

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO**

**AVALIAÇÃO TÉRMICA E ECONÔMICA DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO APLICADOS À INDÚSTRIA DE
CERÂMICA DE REVESTIMENTO**

RICARDO ALEXANDRE PEREIRA BORBA

Florianópolis, SC

Julho de 2002

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO TÉRMICA E ECONÔMICA DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO APLICADOS À INDÚSTRIA DE
CERÂMICA DE REVESTIMENTO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**para a obtenção do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RICARDO ALEXANDRE PEREIRA BORBA

Florianópolis, Julho de 2002

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**Avaliação Térmica e Econômica de Sistemas de Cogeração Aplicados à
Indústria de Cerâmica de Revestimento**

RICARDO ALEXANDRE PEREIRA BORBA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng. - Orientador

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Presidente

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Prof. Arnaldo César da Silva Walter, Dr. Eng.

**“A ciência se compõe de erros que,
por sua vez, são passos até a verdade.”**

Julio Verne

Novelista francês (1828-1905)

**Este trabalho é dedicado
aos meus pais, Orlando e Eliana,
aos meus avós, José, Dione e Nelly,
a minha irmã, Elisangela,
a minha esposa, Sidneia,
e principalmente, aos meus filhos,
Leonardo e Rafael,
que abdicaram de preciosos momentos
ao lado de seu pai.**

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) que proporcionou as condições necessárias para a realização deste trabalho através do Departamento de Engenharia Mecânica e do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC), a todos os seus funcionários e em especial ao seu último coordenador, o Prof. Júlio César Passos.

À Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS), que acreditou neste projeto, inicialmente, na pessoa do Eng. Thomaz Coutinho, permitindo que eu freqüentasse as aulas, em seguida, com o apoio do Eng. Carlos Vasconcelos. Também não esquecendo do Eng. Mello, que além de exercitar sua paciência com minhas ausências do escritório, ainda contribuía com palavras amigas e de incentivo.

À Direção da Cerâmica De Lucca, por ter aberto as portas da sua fábrica para que este trabalho fosse enriquecido com dados reais. Especial agradecimento ao Eng. Fernando Menezes, Eng. Sartor e aos ex-funcionários Eng. Edson Darós e Eng. João Batista.

Aos colegas do Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET), que em pouco tempo, contribuíram para tornar esse laboratório um renomado local para discussão das questões energéticas, aqui representados na pessoa do bolsista de Iniciação Científica, Roberto. Menção especial aos amigos de estudo e companheiros nas discussões, José Matelli e Gabriel Mann, que juntamente comigo, foram os primeiros a integrar o LabCET. Ao mais que amigo, quase um fiel escudeiro, Marcelo Milan, de quem roubei inúmeras noites e fins de semana em prol deste trabalho, o mais sincero muito obrigado.

Ao meu orientador, Prof. Edson Bazzo, por aceitar orientar um aluno sem dedicação exclusiva, acreditando em seu potencial. Mas sem esquecer de agradecer também a orientação nas questões tanto técnicas quanto pessoais, o incentivo diante das dificuldades e o apoio incondicional a este trabalho.

Aos amigos, aos colegas de escritório e, em especial ao Denys, grande motivador nos momentos mais críticos. Aos parceiros Isaías, Giancarlo e Ricardo Santa Catarina, que também caminham na penosa, mas gratificante estrada em busca do crescimento intelectual. Finalmente, a todos os outros que de uma forma ou de outra contribuíram para este feito.

Agradecimento especial aos meus pais e avós que proporcionaram todas as condições e apoio incondicional para que eu aqui chegasse. A minha esposa Sidneia, pela paciência, compreensão e por acreditar mais do que ninguém na importância deste trabalho. Ao meu filho Leonardo, que com seus seis anos não pode compreender porque seu pai não podia jogar bola, e ao mais jovem, Rafael, filho que nasceu quase junto com este trabalho.

A Deus, ao qual não tenho palavras para expressar minha gratidão e que, por isso apenas agradeço por tudo.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	XI
LISTA DE TABELAS	XII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XV
RESUMO	XVII
ABSTRACT	XVIII
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	4
2.1 <i>BREVE HISTÓRICO DA COGERAÇÃO</i>	<i>4</i>
2.2 <i>ARTIGOS CONSULTADOS</i>	<i>6</i>
2.3 <i>A ENERGIA E O MEIO-AMBIENTE.....</i>	<i>11</i>
3 O PROCESSO DE FABRICAÇÃO.....	15
3.1 <i>DESCRIÇÃO DO PROCESSO</i>	<i>15</i>
3.2 <i>LEVANTAMENTO DE DADOS.....</i>	<i>17</i>
3.2.1 <i>Dados de processo</i>	<i>18</i>
3.2.2 <i>Dados climáticos</i>	<i>25</i>
4 O MODELO DE SIMULAÇÃO	26
4.1 <i>CONSIDERAÇÕES GERAIS</i>	<i>26</i>
4.2 <i>MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO</i>	<i>27</i>
4.2.1 <i>Premissas básicas</i>	<i>27</i>

4.2.2	Modelagem do desempenho do conjunto turbogerador	28
4.2.3	Variáveis termofísicas	34
4.3	<i>O ALGORÍTMO DO MODELO DE SIMULAÇÃO</i>	39
4.4	<i>TURBINAS SELECIONADAS PARA SIMULAÇÃO</i>	50
4.5	<i>VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS DO MODELO DE VARIAÇÃO DO DESEMPENHO DAS TURBINAS</i>	51
5	AVALIAÇÃO ECONÔMICA E FINANCEIRA	54
5.1	<i>METODOLOGIA</i>	54
5.2	<i>DETERMINAÇÃO DOS CUSTOS</i>	56
5.2.1	Investimento	57
5.2.2	Receitas e custos operacionais	58
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS	60
6.1	<i>CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MODELOS AVALIADOS</i>	60
6.2	<i>APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS</i>	61
6.2.1	Resultados obtidos com a turbina Saturn 20	61
6.2.2	Resultados obtidos com a turbina Hurricane	66
6.2.3	Resultados obtidos com a turbina Centrax KB3	70
7	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	77
7.1	<i>AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS CUSTOS ENVOLVIDOS NO SISTEMA DE COGERAÇÃO</i>	77
7.2	<i>AVALIAÇÃO DO RESULTADO ECONÔMICO COM A TAXAÇÃO DO CO₂</i>	81
7.3	<i>ANÁLISE DE SENSIBILIDADE COM A VARIAÇÃO DO PREÇO DE VENDA DA ENERGIA ELÉTRICA</i>	83
8	CONCLUSÕES	85
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88
	APÊNDICE A – CONCEITOS BÁSICOS	93

APÊNDICE B – O GÁS NATURAL.....	95
APÊNDICE C – METODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DE EQUAÇÕES DE DUAS VARIÁVEIS.....	96
APÊNDICE D – ESPECIFICAÇÕES E COEFICIENTES DAS TURBINAS.....	100
APÊNDICE E - COEFICIENTES DE CORREÇÃO DA TEMPERATURA HORÁRIA	103
APÊNDICE F – CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO À PRESSÃO CONSTANTE DOS GASES DE COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL BOLIVIANO	104
APÊNDICE G – TABELAS DE DIFERENÇAS DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DAS TURBINAS ENTRE O MODELO PROPOSTO E O PROGRAMA COMERCIAL IPSE-PRO®.	106
APÊNDICE H – TARIFA DE ENERGIA ELÉTRICA	112
APÊNDICE I – TARIFA DO GÁS NATURAL.....	113
APÊNDICE J - RESOLUÇÃO DA ANEEL PARA QUALIFICAÇÃO DE CENTRAIS COGERADORAS.....	114
APÊNDICE K - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO COM AS TURBINAS CENTAUR 40 E CENTRAX KB7.	116

