua diagonal, cuja forma é apresentada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Exemplificação de uma tabela *payoff*

Z_1^*	Z_{12}	...	Z_{1k}
Z_{21}	Z_2^*	...	Z_{2k}
⋮	⋮	⋮	⋮
Z_{k1}	Z_{k2}	...	Z_k^*

em que z_1^*, z_2^*...z_k^* na diagonal são as soluções ótimas individuais para cada um dos critérios e constituem o vetor critério ideal, e os demais valores da tabela são a aplicação da solução ótima de um objetivo nos demais objetivos, obtendo-se assim uma análise de sensibilidade para nos demais objetivos.

Como resultado do modelo, obtém-se o dimensionamento dos fluxos energéticos para atendimento da demanda térmica para cada um dos critérios considerados e para a solução de consenso definida pelo analista.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Para a caracterização de cada uma das funções-objetivo consideradas neste modelo, serão discutidos aqui alguns conceitos e fatores utilizados na programação:

1°. Objetivo: Minimizar irreversibilidades

O conceito de irreversibilidade está ligado ao conceito de eficiência da conversão de energia nos equipamentos, abordado na 2ª. Lei da Termodinâmica, cujo intuito é o de perceber oportunidades de conservação de energia pela escolha dos melhores equipamentos. Matematicamente, o critério de mínima irreversibilidade pode ser expressa por:

$$Min \sum_{i=1}^{k} (\chi_i \Delta H_i) m_i , \quad \chi_i = \frac{\Delta Ex}{\Delta En} \tag{3.3}$$

em que: χ_i representa o fator de exergia;

ΔEx representa a variação exergética;

ΔEn representa a variação energética;

ΔH_i representa a queda entálpica entre as linhas de pressão,

m_i representa a vazão mássica dos elementos energéticos.

O fator de irreversibilidade de cada arco depende das temperaturas, entropias, entalpias e das condições ambientes adotadas, correspondentes aos arcos de origem e destino dos nós. De acordo com Chinneck e Chandrashekar (1984), o fator de exergia dos combustíveis é igual à unidade.

2°, 3°, e 4° Objetivo: Minimizar emissões de poluentes

Matematicamente pode ser expresso como sendo:

$$Min \sum_{i=1}^{2} E\,CO_{2,i}\, m_i \tag{3.4}$$

$$Min \sum_{i=1}^{2} E\,SO_{2,i}\, m_i \tag{3.5}$$

$$Min \sum_{i=1}^{2} E\,NO_{x,i}\, m_i \tag{3.6}$$

unesp

na qual E CO_2, E SO_2 e E NO_x, representam os fatores de emissão correspondentes aos combustíveis considerados. A formulação poderia ainda incluir os particulados, porém não foi incluído neste modelo. A análise de emissões se faz apenas para arcos referentes a combustíveis.

5º Objetivo: Maximizar confiabilidade

A confiabilidade é analisada neste modelo com base no algoritmo do fluxo máximo, que procura impor às configurações propostas o mais amplo emprego de máquinas de geração elétrica. Matematicamente, a função-objetivo para o critério de máximo fluxo pode ser expressa por:

$$Max \sum_{i=3}^{13} m_i \tag{3.7}$$

nesta função consideram-se apenas os arcos dos equipamentos para geração elétrica.

6º Objetivo: Maximizar benefício econômico:

Matematicamente expresso por:

$$Max\ Z = \left(\sum_{i=5}^{nk} (pe_i * m_i) - \sum_{i=3}^{5} (pu_i * m_i) - \sum_{i=5}^{nk} \left(FIX / F \right) - M \right),\ F = \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n . i} \tag{3.8}$$

pe = preço de venda de energia elétrica;

pu = preço de compra de combustível;

FIX = custo de investimento dos equipamentos da configuração;

F = fator de recuperação de capital;

M = custo de operação e manutenção.

A somatória positiva representa a receita de venda de energia elétrica excedente e os dois termos negativos expressam, respectivamente, as despesas operacionais por consumo de combustíveis e os custos fixos de investimento em equipamentos devidamente anualizados. Constam ainda desta expressão porcentagens relativas aos custos de operação e manutenção e provisionamentos para contingências, administração de obras, engenharia e outros.

unesp

Deve-se observar que os índices empregados não são confiáveis e não estão atualizados para determinação do custo específico dos equipamentos, devendo ser levantados e atualizados através de cotações, mas as relações entre os valores permitem avaliar o uso da metodologia para otimização dos fluxos que comporão o sistema proposto, servindo de base para uma análise comparativa entre as configurações propostas no programa.

Restrições:

Baseando-se na estrutura de grafos representada na Figura 3.3, devem ser impostas ao sistema para otimização dos fluxos as seguintes restrições de balanço de massa, referentes aos nós 1 a 18:

$$m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 - w_1.m_1 = 0$$

$$m_9 + m_{10} + m_{11} + m_{12} + m_{13} - w_2.m_2 = 0$$

$$m_{14} + m_{15} + m_{16} + m_{17} + m_{18} + m_{23} - w_3.m_3 - w_4.m_4 - w_5.m_5 - w_9.m_9 - w_{10}.m_{10} - w_{11}.m_{11} - w_{12}.m_{12} - w_{13}.m_{13} = 0$$

$$m_{19} + m_{20} + m_{21} + m_{24} - w_6.m_6 - w_7.m_7 - w_8.m_8 - w_{37}.m_{37} - w_{36}.m_{36} - w_{35}.m_{35} - w_{33}.m_{33} - w_{31}.m_{31} - w_{28}.m_{28} = rhs(MP)$$

$$m_{22} + m_{25} - w_{27}.m_{27} - w_{30}.m_{30} - w_{32}.m_{32} - w_{34}.m_{34} - w_{39}.m_{39} - w_{41}.m_{41} - w_{42}.m_{42} - w_{43}.m_{43} = rhs(MP)$$

$$- w_{26}.m_{26} - w_{29}.m_{29} - w_{38}.m_{38} - w_{40}.m_{40} - w_{44}.m_{44} - w_{45}.m_{45} = rhs(CD)$$

$$m_{34} + m_{35} - w_{17}.m_{17} = 0$$

$$m_{32} + m_{33} - w_{16}.m_{16} = 0$$

$$m_{29} + m_{30} + m_{31} - w_{15}.m_{15} = 0$$

$$m_{40} + m_{41} - w_{20}.m_{20} = 0$$

$$m_{38} + m_{39} - w_{19}.m_{19} = 0$$

$$m_{42} - w_{21}.m_{21} = 0$$

$$m_{43} - w_{24}.m_{24} = 0$$

$$m_{44} - w_{22}.m_{22} = 0$$

$$m_{45} - w_{25}.m_{25} = 0$$

$$m_{37} - w_{23}.m_{23} = 0$$

$$m_{36} - w_{18}.m_{18} = 0$$

$$0 \leq m_i \leq U_i$$

na qual w representa ganho ou penalidade para o valor do fluxo de entrada do nó, os valores de rhs são as demandas térmicas das respectivas linhas de vapor em 10^6kg/ano e os valores de U_i representam os limites máximos dos fluxos.

unesp

Aplicando-se o método de otimização às seis funções-objetivo e impondo-se essas restrições, obtêm-se os valores de fluxo dos 45 arcos para cada um dos objetivos considerados.

Em termos acadêmicos, pouca relevância científica poder-se-ia atribuir ao desenvolvimento de um novo código computacional se a questão se limitasse à organização de um conjunto de operações lógicas, programadas para o atendimento de comandos impostos por via externa pelo analista de um certo problema. Na definição das vertentes metodológicas a serem adotadas para certas situações gerais ou específicas de análise certamente se concentra uma respeitável contribuição intelectual para esses procedimentos, pelo estabelecimento harmônico de seqüências e estratégias de abordagem do planejamento de centrais de cogeração.

Os comentários que se buscou apresentar no presente capítulo refletem a preocupação com respeito ao potencial de desenvolvimento de modelos para o projeto e operação de sistemas de cogeração; entende-se que é possível apresentarem-se alternativas de procedimentos de cálculo aos que se encontram disponíveis no mercado, que devem, em última instância, fomentar a discussão acerca da adequação de uma ou outra vertente metodológica para a análise de sistemas térmicos.

unesp

CAPÍTULO 4 ESTADO DA ARTE: ESTUDO DA OPERAÇÃO DE COMPONENTES DE CICLOS COMBINADOS EM CARGAS PARCIAIS

4.1 INTRODUÇÃO

No conjunto que compreende a turbina a gás e compressor, são apresentados a origem e importância dos diagramas de funcionamento de turbomáquinas térmicas, os parâmetros adimensionais geralmente empregados e alguns modelos de curvas representativas do campo de funcionamento de tais máquinas. Introduz-se o conceito da utilidade do uso de curvas universais do campo de funcionamento de turbinas a gás e compressores em termos de faixa de potência do equipamento, substituindo os testes de bancada com boa aproximação para análise, dentre outras observações que deverão compor uma base e uma visão das relações envolvidas para análise de operação de turbomáquinas térmicas em cargas parciais.

Na literatura, muitos livros e artigos abordam sobre as técnicas de manejo do equipamento para o controle dos parâmetros que influenciam na potência entregue ao eixo e tais técnicas visam minimizar a queda da eficiência dentro dos limites de operação mínimo e máximo, utilizando-se para isso, relações entre os parâmetros de pressão, temperatura e vazão, bem estabelecidas para este tipo de análise, como forma de minimizar os custos de ensaios dos testes de bancada. O uso de técnicas de simulações analíticas é uma opção de baixo custo para previsões do comportamento do conjunto e caracterizam uma prática muito utilizada pelos projetistas.

Em relação à operação das caldeiras de recuperação, algumas formulações obtidas na literatura sinalizam as variações dos parâmetros mais importantes a serem considerados e seu impacto na eficiência global de troca térmica.

Primeiramente é realizado um breve estudo da inserção de turbomáquinas a gás para a geração de potência útil, incluindo a modelagem destas em ciclos ideais e reais. Neste contexto, destaca-se a importância de conhecer o desempenho no ponto e fora do ponto de projeto para o qual a máquina foi projetada, avaliando-se algumas metodologias de controle de cargas, de modo a obter uma estimativa das variações que

unesp

ocorrem em seus parâmetros de projeto para diferentes valores de cargas. Alguns dos parâmetros mais importantes na análise são as variações na temperatura máxima do ciclo, na relação de pressão, no consumo específico de combustível, os limites e a viabilidade de se operar fora do ponto de projeto. Esses dados são verificados a partir da leitura das curvas de desempenho do conjunto a gás.

A importância desse estudo está no fato de que para alguns sistemas de geração de energia, a carga base de energia elétrica é atendida por outros meios mais difundidos, como hidrelétricas e usinas nucleares. Nesse ponto, ciclos combinados são freqüentemente utilizados para suprir ou complementar variações na carga base, utilizando a capacidade de geração mista, daí a grande importância de conhecer seu desempenho em cargas reduzidas (DECHAMPS; PIRARD; MATHIEU, 1995).

4.2 PRINCÍPIOS DE TURBINAS A GÁS

Conceitualmente, a turbina a gás foi primeiramente estabelecida na década de 1970 através da patente de John Barber, porém o primeiro modelo viável foi apresentado, no início da década de 1930, pela Brown Boveri (BATHIE, 1984).

Uma turbina a gás é uma máquina projetada para converter a energia química de um combustível em alguma forma de potência útil, tais como potência de eixo ou impulsão de alta potência para veículos de transporte.

O conjunto a gás é uma combinação de vários componentes, geralmente de construção compacta, composta de compressor, câmara de combustão e turbina a gás, formando uma seção geradora de gás. A Figura 4.1 mostra uma configuração básica de ciclo a gás. Uma turbina a gás representa a potência necessária para acionamento do compressor e a turbina adicional, denominada aqui de 'turbina de potência' representa a seção de conversão de potência.

Os gases residuais de exaustão possuem ainda muita energia, com temperaturas na faixa de 400 a 600°C considerados como poluentes químicos e mesmo como gerador de poluição térmica se lançados ao ambiente sem tratamento além de representar um grande desperdício de energia térmica. Por isso, atualmente, a maior parte dos sistemas de potência aproveita esses gases para gerar energia térmica em

unesp

forma de vapor através de caldeiras de recuperação de calor que, por questões técnicas, devem rejeitar gases em temperaturas acima de 150°C (BATHIE, 1984).

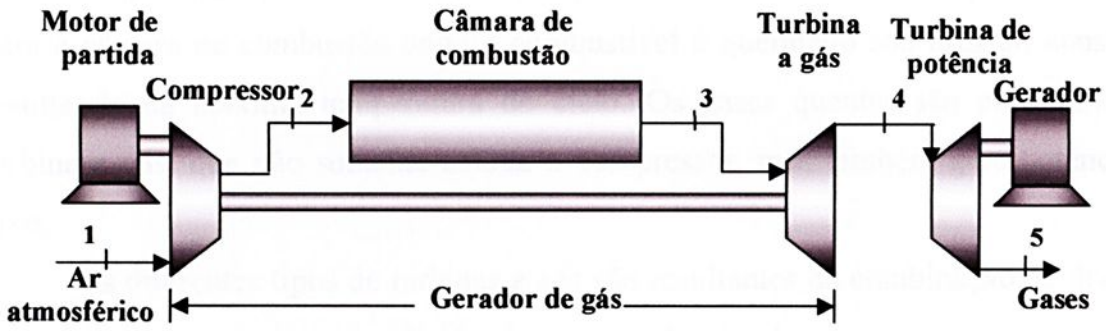


Figura 4.1 – Turbina a gás básica com a turbina de potência com eixo independente

Hoje, turbinas a gás são amplamente utilizadas por sua grande versatilidade e boa relação entre peso e potência. São máquinas de construção compacta, velocidade constante e caracterizadas principalmente por dois parâmetros de projeto: temperatura de queima e relação de pressão no compressor. Esses parâmetros podem ser utilizados para medir o "nível de tecnologia" em relação aos aspectos construtivos da turbina a gás.

Seu desempenho está limitado à máxima temperatura suportada nas palhetas de seu eixo e mesmo do ciclo, de forma que os avanços tecnológicos buscam pelo controle e expansão do limite de temperatura que por sua vez depende da tecnologia de resfriamento de palhetas.

Com a progressiva melhora na eficiência térmica desses sistemas devido ao avanço na tecnologia de resfriamento e em advento da maior durabilidade de novos materiais, a utilização de turbinas a gás passa a ser cada vez mais atrativa. Como resultado desses avanços, turbinas a gás industriais alcançam temperaturas máximas na faixa de 1300°C e uma eficiência térmica de cerca de 38% em modelos mais recentes, o que depende muito da tecnologia de construção empregada (GTWH, 2003).

unesp

4.3 MODELAGEM DE CICLOS A GÁS NO PONTO DE PROJETO

O ciclo básico padrão a ar é a composição mais simples de um ciclo com turbina a gás que opera com fluidos compressíveis. Ar entra no compressor e passa para a câmara de combustão onde o combustível é queimado sob pressão constante, resultando na máxima temperatura do ciclo. Os gases quentes são expandidos na turbina a gás, que não somente aciona o compressor, mas também gera potência de eixo.

Os diferentes tipos de turbinas a gás são resultantes da combinação de diversos componentes que podem ser adicionados ao gerador de gás.

Uma turbina adicional pode estar acoplada ao mesmo eixo do gerador de gás ou ser uma turbina de potência separada conforme a Figura 4.1.

Em relação ao fluxo que atravessa o conjunto diversas combinações são possíveis: os sistemas a gás podem ter fluxo axial no compressor e na turbina ou serem compostas por um compressor de fluxo axial seguido de um segundo estágio com fluxo centrífugo e uma turbina de fluxo axial (Figura 4.2), ou ainda um compressor com dois estágios de fluxo radial e uma turbina de fluxo axial.

As turbinas a gás podem ser classificadas em duas categorias em relação a técnicas de geração – eixo simples e multi-eixo. Em turbinas de eixos simples, compressor e turbina são ligados pelo mesmo eixo de transmissão, que resulta numa mesma velocidade de rotação nos dois componentes. A principal característica é a capacidade de responder a rápidas variações de carga em velocidade constante de operação devido ao alto valor do torque, e tem muitas vantagens de aplicação em unidades de geração de potência. A expansão do gás em turbinas de dois eixos passa em duas partes; na turbina de acionamento do compressor e na turbina de potência. A principal vantagem desta configuração é que a velocidade de rotação do compressor é sempre a do ponto de projeto e é independente da velocidade de rotação da turbina de potência.

Em aplicações para geração de eletricidade, ocorre mudança de velocidade do compressor com a variação da carga, enquanto que em sistemas com turbina de

unesp

potência separada, a velocidade deverá ser mantida constante. Além disso, uma única condição de operação existe com uma velocidade de rotação fixa no compressor.

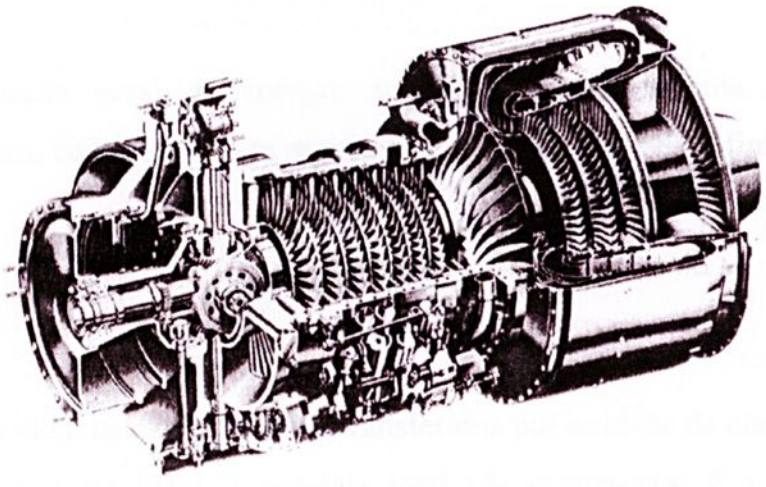


Figura 4.2 – Turbina a gás com dois estágios no compressor, axial e centrífugo. Bathie (1984)

4.3.1 Ciclos a gás ideais

O estudo de ciclos a gás ideais se revela importante em termos comparativos, isto é, considerando-se a perfeição individual dos componentes, traçam-se curvas de desempenho que podem ser tomadas como base para o estabelecimento dos limites máximos de desempenho que podem ser esperados de ciclos reais. O trabalho específico de saída e a eficiência térmica do ciclo dependem da relação de pressão e da máxima temperatura do ciclo.

No ciclo padrão a ar ideal, que também pode ser denominado como ciclo Brayton, algumas considerações devem ser feitas para simplificação da modelagem:

(a) a compressão e a expansão são processos adiabáticos e reversíveis (isentrópicos);

(b) não há queda de pressão durante o processo de adição de calor e ainda que a pressão que deixa a turbina seja igual à que entra no compressor;

(c) considera-se que a mudança na energia cinética do fluido de trabalho entre a entrada e saída de cada componente seja desprezível, que não há perda de pressão

unesp

nos dutos ou nos componentes do sistema e que a composição do fluido de trabalho é a mesma por todo o circuito;

(d) considera-se o gás como ideal, com calor específico constante.

A equação geral de energia que governa um sistema, Primeira Lei da Termodinâmica, considerando-se regime permanente, pode ser definida como sendo:

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}\left(C_2^2 - C_1^2\right) + w \qquad (4.1)$$

em que q e w são o calor e o trabalho transferidos por unidade de massa.

Para um ciclo ideal, a entalpia total (de estagnação) é a soma da entalpia estática e da energia cinética. Utilizando-se da notação da Figura 4.3 e assumindo calor específico constante, pode-se definir o trabalho do compressor, o calor adicionado, o trabalho da turbina e o trabalho líquido como sendo, respectivamente:

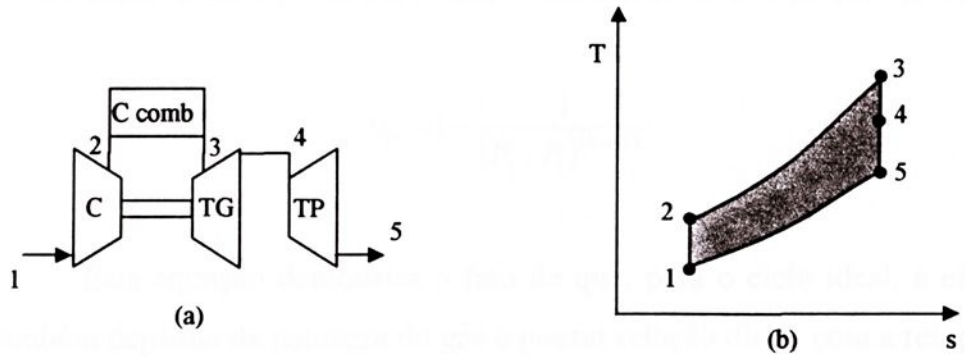


Figura 4.3 – (a) Turbina a gás (b) Diagrama T x s isentrópico

$$w_c = C_p(T_2 - T_1) \qquad (4.2)$$

$$q_{entr} = C_p(T_3 - T_2) \qquad (4.3)$$

$$w_{TG} = C_p(T_3 - T_5) \qquad (4.4)$$

$$w_{liq} = C_p(T_3 + T_1 - T_2 - T_5) \qquad (4.5)$$

A eficiência térmica do ciclo, para uma máquina térmica, pode ser definida por (BATHIE, 1984):

$$\eta_{th} = \frac{w_{liq}}{q_{entr}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2} \tag{4.6}$$

De acordo com Wylen; Sonntag e Borgnakke (1997), para gases com comportamento ideal e calor específico constante em processo adiabático e reversível, pode ser adotada a seguinte relação:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)}, \quad k = \frac{C_p}{C_v} \tag{4.7}$$

As relações de pressão, para compressão e expansão, podem ser calculadas por:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_3}{P_5}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_5} \tag{4.8}$$

A eficiência térmica poder ser obtida combinando-se as equações (4.6) e (4.8), tem-se:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{(P_2 / P_1)^{(k-1)/k}} \tag{4.9}$$

Esta equação demonstra o fato de que, para o ciclo ideal, a eficiência térmica também depende da natureza do gás e possui relação direta com a relação de pressão.

O trabalho líquido de saída depende não somente da relação de pressão, mas também da máxima temperatura do ciclo (T_3), como pode ser observado na equação:

$$W_{liq} = C_p(T_3 - T_5) - C_p(T_2 - T_1) \tag{4.10}$$

que pode ser expresso de uma forma adimensional como:

unesp

$$\frac{W_{liq}}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{r^{\frac{(k-1)}{k}}}\right) - \left(r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1\right), \text{ sendo } r = P_2 / P_1 \qquad (4.11)$$

Segundo Bathie (1984), considerando-se a relação de pressão fixa na equação (4.8) e substituindo-a na equação (4.10), pode-se encontrar o máximo trabalho líquido a partir de valores fixos na temperatura de entrada do compressor e da turbina.

$$W_{liq} = C_p\left[T_3 + T_1 - T_2 - \left(\frac{T_3}{T_2}\right)(T_1)\right] \qquad (4.12)$$

O máximo trabalho líquido ocorre quando sua derivada em relação a T_2 é igual a zero. Isto fornece, para valores fixos de T_1 e T_3:

$$\frac{d(W_{liq})}{d(T_2)} = 0 = C_p\left[-1 + \frac{(T_3)(T_1)}{(T_2)^2}\right] \qquad (4.13)$$

e o máximo trabalho líquido ocorre quando:

$$T_2 = \sqrt{(T_1)(T_3)} \qquad (4.14)$$

A relação de pressão para o máximo trabalho líquido é:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{k/2(k-1)} \qquad (4.15)$$

Assim, a relação de pressão para o máximo trabalho líquido aumenta quando ocorre a máxima temperatura na entrada da turbina com temperatura fixa na entrada do compressor. Essa conclusão foi obtida para calor específico constante, mas a mesma tendência ocorre para calor específico variável sob condições ideais.

unesp

A temperatura de entrada do compressor é fixada pelas condições atmosféricas e o desempenho do ciclo depende da temperatura de entrada da turbina a gás, que é limitada pela máxima temperatura que o material suporta para um tempo de vida útil esperado, denominado também como limite metalúrgico.

Avanços tecnológicos têm permitido que a temperatura de entrada da turbina venha sendo elevada gradualmente. Entretanto, novas máquinas tem sido projetadas para altas relações de pressão, de forma a aumentar o trabalho produzido em um volume menor.

4.3.2 Comparação entre ciclos ideais e reais

Dado ao grande número de variáveis envolvidas, torna-se difícil contabilizar todas as equações necessárias para determinar a potência de saída e a eficiência de ciclos reais. Considerações devem ser admitidas para equacionar os processos que ocorrem, obtendo-se uma aproximação suficientemente precisa dos valores procurados.

Por outro lado, o emprego de recursos computacionais tem facilitado o uso de metodologias de cálculo passo-a-passo, que são geralmente cansativas, morosas e propensas a erros se executadas manualmente, pode-se deste modo, implementá-las com uso de programas computacionais, que podem executar de maneira mais precisa e automática, a análise dos parâmetros de projeto e o efeito da variação desses sobre o desempenho do sistema.

Cohen; Rogers e Saravanamutto (1987) indicam algumas formas de contabilizar as perdas que são relacionadas a seguir:

- em ciclos reais, mudanças na energia cinética do fluido não devem ser ignoradas devido às altas velocidades entre a entrada e saída de alguns componentes;
- a expansão e a compressão são processos adiabáticos irreversíveis envolvendo, portanto, aumento de entropia;
- o atrito do fluido resulta em perda de pressão na câmara de combustão, trocadores de calor e nos dutos de entrada e de exaustão;

unesp

- se o trocador de calor for de tamanho viável economicamente, haverá uma diferença significativa de temperatura e o ar comprimido não alcançará a temperatura dos gases que deixam a turbina;
- um trabalho um pouco maior será solicitado para cobrir as perdas mecânicas e para acionamento de bombas de combustível e de óleo;
- em ciclos reais, admitindo-se o ar como fluido de trabalho, pode-se inicialmente tratá-lo como gás ideal e o calor específico C_p e o k, que é a razão entre os calores específicos C_p e C_v, variam com a composição química e com a temperatura e na saída da câmara de combustão, ocorre a temperatura mais alta do ciclo, situa-se em geral, abaixo de 1300 °C. Estas mesmas temperaturas são empregadas para calcular a entalpia e a entropia de cada ponto do ciclo a gás.
- um valor de eficiência pode ser contabilizado para prever combustão incompleta e pode-se ainda, expressar o desempenho do ciclo em termos de consumo específico de combustível;
- o fluxo de massa que atravessa a turbina pode ser maior do que o da saída do compressor em virtude da adição de combustível. Na prática, 1 a 2 % de ar do compressor é desviado para o resfriamento das palhetas e dos discos da turbina. Assim, como a quantidade de combustível é de cerca de 0,01 a 0,02 da massa de ar comprimido, é razoável assumir que o combustível adicionado compensa o ar desviado para resfriamento, portanto, assume-se que os fluxos de massa que atravessam o compressor e a turbina podem ser praticamente iguais.

Para um cálculo comparativo, é suficientemente preciso utilizar os seguintes valores de calor específico nos processos de compressão e expansão do ar (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTO , 1987):

$C_{p,ar}$= 1,005 kJ/kg K k_{ar}= 1,40 R_{ar}= 0,287 kJ/kg K

$C_{p,gases}$= 1,148 kJ/kg K k_{gases}= 1,333 R_{gases}= 0,286 kJ/kg K

Valores mais expressivos podem ser calculados com expressões empíricas que levam em consideração a composição média dos gases.

unesp

4.4. EFICIÊNCIA DOS COMPONENTES

A eficiência de uma máquina é normalmente expressa pela relação entre o trabalho real e o ideal. Conforme explicado anteriormente, o processo ideal é isentrópico denotando a eficiência isentrópica da máquina. Utilizando o conceito de entalpia de estagnação ou temperatura de estagnação, a eficiência isentrópica do compressor pode ser calculada como:

$$\eta_c = \frac{W'}{W} = \frac{\Delta h'_0}{\Delta h_0} \quad \frac{(ideal)}{(real)} \tag{4.16}$$

Para um gás perfeito adota-se $\Delta h_0 = C_p \Delta T_0$, que pode ser utilizada para gases reais nas condições encontradas em turbinas a gás. Além disso, a diferença entre a temperatura real e ideal é pequena, portanto, o mesmo valor de C_p pode ser assumido para ambas. Logo, a eficiência isentrópica do compressor, definida em termos de temperatura será:

$$\eta_c = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1} \tag{4.17}$$

Similarmente, a eficiência isentrópica de uma turbina pode ser:

$$\eta_{TG} = \frac{W}{W'} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T'_4} \tag{4.18}$$

No desenvolvimento dos cálculos de ciclos, os valores de η_c e η_{TG} são assumidos e as temperaturas equivalentes do trabalho transferido para uma dada relação de pressão são:

$$T_2 - T_1 = \frac{1}{\eta_c}(T'_2 - T_1) = \frac{T_1}{\eta_c}\left(\frac{T'_2}{T_1} - 1\right) \tag{4.19}$$

e, assim:

unesp

$$T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1\right] \qquad (4.20)$$

Similarmente,

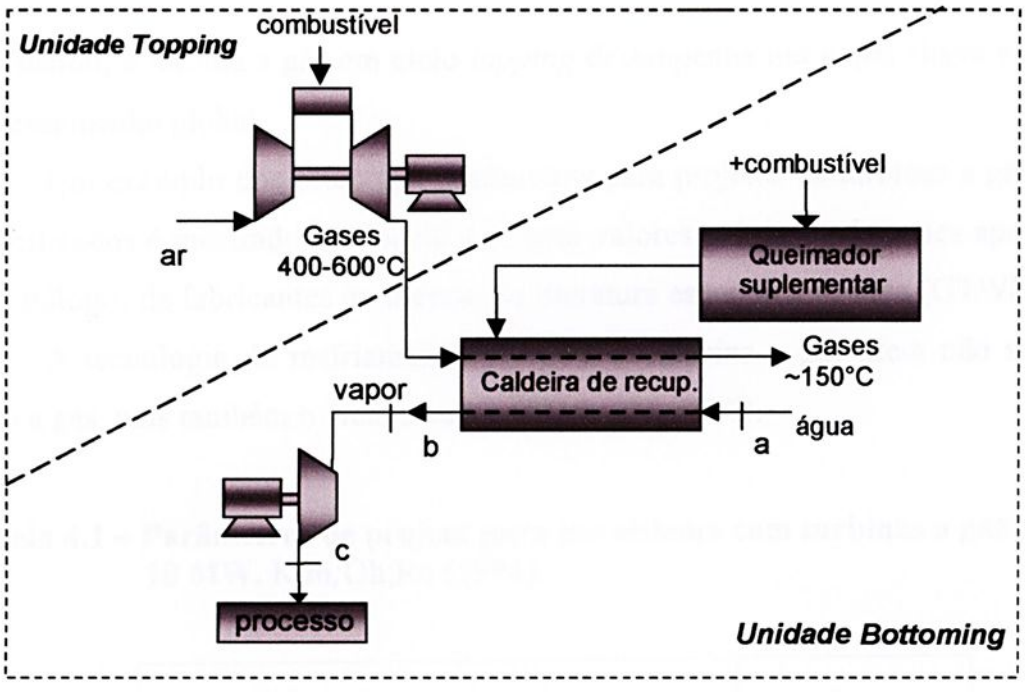
$$T_3 - T_4 = \eta_{TG} T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{P_3/P_4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}\right] \qquad (4.21)$$

Quando o compressor é parte de uma turbina a gás industrial, tem-se uma curta tomada de ar, que pode ser considerada como parte do compressor. P_1 e T_1 na equação (4.20) serão iguais a P_a e T_a respectivamente, pois a velocidade do ar ambiente é considerada ser zero. No caso da admissão de ar através de dutos longos ou de filtros, a queda de pressão na entrada (Δpi) deve ser considerada, isto é, P_1 será P_a-Δpi.

Na definição de η_{TG} (equação 4.18), para uma turbina de uma planta industrial exaurindo gases direto para atmosfera, a energia cinética pode ser considerada desprezível (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTO, 1987).

4.5 APLICAÇÃO DE TURBINAS A GÁS EM CICLOS COMBINADOS

A turbina a gás por si só tem uma eficiência térmica relativamente baixa, pois rejeita uma grande quantidade de energia térmica pelos gases de exaustão. Por esta razão, a turbina a gás é geralmente empregada para aplicação em ciclo *topping* em ciclos combinados e cogeração (Figura 4.4).



FONTE: Balestieri, 2002

Figura 4.4 – Ciclo combinado gás/vapor com queimador suplementar

Muitos esforços têm sido realizados para melhorar as vantagens do uso de turbinas a gás e fazer da cogeração um sistema compacto e eficiente. Turbinas a gás possuem grande relação de potência, isto é, alta potência em relação ao tamanho da máquina.

O desempenho de uma turbina a gás é bastante afetado pelo desempenho de cada um dos componentes e a eficiência do ciclo cai gradualmente em condições fora do ponto de projeto, quando em cargas parciais (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTO, 1987). Portanto, tem sido assunto de destaque o estudo da melhoria do desempenho de turbinas a gás em cargas parciais.

O ciclo combinado gás/vapor tem se tornado uma das melhores escolhas para geração de eletricidade do sistema de potência devido à eficiência alcançada para esse sistema e à sua grande confiabilidade. A melhoria do desempenho dos sistemas de ciclo combinado depende do aumento da temperatura máxima da turbina a gás, que leva não somente a uma alta eficiência, mas também a uma alta temperatura de exaustão dos gases na saída da turbina, e deste modo consegue-se uma maior recuperação de calor. Isto significa que, em sistemas de potência com ciclo

unesp

combinado, a turbina a gás em ciclo *topping* desempenha um papel chave em relação ao desempenho global.

Um exemplo dos principais parâmetros para projetos de turbinas a gás a serem especificados é mostrado na Tabela 4.1; com valores próximos daqueles apresentados em catálogos de fabricantes ou mesmo de literatura específica da área (GTWH, 2003).

A tecnologia de resfriamento utilizada na turbina a gás afeta não somente o ciclo a gás, mas também o ciclo a vapor (KIM; RO, 1997).

Tabela 4.1 – Parâmetros de projeto para um sistema com turbinas a gás de 10 MW. Kim;Oh;Ro (1994).

Parâmetros	Eixo simples
Eficiência térmica (%)	30,02
Saída do gerador (MW)	10,00
Relação de pressão no compressor	12,00
Fluxo de ar (kg/s)	33,20
Relação de sangria de ar (%)	10,00
Relação de pressão na turbina	11,41
Temperatura de entrada na turbina (°C)	1.227,00
Fluxo de gás (kg/s)	30,54
Temperatura de saída da turbina (°C)	641,00

Depois que o ponto de projeto foi determinado, mapas de desempenho do compressor e da turbina são utilizados de maneira a se obter o desempenho fora do ponto de projeto para o conjunto.

4.6 ANÁLISE DE DESEMPENHO DE CICLOS COMBINADOS FORA DO PONTO DE PROJETO

Diversos métodos têm sido estudados de maneira a melhorar o desempenho de ciclos combinados no ponto e fora do ponto de projeto para geração de energia. A adição de componentes auxiliares e o uso das melhores estratégias para controle de cargas têm alcançado melhores desempenhos em recentes estudos para configurações com ciclo a gás.

unesp

Nota-se que, tanto em ciclos combinados, quanto em qualquer outra configuração baseada em turbinas a gás, uma rápida degradação do desempenho do sistema ocorre quando a carga é reduzida, ou seja, quando a máquina opera fora de seu ponto de projeto. Sabe-se que a redução da eficiência em ciclos combinados é mais significativa do que nos sistemas de potência utilizando turbinas a vapor e que a utilização de caldeiras de recuperação com múltiplos níveis de pressão resulta em um melhor aproveitamento dos gases de exaustão (DECHAMPS; PIRARD; MATHIEU, 1995).

Escolher a melhor estratégia de redução de carga é quase tão importante quanto escolher o projeto de ciclo combinado certo, pois se mantém melhor a eficiência para determinadas estratégias.

Um breve estudo abordará os tipos de controles sobre as turbinas a gás para a variação da carga com um mínimo de perda na eficiência do sistema, como redução do fluxo de combustível, variação dos guias de entrada para controle dos compressores, diminuição do fluxo de ar, controle de queima suplementar na caldeira de recuperação, na turbina a vapor ou controle do fluxo de vapor por estrangulamento, etc.

Diversos arranjos podem ser compostos de forma a incluir estas novas tecnologias. A utilização de caldeiras de um, dois ou até três níveis de pressão tem se mostrado eficaz no aumento da eficiência global, ou então o estudo do uso de queima suplementar, que em geral, demonstra pequena vantagem e a possibilidade de reaquecimento pode ser utilizada para suprir uma variação da carga sem atuar sobre o ponto de projeto da turbina a gás especificamente (DECHAMPS; PIRARD; MATHIEU, 1995).

Uma flexibilidade adicional pode ser obtida pelo uso de queima suplementar em conjunto com esquemas compreendendo mais do que uma turbina a gás por turbina a vapor.

Dentre os vários métodos de controle da carga de um sistema a gás com ciclo combinado, buscam-se aqueles que mantenham a eficiência global em maiores patamares à medida que ocorre a redução da TET (Temperatura de Entrada da Turbina), e que as condições operacionais mantenham dentro dos limites os principais parâmetros de desempenho, velocidade de rotação, etc.

unesp

Em geral, utiliza-se a ajuda de mapas reais de desempenho dos componentes para a análise das configurações com conjuntos a gás.

4.6.1 Variação da carga pela variação nos guias de entrada do compressor (**VIGV's** – *Variable Inlet Guide Vanes*)

Pode-se efetuar a variação dos VIGV's até que o fluxo de massa de ar se reduza a 75% do valor de projeto e em seguida reduz-se o fluxo de combustível reduzindo a temperatura de entrada da turbina. Dechamps; Pirard e Mathieu (1995) realizaram um estudo da combinação destes controles e foram plotados os resultados conforme os gráficos das figuras 4.5 (a) e 4.5 (b), que são relativos à eficiência no ponto de projeto e à monitoração da qualidade do vapor na saída da turbina a vapor respectivamente. Define-se assim, a melhor ordem de atuação dos controles.

Estudos demonstram que é melhor realizar primeiramente o controle pelos VIGV's antes de atuar sobre a temperatura de entrada da turbina a gás. Isso se explica pelo fato da temperatura dos gases de exaustão ser mais estável nesse modo de controle.

Duas regulagens podem ser realizadas durante o fechamento dos VIGVs:

1. A temperatura de entrada da turbina é mantida constante;
2. A temperatura dos gases de exaustão é mantida constante.

A segunda estratégia é mais utilizada, pois mantendo-se a temperatura de entrada da turbina constante, ocorre um aumento na temperatura dos gases de exaustão, o que pode ser inaceitável para a caldeira de recuperação e conseqüente temperatura do vapor superaquecido (podendo alcançar 580 °C nesse caso), que pode exceder o valor de projeto da caldeira de recuperação e necessitar uma considerável taxa de injeção de água para o dessuperaquecimento, o que não é desejável economicamente (DECHAMPS; PIRARD; MATHIEU, 1995).

unesp

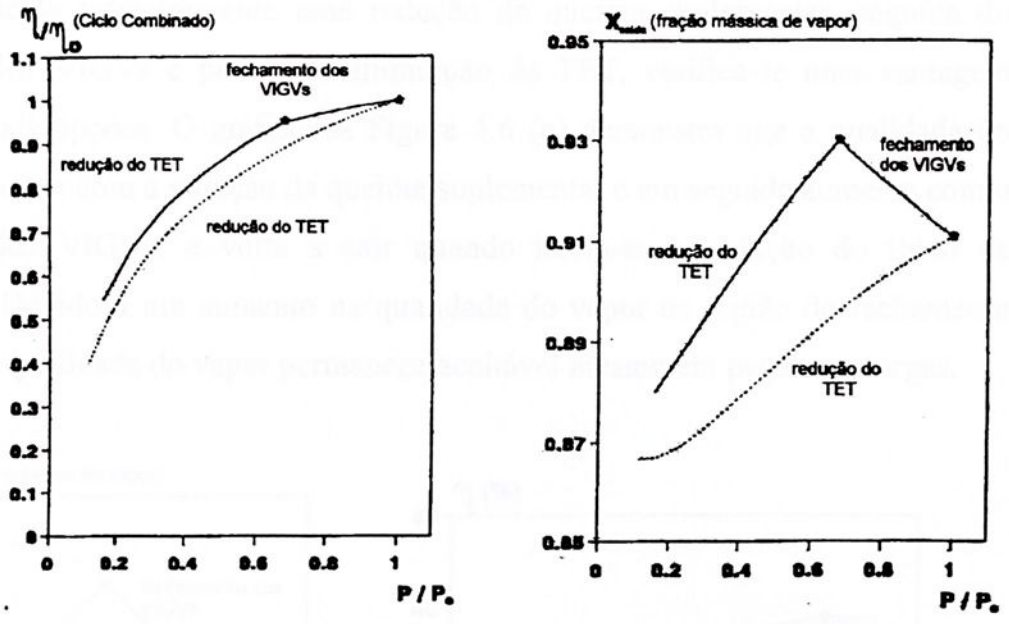


Figura 4.5 – (a) Eficiência de uma turbina a gás em cargas parciais (b) Qualidade do vapor em cargas parciais

Dechamps (1995)

A qualidade do vapor na saída da turbina a vapor é um fator que pode limitar sua operação em cargas muito baixas. A qualidade do vapor na saída deve respeitar os limites estabelecidos por fabricantes, que gira em torno de 0,86 a 0,89 (DECHAMPS; PIRARD; MATHIEU, 1995), conforme visto no gráfico da Figura 4.5 (b).

4.6.2 Variação da carga pela redução da TET (Temperatura de entrada da turbina)

O controle somente do fluxo de combustível (sem variação nos guias de entrada do compressor) é considerado como sendo um dos métodos mais simples de controle de cargas parciais em turbinas a gás. Como resultado, a temperatura de entrada da turbina cai e potência varia ao longo da linha de velocidade constante do compressor pela variação de pressão e do fluxo da massa de ar na entrada do compressor.

Se somente a variação da TET for utilizada para o controle da carga, ocorre uma redução da temperatura no ciclo a vapor e uma recirculação no economizador pode ser necessária quando atuando entre 70 e 100% do valor de projeto para evitar que a diferença de temperatura de *approach* se anule e uma vaporização ocorra no economizador causando vibrações indesejáveis no equipamento.

unesp

Fazendo-se primeiramente uma redução da queima suplementar, seguida do fechamento dos VIGVs e posterior diminuição da TET, verifica-se uma vantagem sobre as demais opções. O gráfico da Figura 4.6 (a) demonstra que a qualidade do vapor reduz pouco com a redução da queima suplementar e em seguida aumenta com o fechamento dos VIGVs, e volta a cair quando inicia-se a redução do fluxo de combustível. Devido a um aumento na qualidade do vapor na região do fechamento dos VIGVs, a qualidade do vapor permanece aceitável mesmo em pequenas cargas.

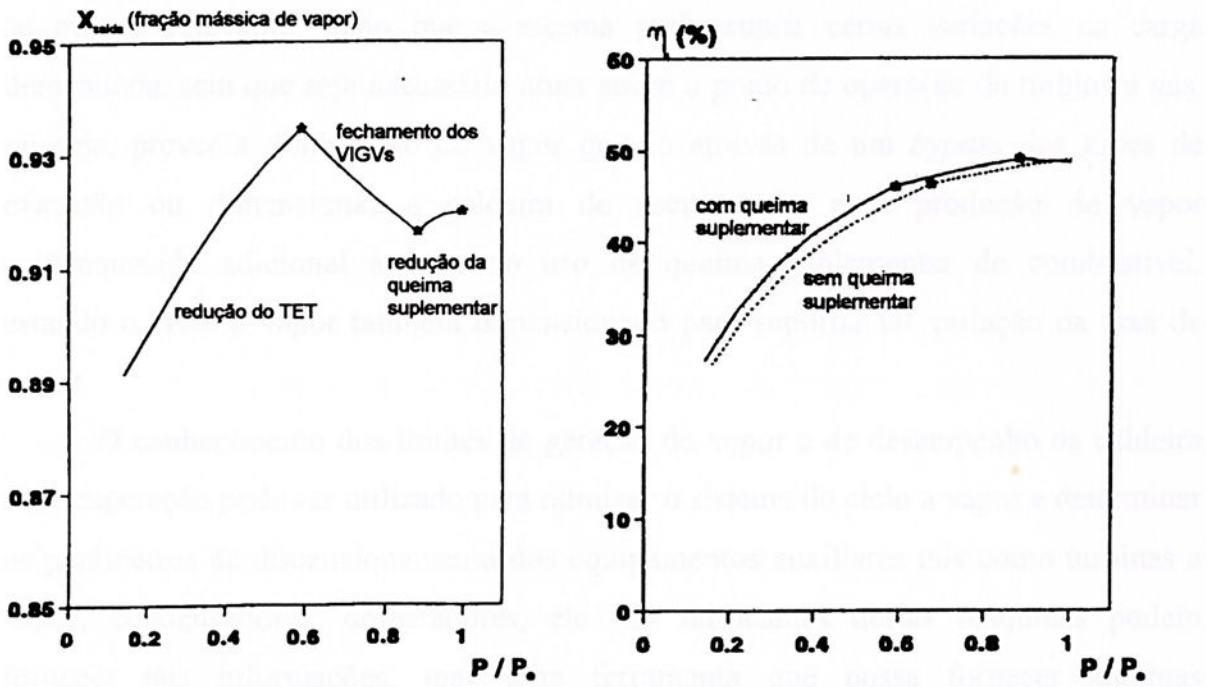


Figura 4.6 – (a) Qualidade do vapor em cargas parciais (b) Eficiência em cargas parciais com e sem queima suplementar

Dechamps (1995)

4.6.3 Variação da carga pela mudança no fluxo de vapor na caldeira de recuperação térmica

Quando o sistema em análise utiliza ciclos combinados no qual parte da potência é gerada pelo ciclo a vapor, pode-se atuar sobre o fluxo mássico de vapor na caldeira de recuperação, utilizando-a como um parâmetro de controle para melhoria do desempenho de sistemas de potência fora do ponto de projeto.

Caldeiras de recuperação são muito utilizadas para geração de vapor em processos de plantas industriais, refinarias, ciclos a gás e em sistemas de cogeração.

unesp

São geralmente projetadas para a operação em determinado ponto, mas geralmente operam sob as mais diversas condições devido a particularidades do processo como demanda de vapor variável, diferentes condições ambiente (que afetam as condições dos gases de exaustão da turbina a gás), etc.

Como resultado disso, os perfis de temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira, o fluxo mássico e a temperatura do vapor gerado na caldeira de recuperação diferem dos parâmetros de projeto.

Obter uma metodologia para prever o desempenho da caldeira de recuperação se mostra relevante, dado que a mesma pode suprir certas variações na carga demandada, sem que seja necessário atuar sobre o ponto de operação da turbina a gás, ou seja, prever a diminuição do vapor gerado através de um *bypass* dos gases de exaustão ou dimensionar a caldeira de recuperação para produção de vapor superaquecido adicional através do uso de queima suplementar de combustível, estando o ciclo a vapor também dimensionado para suportar tal variação da taxa de vapor.

O conhecimento dos limites de geração de vapor e de desempenho da caldeira de recuperação pode ser utilizado para otimizar o sistema do ciclo a vapor e determinar os parâmetros de dimensionamento dos equipamentos auxiliares tais como turbinas a vapor, condensadores, desaeradores, etc. Os fabricantes destas máquinas podem fornecer tais informações, mas uma ferramenta que possa fornecer algumas aproximações pode se mostrar muito útil na análise de desempenho fora do ponto de projeto nesta modalidade e para isto, uma modelagem será demonstrada no capítulo 5.