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Fluxograma de fabricação de revestimentos cerâmicos (monoqueima via úmida)..	16
Figura 2. Foto da fornalha do sistema de atomização existente.	19
Figura 3. Sistema de secagem existente (local de medição de vazão).....	19
Figura 4. Pressão dinâmica medida no duto de gases na entrada do atomizador.....	20
Figura 5. Perfil de demanda de térmica do atomizador (2001).	20
Figura 6. Histograma da carga térmica do atomizador (2001).....	21
Figura 7. Perfil de demanda de energia elétrica anual medida na fábrica (2001).	23
Figura 8. Histograma da carga elétrica da fábrica (2001).....	23
Figura 9. Perfil de demanda elétrica diária medida na fábrica (2001).....	24
Figura 10. Perfil de demanda de energia elétrica da fábrica e térmica do atomizador (2001).	25
Figura 11. Sistema de cogeração proposto.....	26
Figura 12. Esquema do modelo de simulação.....	28
Figura 13. Curvas de influência da umidade do ar sobre o desempenho de turbinas a gás.	31
Figura 14. Curvas de temperatura ambiente para um dia típico de cada mês do ano.....	34
Figura 15. Fluxograma lógico do modelo de simulação.....	40
Figura 16. Comportamento da TIR com a variação do custo evitado com a energia térmica (OC-A1).....	78
Figura 17. Comportamento da TIR com a variação do custo da energia elétrica	79
Figura 18. Comportamento da TIR com a variação do custo do gás natural com tarifa especial para cogeração	79
Figura 19. Comportamento da TIR com a variação do custo do gás natural para pós-queima	80
Figura 20. Comportamento da TIR com a variação da cotação do Dólar.....	81
Figura 21. Curvas da razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal (ISO) para diferentes cargas de operação (Hurricane)	97
Figura 22. Curvas dos coeficientes da equação de duas variáveis	98
Figura 23. Cp dos gases de combustão do gás natural boliviano (kJ/kg K).....	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Emissões de CO ₂ dos combustíveis fósseis por setor da economia: Brasil – 1996 .	13
Tabela 2. Emissão de CO ₂ por combustíveis fósseis: Brasil e outros Países – 1995	14
Tabela 3. Distribuição da demanda energética.....	15
Tabela 4. Distribuição da demanda térmica.....	17
Tabela 5. Distribuição da demanda elétrica	17
Tabela 6. Turbinas selecionadas para simulação do sistema de cogeração	51
Tabela 7. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).	52
Tabela 8. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).	53
Tabela 9. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).	53
Tabela 10. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).	53
Tabela 11. Preço das turbinas a gás	57
Tabela 12. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Saturn 20	62
Tabela 13. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Saturn 20.....	63
Tabela 14. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Hurricane	67
Tabela 15. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Hurricane	68
Tabela 16. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centrax KB3	71
Tabela 17. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centrax KB3	72
Tabela 18. Resultado econômico da cogeração com a energia excedente cotada a VN.....	83
Tabela 19. Composição de referência do gás natural boliviano.....	95
Tabela 20. Razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal para a turbina Hurricane	96
Tabela 21. Coeficientes das parábolas da razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal (ISO)	98
Tabela 22. Especificações das turbinas a gás analisadas neste trabalho.....	100
Tabela 23. Coeficientes das equações de desempenho das turbinas a gás analisadas	101

Tabela 24. Coeficientes de correção da temperatura horária (cht)	103
Tabela 25. Constantes da equação de cálculo do Cp dos gases de combustão	104
Tabela 26. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%).....	106
Tabela 27. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)	106
Tabela 28. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)	107
Tabela 29. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)	107
Tabela 30. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)	107
Tabela 31. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%).....	108
Tabela 32. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)	108
Tabela 33. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%).....	108
Tabela 34. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%).....	109
Tabela 35. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)	109
Tabela 36. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)	109
Tabela 37. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)	110
Tabela 38. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%)	110
Tabela 39. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%).....	110
Tabela 40. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%).....	111
Tabela 41. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%).....	111

Tabela 42. Tarifa de energia elétrica horo-sazonal azul para o subgrupo A4 (2,3 a 25 kV) .	112
Tabela 43. Tarifa do gás natural	113
Tabela 44. Valores de X e Fc para qualificação de centrais de cogeração	115
Tabela 45. Potências comercializadas em cada trimestre consideradas para simulação da turbina Centaur 40 (kW).....	116
Tabela 46. Potências comercializadas em cada trimestre consideradas para simulação da turbina Centrax KB7 (kW)	116
Tabela 47. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centaur 40	117
Tabela 48. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centaur 40.....	118
Tabela 49. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centrax KB7.....	119
Tabela 50. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centrax KB7	120

LISTA DE SÍMBOLOS

Siglas:

a.a.	ao ano
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BID	Banco Interamericano de Desenvolvimento
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CHP	<i>Combined Heat and Power</i>
CLIMERH	Centro Integrado de Meteorologia e Recursos Hídricos
COFINS	Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social
CPMF	Contribuição Provisória sobre Movimentação Financeira
EEA	<i>European Environmental Agency</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ERPM	Estação de Regulagem de Pressão e Medição
EUA	Estados Unidos da América
FOB	<i>Free on Board</i>
FUA	<i>Power Plant and Industrial Fuel Use Act</i>
GN	Gás Natural
ICMS	Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços
IEA	<i>International Energy Agency</i>
INEE	Instituto Nacional de Eficiência Energética
ISO	<i>International Organization for Standardisation</i>
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
MME	Ministério das Minas e Energia
NEA	<i>National Energy Act</i>
NECPA	<i>National Energy Conservation Policy Act</i>
NETA	<i>National Energy Tax Act</i>
NGPA	<i>Natural Gas Policy Act</i>
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PIB	Produto Interno Bruto

PIS	Programa de Integração Social
PPP	<i>Purchasing Power Parity</i>
PPT	Plano Prioritário de Termelétricas
PURPA	<i>Power Utilities Regulatory Policies Act</i>
SCGÁS	Companhia de Gás de Santa Catarina
TIR	Taxa Interna de Retorno
TJLP	Taxa de Juros de Longo Prazo
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas
VN	Valor Normativo

RESUMO

O crescimento da demanda de eletricidade em descompasso com os investimentos na geração, principalmente em grandes usinas hidrelétricas e termelétricas, faz com que o setor produtivo busque alternativas de suprimento, entre elas, a cogeração. Esse cenário, aliado à disponibilidade do gás natural e ao potencial do setor cerâmico catarinense, motivou o estudo da aplicação de sistemas de cogeração à indústria cerâmica, considerando aspectos técnicos, econômicos e ambientais. Este trabalho propõe um modelo de simulação baseado na 1ª Lei da Termodinâmica, que considera a variação do desempenho de turbinas a gás quando submetidas a diferentes condições operacionais e climáticas, tais como altitude, temperatura e umidade relativa, atualizadas a cada hora do dia, ao longo de um ano de operação da fábrica. Os resultados são comparados a modelos simplificados, em que não são consideradas as variações do desempenho das máquinas, ou a modelos baseados apenas nas demandas médias de energia, cujos resultados são extrapolados para todo o ano de operação da fábrica, o que pode conduzir a conclusões equivocadas. Cinco turbinas previamente selecionadas, com potências em torno da demanda elétrica da fábrica, foram consideradas com o propósito de avaliar diferentes configurações de projeto e também caracterizar as diferenças geradas pelos modelos simplificados. O modelo proposto, associado à análise de sensibilidade, serve como base para avaliação de outras unidades de cogeração, permitindo determinar o projeto que traz o melhor retorno econômico para a indústria. No caso estudado, o melhor resultado foi encontrado para a configuração que atende exatamente à demanda elétrica da fábrica. Esse modelo pode ser facilmente reproduzido, tanto por pesquisadores da área como também por profissionais das indústrias, consistindo assim, numa importante ferramenta para o estudo de projetos de cogeração.