4.7 MAPAS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES E DE TURBINAS A GÁS

Quando um sistema é projetado, cada um dos componentes é dimensionado para operar com o máximo rendimento possível, dentro de condições de operação pré-fixadas. Um valor ótimo de eficiência é alcançado para uma dada relação de pressão, consumo de combustível, número de rotações definidas, etc. Além disso, os ensaios são realizados dentro de certas condições ambientais que definem o estado dos gases na entrada do compressor (P_{amb} , T_{amb} e umidade relativa), e os dados são

unesp

disponibilizados em manuais do fabricante. Enfim, o sistema é projetado para operar em um ponto de operação específico, denominado "ponto de projeto", ponto em que seu rendimento é maximizado.

Porém, nem sempre esses sistemas a gás operam nesse ponto e nas mesmas condições em que foram testados. Essas máquinas podem ser solicitadas a operar para uma carga abaixo ou pouco acima da carga de projeto, e em condições locais de instalação diferentes daquelas de projeto.

Através das curvas características de desempenho, pode-se, por extrapolação dos pontos, prever o comportamento dessas máquinas quando operando em um conjunto e em outros pontos que não os de projeto. Essas curvas são traçadas sobre eixos cujas coordenadas ou são fluxo, relação de pressão e temperatura, ou então estar em função destes. A região deste plano que descreve o comportamento das variáveis do conjunto a gás é denominada campo de funcionamento ou campo característico e constituem desta forma os mapas de desempenho das máquinas.

Em equipamentos de grande porte e com alta potência específica de saída, geralmente conjuntos a gás de fluxo axial, os ensaios tornam-se bem caros, recorrendo-se então aos ensaios com modelos reduzidos. Existe também a possibilidade de traçar curvas de desempenho analiticamente, a partir de teorias bem definidas. Apesar disso, uma maior precisão só se consegue a partir de modelos experimentais.

4.8 ESTIMATIVA DE DESEMPENHO FORA DO PONTO DE PROJETO

Dos cálculos de ciclos vistos anteriormente, é possível determinar a razão de pressão que, para T_{t3} máximo estabelecido, dará a máxima eficiência global da máquina e a vazão de ar necessária para a potência estabelecida. A partir desses parâmetros, os dados de projeto, para qualquer aplicação determinada, podem ser obtidos. É possível, então, projetar cada componente do conjunto a fim de que se obtenha o desempenho esperado, quando a turbina estiver rodando no ponto de projeto, isto é, na rotação, razão de pressão e vazão de ar escolhido. Deve-se, então,

unesp

estimar a variação do desempenho do conjunto em uma faixa bastante grande de variação de N, potência, etc., isto é, em condições fora do ponto de projeto.

O desempenho de cada componente pode ser estimado com base em dados experimentais anteriores ou obtido de testes dos componentes. Entretanto, quando se unem os diversos componentes no conjunto, a faixa de variação dos parâmetros de cada um é bastante reduzida. Deve-se procurar descobrir os pontos de funcionamento quando o conjunto estiver rodando em equilíbrio. Esses pontos de equilíbrio são lançados sobre o diagrama do compressor e, se unidos, determinam a curva (ou zona) de funcionamento do conjunto. Se a curva de funcionamento cruza a linha de bombeamento do compressor, tem-se a indicação de que o conjunto não terá condições de ser posto em movimento e chegar à rotação nominal.

A curva de funcionamento deve localizar-se o mais próximo possível da linha de bombeamento em virtude de, nessa região, as eficiências dos compressores serem mais elevadas.

A análise de funcionamento fora de ponto de projeto é importante a fim de se determinar o consumo específico de combustível em cargas parciais, pois se torna fator de muita importância, pois o consumo específico torna-se muito elevado.

unesp

CAPÍTULO 5 DESENVOLVIMENTOS ASSOCIADOS AO PROGRAMA 'COGERADOR'

5.1 INTRODUÇÃO

Diversas são as metodologias de análise termodinâmica sobre sistemas térmicos consolidadas em literatura especializada. Como visto na revisão bibliográfica do capítulo 2, alguns programas computacionais comerciais simulam a composição e o dimensionamento de sistemas térmicos com geração simultânea de calor para processos industriais e potência de eixo para geração elétrica para o atendimento das demandas.

Em geral, busca-se o atendimento total da demanda térmica e atendimento total ou não da demanda elétrica de uma unidade fabril, dado que não é usual no Brasil a comercialização de excedentes de vapor, salvo algumas empresas de grande porte em pólos industriais, como a Petrobrás, que negocia vapor entre as unidades de suas instalações.

A decisão final por uma configuração depende, em geral, dos custos envolvidos para a geração independente de energia destacando-se análise de custo de investimento, de operação e análise da disponibilidade e custo do combustível para geração de energia elétrica e/ou de vapor, fatores determinantes para indicar a viabilidade ou não da implantação do sistema.

A inclusão da análise de outros aspectos técnicos como irreversibilidade dos equipamentos, confiabilidade e emissão de poluentes, além da tradicional análise econômica e suas influências sobre o sistema, requer uma metodologia de análise multiobjetivo que permita ponderar os objetivos em termos de pesos, ou seja, caracterizar a prioridade de atendimento de cada critério.

As alternativas que têm se destacado para o atendimento dessas duas diferentes formas de energia (vapor e eletricidade) são os sistemas de cogeração em ciclo combinado com turbinas a gás / turbinas a vapor.

Esse sistema tem se mostrado atrativo pelo alto grau de aproveitamento dos combustíveis, ou seja, pode usar a energia do combustível para gerar eletricidade

unesp

através de turbinas a gás e ainda recuperar, pelo uso de caldeiras de recuperação térmica, o calor residual dos gases de exaustão da turbina a gás cujo valor de temperatura que seria perdida para o ambiente situa-se, em geral, entre 400 e 600°C, podendo esta energia residual ser convertida em vapor superaquecido de alta pressão com temperaturas na faixa de 200 a 450°C para um ciclo a vapor (GTWH, 2003).

Turbinas a vapor podem ser utilizadas no ciclo a vapor para gerar energia elétrica complementar, além de fornecer, através do dimensionamento de suas extrações, vapor na pressão requerida para processos térmicos industriais.

Este aproveitamento seqüencial da energia gerada pelo combustível aumenta a eficiência de utilização do combustível cabendo a análise de viabilidade de implantação desse sistema como alternativa para geração de potência.

A configuração desse sistema pode variar muito em termos de tipo, capacidade e quantidade de máquinas que poderão compor o sistema a fim de atender às demandas térmicas, expressas por curvas tomadas em base anual.

Um sistema flexível para admitir a possibilidade de diferentes alternativas é estabelecido aqui e denominado de 'Módulo Geral de Projeto', capaz de comportar um grande número de combinações entre máquinas de geração elétrica e térmica para a proposição de uma configuração que supra as expectativas do analista, dada a definição de suas preferências.

Este módulo geral de projeto é utilizado como base para a proposição de diversas alternativas de configurações baseadas em seis diferentes objetivos, alguns conflitantes entre si, como vistos no capítulo 3, além de servir de ambiente (visualização da estrutura e dos parâmetros de interesse para análise do sistema) para análise técnica, energética e exergética.

Programas computacionais comerciais em geral não possuem o código fonte da programação aberto para o estudo das metodologias e das funções de transferência do sistema sob análise, e mesmo com o código fonte em mãos, para quem interessa, o entendimento da metodologia adotada e seqüência das análises são de difícil interpretação e compreensão sem um roteiro mais detalhado.

A programação em linguagem visual orientada a objetos permite a composição da estrutura do programa em blocos ou módulos e, deste modo, possibilitar um

unesp

desenvolvimento modular do sistema além da possibilidade de expansão pela inclusão posterior de novos módulos de análise ao programa principal.

Alguns programas computacionais mais recentes já possuem um módulo de desenvolvimento para a inclusão de bibliotecas particulares de componentes e vinculação das respectivas funções de transferência, como é o caso do "*Model Development Kit*" incluso no IPSE PRO.

Dessa forma, são descritas neste capítulo, algumas ferramentas de análise termodinâmica que serão codificadas e incorporadas a um modelo multiobjetivo, seguindo uma metodologia para a implementação dessas ferramentas em um código computacional em linguagem visual orientada a objetos.

Para a aplicação e automatização das ferramentas de análise para sistemas de geração térmica, foi desenvolvido um programa computacional em linguagem visual acompanhando-se a tendência visual de *softwares* comerciais de simulação e otimização de sistemas energéticos, como visto no capítulo 2 desta tese.

Um programa computacional complementar ao desenvolvido em Balestieri (1994) foi implementado utilizando um recente conceito de programação para melhorar a apresentação e navegação seqüencial lógica por entre as telas do programa.

A nova interface utiliza o conceito ***SDI*** (*Single Document Interface*) ao invés do ***MDI*** (*Multiple Document Interface*), ou seja, as janelas abertas pelo programa passam a ser independentes do programa principal, eliminando o conceito de janelas filhas (*MDIChild*), que deixa o sistema mais lento e instável em relação à erros.

5.2 ESTRUTURAÇÃO DOS MÓDULOS DO PROGRAMA

Para a metodologia a ser aplicada, duas vertentes devem ser consideradas:

- Modelos de otimização estrutural;
- Modelos de otimização paramétrica.

A primeira, baseada na relação entre a demanda elétrica e térmica, propõe uma estrutura que melhor atenda a esta relação que, em conjunto com modelos de simulação, o analista possa testar diferentes combinações de equipamentos, dentro de um campo limitado de possibilidades, mas que englobe uma boa parte das

unesp

configurações mais usuais presentes na literatura, que são geralmente as mais empregadas em centrais de cogeração; a segunda vertente seria o uso de modelos que permitam otimizar os valores dos principais parâmetros do sistema de acordo com o critério escolhido, e com o modelo multiobjetivo, beneficiar um em detrimento dos demais, fornecendo ao analista uma maior flexibilidade na análise dos critérios mais relevantes para dado caso em estudo, bem como observar o comportamento dos demais parâmetros diante as escolhas realizadas; a Figura 5.1 ilustra esse aspecto (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

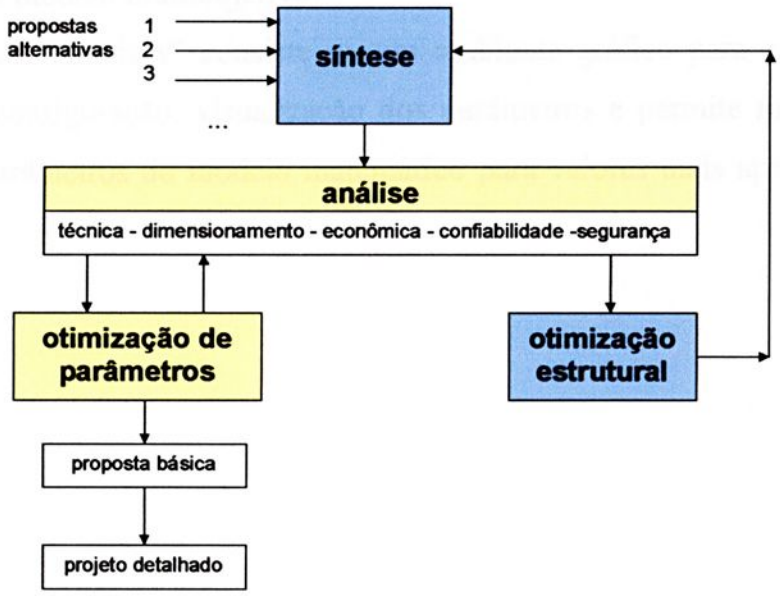


Figura 5.1 – Proposta de otimização estrutural e paramétrica

Na Figura 5.2 é apresentado um diagrama de fluxo elaborado para auxiliar no encadeamento das ferramentas adicionadas ao bloco principal, que é o módulo de otimização multiobjetivo e este será o referencial para a inclusão dos demais blocos.

Foi adicionada à entrada de dados do módulo de otimização multiobjetivo uma estrutura contendo dois blocos. No primeiro, definem-se os parâmetros relativos às demandas térmicas e elétricas em base anual esperadas do sistema. Ainda no mesmo módulo, mas com uma estrutura computacional interna diferente, e por isto a separação do segundo bloco, foi desenvolvida uma estrutura computacional para determinação automática das propriedades termodinâmicas do vapor.

O bloco denominado "Simula" possui a lógica para o tratamento dos parâmetros termodinâmicos necessários para a seleção de turbinas a gás comerciais do banco de

unesp

dados e para o dimensionamento do ciclo a vapor a partir da demanda térmica requerida dos gases de exaustão da turbina a gás.

O bloco denominado "Dimensionamento TG+CRT" adiciona a modelagem termodinâmica necessária para o dimensionamento da caldeira de recuperação térmica. Após a obtenção destes parâmetros para a caldeira de recuperação, um novo procedimento para o redimensionamento do ciclo a vapor é realizado.

O bloco "Resultados" fornece as tabelas de parâmetros para as configurações definidas pelo modelo multiobjetivo.

O bloco "Análises" consiste de um ambiente gráfico para a visualização da estrutura da configuração, visualização dos parâmetros e permite realizar análises e ajustes dos parâmetros do modelo matemático para valores mais apropriados quando necessário.

unesp

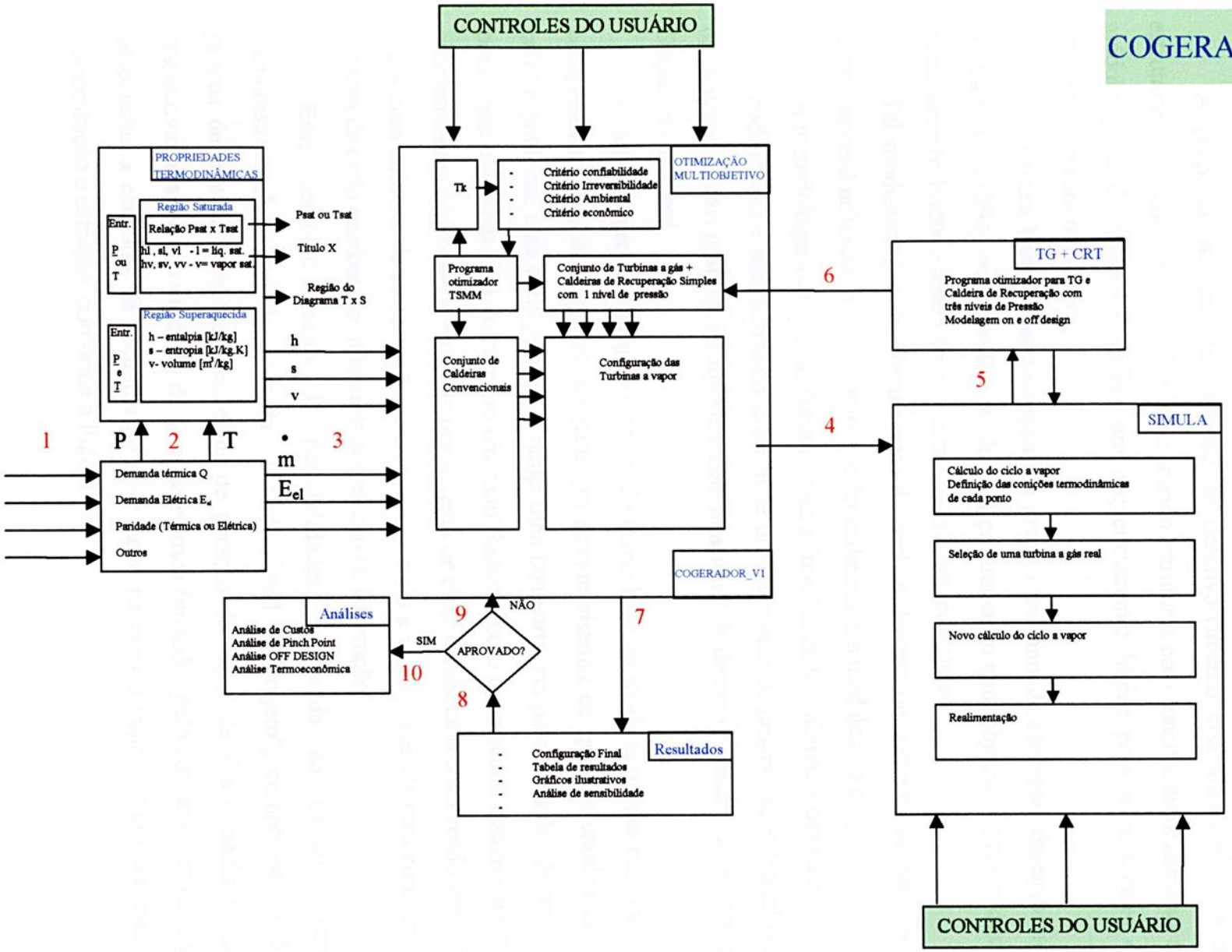


Figura 5.2 – Diagrama de Fluxo do Cogerador_V2

5.3 REESTRUTURAÇÃO DAS INTERFACES E DA PROGRAMAÇÃO PARA O AJUSTE DO MODELO MULTIOBJETIVO AO SISTEMA

A proposta, no que diz respeito ao desenvolvimento computacional, é a de estruturar o programa em módulos, adicionando estruturas com funções automatizadas ao módulo geral de projeto e definir um seqüenciamento lógico para as interfaces de comunicação com o usuário.

A estrutura base do módulo geral de projeto foi mantida conforme desenvolvida em Balestieri (1994), manteve-se o módulo da programação multiobjetivo e a partir deste, foram desenvolvidos e inseridos novos módulos complementares.

Tal modularização das ferramentas de análise decorre do conceito da linguagem computacional utilizada, o que permite a independência dos módulos do programa.

A metodologia com que as formulações e funções de transferência desses módulos foram codificadas e automatizadas utilizou-se da linguagem de programação Pascal com os recursos visuais gráficos do *software* computacional de desenvolvimento de programas *Delphi*, da Borland.

O módulo geral de projeto é utilizado como base da modelagem um conjunto de componentes que, interligados, formam um grande sistema de geração combinada de calor e potência, cuja configuração abrange uma boa parte das possibilidades de arranjos para essas máquinas para compor ou um ciclo Rankine puro envolvendo apenas caldeiras convencionais e turbinas a vapor ou um sistema de ciclo combinado envolvendo um ciclo a gás com caldeira de recuperação térmica e um ciclo a vapor ou ainda para compor um sistema de ciclo combinado utilizando o conceito de cogeração.

Esse conjunto amplo de possibilidades, conhecida na literatura como "superestrutura" e aqui denominada "Módulo Geral de Projeto", compõe-se de dois grupos de três caldeiras convencionais de geração de vapor de alta e média pressão respectivamente, cinco módulos de geração elétrica formados pelo conjunto turbina a gás associadas a caldeiras de recuperação e de nove turbinas a vapor, sendo algumas de condensação e extração, conforme a Figura 5.3.

unesp

O sistema denominado 'Módulo Geral de Projeto' foi melhorado para servir de base para realizar análises sobre as configurações propostas após a otimização multiobjetivo. Uma das melhorias inseridas foi na modelagem do conjunto turbina a gás e caldeira de recuperação, permitindo dimensionar os principais parâmetros deste conjunto, tal como se apresentará no capítulo 6.

Na Figura 5.3 visualizam-se os componentes que formam o módulo geral de projeto com a respectiva nomenclatura dos componentes e indicação dos pontos de análise.

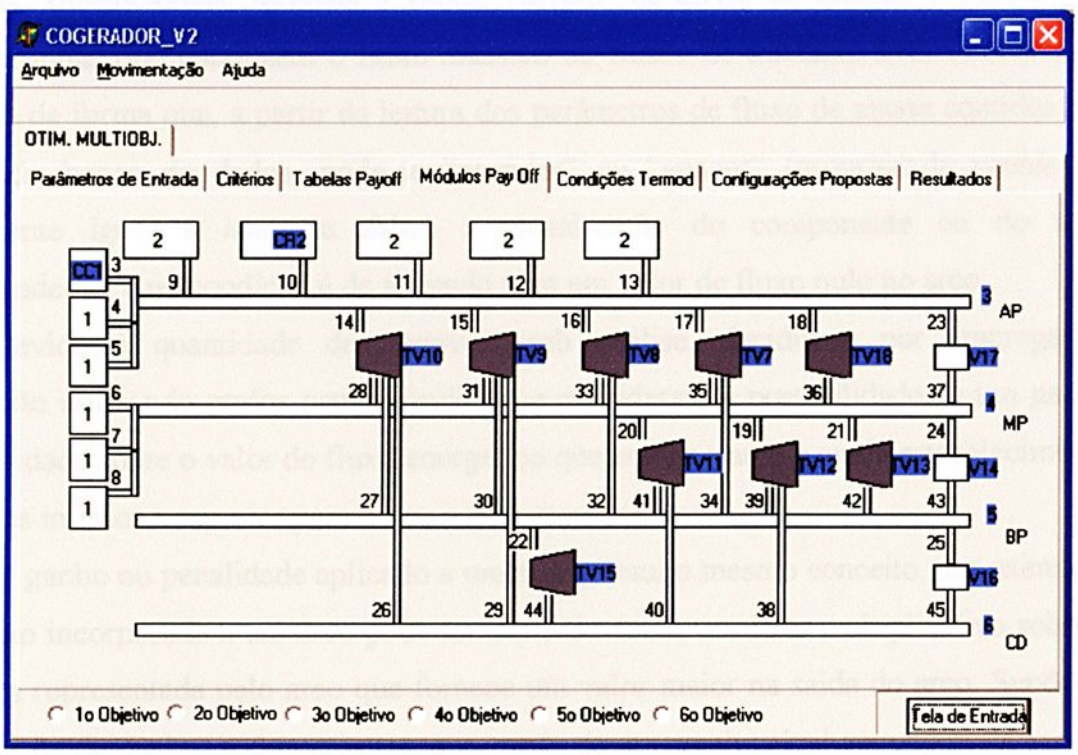


Figura 5.3 – Módulo Geral de Projeto do Cogerador_V2

Buscou-se acrescentar rotinas para leitura das tabelas de parâmetros e visualização destes em um ambiente de simulação permitindo uma rápida resposta a mudanças inseridas na estrutura. Dado o grande número de variáveis, decidiu-se por utilizar o conceito de banco de dados para facilitar a identificação das variáveis e a leitura e alteração de seus valores.

O acesso a um banco de dados com máquinas comercialmente disponíveis é conseguido a partir de um módulo que vincula os parâmetros de demanda às tabelas contendo as informações dos fabricantes.

A reestruturação da programação se justifica pela facilidade obtida para a representação visual das tabelas de critérios e demonstração dos resultados no módulo geral de projeto.

A estrutura computacional do módulo geral de projeto montada por programação é formada por componentes visuais do *Delphi* que possuem propriedades e métodos. Os componentes visuais podem representar as turbinas a gás, caldeiras de recuperação, caldeiras convencionais, turbinas a vapor, válvulas de alívio de pressão e também as próprias linhas que conduzem o fluxo mássico do fluido de trabalho. Esta estrutura foi realizada de forma que, a partir da leitura dos parâmetros de fluxo de massa contidos nas tabelas do banco de dados, pode-se "acender" ou "apagar" (propriedade *visible* do componente igual a *true* ou *false*) a visualização do componente ou do arco correspondente, cuja condição é de apagado para um valor de fluxo nulo no arco.

Devido à quantidade de variáveis sob análise, decidiu-se por empregar a otimização utilizando grafos generalizados que consideram a possibilidade de um ganho ou penalidade sobre o valor do fluxo energético que entra no arco e ainda estabelecimento de limites inferior e superior para o fluxo que atravessa o arco.

O ganho ou penalidade aplicado a um arco possui o mesmo conceito, por exemplo, um ganho incorporado a um arco pode ser definido como um fator multiplicativo sobre a grandeza representada pelo arco que fornece um valor maior na saída do arco. Supõe-se uma relação de ganho de dez vezes na conversão de um combustível em vapor, de acordo com as equações de balanço térmico em uma caldeira convencional:

$$\dot{m}_{comb}.PCI.\eta_{cc} = \dot{m}_v(h_v - h_a) \qquad \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{comb}} = \frac{10}{1} \tag{5.1}$$

ou seja, um ganho de valor 10 significa que para cada 1kg de combustível na entrada do arco são produzidos 10 kg de vapor na saída. Este cálculo é, em geral, utilizado para a obtenção do fluxo de combustível consumido para dada demanda de vapor na caldeira.

unesp

Variações na produtividade dos equipamentos podem ser inseridas no modelo, tal como se apresentará na seqüência.

Para aplicação desses conceitos na programação, houve uma preocupação em permitir uma visão global de todas as ferramentas de análise existentes no programa e para isto, cada ferramenta de análise foi alocada em um botão na primeira tela do programa, o que possibilita a repetição da análise por partes ou blocos independentes, considerando-se que as informações dos blocos anteriores são mantidas com valores da última análise realizada. Esta primeira tela pode ser visualizada na Figura 5.4.

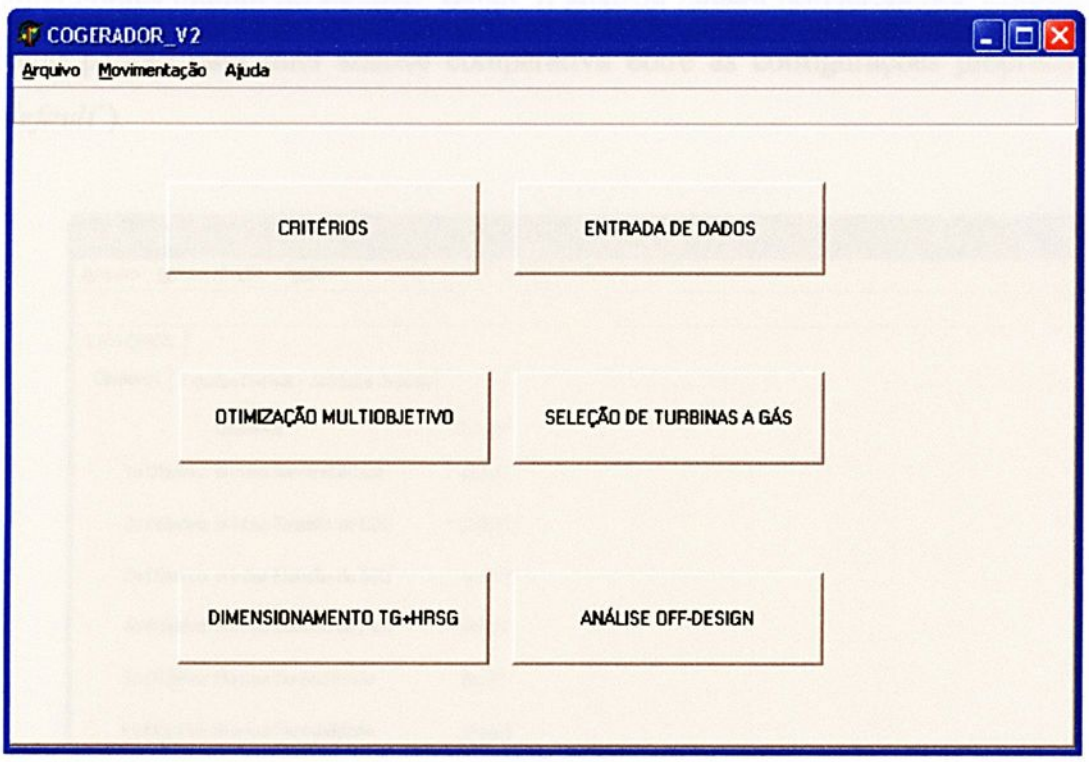


Figura 5.4 – Interface inicial do Cogerador_V2

5.4 IMPLEMENTAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO NO MODELO MULTIOBJETIVO

O programa elaborado utiliza o conceito de programação multiobjetiva e as ferramentas de otimização matemática com programação inteira e grafos generalizados desenvolvidas por Correia (1987).

Os objetivos disponíveis para a otimização podem ser visualizados no programa de acordo com a Figura 5.5 e são estabelecidos parâmetros relativos à mínima irreversibilidade, mínima emissão de CO_2, SO_2 e NO_X, máxima confiabilidade e máximo benefício líquido cujos valores podem ser alterados desde que o usuário do programa tenha conhecimento do modelo, senão, o analista deverá utilizar-se dos valores adotados como padrão para uma análise comparativa entre as configurações propostas (valores '*default*').

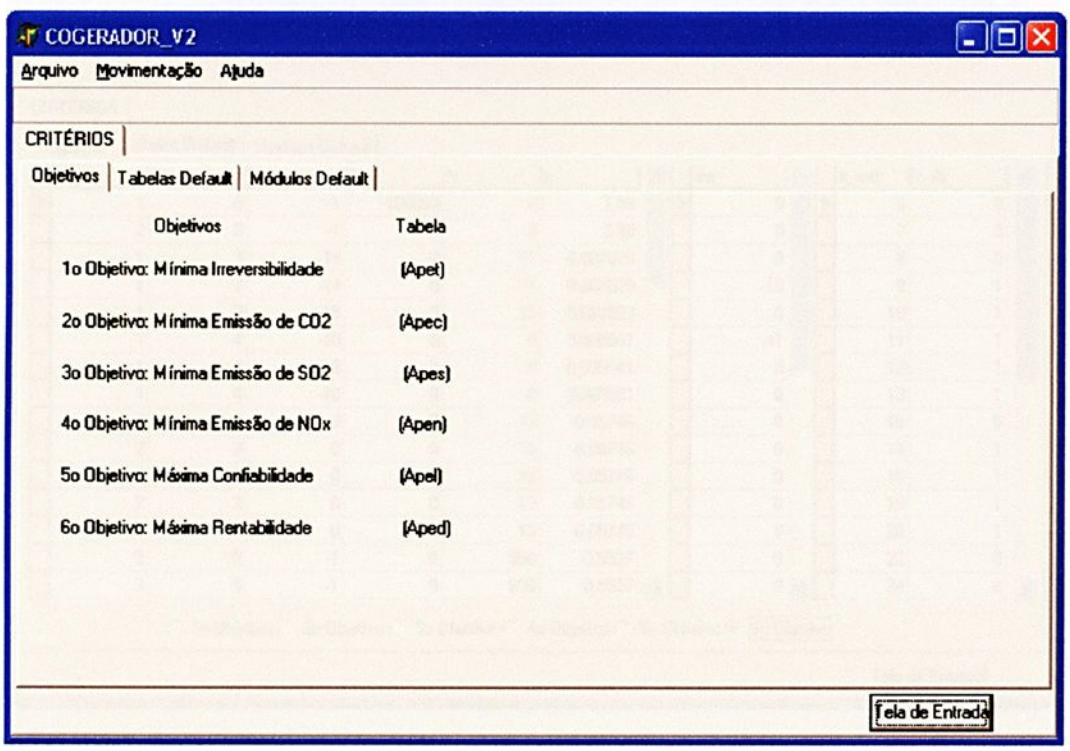
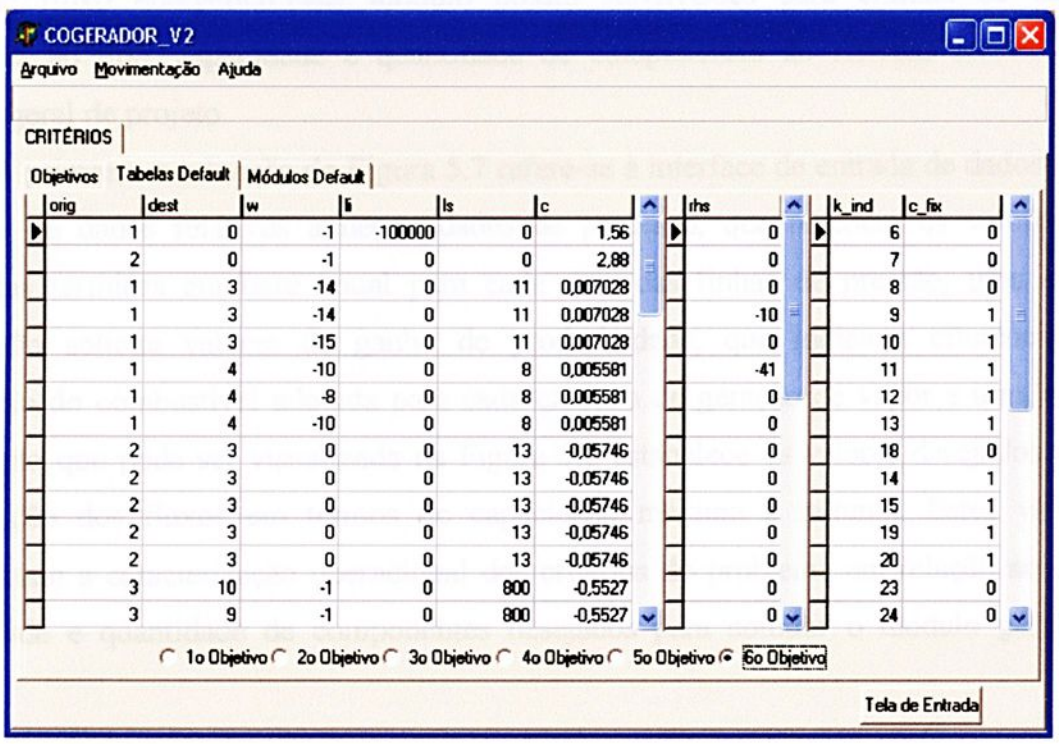


Figura 5.5 – Objetivos disponíveis para otimização

Uma característica inerente ao modelo de otimização utilizado é a necessidade de uma referência para a inicialização da otimização, o que explica a necessidade de tabelas '*default*' com particularidades para cada um dos objetivos.

Cada um dos seis objetivos recebe valores iniciais para as variáveis relativas aos fatores adotados em cada critério e irá formar uma configuração específica no módulo geral de projeto. A otimização de cada um dos objetivos é obtida separadamente e as seis configurações resultantes e os valores de fluxo otimizados são mantidos em forma de tabelas no banco de dados.

Na Figura 5.6 visualiza-se o módulo 'Critérios', que apresenta três tabelas para cada um dos objetivos estabelecendo parâmetros para caracterização de cada arco definido na estrutura apresentada na Figura 5.3.



orig	dest	w	li	ls	c	rhs	k_ind	c_fix
1	0	-1	-100000	0	1,56	0	6	0
2	0	-1	0	0	2,88	0	7	0
1	3	-14	0	11	0,007028	0	8	0
1	3	-14	0	11	0,007028	-10	9	1
1	3	-15	0	11	0,007028	0	10	1
1	4	-10	0	8	0,005581	-41	11	1
1	4	-8	0	8	0,005581	0	12	1
1	4	-10	0	8	0,005581	0	13	1
2	3	0	0	13	-0,05746	0	18	0
2	3	0	0	13	-0,05746	0	14	1
2	3	0	0	13	-0,05746	0	15	1
2	3	0	0	13	-0,05746	0	19	1
2	3	0	0	13	-0,05746	0	20	1
3	10	-1	0	800	-0,5527	0	23	0
3	9	-1	0	800	-0,5527	0	24	0

Figura 5.6 – Visualização das tabelas de restrições para o sexto objetivo

A primeira tabela contém os valores dos parâmetros da matriz denominada Arco.[1..45], que apresenta variáveis compostas com os parâmetros relativos aos campos

de cada uma das 45 ligações entre componentes, como por exemplo o campo "origem do fluxo" (orig), "destino do fluxo" (dest), "produtividade do equipamento de geração térmica ou ganho" (w), "limite inferior do fluxo" (li), "limite superior do fluxo" (ls) e "custo do fluxo" (c), atribuídos a variável da matriz Arco sob análise identificada pelo valor do index.

A segunda tabela contém a matriz No[1..18] que armazena os valores de demanda térmica requerida nas linhas de pressão, indicada pela variável composta rhs[6].

A terceira tabela contém os valores dos parâmetros relativos à matriz Dado[1..16], que armazena a localização e os respectivos valores de custos fixos associados aos fluxos do sistema, indicados pelas variáveis compostas k_ind e c_fix.

Retornando à tela principal, no botão referente ao módulo de 'Entrada de dados', tem-se acesso à interface na qual são requeridos os valores para caracterização de cada linha de fluxo energético.Esse módulo possui subdivisões para entrada de dados referentes ao tipo, capacidade e quantidade de componentes do sistema definido no módulo geral de projeto.

A primeira subdivisão da Figura 5.7 refere-se à interface de entrada de dados para inserção de dados relativos a necessidades de processo, que recebem os valores de demandas térmicas em base anual para cada uma das linhas de pressão, uma outra subdivisão solicita valores de ganho de produtividade, que indica a eficiência de conversão do combustível adotada para cada caldeira de geração de vapor e uma outra subdivisão que pode ser visualizada na Figura 5.8 estabelece os valores desejados para canalização dos fluxos em termos de capacidade máxima e mínima. Estes valores possibilitam a caracterização operacional dos critérios do problema em relação ao tipo, capacidade e quantidade de componentes desejados para compor o módulo geral de projeto.

---

[6] rhs, '*right hand side*', corresponde aos valores atribuídos à demanda de vapor em cada nó ou linha de pressão

unesp

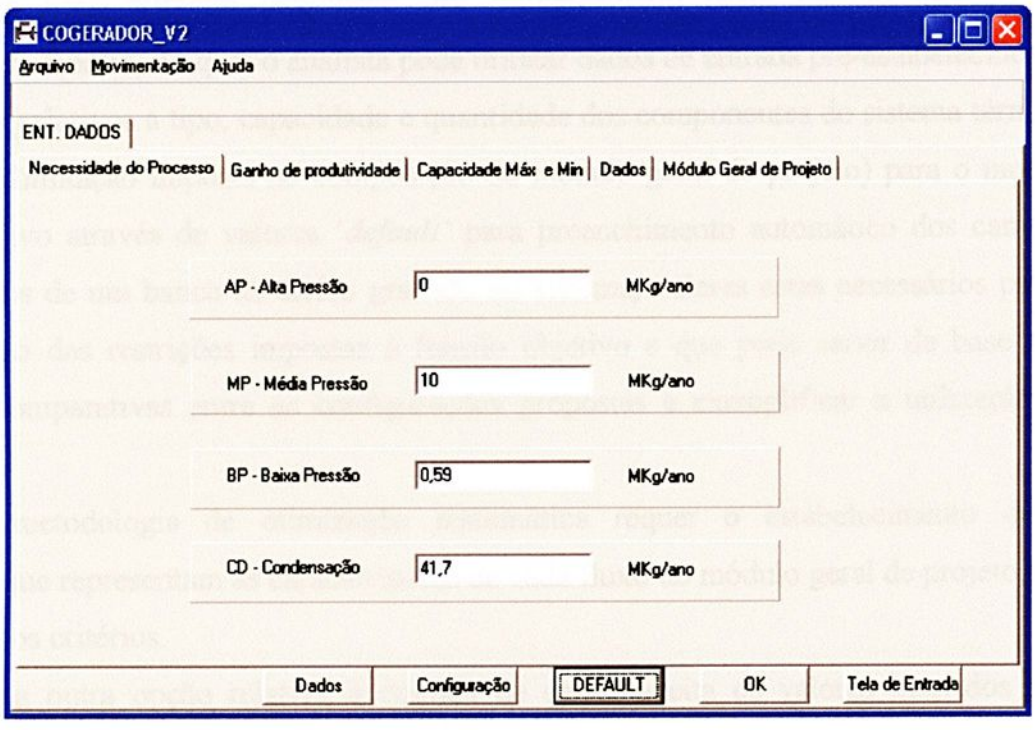


Figura 5.7 – Interface de entrada de dados para estabelecimento das demandas térmicas

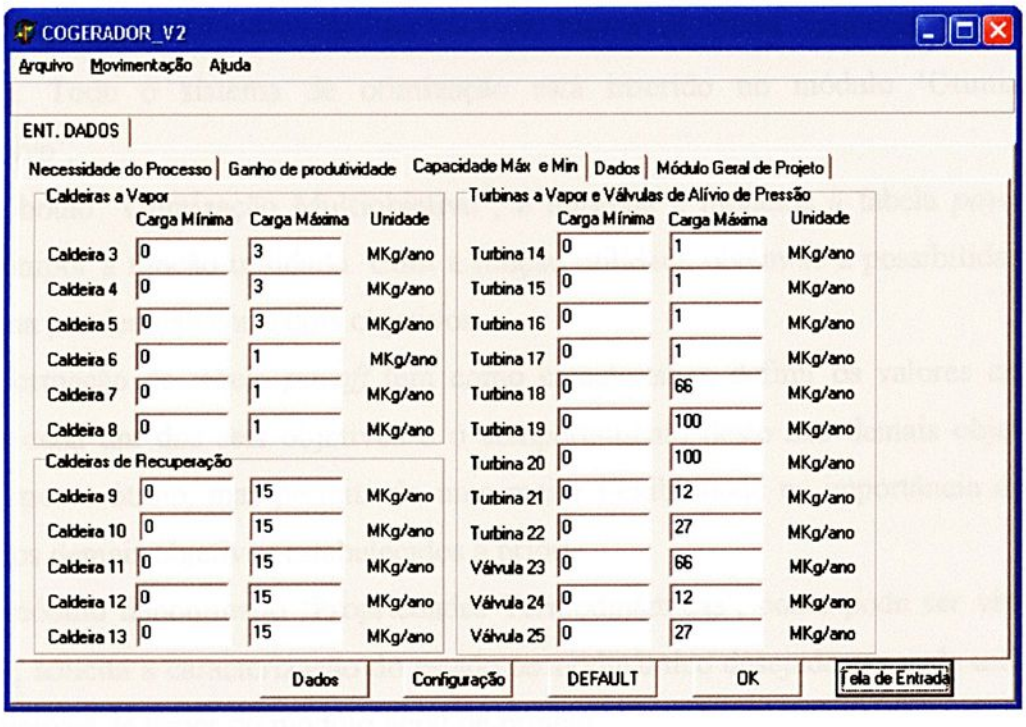


Figura 5.8 – Interface de entrada de dados para modificação da capacidade de fluxo nos componentes

Para uma primeira simulação, foi implementado neste mesmo módulo um comando de auxílio, no qual o analista pode utilizar dados de entrada pré-estabelecidos no programa (relativos a tipo, capacidade e quantidade dos componentes do sistema térmico, dentro da limitação imposta na composição do módulo geral de projeto) para o modelo multiobjetivo através de valores *'default'* para preenchimento automático dos campos, recuperados de um banco de dados gravado no sistema, valores estes necessários para a composição das restrições impostas à função objetivo e que pode servir de base para análises comparativas entre as configurações propostas e exemplificar a utilização do programa.

A metodologia de otimização matemática requer o estabelecimento destas variáveis que representam as características de cada fluxo do módulo geral de projeto para cada um dos critérios.

Uma outra opção relativa à entrada de dados aceita os valores inseridos pelo analista e assim é definido o primeiro grupo de variáveis de entrada do programa e estas são armazenadas numa estrutura de banco de dados, estrutura esta justificada pela grande quantidade de variáveis utilizadas no modelo (cerca de 3000 variáveis compostas indexadas). Todo o sistema de otimização está inserido no módulo 'Otimização Multiobjetivo'.

No botão "Otimização Multiobjetivo", é definida e montada a tabela *payoff* de modo a compor a função utilidade. Com a função utilidade obtém-se a possibilidade de realizar uma ponderação entre dois objetivos.

A formação da tabela *payoff* tem como característica definir os valores critério ideal para cada um dos seis objetivos e o comportamento deste nos demais objetivos, saindo do ponto ótimo, mas permitindo uma maior flexibilidade na importância dada a cada um dos demais objetivos estabelecidos a priori.

O módulo denominado 'Propriedades Termodinâmicas', como pode ser visto na Figura 5.9, solicita a caracterização do estado termodinâmico desejado em cada uma das linhas principais de vapor do módulo geral de projeto.

unesp

Este módulo calcula, a partir da definição do estado termodinâmico das linhas de pressão (AP, MP, BP e CD) dados pelos valores de pressão, temperatura e, se em região de saturação, do título do vapor, os valores de entalpia, entropia de cada linha de pressão, permitindo assim a obtenção dos níveis energéticos máximos que poderão ser alcançados pelo módulo multiobjetivo para o dimensionamento dos componentes do ciclo a vapor.

A formulação utilizada para determinação das propriedades termodinâmicas do vapor foi baseada no artigo desenvolvido por Malhotra e Panda (2001), que recuperam em seu artigo as formulações definidas por Irvine e Liley (1984).

Os limites dos parâmetros deste modelo são de 10 MPa para pressão e 450°C para temperatura.

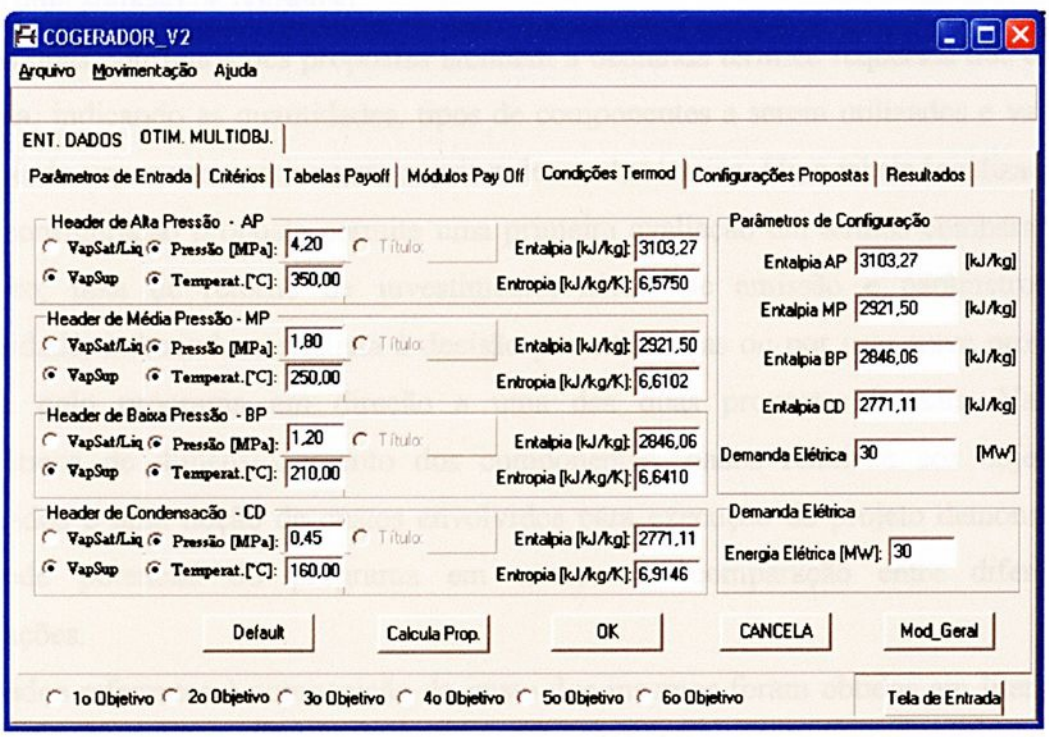


Figura 5.9 – Caracterização do estado termodinâmico das linhas de pressão para o dimensionamento dos componentes

Uma verificação importante para o atendimento da Segunda Lei da Termodinâmica pode ser realizada pela observação do acréscimo entrópico que deve ocorrer após a

expansão do vapor nas extrações, caracterizando a irreversibilidade que ocorre em sistemas reais devido à expansão do vapor em máquinas térmicas.