ABSTRACT

The increasing demand for electricity in disaccordance with the generation investments, principally in large hydro and thermo power plants, requires the productive sector to search for alternative supplements, among them, cogeneration. This scenario, together with the availability of gas natural and the potencial ceramic tile sector in Santa Catarina, called for the study of cogeneration systems in the ceramic tile industry, taking into consideration technical, economical and ambiental aspects. This work proposes a simulation model, based on the 1st Law of Thermodynamics, which considers a variation of gas turbine performance when submitted to different operational and climatic conditions, such as altitude, temperature and relative humidity, bringing it up-to-date every hour of the day during factory operation. The results are compared to simplified models, not taking into consideration varations carried out by turbines, nor models based only on average energy demands, where results extend the entire year's factory operation, which can lead to mistaken conclusions. Five turbines previously selected with potentials within the electrical factory demand, were considered with purpose of evaluating different configurations of the project and also to characterize the diferences caused by simplified models. The proposed model, together with a sensitivity analysis, serves as a basis in evaluating other units of cogeneration, thereby permitting one to determine the project that brings the best economic payoff for the industry. In the case studied, the best results were found for the configuration that attends exactly to the electrical factory demand. This model can be easily reproduced for researches in the area, as well as for industry professionals, thus resulting in an important tool for the study of cogeneration projects.

1 INTRODUÇÃO

As perspectivas de desenvolvimento econômico para o Brasil nos próximos anos e o risco de racionamento de energia fazem com que as atenções apontem para o setor de energia como condição básica para a sustentação desse crescimento.

A recente crise do setor elétrico no País fez com que as autoridades tomassem providências emergenciais para garantir o abastecimento nos próximos anos. O Plano Prioritário de Termelétricas, lançado em Setembro de 2000, pelo Ministério das Minas e Energia, tinha o objetivo de construir 49 usinas termelétricas até 2003, que se tivesse saído do papel em sua totalidade, teria aumentado em 7.465 MW¹ a potência de geração do País.

Diante desse cenário, a geração distribuída ganhou grande impulso como alternativa para contribuir com a expansão da oferta de energia elétrica a ser empreendida principalmente pela iniciativa privada, na forma de pequenas centrais hidrelétricas (PCH), centrais de cogeração e fontes alternativas de energia, como energia eólica, fotovoltaica e biomassa. Nesse contexto, insere-se a cogeração com um potencial de aplicação importante nos setores que geram combustíveis residuais em seu processo produtivo, como o sucroalcooleiro, papel e celulose, siderúrgico e refino.

A definição de cogeração foi oficialmente estabelecida na legislação brasileira através da Resolução Nº 21 de 20 de Janeiro de 2000 da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). De acordo com seu Art. 3º, a cogeração de energia é definida como o processo de produção combinada de calor útil e energia mecânica geralmente convertida, total ou parcialmente, em energia elétrica, a partir da energia química disponibilizada por um ou mais combustíveis. É indispensável ressaltar a importância da utilização da definição presente na legislação brasileira, uma vez que existe um programa de incentivo a essa prática no País com critérios estabelecidos para o seu enquadramento.

Com a entrada do gás natural, a cogeração tem sua aplicabilidade econômica ampliada para setores que utilizam calor e/ou frio em seu processo produtivo, tais como o químico, têxtil, cerâmico, alimentos e bebidas, hotéis, centros comerciais e outros do ramo de

¹ Ministério das Minas e Energia – MME, Assessoria de Comunicação Social.

serviços. No atual ambiente do setor elétrico brasileiro, a cogeração deverá ter uma participação crescente por normalmente apresentar as seguintes vantagens:

- a) aproveitamento da crescente disponibilidade de gás natural na matriz energética brasileira;
- b) redução do impacto ambiental;
- c) geração de eletricidade no próprio local de consumo;
- d) redução de custos, aumentando a competitividade econômica de empresas industriais e comerciais;
- e) flexibilização do planejamento da oferta, ajustando-a à demanda de eletricidade;
- f) efetiva participação do setor privado no sistema elétrico brasileiro.

Os sistemas de cogeração fornecem, portanto, excelentes oportunidades de ganhos econômicos, ambientais e de eficiência energética.

A disponibilidade do gás natural e o potencial do setor cerâmico catarinense, aliados à possibilidade de se produzir energia elétrica a custos competitivos e de forma ambientalmente sustentável, motivaram a realização deste trabalho de Dissertação de Mestrado para se estudar a cogeração na indústria de cerâmica de revestimento.

Apesar do evidente potencial de cogeração neste setor, não existe ainda nenhuma unidade instalada no País. Da mesma forma, como se trata de um tema recente, existem poucas publicações relacionadas com a indústria cerâmica no Brasil. De acordo com dados da Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS), apresentados no seminário “Perspectivas da Cogeração com Gás Natural no Setor Elétrico Brasileiro” (jun-2001), o potencial de cogeração do setor cerâmico em Santa Catarina é de 30 MW_e.

Neste trabalho, busca-se estudar a aplicação de sistemas de cogeração nas indústrias do setor cerâmico, com ênfase na cerâmica de revestimento, considerando-se aspectos técnicos, econômicos e ambientais, com resultados obtidos a partir de dados reais de operação de uma planta industrial.

Do ponto de vista técnico, propõe-se um modelo que considera a variação de desempenho de turbinas a gás sob diferentes condições operacionais e climáticas tais como altitude, temperatura e umidade relativa, atualizadas a cada hora ao longo de um ano de operação da fábrica. Os resultados alcançados com o modelo proposto são comparados com dois outros métodos. Um deles é o modelo simplificado, de características semelhantes ao modelo proposto neste trabalho, mas que não considera a variação de desempenho da turbina.

O outro é classificado como cálculo convencional, amplamente utilizado para avaliações de sistemas de cogeração nas indústrias, sendo baseado em demandas médias de energia com condições operacionais constantes da turbina e extrapolando os resultados para todo o ano de operação da fábrica.

A avaliação econômica, aqui desenvolvida, além de servir como modelo para avaliação de outras unidades de cogeração, permite determinar, entre as máquinas avaliadas, a que traz o melhor retorno econômico para o investidor.

Por último, uma análise de sensibilidade apresenta os itens que mais impactam no resultado econômico da cogeração, bem como o efeito das emissões de gases poluentes e causadores do efeito estufa, quando contabilizadas financeiramente sobre o mesmo. Os resultados desta análise final apontam também para a influência positiva de uma tarifa de incentivo para a venda de energia elétrica excedente das unidades de cogeração com potência instalada maior que a demanda da fábrica.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 BREVE HISTÓRICO DA COGERAÇÃO

Os primeiros sistemas de cogeração instalados ao redor do mundo datam aproximadamente de 1880, quando o fornecimento de energia elétrica proveniente de grandes centrais ainda era raro pela inexistência de rede elétrica. Era, portanto, comum que consumidores de energia elétrica de médio e grande porte instalassem suas próprias centrais de geração de energia. Não havia regulação no setor elétrico e a cogeração era vista simplesmente como uma tecnologia de geração. No início do século 20, os sistemas de cogeração chegaram a representar 50% de toda a energia elétrica gerada nos Estados Unidos.