O processo de otimização considerando esses níveis entálpicos é executado novamente e como resultado obtêm-se os fluxos de massa de cada um dos arcos e a partir desses, o dimensionamento dos fluxos e dos principais componentes que compõem o sistema.

A metodologia de otimização multiobjetiva é aplicada sobre o módulo geral de projeto e como resultado, são propostas ao analista soluções ótimas individuais para cada objetivo e um sistema de ponderação entre dois objetivos definindo configurações "quase ótimas", já que alguns dos critérios são conflitantes e o objetivo do programa é oferecer configurações baseadas nos seis critérios anteriormente apresentados para que o analista encontre uma solução de consenso.

As duas configurações propostas atendem a demanda térmica requerida nos dados de entrada, indicando as quantidades, tipos de componentes a serem utilizados e valores dos fluxos de vapor necessários para suprir a demanda térmica. Uma tabela localizada ao lado da configuração proposta permite uma primeira avaliação em termos comparativos para custo, taxa de retorno de investimento, níveis de emissão e parâmetros de confiabilidade, induzindo o analista à decisão por uma delas ou por uma nova proposta oferecida pelo programa em direção a uma das duas propostas iniciais. Valores característicos de dimensionamento dos componentes, dados relativos aos objetivos estabelecidos e uma noção de custos envolvidos para execução do projeto demonstram um grande potencial do programa em termos de comparação entre diferentes configurações.

Dados referentes à composição do custo dos insumos foram obtidos em literatura técnica, mas não representam necessariamente a realidade, mas em termos comparativos, possuem boa utilidade.

O procedimento operacional do modelo pode ser encontrado em Balestieri (1994), mas de forma resumida o código computacional oferece duas alternativas e a possibilidade de uma nova busca, como podem ser visto na Figura 5.10, na qual o usuário

unesp

do programa deve informar, de modo interativo, sua maior ou menor preferência por uma das propostas através de uma "barra de rolagem" que se aproxima, numa escala de 0 a 100%, das opções em questão; a primeira configuração gerada, por decisão de projeto, é aquela de máximo benefício líquido, ao passo que a segunda é obtida por uma função utilidade que "mistura" os demais objetivos considerados (na versão básica, o maior peso está na função de máximo benefício líquido, seguido pelas funções de mínimas emissões e o restante é dividido entre confiabilidade e irreversibilidade).

Uma nova busca é obtida pelo deslocamento da barra, aproximando-se mais ou da configuração da proposta para Tk = 0, com valores de Tk situados na primeira metade da régua ou uma configuração que se aproxime mais da proposta para Tk = 1, pelo posicionamento da régua em um ponto localizado na segunda metade da barra, com valores de Tk se aproximando da unidade, valorizando a proposta da função utilidade.

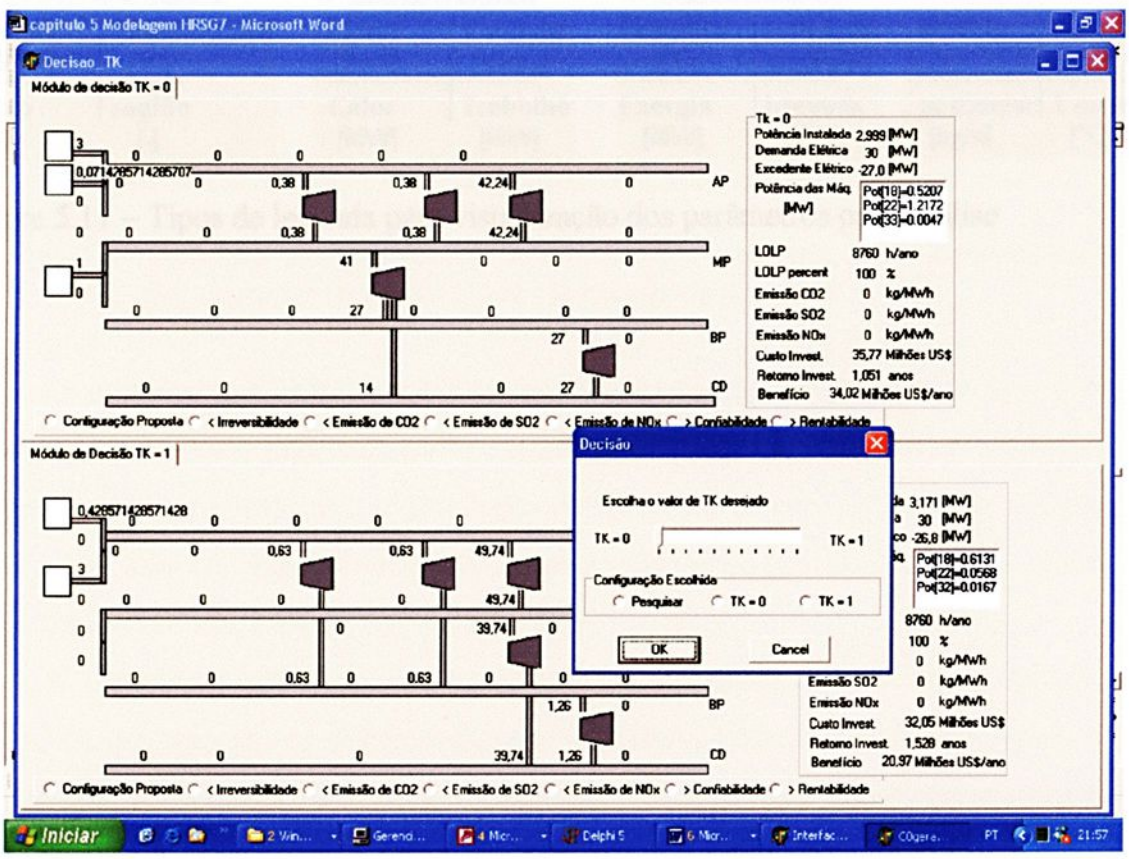


Figura 5.10 – Configuração proposta de máxima rentabilidade para dada demanda térmica

Após a escolha da configuração que melhor represente os anseios do analista, uma próxima interface permitirá a adequação da solução matemática oferecida pelo módulo otimizador de maneira a eliminar, quando possível, componentes que apresentem fluxos de vapor muito baixo. As análises dos parâmetros para cada ponto do sistema também podem ser realizadas através dos botões que possibilitam exibir o estado termodinâmico, com valores de pressão, temperatura, título do vapor e região do diagrama T x s, os valores de fluxo, entalpia, calor ou trabalho na opção de balanço energético ou ainda valores de temperatura, entropia, exergia e irreversibilidade na opção de balanço exergético, como pode ser visto na Figura 5.11, possibilitando a exibição de diferentes tipos de variáveis, sendo que um exemplo que utiliza todos os componentes do módulo pode ser visto na interface da Figura 5.12.

Figura 5.11 – Tipos de legenda para visualização dos parâmetros para análise

5.5 MÓDULO DE SIMULAÇÃO

No módulo de simulação são explicitados os parâmetros de dimensionamento de cada um dos componentes selecionados na otimização.

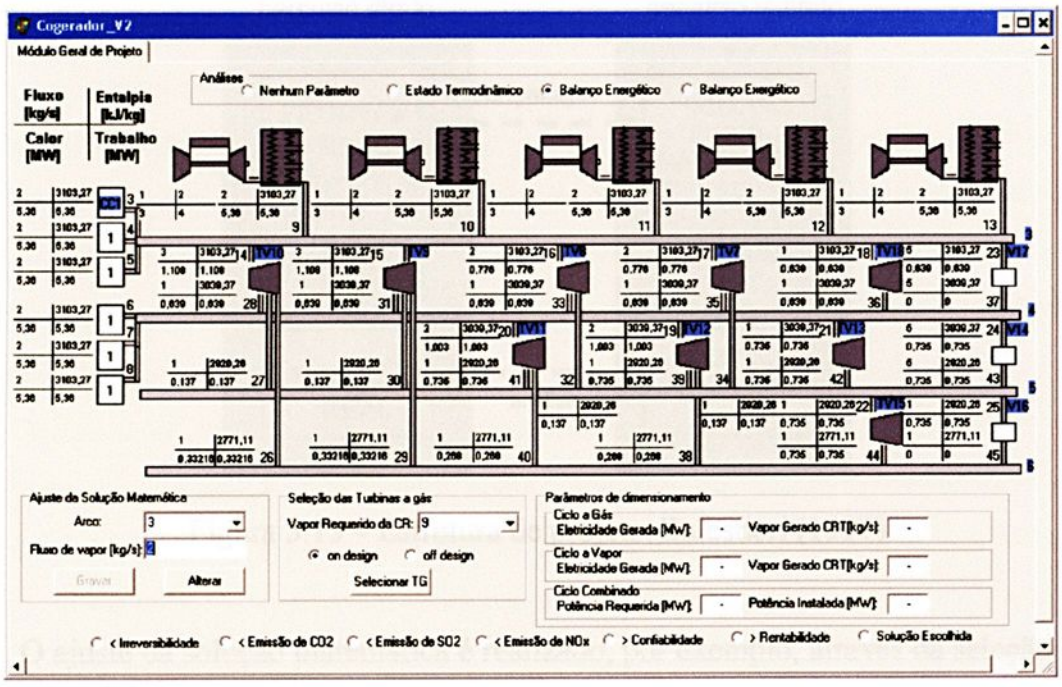


Figura 5.12 – Tela para visualização de parâmetros e acesso para o redimensionamento dos componentes para ajuste da solução matemática

O modelo multiobjetivo para síntese de configurações de centrais de cogeração toma por base valores padronizados e/ou mais comumente encontrados em literatura para a identificação de componentes na seleção de máquinas térmicas – e de outra forma não deveria ser, uma vez que a síntese implica na identificação prévia do arranjo, e nesta fase não seria factível prescrever componentes reais.

O "problema real" é, assim, equacionado como um "problema físico-matemático" a partir de um processo de interpretação da realidade, e esse novo problema – enquadrado na visão às vezes míope dos modelos existentes – deve fazer uso de uma categoria de modelos que permitam alcançar uma "solução matemática".

unesp

Porém, uma vez procedidos os cálculos e a análise de interpretação dos resultados alcançados, é momento de adequar-se o projeto aos componentes reais e operar o re-cálculo dos parâmetros de projeto, de modo a validar os novos valores ao projeto, e alcançar-se uma "solução real" conforme a Figura 5.13.

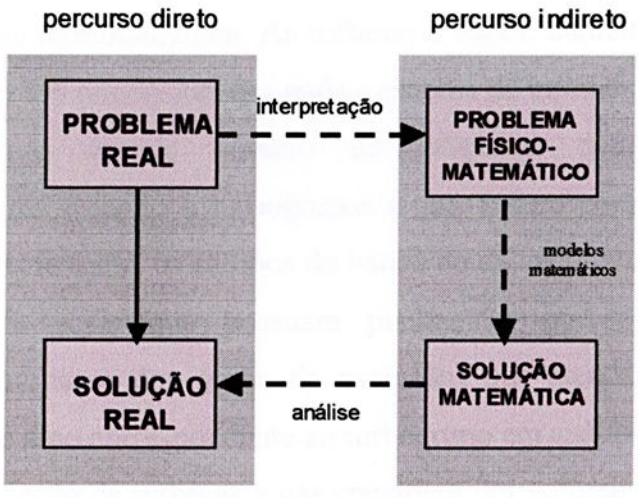


Figura 5.13 – Estrutura de projeto. Balestieri (1997)

O ajuste da solução matemática é realizado, por exemplo, através da seleção de um arco com valor de fluxo muito abaixo dos valores dos demais fluxos do sistema e, através do módulo de ajuste, este fluxo é zerado e seu valor poderá, se necessário, adicionado a um outro fluxo que for conveniente do ponto de vista do analista, não necessitando alterar o fluxo do vapor gerado nas caldeiras de vapor.

Os resultados oriundos do modelo multiobjetivo, ainda que se aproximem da condição de ótimo, não sofreram a necessária adequação aos valores comercialmente disponíveis para cada um dos equipamentos selecionados. Nesse ponto, cabe salientar que será necessária inicialmente a seleção dos equipamentos comerciais para que então sejam procedidos ajustes de valores de vazão e potência; a configuração fixada como resultado final da análise de otimização multiobjetivo não deve, em princípio, ser alterada à exceção de o processo como um todo ser entendido como inviável caso em que o processo de síntese de configurações através do módulo de otimização multiobjetivo deve ser reiniciado.

unesp

5.6 MÓDULO DE SELEÇÃO DE TURBINAS A GÁS COMERCIALMENTE DISPONÍVEIS

Para uma análise com máquinas comercialmente disponíveis, foi desenvolvido um banco de dados com dados operacionais de turbinas a gás, que podem ser utilizadas pelo sistema para uma análise termodinâmica. As turbinas a vapor, caldeiras convencionais e caldeiras de recuperação são dimensionadas após a escolha da turbina a gás.

Considerando-se o grande número de máquinas comerciais existentes, principalmente no que diz respeito a turbogrupos a gás, é incorporada uma ferramenta computacional que percorre todos os campos do banco de dados previamente inserido em busca de equipamentos reais que possuam parâmetros operacionais (geralmente temperatura e fluxo de massa dos gases de exaustão) que atendam às necessidades térmicas demandadas no arco correspondente ao turbogrupo em análise.

O processo de seleção de turbinas a gás considera um volume de controle tomado sobre o conjunto turbina a gás – caldeira de recuperação, e na versão básica do atual código computacional está prevista a estratégia de paridade térmica das unidades de processo para a escolha dos equipamentos (com algumas adaptações, pode-se obter uma versão capaz de contemplar a decisão do usuário para o emprego da estratégia de paridade elétrica).

O desenvolvimento da metodologia de seleção de turbinas a gás pode ser encontrado em Silva (2000) e em Silva; Magalhães Filho e Balestieri (2002), onde são apresentados os mecanismos utilizados na seleção automática das máquinas comercialmente disponíveis, modelo este desenvolvido originalmente em *Visual Basic for Applications*; a lógica de seleção foi traduzida para o Delphi, que é a linguaguem utilizada para a confecção do programa do código computacional aqui apresentado, e a interface de comunicação deste módulo pode ser visualizada na Figura 5.14.

unesp

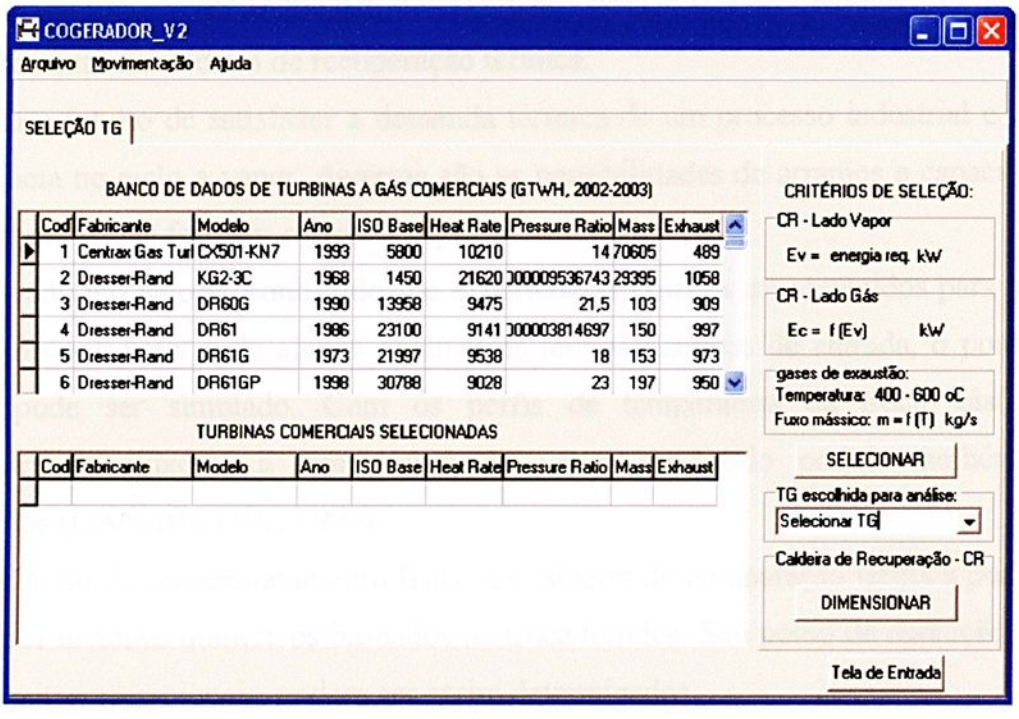


Figura 5.14 – Interface de seleção de turbinas a gás comercialmente disponíveis.

Uma vez selecionadas as turbinas a gás é possível, a partir dos parâmetros operacionais reais de cada máquina escolhida, realizar o ajuste dos parâmetros termodinâmicos dos demais equipamentos do sistema, agora pautado em valores reais de equipamentos comerciais, obtendo-se assim condições mais reais de vazão em massa de vapor, gases de exaustão e combustíveis, de modo a permitir o dimensionamento de todos os componentes do sistema, inclusive pela definição da capacidade operacional dos demais componentes.

5.7 MODELAGEM TERMODINÂMICA DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA

Caldeiras de recuperação térmica são muito utilizadas em conjuntos a gás para a recuperação dos gases exaustos pela turbina a gás, aumentando a eficiência de utilização do combustível utilizado na geração de energia elétrica ou potência de eixo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

No módulo 'Dimensionamento 'TG+CR' definem-se os parâmetros para o dimensionamento da caldeira de recuperação térmica.

Com o intuito de satisfazer a demanda térmica de um processo industrial e ainda gerar potência no ciclo a vapor, diversas são as possibilidades de arranjos e capacidades dos componentes que formam o ciclo a vapor.

Baseado em valores conhecidos de experiências práticas ou assumidos para *pinch point* e *approach point* e de alguns parâmetros termodinâmicos de entrada, o ponto de operação pode ser simulado. Com os perfis de temperatura da troca gás/vapor determinados, o fluxo e a temperatura do vapor produzido podem também ser determinados (GANAPATHY, 1990).

O cálculo do dimensionamento físico da caldeira de recuperação térmica pode ser realizado por métodos numéricos baseados na troca térmica. Seu ponto de operação, bem como os limites operacionais, podem ser assim determinados.

Inicialmente, aproveitando-se da característica de modularidade do sistema de trocadores de calor, utiliza-se uma modelagem para um único nível de pressão na caldeira. Em geral, as caldeiras de recuperação térmica instaladas compõem-se de mais de um nível de pressão, e podem ser divididas em diversos módulos, cada uns deles podendo ser composto de três trocadores de calor que trabalham em um mesmo nível de pressão.

Na Figura 5.15 verificam-se as notações adotadas para a configuração correspondente ao diagrama do trocador de calor para um nível de pressão.

Por definição, temos que o valor de *pinch point* é a diferença de temperatura entre o ponto 'C' da linha de gases de exaustão e o ponto 2' da linha de vapor, correspondente a temperatura de saturação do vapor. O valor de *approach point* representa a diferença de temperatura do vapor dentro do tambor de recirculação entre os pontos 2' e 2 da linha de vapor que, por questões de simplificação, não será considerado nesta modelagem o valor do *approach point*.

unesp

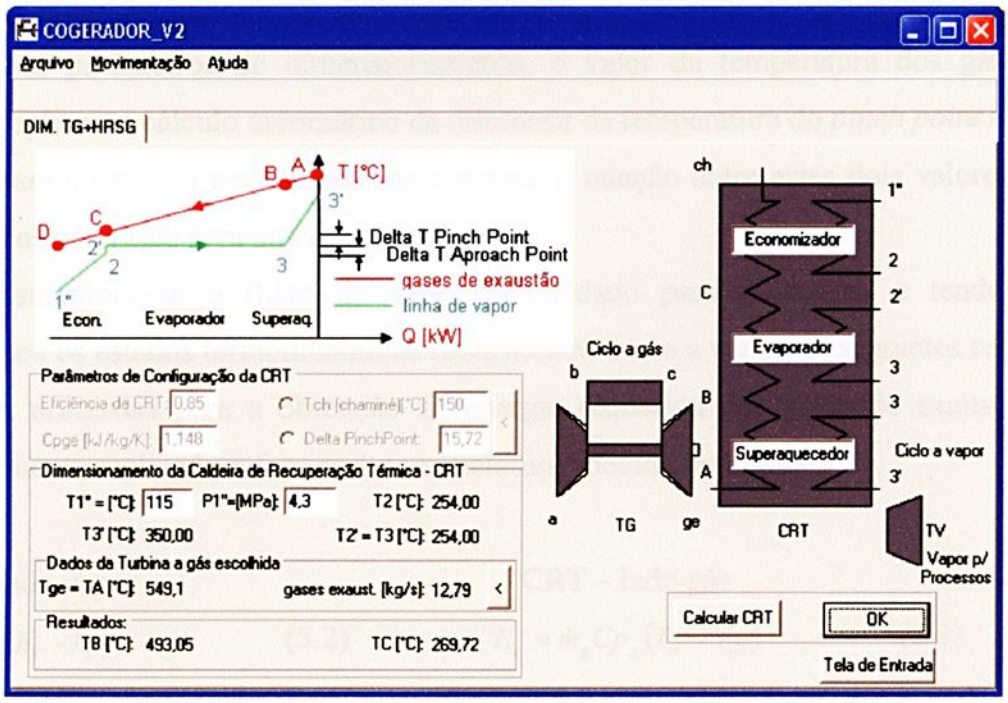


Figura 5.15 – Interface para o dimensionamento da caldeira de recuperação térmica

Como parâmetros de configuração da caldeira, deverão ser adotados valores para a eficiência de troca de calor entre os gases exauridos e o vapor gerado, cujos valores encontrados em literatura situam-se entre 70 e 95%. Cohen (1987) propõe o uso de um valor de 1,148 kJ/(kg.K) para o calor específico dos gases de exaustão. Para a temperatura dos gases da chaminé, Ganapathy (1993) recomenda valores acima de 116° C para evitar a formação de substâncias ácidas que poderiam comprometer a vida útil do equipamento para os casos de presença de enxofre no combustível utilizado na turbina a gás, valores mais usuais situam-se acima de 150° C.

O valor escolhido para o *pinch point* influencia no tamanho da área de troca térmica. Para valores pequenos de *pinch point* implica na necessidade de grande área de troca térmica aliado a um alto investimento capital. Para o valor da diferença mínima de *pinch point*, os fabricantes destes equipamentos por experiências práticas de viabilidade econômica recomendam adotar valores entre 10 e 30° C.

No campo do módulo de dimensionamento da caldeira de recuperação térmica referente aos parâmetros de dimensionamento, o valor da temperatura dos gases na chaminé implica no cálculo automático da diferença da temperatura do *pinch point* e vice-versa, portanto, existe a necessidade de observar a relação entre estes dois valores para que um deles não fique fora dos limites técnicos.

Considerando-se o fluxo de vapor demandado para o sistema e tendo sido estabelecidos os estados termodinâmicos desejados no ciclo a vapor, as seguintes relações podem ser utilizadas para a obtenção da energia requerida dos gases de exaustão. O equacionamento realizado refere-se à nomenclatura adotada na Figura 5.15.

CRT – lado vapor

$$E_v = \dot{m}_v\left(h_3^{'} - h_1^{*}\right) \qquad (5.2)$$

E_v = energia do lado vapor

CRT – lado gás

$$E_c = \dot{m}_g Cp_g\left(T_A - T_{ch}\right) \qquad (5.3)$$

E_c = energia do lado gás

A equação que relaciona a eficiência de troca de calor do lado gás para o lado vapor pode ser expressa como sendo:

$$E_v = E_c.\eta_{CRT} \qquad (5.4)$$

Substituindo as equações (5.2) e (5.3) em (5.4), e adotando todos os valores assumidos para configuração da CRT, pode-se agora traçar uma relação entre a demanda do lado vapor e definir os valores de temperatura e o fluxo dos gases de exaustão necessários para atender esta demanda de potência térmica. Para o caso desenvolvido aqui, obtêm-se uma faixa de valores que formam uma curva relacionando valores de temperatura dos gases de exaustão de 400 a 600° C, variando-se de 10 em 10° C e obtendo-se os respectivos fluxos de gases de exaustão que atenderão à demanda térmica do lado vapor como pode ser visto na Figura 5.16.