Com o crescimento do número de grandes centrais elétricas, que conseguiam fornecer energia abundante e barata, os sistemas de cogeração foram gradualmente perdendo espaço, caindo nos Estados Unidos para cerca de 10% no início da década de 70.

No entanto, essa situação começou a ser modificada a partir do primeiro choque do petróleo em 1973 e reforçada em 1978, quando ocorreu o segundo choque. Assim necessitando mudar rapidamente o quadro energético, diversos países criaram programas de conservação de energia, com incentivos que visavam reduzir o consumo e a dependência do petróleo importado.

Nesse ambiente, foi editado em 1978, nos Estados Unidos, o NEA (*National Energy Act*) contendo basicamente cinco blocos independentes: o PURPA (*Power Utilities Regulatory Policies Act*), o FUA (*Power Plant and Industrial Fuel Use Act*), o NGPA (*Natural Gas Policy Act*), o NETA (*National Energy Tax Act*) e o NECPA (*National Energy Conservation Policy Act*). Nesse novo cenário, o PURPA foi a lei que diretamente incentivou o desenvolvimento dos sistemas de cogeração, impondo às concessionárias de energia elétrica a compra de energia a preço não-discriminatório, baseado nos custos evitados de geração, bem como no atendimento às necessidades energéticas dos cogeneradores e pequenos geradores que se enquadrassem nos quesitos de qualificação estabelecidos nesse conjunto de leis. Desde

a sua publicação, a participação da energia elétrica gerada por autoprodutores aumentou gradativamente, com a cogeração representando no início da década de 90, algo em torno de 8% de toda a energia gerada. No ano de 1990, a participação de unidades de cogeração na instalação de novas usinas geradoras de energia elétrica nos Estados Unidos chegou a 6.000 MW contra 5.700 MW provenientes de grandes centrais.

Verifica-se hoje em todo mundo, um grande interesse e expressivo incentivo à cogeração, principalmente, devido à elevada eficiência obtida ao se associar a geração elétrica e térmica em um único sistema e pelo emprego preferencial de uma fonte de energia limpa como o gás natural. Diversos países da Europa desenvolveram programas para incentivo à cogeração, como por exemplo, a Itália e a Espanha, que contam com pouca disponibilidade de combustíveis fósseis. Esses dois países estão entre os maiores fabricantes de revestimento cerâmico do mundo e a maior parte de suas fábricas operam com sistemas de cogeração.

Na Dinamarca, onde a cogeração responde por cerca de 28% da energia elétrica produzida, qualquer adição de novas unidades de geração só poderá ser feita por meio de sistemas de cogeração ou por emprego de fontes de energia alternativa, como a energia eólica ou solar. Como resultado do programa dinamarquês, o número de sistemas de cogeração cresce rapidamente, com diversas centrais associando as intensas necessidades de aquecimento (por meio de água quente) à produção de energia elétrica em centrais distritais. Tais sistemas normalmente empregam termoacumulação de água quente, nivelando a demanda de aquecimento ao longo do dia.

No Brasil, a cogeração vem sendo aplicada nas usinas de açúcar e álcool, indústrias de papel e celulose e em sistemas isolados com o mínimo de integração com o sistema público. Muito recentemente, iniciou-se um grande interesse por algumas razões básicas: déficit no fornecimento, degradação da qualidade do serviço, realinhamento dos preços de energia elétrica para as indústrias e aumento da oferta de gás natural, principalmente após o início da operação do gasoduto Bolívia-Brasil em 2000.

A legislação brasileira de incentivo à cogeração teve maior evolução a partir de 1996, principalmente dada à criação da ANEEL. A partir da introdução de um novo modelo para o setor elétrico, que incentivava a produção descentralizada quando economicamente viável, definiu-se em legislação os agentes desse mercado como autoprodutor e produtor independente de energia, além de outras leis que permitiram a entrada do cogedor no mercado de energia elétrica como o acesso à rede de transmissão e distribuição, a definição da tarifa de *back-up* e o preço a ser pago pelo excedente de energia. Mas apesar disso, ainda há poucos casos de cogeração no País, se comparado à sua demanda de energia. Segundo

relatório do Instituto Nacional de Eficiência Energética (INEE), (1998), em países onde há oferta de gás natural e com uma industrialização semelhante à do Brasil, a cogeração representa entre 10 e 20% da potência instalada. Já no Brasil este número não ultrapassa 4%, compreendendo nesse total as unidades das usinas sucroalcooleiras, uma solução muito particular do País. Mesmo mais recentemente, com o racionamento de energia elétrica, essa prática ainda não atingiu uma participação representativa na matriz elétrica nacional.

2.2 ARTIGOS CONSULTADOS

São muitos os trabalhos desenvolvidos em cogeração em todo o mundo, enfocando estudo de casos, pesquisas de novas tecnologias em equipamentos, metodologias para otimização dos sistemas de cogeração e mais recentemente, o desenvolvimento de programas computacionais, que têm contribuído significativamente na otimização de projetos, tanto do ponto de vista técnico quanto econômico.

No Brasil, a pesquisa aplicada em cogeração teve maior impulso recentemente com a chegada do gás natural a vários Estados do País e à medida que uma legislação específica vem sendo desenvolvida. O recente déficit de eletricidade e o atual aumento do preço do petróleo, com conseqüências no aumento dos custos da energia, impulsionam o desenvolvimento de novos estudos e negócios no setor de geração de energia elétrica no País.

Santo e Gallo (1997) desenvolveram uma avaliação técnico-econômica da aplicação da cogeração no Hospital das Clínicas da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Os estudos realizados consideraram seis arranjos diferentes de aplicação, utilizando motores de combustão interna a gás natural, todos dimensionados para atender à demanda de base de eletricidade do hospital. Através de várias análises econômicas, determinaram qual o melhor sistema. Por fim, os autores elencaram algumas barreiras ao desenvolvimento da cogeração no Brasil e suas perspectivas.

Silveira, Leite e Ribeiro (1997) analisaram a cogeração utilizando dois motores diesel. Vários parâmetros foram avaliados, como eficiência de geração de energia elétrica, calor e rendimento global do sistema. O estudo se diferencia por avaliar o aproveitamento de calor, através de trocadores de calor do tipo tubo e carcaça convencionais, e outros do tipo tubos de calor, que têm uma eficiência de troca muito maior. O artigo apresenta também uma

metodologia interessante para anualização dos custos de produção de energia elétrica e água quente, concluindo com uma avaliação econômica dos arranjos desenvolvidos com cada motor.

Balestieri (1997) propôs um modelo de cunho estocástico que leva em conta as decisões tomadas em períodos anteriores, baseado em redes de grafos generalizados para o planejamento da expansão de centrais de cogeração. Esse modelo leva em consideração vários fatores que influenciam o processo, tais como preço e disponibilidade das fontes de combustível, variação das demandas de energia térmica e eletromecânica e o aparecimento de novas tecnologias de geração. A aplicação prática dessa modelagem ainda não está disponível, sendo objeto de trabalho seguinte para sua junção com modelos de projeto já existentes, bem como a modelos de simulação operacional em cargas parciais, permitindo assim uma visão global da cogeração.