A metodologia de seleção de turbinas a gás comerciais seleciona somente as turbinas que possuem uma relação entre a temperatura e o fluxo dos gases de exaustão próximos aos pontos da curva de demanda traçada.

unesp

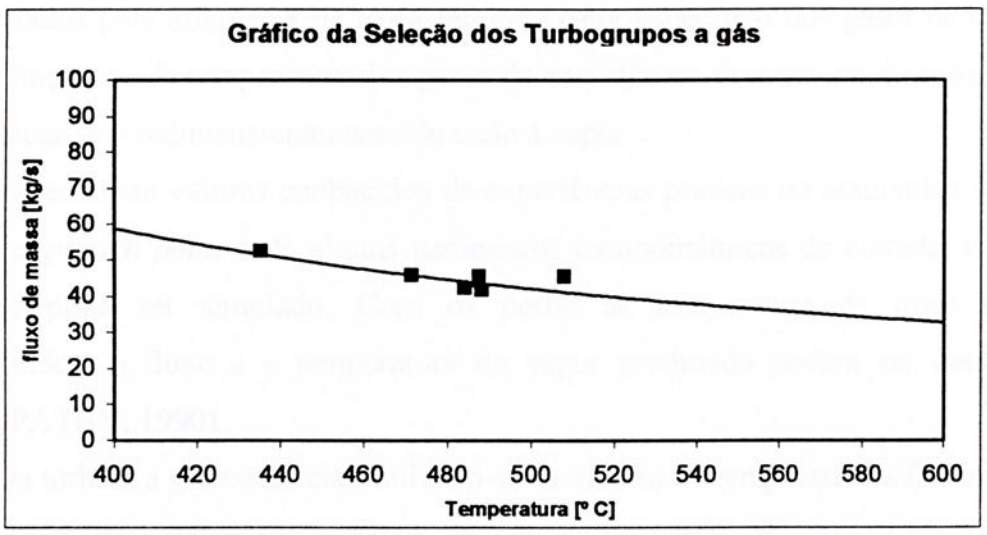


Figura 5.16 – Curva de demanda térmica requerida da turbina a gás

É considerada aqui a modelagem de uma caldeira de recuperação com um nível de pressão e três estágios que compreendem um economizador, um evaporador e, como há a intenção de utilizar turbinas a vapor, é usual a adição de um superaquecedor. A modelagem da caldeira considerada não possui recurso de queima suplementar e atenderá a demanda térmica que será estabelecida pelos parâmetros de pressão, temperatura e massa de vapor requerida pelo ciclo a vapor.

Estuda-se aqui a modelagem para uma caldeira de recuperação simples, ou seja, para um nível de pressão, pois arranjos mais complexos podem ser obtidos conectando-se diversos módulos.

5.7.1 Balanço termodinâmico para um nível de pressão

Tendo sido adotada a paridade térmica como parâmetro de dimensionamento do sistema termelétrico, com o valor de pressão, temperatura e fluxo de vapor estabelecido, podem ser determinados os perfis de temperatura na caldeira de recuperação térmica através de um balanço energético em cada um dos trocadores de calor.

unesp

Utilizando-se os parâmetros de configuração adotados anteriormente, representados pela eficiência de troca térmica, calor específico dos gases de exaustão e pela definição ou da temperatura dos gases de exaustão na chaminé ou do valor do *pinch point*, inicia-se o redimensionamento do ciclo a vapor.

Baseado em valores conhecidos de experiências práticas ou assumidos para *pinch point* e *approach point* e de alguns parâmetros termodinâmicos de entrada, o ponto de operação pode ser simulado. Com os perfis de temperatura da troca gás/vapor determinados, o fluxo e a temperatura do vapor produzido podem ser determinados (GANAPATHY, 1990).

Da turbina a gás comercial, utilizam-se os valores de temperatura e fluxo dos gases de exaustão para encontrar o fluxo de vapor que pode ser gerado empregando-se novamente a equação (5.4).

Os balanços de energia para o superaquecedor, evaporador e economizador podem ser escritos conforme as equações (5.5) a (5.10).

No lado gás, para o superaquecedor, evaporador e economizador tem-se:

$$Q_{sup} = \dot{m}_g Cp_g (T_A - T_B) \quad (5.5) \qquad Q_{eva} = \dot{m}_g Cp_g (T_B - T_C) \quad (5.6) \qquad Q_{eco} = \dot{m}_g Cp_g (T_C - T_D) \quad (5.7)$$

No lado vapor, o balanço termodinâmico é definido por:

$$Q_{sup} = \dot{m}_v \cdot (h_3' - h_3) \quad (5.8) \qquad Q_{eva} = \dot{m}_v \cdot (h_3 - h_2') \quad (5.9) \qquad Q_{eco} = \dot{m}_v \cdot (h_2' - h_1^*) \quad (5.10)$$

Para a determinação dos perfis de temperatura para o redimensionamento da caldeira de recuperação térmica, assume-se a proporcionalidade de transferência de calor entre a superfície do lado gás e do lado vapor e obtêm-se as equações (5.11) e (5.12).

Conhecendo-se a pressão no ponto 2', determina-se a temperatura de saturação para esta pressão e podem ser obtidas as entalpias h'_2 para um valor de título igual a zero (vapor saturado) e h_3 para um valor de título igual a 1 (líquido resfriado).

unesp

$$\frac{T_A - T_D}{(T_C - T_D)_{eco}} = \frac{h_3' - h_1''}{h_2' - h_1''}$$, obtém-se T_C (5.11)

$$\frac{T_A - T_D}{(T_A - T_B)_{sup}} = \frac{h_3' - h_1''}{h_3' - h_3}$$, obtém-se T_B (5.12)

A determinação da diferença de temperatura de *pinch point* pode ser obtida pela equação (5.13).

$$\Delta T_{pp} = T_C - T_2' \tag{5.13}$$

Neste ponto deve-se notar que a diferença de *pinch point* não pode ser negativa e este valor deve situar-se entre 10 e 30° C. A relação entre a temperatura da chaminé e o valor de *pinch point* pode ser obtida pela equação (5.14).

$$T_D = \frac{\Delta T_{pp} + T_2' - T_A\left(\frac{h_2' - h_1''}{h_3' - h_1''}\right)}{1 - \frac{h_2' - h_1''}{h_3' - h_1''}} \tag{5.14}$$

Com a determinação do valor do *pinch point*, estará estabelecido um valor nominal de vapor a ser gerado e a geometria para a caldeira de recuperação térmica estará relacionada a um valor de (UA). Para a determinação dos parâmetros para operação em condições fora do ponto de projeto, é definido o balanço de calor considerando a superfície de troca térmica nas equações (5.15) a (5.17).

$$Q_{sup} = (UA)_{sup}\Delta T_{lnsup}$$ (5.15) $$Q_{eva} = (UA)_{eva}\Delta T_{lneva}$$ (5.16) $$Q_{eco} = (UA)_{eco}\Delta T_{lneco}$$ (5.17)

Os parâmetros de projeto, tais como o coeficiente global de troca de calor e as áreas de transferência de calor para três elementos, são utilizados como valores de referência para os cálculos *off-design*. Também é assumida no cálculo do projeto a perda de pressão no lado da água (ou vapor) no economizador e superaquecedor. Desde que no

trocador de calor do evaporador seja mantida a temperatura, a qualidade do vapor na saída do evaporador se mantém próximo da unidade.

Com os perfis de temperatura da caldeira de recuperação determinados anteriormente, podem ser definidos os valores de ΔT_{ln}, de acordo com o trocador de calor considerado segundo as equações (5.18) a (5.20).

$$\Delta T_{\ln sup} = \frac{(T_A - T_3') - (T_B - T_3)}{\ln\left(\frac{(T_A - T_3')}{(T_B - T_3)}\right)} \tag{5.18}$$

$$\Delta T_{\ln eva} = \frac{(T_B - T_3) - (T_C - T_{2'})}{\ln\left(\frac{(T_B - T_3)}{(T_C - T_{2'})}\right)} \tag{5.19}$$

$$\Delta T_{\ln eco} = \frac{(T_C - T_{2'}) - (T_D - T_{1'})}{\ln\left(\frac{(T_C - T_{2'})}{(T_D - T_{1'})}\right)} \tag{5.20}$$

Fazendo-se a proporcionalidade entre as relações de troca de calor pelo balanço termodinâmico do lado gás (equações 5.5 a 5.7) e o balanço de troca térmica considerando as superfícies de troca, define-se a relação (UA) de cada trocador de calor conforme as equações (5.21) a (5.23).

$$(UA)_{sup} = \frac{Q_{sup}}{\Delta T_{\ln sup}} \tag{5.21}$$

$$(UA)_{eva} = \frac{Q_{eva}}{\Delta T_{\ln eva}} \tag{5.22}$$

$$(UA)_{eco} = \frac{Q_{eco}}{\Delta T_{\ln eco}} \tag{5.23}$$

Como a geometria da caldeira é a mesma, Ganapathy (1993) indica que uma boa precisão para a obtenção do novo valor de fluxo de vapor para operação em cargas parciais pode ser obtida utilizando-se a relação da equação (5.24).

$$(UA)_{fora} = (UA)_{proj}\left(\frac{\dot{m}_{g,fora}}{\dot{m}_{g,proj}}\right)^{0,65} \tag{5.24}$$

Com o novo valor do termo (UA), recalcula-se o calor de troca e utilizando-se de um processo de iterações, podemos calcular o novo fluxo de vapor a ser gerado pela caldeira agora operando com novos valores dos gases de exaustão.

Um erro relativo médio entre o calor calculado considerando o balanço termodinâmico do lado gás e o balanço de troca térmica considerando a superfície de troca é estabelecido para a limitação do número de iterações.

Uma análise termodinâmica no ciclo a vapor deve ser realizada de forma a obter os parâmetros do ciclo a vapor para o novo fluxo de vapor.

Dechamps *et al.* (1995) apresentam uma outra relação para o cálculo do coeficiente de troca de calor fora do ponto de projeto. Pode ser assumido que o coeficiente de troca de calor varia de acordo com a seguinte fórmula (equação 5.25):

$$h_{fora} = h_{proj} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{proj}}\right)^{\alpha} \cdot \left(\frac{\overline{T}}{\overline{T}_{proj}}\right)^{\beta} \tag{5.25}$$

(propriedades do lado do gás)

considerando-se que o balanço termodinâmico no lado gás como na equação (5.26):

$$\dot{Q} = h.\Delta T \tag{5.26}$$

unesp

que somente requer o cálculo detalhado do coeficiente de troca de calor no ponto de projeto e os valores dos expoentes α e β. Esses valores são baseados assumindo-se que a resistência do lado gás para o trocador de calor é controlada.

Uma análise teórica de Dechamps *et al.*,1995 revela valores de 0,52 e 0,31 para α e β respectivamente, assumindo que o fluxo pelos tubos do trocador de calor é completamente turbulento e que o gás é um gás perfeito.

5.8 METODOLOGIA PARA OPERAÇÃO DA TURBINA A GÁS FORA DO PONTO DE PROJETO

No botão "Análise *off-design*" permite-se uma análise de sensibilidade sobre o sistema, possibilitando a observação do comportamento de alguns parâmetros quando trabalhando em cargas parciais.

Dessa forma, a análise de condições operacionais em cargas parciais será desenvolvida com base em formulações analíticas recursivas descritas em literatura, adaptadas a algumas curvas disponíveis para máquinas reais.

É utilizado na metodologia desenvolvida, um modelo de análise dos componentes em cargas parciais que faz uso de equações de regressão para curvas de operação de turbinas a gás para um sistema de cogeração, tendo em vista caracterizar novos pontos de operação das máquinas.

Esse módulo do programa faz inicialmente a adaptação dos valores de catálogo dos parâmetros de operação das turbinas a gás, normalmente tomadas para condições ISO (15° C e nível do mar e umidade relativa de 60%), ajustando-os de acordo com as condições do local de instalação dos conjuntos a gás inseridas pelo analista.

Um banco de dados com o desempenho de 23 turbinas a gás operando fora do seu ponto de projeto foi adicionado ao programa, com dados retirados do *software* comercial ***IPSE Pro***, dados estes obtidos a partir de curvas de desempenho de turbinas a gás reais.

unesp

Os valores obtidos das tabelas apresentam índices de correção para alguns parâmetros da turbina a gás para condições de 50, 75, 90 e 100% da carga que automatizadas, corrigem e simulam os valores dos parâmetros de interesse para a análise, e a partir destes, a atualização dos fluxos e redimensionamento dos demais componentes do módulo geral de projeto.

No caso das turbinas a gás são consideradas as correções necessárias para se compensarem os desvios como, por exemplo, na potência líquida gerada, na eficiência (ou *heat rate*, guardadas as proporções conceituais), na temperatura e fluxo de massa dos gases de exaustão dentre outros dados, decorrentes de sua condição em carga parcial, ao passo que para as turbinas de condensação a análise é sobre a sua flexibilidade na operação do sistema em relação ao despacho das energias térmica e elétrica, com a partição do vapor entre as extrações e a condensação, realizada de modo a que se obtenha uma adequação do sistema para ajustar-se à demanda térmica ou elétrica, provendo diferentes patamares para a relação calor/eletricidade, tomando-se o devido cuidado com a viabilidade econômica de seu uso.

No sistema de análise sobre a caldeira de recuperação, obtém-se o desempenho para valores intermediários do fluxo de massa de vapor, bem como o controle do *pinch point*.

Turbinas a vapor de contrapressão pura e contrapressão com extrações possuem um menor custo em relação às de condensação, podem gerar uma quantidade fixa de eletricidade para complementar a demanda elétrica e fornecem vapor para processos industriais com pressões e temperaturas definidas em seu dimensionamento.

Um bloco para saída de resultados como pode ser visto na Figura 5.17 apresenta um relatório para demonstrar os passos realizados durante a otimização e valores dos parâmetros sugeridos para o sistema.

unesp

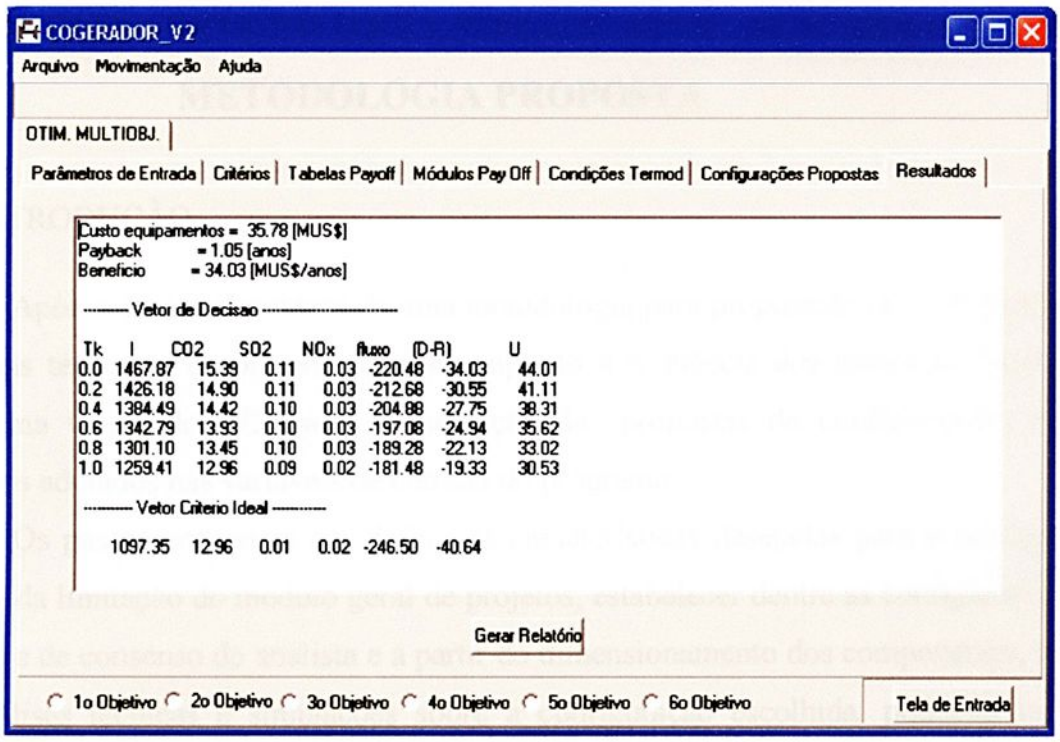


Figura 5.17 – Interface com o relatório dos resultados

CAPÍTULO 6 ESTUDO DE CASO COM APLICAÇÃO DA METODOLOGIA PROPOSTA

6.1 INTRODUÇÃO

Após o desenvolvimento de uma metodologia para proposição de configurações de sistemas térmicos, é apresentado neste capítulo a seqüência dos passos utilizados pelo programa Cogerador_V2 para apresentação das propostas de configurações segundo critérios adotados nas variáveis de entrada do programa.

Os passos consistem em definir as características desejadas para a configuração, dentro da limitação do módulo geral de projetos, estabelecer dentre as configurações uma que seja de consenso do analista e a partir do dimensionamento dos componentes, realizar as análises técnicas e simulações sobre a configuração escolhida, podendo inclusive incluir ou excluir componentes do sistema proposto para uma adequação particular da estrutura conforme desejado pelo analista.

Considera-se para o estudo de caso os valores das Tabelas 6.1 e 6.2

Tabela 6.1 – Demanda térmica para um processo industrial

Vetor térmico	VAPOR MP	VAPOR BP	VAPOR CD
PRESSÃO [MPa] / Tsat [°C]	1,8 / 207	1,2 / 188	0,45 / 148
TEMPERATURA [°C]	250	210	160
ESTADO TERMODINÂMICO	VAPOR SUPERAQUECIDO	VAPOR SUPERAQUECIDO	VAPOR SUPERAQUECIDO
FLUXO DE VAPOR [Mkg/ano]	10	0,59	41,7

Tabela 6.2 – Dados assumidos para a condição de vapor de alta pressão (AP)

Vetor térmico	VAPOR AP	RETORNO
PRESSÃO [MPa] / Tsat	4,2 / 253	4,3 / 255
TEMPERATURA [°C]	350	115
ESTADO TERMODINÂMICO	VAPOR SUPERAQUEC	LÍQUIDO COMPRIMIDO
MASSA DE VAPOR [kg/s]	59,98	59,98

Dados adicionais adotados poderão ser visualizados nas figuras a seguir que representam a seqüência de utilização do programa.

Os fatores de exergia, confiabilidade, emissões e de custo dos equipamentos são os mesmos daqueles utilizados no desenvolvimento da metodologia, o que seria equivalente a dizer que este estudo de caso utiliza os valores '*default*' inclusos no programa como dados de entrada, assim como os parâmetros de desempenho (como por exemplo, a eficiência das máquinas) adotados para os componentes no desenvolvimento da metodologia, mas todos estes valores têm possibilidade de serem modificados pelo analista durante o uso do programa, conforme os dados disponíveis e necessidades de demanda inseridas pelo analista.

A tela inicial do programa pode ser vista na Figura 6.1 e são indicados nela os principais módulos a serem executados, iniciando-se pela caracterização dos critérios, definição dos dados de entrada, otimização multiobjetivo, seleção de turbinas a gás e quando selecionado um conjunto a gás, um módulo para dimensionamento da caldeira de recuperação térmica e análise *off design* dos parâmetros da turbina a gás e da caldeira de recuperação.

unesp

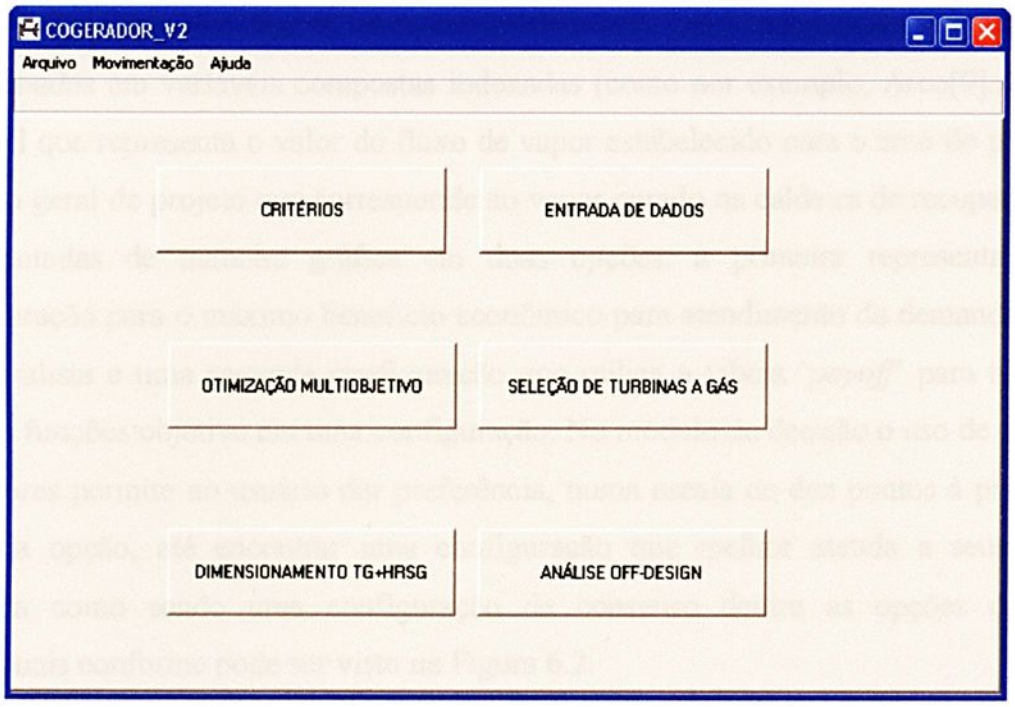


Figura 6.1 – Interface inicial do Cogerador_V2

6.2 ENTRADA DE DADOS

Considera-se que serão mantidos os fatores e parâmetros que determinam o tipo, capacidade e quantidade de componentes que comporão o sistema, valores estes recuperados de um banco de dados com valores '*default*' demonstrados nas figuras do capítulo anterior.

O próximo passo consiste na otimização de cada uma das seis funções objetivo, considerando eventuais modificações nos parâmetros de entrada inseridos pelo analista, formando a tabela *payoff* que representa as possibilidades de teste de cada valor ótimo definido para cada função objetivo nas demais funções, conseguindo com isto a proposição de diferentes configurações baseadas no atendimento das demandas térmicas e nas funções objetivo de forma a obter uma que seja consenso do analista.

Ainda no módulo de otimização, é requisitada do analista a definição do estado termodinâmico de cada uma das linhas de pressão e somente assim será definida a distribuição dos fluxos energéticos pelo módulo geral de projeto.

unesp

Os valores dos fluxos energéticos definidos pelo sistema de otimização são armazenados em variáveis compostas indexadas (como por exemplo, Arco[9].x, que é a variável que representa o valor do fluxo de vapor estabelecido para o arco do ponto 9 do módulo geral de projeto que corresponde ao vapor gerado na caldeira de recuperação 9) e representadas de maneira gráfica em duas opções: a primeira representando uma configuração para o máximo benefício econômico para atendimento da demanda imposta pelo analista e uma segunda configuração que utiliza a tabela '*payoff*' para mesclar as demais funções objetivo em uma configuração. No módulo de decisão o uso de uma barra de valores permite ao usuário dar preferência, numa escala de dez pontos à primeira ou segunda opção, até encontrar uma configuração que melhor atenda a seus anseios, definida como sendo uma configuração de consenso dentre as opções de ótimos individuais conforme pode ser visto na Figura 6.2.