Avellar et al. (1997), após uma breve apresentação das tecnologias para controle e redução da emissão de poluentes, avaliaram sua influência sobre o custo de geração de energia, abordando a questão do NOx. No estudo, foram comparados os custos de geração com gás natural, que mantém as emissões dentro dos níveis aceitáveis pela legislação atual e o biogás cujas emissões ultrapassam tais limites. Portanto, para comparação dos custos, para o biogás foram especificados queimadores de baixo NOx. Os resultados mostram que pela diferença de preço entre os dois combustíveis, a energia gerada com o biogás fica mais barata do que a gerada com gás natural, e o investimento na tecnologia de redução de NOx para o biogás retorna no oitavo ano.

Ferreira e Bajay (1997) discutiram os métodos do custo do dano ambiental e do custo do controle ambiental como formas de internalizar os custos ambientais da geração de energia elétrica. As avaliações foram realizadas através de exemplos de incorporação de externalidades realizados nos Estados Unidos, onde mesmo sendo um país em que já se avançou bastante no tema, existem ainda muitas controvérsias de um Estado da Federação para outro, fato que demonstra o quanto ainda se tem que aprimorar as metodologias disponíveis para se estimar os custos. Nesse sentido, o Brasil poderá se beneficiar da experiência dos Estados Unidos, porém, muitas adaptações e modificações terão que ser realizadas a fim de se adequar os modelos ao parque gerador brasileiro, que é basicamente hidroelétrico.

Tuna e Silveira (1997) apresentaram, através de uma análise exergoeconômica de um sistema de cogeração, uma metodologia para minimizar os custos exergéticos. Para a análise, utilizou-se o caso de uma planta química no Estado de São Paulo, na qual se avaliou, tanto

pela 1^a como pela 2^a Lei da Termodinâmica, quatro diferentes configurações de sistemas de cogeração. O artigo apresenta equações que podem ser aplicadas em avaliações de outras plantas industriais. Também, na parte econômica da avaliação, os autores definem com clareza os custos envolvidos em cada etapa do processo.

Taft (1991) propôs um gráfico que permite determinar o ciclo de potência que melhor se ajusta a uma dada configuração. Sua grande vantagem é possibilitar uma resposta rápida e preliminar sem a necessidade de uma simulação numérica. O gráfico traz soluções específicas para ciclos a vapor, a gás e combinados, bem como delimita as aplicações onde melhor se enquadra a cogeração ou a geração convencional.

Hughes, Ramsay e Rossini (1996) apresentaram um modelo para avaliação econômica da melhor alternativa de cogeração que neste artigo é denominada de *Combined Heat and Power (CHP)*. Traz opções de análise de sensibilidade e avaliação do risco do investimento, além de apresentar uma alternativa econômica específica para o caso da cogeração. Entretanto, os dados apresentados no artigo não permitem uma avaliação mais criteriosa do método empregado, impossibilitando a sua aplicação em outros trabalhos.

Witzani e Pechtl (1996) propuseram um programa computacional que aponta a melhor opção de cogeração através da avaliação das curvas de demanda de energia no tempo. Seu grande diferencial é a apresentação modular dos sistemas que permite a rápida representação de diferentes projetos de cogeração, além da caracterização de cada equipamento separadamente. Com isso, o sistema simula o projeto em cada instante de acordo com as curvas de demanda de energia, avaliando a performance dos equipamentos de acordo com a carga e os custos envolvidos. Tal simulação no tempo permite que ao final seja apontado o ponto ótimo do sistema. Destaca-se também como vantagem, o fato de permitir interface com a planilha eletrônica, Microsoft Excel. O artigo não apresenta a modelagem matemática utilizada na simulação.

Teixeira, Nogueira e Martins (1997) desenvolveram uma metodologia aplicada na planilha eletrônica, Microsoft Excel, para modelagem do sistema ótimo de cogeração. O artigo, no entanto, não traz informações suficientes que possibilitem implementar o método.

Lopes e Balestieri (1997) apresentaram também uma planilha eletrônica desenvolvida no Microsoft Excel, com a ajuda de recursos do Microsoft Visual Basic, para a determinação da melhor alternativa para o sistema de cogeração apresentado. O programa contém uma biblioteca de equipamentos com seus respectivos balanços de massa e energia, que podem ser “selecionados” para a formação do sistema, que em seguida é otimizado pelo

programa computacional. O artigo não apresenta as equações termodinâmicas utilizadas para a determinação do sistema térmico ótimo.

Almeida, Bajay e Santos (1997) desenvolveram um modelo computacional baseado em algoritmo genético para otimização de sistemas de cogeração. Assim como os demais artigos nessa área, não apresenta os modelos termodinâmicos utilizados para o cálculo do sistema, sendo interessante apenas para aqueles que estudam outras formas de automatizar os cálculos para otimização de sistemas de cogeração.

Ernst e Balestieri (2000) apresentaram algumas considerações sobre o efeito da variação da carga em geradores de vapor e turbinas. Através da relação entre a parcela de energia consumida acima da média e a energia total consumida, os autores propõem uma modelagem para estimar o consumo total de energia requerida pela planta industrial em um período de tempo. Por meio de curvas genéricas de desempenho de turbinas a vapor e turbinas a gás, obtém-se os rendimentos para as máquinas operando com várias relações de carga. Com isso, pode-se calcular o consumo real de energia das máquinas em função da suas performances. Uma vez consolidado e validado, o modelo deverá contribuir para a correta seleção dos equipamentos e para se estudar o remanejamento das cargas, além de ser determinante para a análise de viabilidade.

Harvey, Carcasci e Berntsson (2000) avaliaram o impacto da variação do desempenho de turbinas a gás sobre os custos da produção total de calor e a emissão de CO₂ de uma planta de calefação distrital através da análise de diferentes turbinas a gás de simples e duplo eixo, com dois sistemas de redução de potência, redução de vazão de combustível e recirculação no compressor. Os efeitos da variação da carga e da temperatura externa sobre a eficiência elétrica da turbina e a eficiência total do sistema de cogeração são demonstrados em gráficos para cada tipo de turbina. Os resultados mostram que assumir eficiências constantes para diferentes condições operacionais resulta em uma superestimativa dos resultados obtidos com o sistema de cogeração analisado.

Alves, Barbosa e Carneiro (2001) estudaram o desempenho de uma turbina a gás com reaquecimento operando em carga parcial. O comportamento da turbina foi avaliado considerando algumas opções de controle da potência de saída da máquina como variação da temperatura de entrada da turbina (TET) e da geometria do compressor e da turbina através do modelo computacional DESTUR. Em comparação ao ciclo simples, comprovaram que o reaquecimento pode produzir um grande incremento na potência sem grandes perdas de eficiência. A avaliação demonstrou ainda que o controle de vazão de combustível é o mais adequado no caso do ciclo com reaquecimento, pois além de apresentar os melhores

resultados com relação à eficiência, não tem a complexidade do controle de geometria e ainda prolonga a vida útil da máquina, pois diminui a temperatura de entrada da turbina.

Walter (2000) apresentou um procedimento para simular o desempenho de turbinas a gás operando fora das condições nominais de projeto. Essa simulação avalia o impacto da operação da turbina quando submetida a duas diferentes condições, temperatura ambiente variável e carga parcial, sobre os parâmetros de razão de compressão, fluxo de massa de ar do compressor e eficiência do compressor. Os resultados foram comparados com os mapas de desempenho disponibilizados pelo fabricante. Em comparação aos dados disponíveis, os erros ficaram abaixo de 3%, valor considerado aceitável para programas comerciais, fato que valida a metodologia empregada.

Bazzo, Menezes e Silva (2001) analisaram a viabilidade técnica da implantação de uma central de cogeração que atenda à demanda térmica e/ou elétrica de um conjunto de empresas localizadas em um mesmo sítio industrial. Três diferentes configurações de central de cogeração são propostas para posterior análise econômica. Melhores resultados foram encontrados para o sistema de cogeração em ciclo combinado com uma turbina a gás, caldeira de recuperação e uma turbina a vapor de contra-pressão. Um dos aspectos considerados na avaliação dos sistemas de cogeração foi o alto consumo de água de condensação, que pode inviabilizar o projeto devido à escassez de água nos grandes centros industriais.

Matelli (2001) propôs e analisou sistemas de cogeração a gás natural aplicados no setor hospitalar em um contexto de conservação de energia. Os sistemas de cogeração analisados são baseados em motores de combustão interna e em células-combustível, para avaliar e comparar os respectivos desempenhos energéticos, exergéticos e econômicos, além das emissões de CO₂. Os resultados das simulações das diferentes configurações propostas mostram um desempenho energético, exergético e ambiental satisfatório. Considerando o cenário econômico atual, nenhum dos sistemas propostos se viabilizou economicamente. No entanto, a análise de sensibilidade aponta que com um aumento no custo da eletricidade e redução na tarifa de gás natural, aliado a subsídios governamentais e à instituição de taxas ambientais, obtém-se retorno econômico satisfatório.

Borba, Bazzo e Silva (2001), através de um modelo de simulação sustentado na Primeira Lei da Termodinâmica, estudaram a aplicação de sistema de cogeração na indústria cerâmica de revestimento, baseado em dados reais de uma fábrica. Foi determinada a alternativa que melhor se adapta à necessidade da planta industrial objeto do estudo, avaliando-se a viabilidade econômica do sistema de cogeração diante das alternativas convencionais de suprimento de energia. Os cálculos foram realizados tanto para a condição

de paridade térmica quanto paridade elétrica, com ênfase no estudo de sensibilidade, por conta da variação dos custos operacionais envolvidos e da cotação do dólar. Os resultados obtidos mostram que as relações de custo entre energia elétrica e gás natural no atual cenário tarifário do Brasil, combinada com as elevadas cotações do dólar, inviabilizam economicamente a cogeração nos dois cenários de operação, paridade térmica ou elétrica, apesar das plantas apresentarem elevado rendimento térmico.

Para o desenvolvimento da cogeração, é necessária legislação específica que gere incentivos para que se viabilize os investimentos necessários. Em todos os países do mundo, onde a cogeração aparece com destaque na matriz energética, existe uma legislação que apoia e sustenta essa modalidade de geração. O maior exemplo da necessidade de uma legislação específica foi dado pelos Estados Unidos em 1978, com a criação do PURPA, já citado anteriormente.

No Brasil, só recentemente uma legislação específica está sendo criada, após grande pressão da sociedade, com destaque para a atuação do INEE.

2.3 A ENERGIA E O MEIO-AMBIENTE

A questão ambiental nunca esteve tão intimamente ligada à questão energética como neste início de milênio. O esgotamento da capacidade do planeta de absorver toda a poluição gerada se apresenta como a causa principal das alterações climáticas, chamando a atenção da sociedade para o problema. No entanto, a população que aumenta a taxas cada vez maiores, tem demandado mais energia para atender aos padrões da vida moderna.

Essa elevada demanda de energia, que caracteriza as economias modernas, é uma das principais causas de um dos maiores problemas ambientais da atualidade, a emissão de CO₂ na atmosfera. Segundo Poole, de Hollanda e Tolmasquim (1998), para reduzir essas emissões sem prejudicar o desenvolvimento econômico, as principais estratégias são substituir os combustíveis fósseis por outras fontes não emissoras (ou renováveis) como a hidráulica, a solar e a biomassa sustentável, além de conservar ou usar mais eficientemente todas as formas convencionais de energia.

Neste aspecto, a cogeração ganha grande destaque uma vez que é possível atingir eficiências da ordem de 85 a 90%, enquanto outras formas de geração, à base de combustíveis fósseis, atingem eficiências em torno de 50% (geração termelétrica em ciclo combinado).

A situação atual em que se encontram os níveis de emissões, tem feito com que vários governos criem taxas ambientais para tentar controlar e fazer com que se atinja os níveis de emissões acordados no Protocolo de Kyoto em dezembro de 1997.

De acordo com o relatório da *European Environment Agency (EEA)* (1996), as taxas ambientais são instrumentos muito úteis para a *internalização de externalidades*. Isto significa a incorporação dos custos dos serviços do meio ambiente e dos danos a ele causados (e sua recuperação) diretamente nos preços dos bens de consumo, serviços e atividades que os causam, contribuindo para a implementação do “Princípio do Poluidor Pagador” e a integração de políticas ambientais e econômicas.

As taxas ambientais podem criar incentivos para consumidores e fabricantes mudarem seu comportamento para o mais “eco-eficiente” uso dos recursos, estimular a inovação e forçar a busca pela adequação às normas vigentes. Sua outra função pode ser gerar recursos a serem usados para financiar pesquisas em prol do meio ambiente ou iniciativas para recuperá-lo, ou ainda, como uma forma de diminuir outros impostos, como por exemplo, os trabalhistas ou os que incidem sobre o capital. É nesse contexto que a redução e/ou controle das emissões por parte das indústrias e dos geradores de energia pode trazer ganhos significativos, pois a taxaçoão do CO₂ deverá ser uma das primeiras a serem implementadas, inclusive no Brasil.

Ainda, conforme Poole, de Hollanda e Tolmasquim (1998), o perfil de consumo final de energia no Brasil varia muito de setor para setor. O setor industrial consome 42% da energia total e quase a metade da energia elétrica. É também o maior consumidor de combustíveis em geral. A grande participação da biomassa e o reduzido emprego do gás natural são características que distinguem a indústria brasileira em relação a outros países de patamar equivalente de industrialização. Com base no trabalho dos autores acima, pode-se prever que futuramente a indústria brasileira terá o custo dos seus produtos atingido pelas taxas ambientais aplicadas no setor de energia.

A Tabela 1 apresenta uma estimativa das emissões diretas de CO₂, no consumo final energético, em 1996, com relação aos principais setores da economia. Não estão consideradas, nesta tabela, as emissões do uso energético da biomassa, do uso não-energético de combustíveis fósseis e as que ocorrem nas transformações. Tais simplificações não chegam a distorcer o principal objetivo que é apresentar dados a respeito de grandezas e das

participações relativas dos vários setores da economia na emissão do CO₂ no Brasil. Como já esperado, o setor de transportes é o grande vilão da emissão de CO₂ na economia brasileira.

Tabela 1. Emissões de CO₂ dos combustíveis fósseis por setor da economia: Brasil – 1996

Setor	Emissões (10 ⁶ tC* de CO ₂)	Participação do Total
Agropecuário	3,9	6%
Industrial	21,4	34%
Comercial	0,4	1%
Público	0,4	1%
Transportes	31,2	50%
Residencial	5,3	8%
Total	62,6	100%

Fonte: INEE, Conservação de energia e emissões de gases do efeito estufa no Brasil.

*tonelada de carbono (tC) presente no CO₂. De acordo com o peso atômico do C corresponde a 27,2% do peso molecular do CO₂.

Os valores apresentados na Tabela 1 são aproximados, pois utilizam um coeficiente médio para a emissão dos derivados de petróleo e carvão. A queima de biomassa contribui para o desmatamento, principalmente, no consumo industrial de lenha e para a produção de carvão vegetal. É muito difícil estimar a proporção com que cada uso contribui para as emissões e como mudou no tempo. Além disso, o tratamento dado ao uso não energético em termos de emissões é uma questão metodológica complexa. As emissões na transformação (na geração elétrica, consumo de combustíveis do setor energético, perdas na transformação de combustível primário em secundário), que totalizam 10,8 x 10⁶ tC de CO₂, foram atribuídos aos setores de consumo na proporção do uso final.