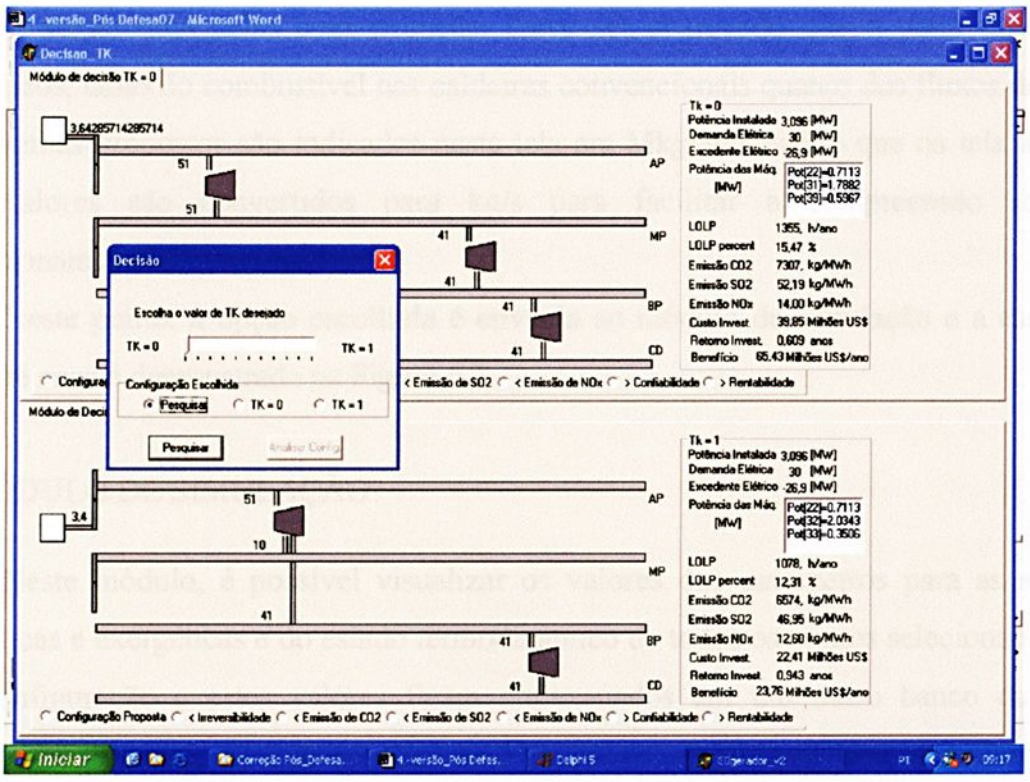


Figura 6.2 – Configurações propostas pelo Cogerador_V2

Analisando-se a figura 6.2, pode-se notar que o sistema propõe duas alternativas para atender às demandas térmicas solicitadas no início do programa, cabe ao analista decidir-se por uma delas ou solicitar ao sistema uma nova configuração através do deslizamento do controle da barra de rolagem, indicando um valor para Tk entre 0 e 1, de forma a obter uma nova configuração na parte superior da tela, cuja ponderação se aproxime mais da configuração da parte inferior, que representa a configuração para Tk=1, ou seja, uma nova configuração intermediária entre as duas propostas inicialmente, até o ponto em que a configuração da parte superior será exatamente igual a configuração de base, localizada na parte inferior.

Nota-se que a diferença entre os valores não é muito grande, podendo o analista se pautar por vários ângulos como, por exemplo, escolher a melhor configuração comparando-se o volume de emissões ou ainda pela comparação do custo para aquisição de três turbinas a vapor de contrapressão sem extração ou pela aquisição de duas turbinas a vapor, sendo uma delas com extração. Deve ser observado que o valor dos fluxos energéticos, tanto do combustível nas caldeiras convencionais quanto dos fluxos de vapor dos sistemas propostos são indicados nesta tela em Mkg/ano, sendo que na tela a seguir estes valores são convertidos para kg/s para facilitar a compreensão sobre o dimensionamento do sistema.

Neste ponto, a opção escolhida é enviada ao módulo de simulação e a escolhida para este caso é demonstrada na Figura 6.3.

6.3 MÓDULO DE SIMULAÇÃO

Neste módulo, é possível visualizar os valores dos parâmetros para as análises energéticas e exergéticas e do estado termodinâmico de todos os pontos selecionados para esta configuração e estes valores ficam armazenados em um outro banco de dados diferente do primeiro, totalizando cerca de 540 parâmetros armazenados (4 parâmetros da legenda, 3 tipos de análises e 45 pontos sob análise).

unesp

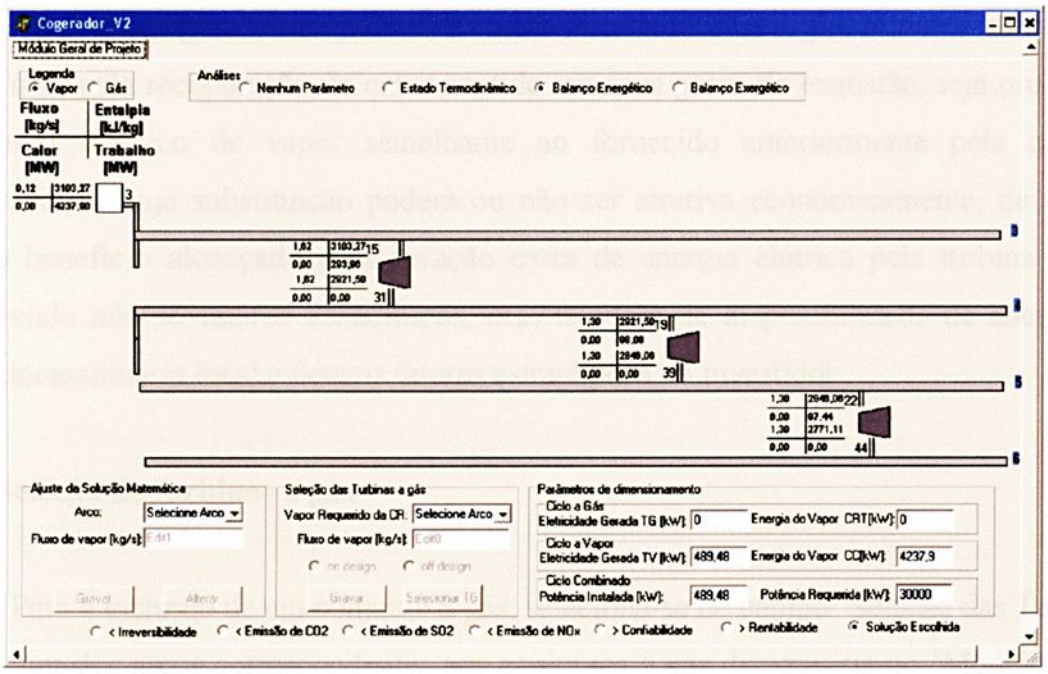


Figura 6.3 – Módulo de Simulação da configuração do sistema termelétrico proposto

6.3.1 Ajuste da solução matemática

No campo do módulo de simulação existe a possibilidade de inserir ou excluir componentes do sistema proposto pela modificação do valor do fluxo energético considerado. Para este estudo far-se-á a substituição da caldeira convencional por um conjunto a gás de forma a avaliar o impacto da substituição.

Pode-se excluir, por exemplo, a caldeira convencional do sistema selecionando-se o arco correspondente ao fluxo de combustível consumido para gerar o vapor demandado. O valor do fluxo de combustível, que na unidade anterior era de 3,64 Mkg/ano, corresponde a 0,115 kg/s, que multiplicado por 14, que é a eficiência de conversão da caldeira adotada no início do programa, fornece um fluxo mássico de vapor de 1,62 kg/s ou 51 Mkg/ano para a linha de alta pressão. Este valor pode ser editado numa caixa de texto do programa (Figura 6.3) e ter seu valor zerado para permitir a exclusão deste equipamento na configuração proposta. Com isto, ao atualizar o sistema através do botão 'alterar' e 'gravar', o sistema é redesenhado sem a caldeira convencional.

Analisa-se agora como poderá ser inserida uma turbina a gás, dimensionada de tal forma que, pela recuperação do calor contido em seus gases de exaustão, seja produzido um fluxo mássico de vapor semelhante ao fornecido anteriormente pela caldeira convencional, cuja substituição poderá ou não ser atrativa economicamente, de acordo com o benefício alcançado pela geração extra de energia elétrica pela turbina a gás, envolvendo não só fatores econômicos, mas também de disponibilidade de energia da rede concessionária local e demais fatores estratégicos do investidor.

6.3.2 Seleção de turbinas a gás

Para a inclusão de um conjunto a gás, seleciona-se no campo 'Seleção das Turbinas a Gás' um dos arcos correspondentes aos conjuntos a gás disponíveis no 'Módulo Geral de Projeto' (arcos de 9 a 13).

Deverá ser dimensionado um conjunto turbina a gás e caldeira de recuperação que forneça, com o aproveitamento dos gases de exaustão da turbina a gás, uma quantidade de vapor próxima àquela que era gerada pela caldeira convencional.

Selecionando-se, por exemplo, o arco número 9, uma caixa de texto relativa ao fluxo de vapor que é ali representado é habilitada ('Fluxo de vapor [kg/s]'), devendo ser inserido neste campo, o valor do fluxo de vapor anteriormente gerado pela caldeira convencional.

Ainda neste campo, duas opções de banco de dados de turbinas a gás são habilitadas para uma escolha: uma delas (*on design*) representa um banco de dados com cerca de 300 turbinas a gás comercialmente disponíveis para variados tipos de combustíveis e parâmetros fornecidos pelos fabricantes em condições ISO; uma segunda opção (*off design*) habilita um banco de dados com 23 turbinas a gás comercialmente disponíveis com parâmetros para operação em cargas parciais, ou seja, parâmetros para operação com 50, 75, 90 e 100% da carga nominal.

unesp

Escolhendo-se a opção para parâmetros '*on design*', e acionando o botão 'grava', o conjunto turbina a gás e caldeira de recuperação passa a ser visualizado no módulo de simulação como pode ser visto na Figura 6.4.

Acionando-se agora o botão 'Selecionar TG', abre-se o módulo da caldeira de recuperação térmica para a definição de seus parâmetros de configuração.

Definido o fluxo de vapor requerido do conjunto, o próximo passo consiste em definir os parâmetros de configuração da caldeira de recuperação térmica para em seguida selecionar uma turbina que atenda a esta demanda térmica.

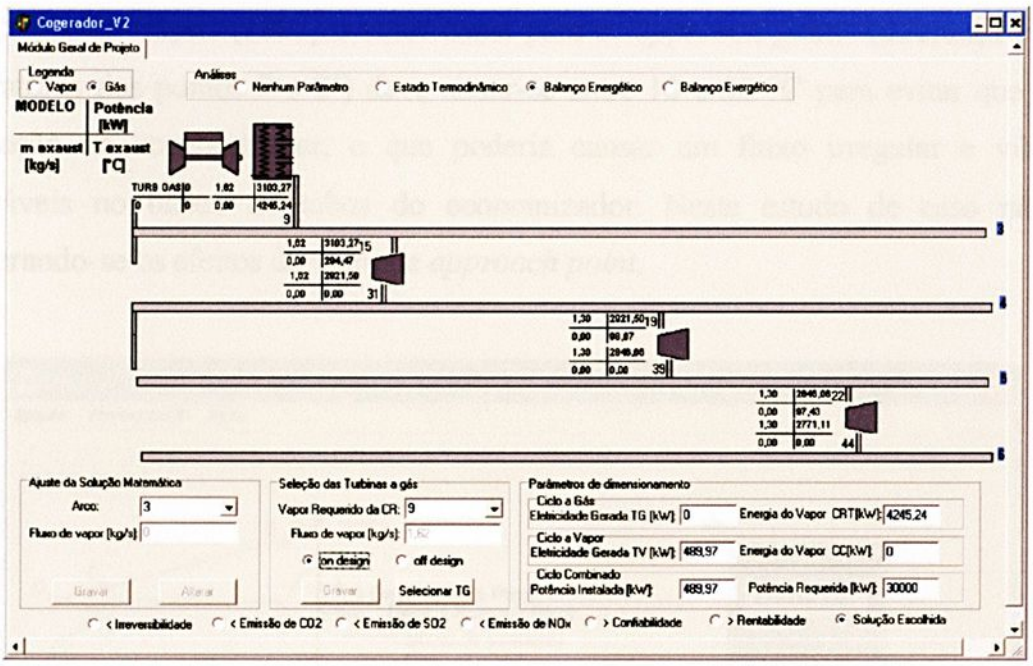


Figura 6.4 – Simulação da substituição da caldeira convencional por um conjunto a gás

6.3.3 Configuração e dimensionamento da CRT

De modo a simplificar e estabelecer um caso que possa ser facilmente reproduzido com a utilização do programa Cogerador_V2, utiliza-se para esta análise os valores '*default*' para a configuração da caldeira de recuperação térmica. Tais valores podem ser visualizados na Figura 6.5.

Segundo Ganapathy (1993) para obter-se um projeto com viabilidade econômica dos parâmetros de construção da caldeira, é recomendável manter o valor do *pinch point* entre 10 e 30°C (diferença de temperatura entre o ponto C do lado gás e ponto 2' do lado vapor) e avaliar a temperatura dos gases na chaminé para que se situe acima de 116 °C para evitar a corrosão na chaminé devido à formação de resíduos ácidos que dependem da quantidade de enxofre presente no combustível. Um outro modo de configurar a caldeira de recuperação térmica é fixando-se a temperatura da chaminé com posterior avaliação do *pinch point* e verificação de seu valor para a faixa de temperatura recomendada. Utilizou-se para este caso a fixação da temperatura dos gases de exaustão na chaminé.

Segundo Boyen (1980) o valor usual para o '*approach point*' (diferença entre as temperaturas dos pontos 2 e 2') deve situar-se entre 10 e 30 °C para evitar que ocorra evaporação no economizador, o que poderia causar um fluxo irregular e vibrações indesejáveis no banco de tubos do economizador. Neste estudo de caso não está considerando-se os efeitos do valor de *approach point*.

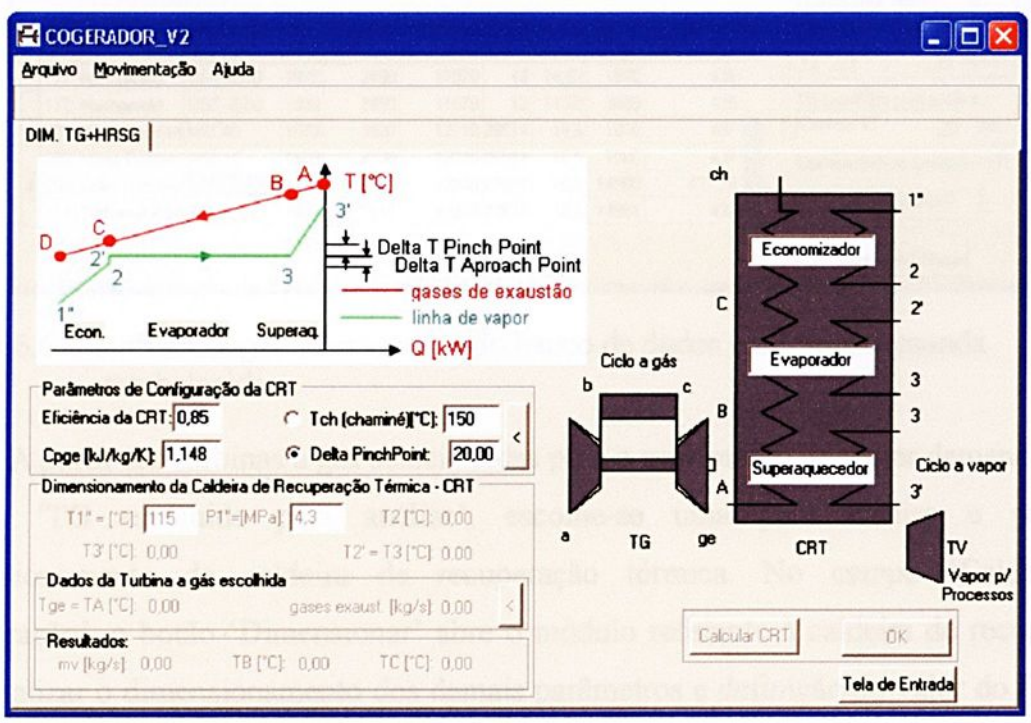


Figura 6.5 – Configuração da caldeira de recuperação térmica

O botão '<' dentro do campo de 'Parâmetros de Configuração da CRT'conduz o analista ao módulo de seleção das turbinas a gás (Figura 6.6). Neste módulo visualizam-se duas tabelas: a tabela superior contém os parâmetros fornecidos pelos fabricantes para 100 turbinas a gás e a tabela inferior é a tabela que recebe as turbinas que forem selecionadas de acordo com os parâmetros do estado termodinâmico e de demanda do fluxo de vapor definidos anteriormente. Na Figura 6.6 podemos visualizar a tabela com as turbinas selecionadas pelo sistema.

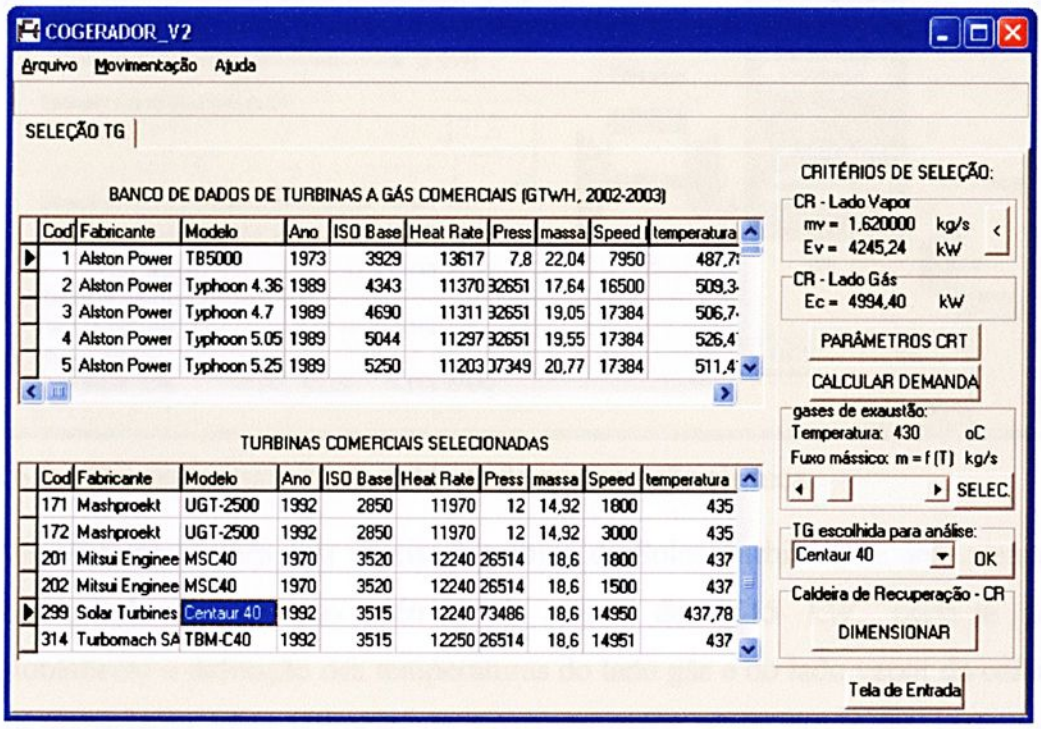


Figura 6.6 – Turbinas a gás selecionadas do banco de dados conforme demanda estabelecida

A partir das turbinas a gás selecionadas para o suprimento do vapor demandado, no campo 'TG escolhida para análise', escolhe-se uma para análise e posterior dimensionamento da caldeira de recuperação térmica. No campo 'Caldeira de recuperação', o botão 'Dimensionar' abre o módulo referente à caldeira de recuperação para realizar o dimensionamento dos demais parâmetros e definição do valor do fluxo de

vapor que poderá ser recuperado dos gases exaustos da turbina selecionada e os parâmetros definidos nesta etapa são transferidos para o módulo de simulação.

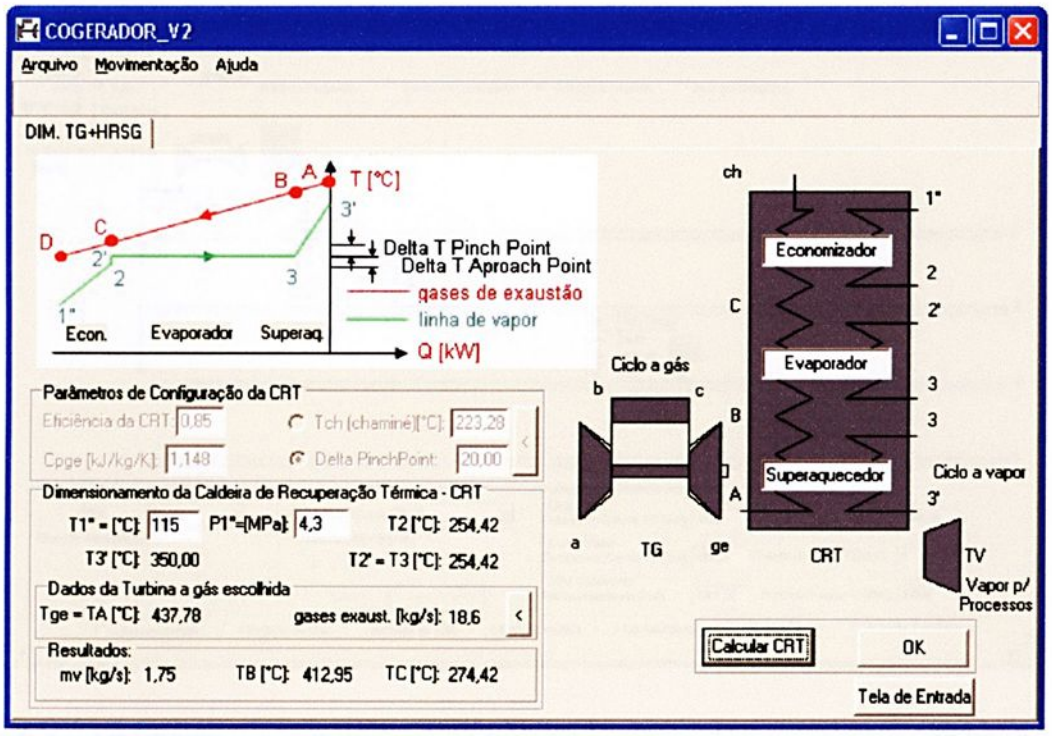


Figura 6.7 – Dimensionamento da caldeira de recuperação térmica

Escolhendo-se para esta análise a turbina da Solar Turbines, modelo Centaur 40, com capacidade de geração elétrica de cerca de 3515 kW, parte-se para o dimensionamento e definição das temperaturas do lado gás e do lado vapor da caldeira de recuperação térmica pela definição do fluxo de vapor a ser produzido pelo conjunto turbina a gás selecionada e caldeira de recuperação. Os parâmetros da turbina a gás, alguns parâmetros da caldeira e principalmente o valor do fluxo de vapor são enviados ao módulo de seleção e dá-se o prosseguimento da análise.

Para esta nova configuração de geração termelétrica, pode-se notar que a substituição da caldeira convencional pelo conjunto a gás aumenta a quantidade de energia elétrica gerada ao mesmo tempo em que aufere maiores custos de investimento inicial devido à entrada do conjunto a gás no sistema. Somente uma análise do benefício

obtido pela geração extra de energia elétrica pode indicar a viabilidade ou não da substituição da caldeira convencional pelo sistema a gás.