Já se comparados com índices internacionais, o Brasil apresenta uma das menores taxas do mundo em emissão de CO₂, conforme apresentado na Tabela 2. Poole, de Hollanda e Tolmasquim (1998) comentam que a emissão por unidade de produção econômica (Produto Interno Bruto – PIB) é também a mais baixa do mundo, ao contrário do que acontece normalmente com os países em desenvolvimento, onde a intensidade energética das economias tende a ser muito elevada. Na Tabela 2, constata-se também que a participação

relativa das emissões no setor de transportes é uma das mais elevadas do mundo, justamente pelo fato de que o parque gerador brasileiro está baseado em usinas hidrelétricas.

Tabela 2. Emissão de CO₂ por combustíveis fósseis: Brasil e outros Países – 1995

	Brasil	União Européia	EUA	México	China	Rússia
CO ₂ e economia (kg CO ₂ /US\$ ₉₀ PIB _{PPP})	0,33	0,51	0,85	0,51	0,92	2,24
CO ₂ per capita (t CO ₂ /hab)	1,81	8,55	19,88	3,46	2,51	10,44
Total CO ₂ (milhões de t CO ₂)	287	3.180	5.229	328	3.007	1.548
Emissões nos transportes (milhões de t CO ₂)	119	828	1.580	101	167	108
Participação dos Transportes (%)	41,5	26,0	30,2	30,8	5,6	7,0

Fonte: INEE, Conservação de energia e emissões de gases do efeito estufa no Brasil

Vale ressaltar ainda que a diferença existente entre as proporções representadas pelo setor de transportes, respectivamente, nas Tabelas 1 e 2, deve-se ao fato de que se utilizaram metodologias diferentes para se determinar os valores. A Tabela 1 foi determinada a partir de uma metodologia do INNE e a Tabela 2, cuja fonte é a *International Energy Agency (IEA)*, tem outra metodologia. Além do ano de referência de cada tabela, a principal diferença na metodologia está no fato de que para a comparação entre países utiliza-se o *PPP (Purchasing Power Parity)* em vez do câmbio da moeda. O PPP é usado pelo Banco Interamericano de Desenvolvimento (BID), para refletir o efetivo poder de compra dentro da economia de cada país.

Dessa forma, através da análise da Tabela 2, pode-se observar que o Brasil tem um grande potencial de realizar ganhos quando as emissões forem taxadas a nível mundial, uma vez que poderá comercializar seus bônus de emissões com outros países. Daí a importância de iniciar imediatamente a adequação do parque industrial nacional às tecnologias limpas de produção e de se trabalhar continuamente em prol da eficiência energética.

3 O PROCESSO DE FABRICAÇÃO

3.1 DESCRIÇÃO DO PROCESSO

A indústria cerâmica de revestimento, apesar de não ser classificada como de consumo intensivo de energia, tem uma grande demanda desse insumo, com uma participação de cerca de 10 a 15% no custo total de produção, sendo portanto um dos mais importantes. Por isso, qualquer medida de eficiência energética tem em geral uma elevada incidência no custo final do produto acabado.

Na Figura 1 pode-se observar as etapas de fabricação de revestimentos cerâmicos, para um processo de monoqueima via úmida, onde existe consumo de energia. A energia elétrica é utilizada em maior ou menor quantidade, desde o ponto inicial do processo, na estocagem da matéria-prima, até o seu final, na classificação e embalagem do produto. As maiores demandas de eletricidade ficam por conta da moagem, prensagem e queima. Já a energia térmica, conforme destacado na Figura 1, é utilizada em três etapas do processo, atomização, secagem e queima.

Na Tabela 3 é apresentada a proporção das demandas térmica e elétrica para a fabricação de cerâmica de revestimento para o processo de monoqueima via úmida.

Tabela 3. Distribuição da demanda energética

Consumo Específico	kcal/kg	(%)
Térmico	900-1.200	85-90
Elétrico	110-150	10-15
Total	1.000-1.400	

Fonte: Revista Cerâmica Informação, n. 2/3

1kcal = 4,187 kJ.

O principal consumo de energia térmica do processo cerâmico é verificado na etapa de queima com aproximadamente 50% do total. A atomização da matéria-prima, nos processos via úmida, representa também um consumo energético importante com demandas térmicas ao redor de 40% (ver Tabela 4). Na substituição da fonte da energia demandada pela atomização, é que se encontra o grande potencial de cogeração da indústria cerâmica. Os gases quentes, necessários à atomização da barbotina, que atualmente são gerados com gás natural, óleo combustível ou carvão mineral, podem ser substituídos pelos gases de combustão provenientes de um motor ou turbina, cuja energia mecânica de ponta de eixo é utilizada para geração de eletricidade. Embora em quantidades bem menores, outra etapa do processo com consumo de energia térmica é a secagem das peças após a etapa de prensagem.

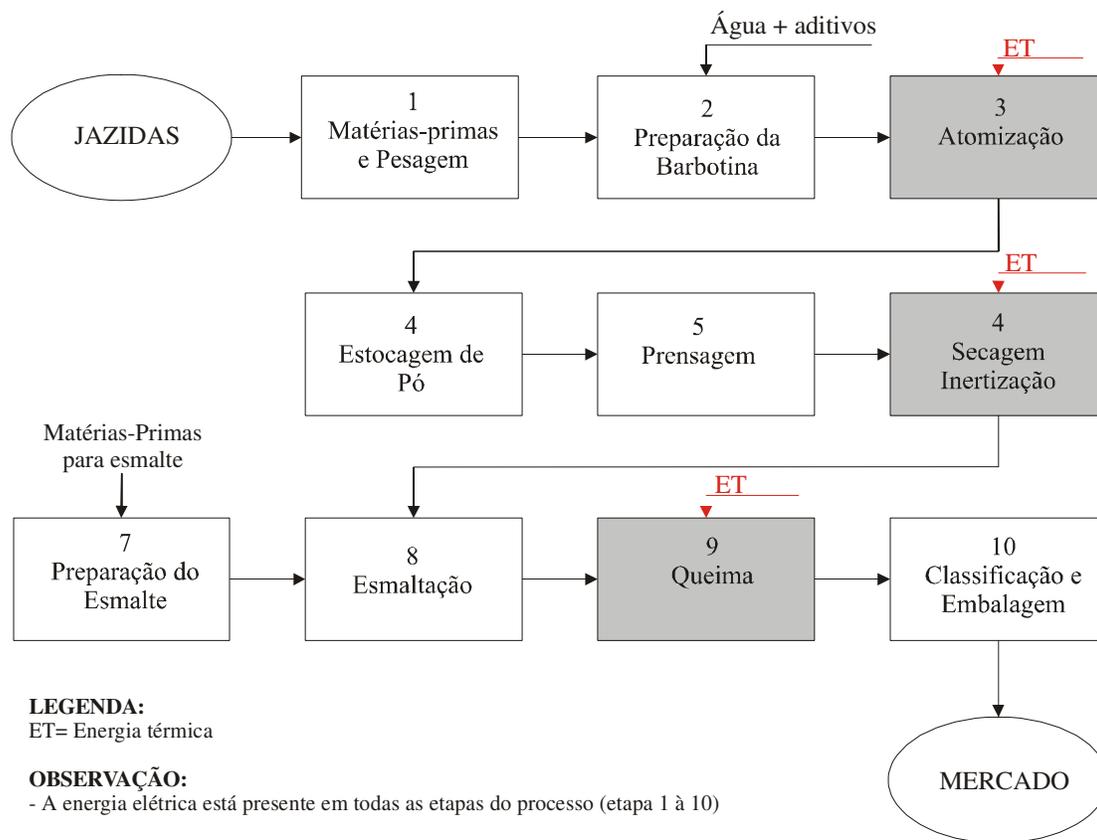


Figura 1. Fluxograma de fabricação de revestimentos cerâmicos (monoqueima via úmida)

A demanda de energia elétrica, conforme já comentado, está relativamente bem distribuída ao longo do processo, com destaque para o consumo nos moinhos, prensas e fornos (ver Tabela 5).