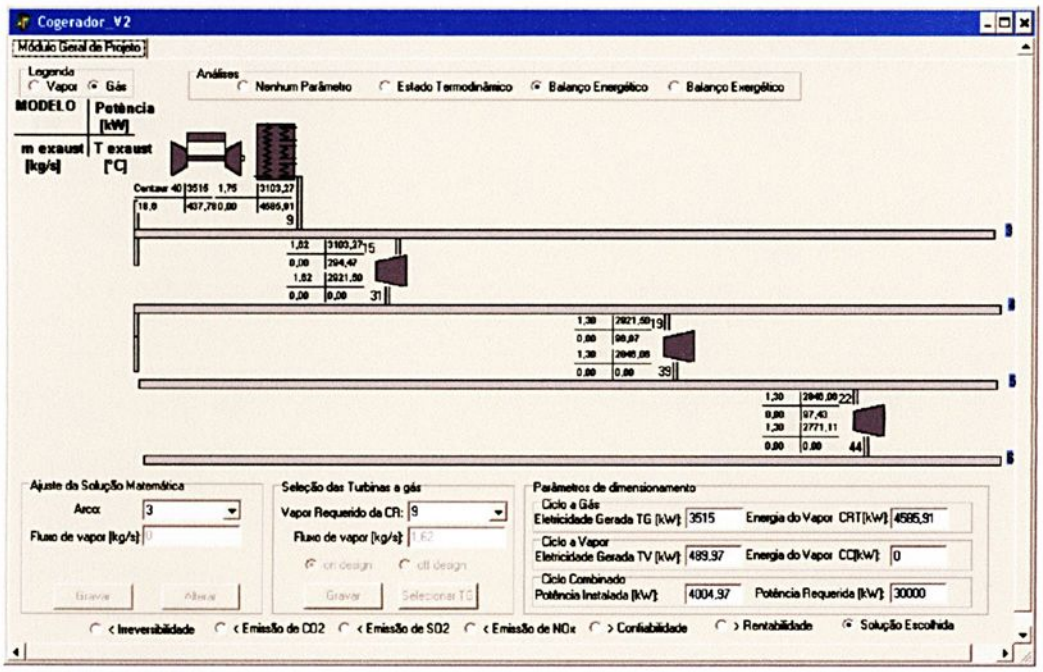


Figura 6.8 – Definição dos parâmetros da turbina a gás e do fluxo mássico de vapor gerado na caldeira de recuperação térmica

Dependendo do valor alcançado pelo benefício líquido da geração elétrica pelo conjunto a gás, o sistema poderá ser viável para um *payback* atrativo, que para o ramo empresarial deve situar-se entre 5 a 10 anos.

No campo 'Parâmetros de Dimensionamento' no 'Módulo Geral de Projeto' são contabilizados os valores de potência elétrica e de potência térmica gerada para o atendimento da demanda térmica proposta no início da simulação do sistema, valores estes posteriormente corrigidos de acordo com o fluxo mássico de vapor gerado na caldeira de recuperação térmica que anteriormente era de 1,62 kg/s e passa para 1,75 kg/s e desta forma, a energia total gerada nas turbinas a vapor aumenta de 489,97 kW para 512,19 kW, totalizando 4047,19 kW de energia gerada a partir do ciclo combinado. Tal estrutura de simulação mostra-se como uma importante ferramenta de apoio à decisão,

mas que apresenta-se incompleta em suas considerações para alcançar valores mais próximos do real.

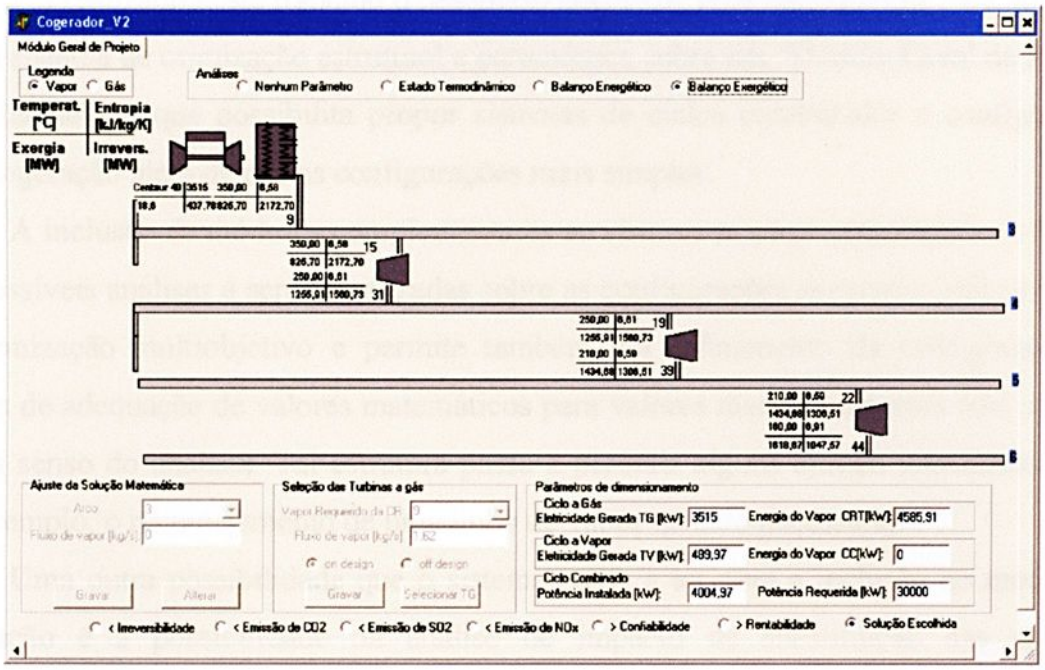


Figura 6.9 – Tela demonstrando dados da análise exergética do ciclo proposto

6.3.4 Análise *off design* de turbinas a gás

Uma outra opção para seleção de turbinas a gás comercialmente disponíveis para atender ao fluxo de vapor demandado utiliza um outro banco de dados com parâmetros da turbina a gás em diferentes pontos de operação. Uma desvantagem é que este banco de dados conta com apenas 23 turbinas a gás devido à dificuldade de se obter tais parâmetros para cargas parciais, portanto, menor será a probabilidade de encontrar uma turbina que atenda a demanda por vapor requerida. A vantagem é que se alguma turbina a gás deste banco de dados for selecionada, teremos a possibilidade de realizar para uma configuração fixa com turbina a gás, o efeito da variação da carga na turbina sobre o sistema proposto pelo programa Cogerador_V2. Este tipo de análise não foi totalmente implementada no programa, não permitindo desta forma a demonstração de seus efeitos sobre o sistema.

CAPÍTULO 7 CONCLUSÕES

Foi realizado neste trabalho o desenvolvimento de uma metodologia para aplicação de um sistema de otimização estrutural e paramétrica sobre um 'Módulo Geral de Projeto' pré-estabelecido que possibilita propor sistemas de ciclos combinados e configurações para cogeração além de outras configurações mais simples.

A inclusão de módulos complementares ao sistema existente possibilita a extensão das possíveis análises a serem realizadas sobre as configurações propostas pelo programa de otimização multiobjetivo e permite também um refinamento da configuração em termos de adequação de valores matemáticos para valores mais condizentes com a lógica e bom senso do analista. Tal estrutura passa a permitir alguns ajustes estruturais como, por exemplo, o remanejamento de uma linha de vapor quando necessário.

Uma outra possibilidade que o sistema passa a ter com a inclusão do módulo de simulação é a possibilidade da análise de impacto da substituição das caldeiras convencionais propostas em um sistema de ciclo a vapor por um conjunto gerador com turbinas a gás e caldeira de recuperação utilizando o conceito de cogeração em ciclos combinados.

O sistema é capaz de dimensionar e selecionar turbinas a gás comerciais disponíveis em banco de dados, redimensionando todo o sistema a vapor em função da capacidade de reaproveitamento dos gases exauridos pela turbina selecionada para análise.

A automatização de tais ferramentas de análise por sistemas computacionais, principalmente aqueles com interfaces visuais gráficas, fornecem um ambiente de simulação agradável e de melhor compreensão para a realização de repetidas análises comparativas entre os sistemas propostos. Um conceito de modularidade, intrínseco ao sistema operacional na qual o programa computacional foi desenvolvido, habilita o sistema a receber a inclusão de novos módulos com outras ferramentas de análise complementares às existentes de forma praticamente independente dos demais módulos.

unesp

Um sistema de banco de dados foi implantado e permite ser atualizado pelo Microsoft ACESS e possibilita também a inclusão de novos bancos de dados com parâmetros de outros equipamentos de geração térmica. A inclusão desta estrutura de banco de dados na metodologia deveu-se à grande quantidade de variáveis necessárias para modelagem multiobjetiva do módulo geral adotado.

Dificuldades surgiram para implantação do módulo de operação em cargas parciais, sendo implantado apenas o banco de dados com equações de regressão para definição da eficiência térmica, temperatura e fluxo dos gases de exaustão em cargas parciais e ajuste destes parâmetros para as condições locais da instalação.

Devido ao potencial vislumbrado na metodologia, tem-se a pretensão de continuar o desenvolvimento do programa em trabalhos futuros e torná-lo disponível para utilização em pré-projetos de sistemas de geração termelétricas e como material de apoio para professores da área de energia térmica.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Acredita-se que este sistema ainda possui um grande potencial de melhoria das ferramentas de análise e de aplicação em análises comparativas, portanto, cabe implementar no sistema ferramentas de análise econômica com dados atualizados de custo operacional e de investimento, explicitando-se estes dados em uma interface específica com ferramentas de análise econômica.

No capítulo 4 iniciou-se um estudo da arte sobre operação dos componentes do sistema de geração termelétrica em cargas parciais, tanto em turbinas a gás e a vapor quanto em caldeiras de recuperação térmica. Uma modelagem mais aprofundada para este tipo de simulação pode ser muito útil na análise do comportamento desses sistemas.

Uma implementação possível para um trabalho futuro consiste no desenvolvimento de um módulo para análise da condição *off–design* do código computacional que aqui se apresenta para permitir tanto a avaliação da configuração básica proposta no módulo de otimização multiobjetivo quanto variações da mesma.

Dessa forma, deverá ser possível escolher dentre as opções do banco de dados, quais máquinas comporão o sistema, definindo sua localização no módulo geral de projeto, o tipo, a capacidade e a quantidade de máquinas que estarão presentes na configuração a ser analisada dentro dos limites do número de componentes.

Na Figura 7.1 pode ser vista uma das opções oferecidas ao analista do sistema, a definição das turbinas a gás, a partir da qual poderá ser assumido um dos quatro diferentes pontos de carga para a turbina a gás, obtendo-se do banco de dados os valores de potência, fluxo mássico e temperatura dos gases de exaustão para diferentes valores de carga.

unesp

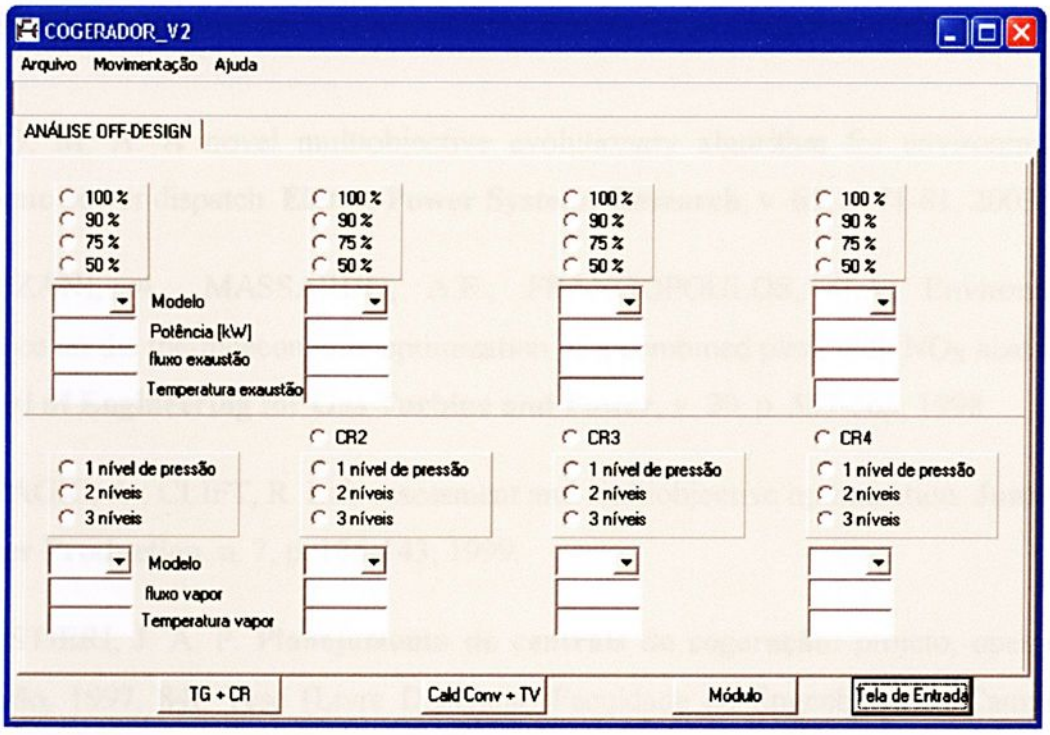


Figura 7.1 – Interface para análise *off-design* dos componentes

Esses valores são transferidos para o módulo de simulação e os parâmetros do ciclo a vapor são recalculados para a nova condição de fluxo de vapor obtido da caldeira de recuperação operando em carga parcial.

Uma outra sugestão para o complemento do sistema constitui na inserção de um módulo referente a combustíveis que, pela análise da composição, poderia melhorar a precisão dos fatores de emissão de poluentes e cálculo de parâmetros característicos do combustível como, por exemplo, o cálculo do PCI entre outros, principalmente tratando-se com gás natural ou biomassa como combustível.

unesp

REFERÊNCIAS :

ABIDO, M. A. A novel multiobjective evolutionary algorithm for environmental / economic power dispatch. **Eletric Power Systems Research**, v. 65, p. 71-81, 2003.

AGAZZANI, A.; MASSARDO, A.F.; FRANGOPOULOS, C.A. Environmental influence on the thermoeconomic optimization of a combined plant with NO_X abatement. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, v. 20, p. 557-565, 1998

AZAPAGIC, A.; CLIFT, R. Life assessment and multiobjective optimization. **Journal of Cleaner Production**. n. 7, p. 135-143, 1999.

BALESTIERI, J. A. P. **Planejamento de centrais de cogeração:** projeto, operação e expansão, 1997. 84f. Tese (Livre Docência) Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1997.

BALESTIERI, J. A. P. **Planejamento de centrais de cogeração:** uma abordagem multiobjetiva. 1994. 151f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, Campinas, 1994.

BALESTIERI, J. A. P.; CORREIA, P. B. Multobjetctive linear model for pre-feasibility designs of cogeneration systems. **Energy**, v. 22, n. 5, p. 537-548, 1997.

BARBOSA, J.R. **Curso Introdutório sobre Turbinas a Gás**. p. 172-189, 1978. Apostila.

BATHIE, W.W. **Fundamentals of gas turbines.** New York: John Wiley, 1984. 358p.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization.** New York: John Wiley, 1996. 542p.

unesp

CHINNECK, J. W.; CHANDRASHEKAR, M. Models of Large-Scale Industrial Energy Systems – I. Simulation. **Energy**, v. 9, n. 1, p. 21-34, 1984a.

CHINNECK, J. W., CHANDRASHEKAR, M. Models of Large-Scale Industrial Energy Systems – II. Optimization and Synthesis. **Energy**, v. 9, n. 8, p. 679-692, 1984b.

COHEN, H.; ROGERS, G. C. F.; SARAVANAMUTTO, H. L. H. **Gas turbine theory.** 3th ed. Singapura: Longman Singapore Publishers LTDA, 1987. 414p.

CORREIA, P. B. **Um modelo multisetorial para otimização do suprimento de energia.** 1987. 175p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Faculdade de Engenharia Elétrica – Universidade de Campinas – UNICAMP, Campinas, 1987.

DAVISON, J. E.; SOOTHILL, C. D. Theoretical predictions of the full- and part-load performance of an air-blown fluidized bed gasification combined cycle. **Process Institution Mechanical Engineers**, v. 208, p. 191-197, 1994.

DECHAMPS, P. J.; PIRARD, N.; MATHIEU, P. Part-load operation of combined cycle plants with and without supplementary firing. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, v. 117, p. 475-483, 1995.

FACCHINI, B. A simplified approach to off-design performance evaluation of single shaft heavy-duty gas turbines. In: ASME COGEN-TURBO, IGTI – v. 8, p. 189-197, 1993.

FALCETTA, M. F.; SCIUBBA, E. A computational, modular approach to the simulation of power plants. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, n.2, p.131-145, 1994.

FARGHAL S. A.; EL-DEWIENY, R. M.; RIAD, A. M. Optimum operation of cogeneration plants with energy purchase facilities. **IEE Proceedings**, v. 134, n. 5, p. 313-319, 1987.

unesp

FARGHAL S. A.; EL-DEWIENY, R. M.; RIAD, A. M., Economic justification of cogeneration systems for industrial steam users and utility systems. **IEE Proceedings-C Generation Transmission and Distribution,** v. 136, n. 2, p. 100-107, 1989.

FIETZ, M. E.; JENKINS, D. M.; LUXTON, R. E. A general approach to the optimization of thermal energy systems. **Thermal Energy Systems Optimization**, v. 9, p. 89-106, 1985.

FRANCO, A.; RUSSO, A. Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 41, p. 843-859, 2002.

FRANGOPOULOS, C. A. **Thermoeconomic functional analysis:** a method for optimal design or improvement of complex thermal systems.1983. PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, 1983.

GANAPATHY, V. Simplify heat recovery steam generator evaluation. **Hydrocarbon Processing**, p. 77-82, Mar, 1990.

GANAPATHY, V. Simulation aids cogeneration system analysis. **Chemical Engineering Progress.** v. 89, n. 3, p. 27-31, 1993.

Gas Turbine World Handbook, Fairfield (Connecticut) :Pequot Publishing, 2003.

IRVINE T. F.; LILEY P. E. **Steam and gas tables with computer equations.** Orlando. Academic Press, 1984. apud: MALHOTRA, A.; PANDA, D.M.R. Thermodynamics properties of superheated and supercritical steam. Applied Energy, v. 68, p. 387-393, 2001.

unesp

JOHNSON, M. S. Prediction of gas turbine on- and off-design performance when firing cool-derived syngas. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power,** v. 114, p. 380-385, 1992.

KIM, T. S.; OH, C. H.; RO, S. T. Comparative analysis of the off-design performance for gas turbine cogeneration systems. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 14, n. 2, p. 153-163, 1994.

KIM, T. S.; RO, S. T. The effect of gas turbine coolant modulation on the part load performance of combined cycle plants; Part 2: combined cycle plant. **Process Institution Mechanical Engineers**, v. 211, n. 6, p. 454-459, 1997.

KORAKIANITES, T.; BEIER, K. J. Investigation of the part-load performance of two 1,12 MW regenerative marine gas turbines. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power,** v. 116, p. 418-423, 1994.

MANNINEN, J.; ZHU, X. X., Thermodynamic analysis and mathematical optimization of power plants. **Computers and Chemical Engineering**, v. 22, p. 537-544, 1998.

MANNINEN, J.; ZHU, X. X. Optimal flow sheeting synthesis for power station design considering overall integration. **Energy**, v. 24, p. 451- 478, 1999.

MATAIX, C. Funcionamiento de las TMT fuera Del punto de diseño. In___ **Turbomaquinas Termicas.** Madrid: Dossat.1973. p. 863-886.

NARULA, R. G. Salient design considerations for an ideal combined power cycle. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, n. 2, p. 97-104, 1994.

O'BRIEN, J. M.; BANSAL, P. K. Modeling of cogeneration systems – Part 2: development of a quasi-static cogeneration model (steam turbine cogeneration analysis), **Process Institution Mechanical Engineers**, v. 214, Part A, p. 125-143, 2000.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

ONG'IRO, A. Simulation of combined-cycle power-plants using the ASPEN PLUS shell. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, n. 2, p. 105-113, 1995.

POKHAREL, S.; CHANDRESHEKAR, M. A multiobjective approach to rural energy policy analysis. **Energy.** v. 23, n. 4, p. 325-336, 1998.

RODRIGUEZ-TORAL M. A.; MORTON, W.; MITCHELL, D. R. Using new packages for modeling, equation oriented simulation and optimization of a cogeneration plant. **Computers and Chemical Engineering**, v. 24, p. 2667-85, 2000.

SCIUBBA, E. Toward automatic process simulators: Part I - Modular numerical procedures. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 120, p. 1-8, 1998.

SEYEDAN, B.; DHAR, P. L.; GAUR, R. R.; BINDRA, G. S. Computer simulation of a combined cycle power plant. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, n. 7, p. 619-30, 1995.

SEYEDAN, B.; DHAR, P. L.; GAUR, R. R.; BINDRA, G. S. Optimization of waste heat recovery boiler of a combined cycle power plant. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 118, p. 561-64, 1996.

SILVA, A. M.; BALESTIERI, J. A. P.; MAGALHÃES FILHO, P. **Um modelo computacional para análise de ciclos combinados para projetos de sistemas de cogeração**. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES ENCIT, 8. 2000 , Porto Alegre. **Anais**...1 CD ROM.

SILVA, A. M., HOLANDA, M. R., BALESTIERI, J. A. P., MAGALHÃES FILHO, P. **Simuladores para análise de projetos de sistemas de cogeração.** In: 9 th Brazilian CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES ENCIT, 9. 2002. Caxambú: **Anais**...1 CD ROM.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

STOEKER, W. F. **Design of thermal systems.** Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, 1971.

VALERO, A.; SERRA, L.; LOZANO, M. A. **Structural theory of thermoeconomics**. ASME WINTER ANNUAL MEETING, 1993.

WEIR, D. C. Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off-design. **Process Institution Mechanical Engineers**, v. 202, n. A4, p. 269-277, 1988.

WYLEN, G. V., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, 4 ed. São Paulo: Edgard Blücher LTDA, 1997. 591p.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA:

BALESTIERI, J. A. P.; NOGUEIRA, L. A. H.; NEBRA, S. A.; OLIVEIRA JUNIOR, S.; GALLO, W. L. R. **Metodologias para análise de sistemas térmicos.** Águas de Lindóia. In: XV CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 1999. **Anais...** 1 CD ROM.

BALESTIERI, J. A. P. **Máquinas Térmicas**, 2002. Apostila.

GRKOVIC, V. Selection of the optimal extraction pressure for steam from a condensation-extraction turbine, **Energy**, v. 15, n. 5, p. 459-465, 1989.

HARVEY, S.; CARCASCI, C.; BERNTSSON, T. Gas turbines in district heating combined heat and power systems: influence of performance on heating costs and emissions. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, p. 1075-1103, 2000.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Introdução à Transferência de Calor**. John Wiley and Sons, 1990.

KEHLHOFER, R. Calculation for part-load operation of combined gas/steam turbine plants. **Brown Boveri. Rev**., v. 10, p. 672-679, 1978.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

KIM, T. S.; RO, S. T. Effect of control modes and turbine cooling on the part load performance in the gas turbine cogeneration system. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, p. 281-291, 1995.

KIM, T. S.; RO, S. T. The effect of gas turbine coolant modulation on the part load performance of combined cycle plants; Part 1: gas turbine. **Process Institution Mechanical Engineers**, v. 211, part A, p. 443-451, 1997.

KORAKIANITIS, T.; SVENSON, K. Off-design performance of various gas turbines cycle and shaft configurations. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 121, p. 645-55, 1999.

NASCIMENTO, M. A. R., e ALVES, M. A. C. – **Desempenho de Turbinas a Gás.** ENCIT 2002. Apostila.

RAGLAND, T. L. Industrial Gas Turbine Performance Updates: Tips, Tricks, and Traps, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.120, p. 727734, 1998.

REEDS, J.A. Java Gas Turbine Simulator: Engine Component – Mathematical Models. **Java Gas Turbine Simulator Documentation**, 2002.

SCIUBBA, E. Toward Automatic Process Simulators: Part II – An Expert System for Process Synthesis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 120, p. 9-16, 1998.

SILVA, A. M.; BALESTIERI, J. A. P.; MAGALHÃES FILHO, P. Desenvolvimento de uma ferramenta computacional para seleção de turbinas a gás comerciais. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA CONEM, 2. 2002. João Pessoa. **Anais...** 1 CD ROM.

STEUER, R.F. **Multiple criteria optimization.** Singapore: Wiley, 1986.

STOEKER, W. F. **Design of thermal systems.** Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, 1971.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18