Tabela 4. Distribuição da demanda térmica

	Energia Consumida no Processo (kcal/kg de Produto Final)	Participação do Total (%)
Atomização	390-350	35-45
Secagem	80-130	10-15
Queima	460-720	45-55
Total	900-1.200	

Fonte: Revista Cerâmica Informação, n. 2/3

1kcal = 4,187 kJ.

Tabela 5. Distribuição da demanda elétrica

	Energia Consumida no Processo (kWh/t de Produto Final)	Participação do Total (%)
Moagem	17-28	12-16
Atomização	22-23	14-18
Prensagem	17-22	12-15
Secagem	11-16	5-8
Esmaltação	17-28	12-16
Queima	20-41	18-23
Vários*	15-30	15-18
Total	130-180	

*Classificação, embalagem, movimentação e auxiliares.

Fonte: Revista Cerâmica Informação, n. 2/3

3.2 LEVANTAMENTO DE DADOS

Os dados considerados no trabalho foram coletados do processo de fabricação da empresa De Lucca Revestimentos Cerâmicos, situada no Município de Criciúma, Estado de Santa Catarina. Essa empresa dispõe de uma área construída de 25.000 metros quadrados com capacidade de produção anual de 6 milhões de metros quadrados de pisos e revestimentos cerâmicos. O parque fabril da De Lucca tem todas as características necessárias à aplicação de

um sistema de cogeração. Além das demandas térmicas e elétricas, foram também levantados todos os dados climáticos da região para simulação completa do sistema de cogeração.

O período analisado foi o ano de 2001, considerado atípico para a indústria cerâmica, fato que pode ser verificado nos gráficos de demanda térmica e elétrica apresentados ao longo do texto.

3.2.1 Dados de processo

O sistema de secagem de barbotina existente opera utilizando óleo combustível A1 (PCI = 39.774 kJ/kg) para suprimento da energia térmica. O sistema consiste de uma fornalha com capacidade térmica instalada de 12 MW e de um atomizador com capacidade nominal de produção de 16 ton/h de barbotina (ver Figuras 2 e 3). De acordo com as medições de campo, o sistema opera com capacidade térmica aproximada de 6 MW. A fornalha dispõe de parede dupla, por onde entra o ar suplementar, isolando termicamente a câmara de combustão. Com a mistura desse ar, a temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha é da ordem de 540 °C. O ar de diluição ainda é misturado ao fluxo de gases, reduzindo a temperatura na entrada do atomizador para valores da ordem de 435°C, variando ao longo do dia.

O perfil de temperatura, ao longo do ano de 2001, foi obtido através dos controles de produção do atomizador com leituras realizadas por termopares tipo K. Esses controles também informavam os horários em que o atomizador não estava operando.

A vazão de gases quentes foi determinada a partir dos valores de pressão dinâmica medidos na saída da fornalha, com o auxílio de um tubo de Pitot duplo e de um micromanômetro digital modelo Dwyer 40D 477-1, de acordo com o método de centróide de áreas iguais, apresentado por Delmée (1982).

Na Figura 3 é mostrado um desenho esquemático do atomizador, no qual uma seta indica o local de medição da vazão dos gases, próximo ao topo do atomizador. Um tubo de Pitot foi utilizado para medir diretamente a pressão dinâmica associada à velocidade local dos gases.

O perfil de pressão dinâmica medida no duto corresponde ao escoamento de gases plenamente desenvolvido, conforme mostrado na Figura 4. Com base nos dados de pressão, geometria do duto e propriedades dos gases quentes, pode-se calcular a vazão mássica dos

gases, de acordo com a Equação (1). O valor encontrado para a vazão dos gases quentes corresponde a 12,97 kg/s, considerado constante ao longo do estudo.



Figura 2. Foto da fornalha do sistema de atomização existente.

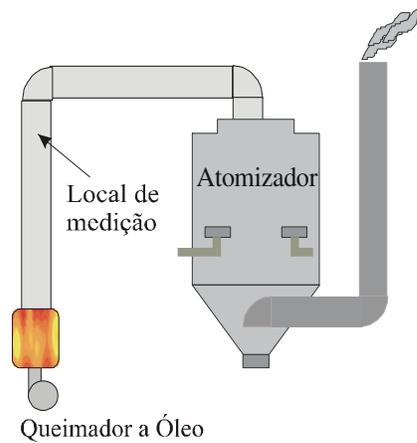


Figura 3. Sistema de secagem existente (local de medição de vazão).

$$m_g = A \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (2\rho * P_i)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

onde,

m_g = vazão mássica dos gases quentes da combustão (kg/s);

P_i = valores de pressão dinâmica medida em cada ponto do duto (Pa);

ρ = densidade do fluido (kg/m^3);

A = área do duto (m^2);

N = Número de pontos medidos

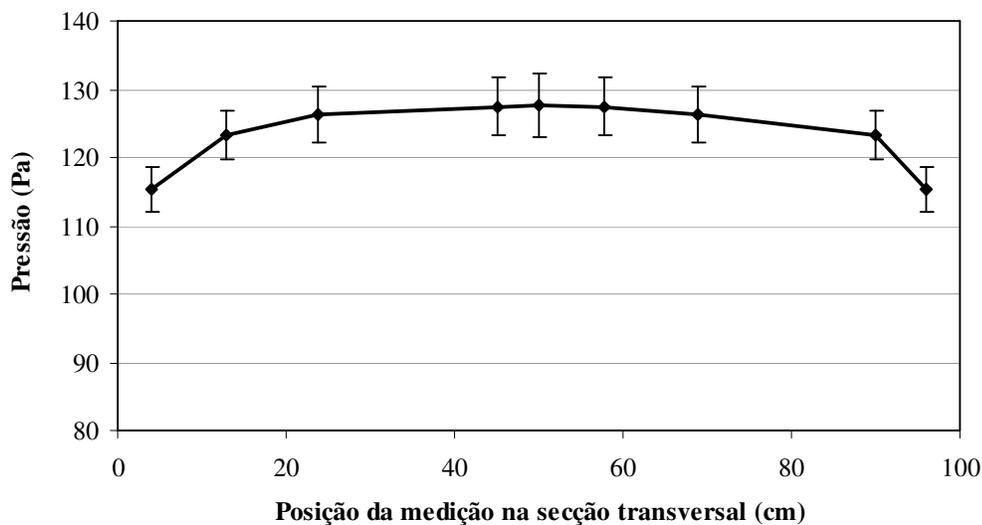


Figura 4. Pressão dinâmica medida no duto de gases na entrada do atomizador

Com a determinação da vazão e da temperatura dos gases quentes utilizados no atomizador a cada hora, tem-se o valor da carga térmica requerida nas condições atuais para a produção de pó ao longo do ano, necessária para estudar as alternativas do sistema de cogeração, conforme apresentadas nas Figuras 5 e 6.

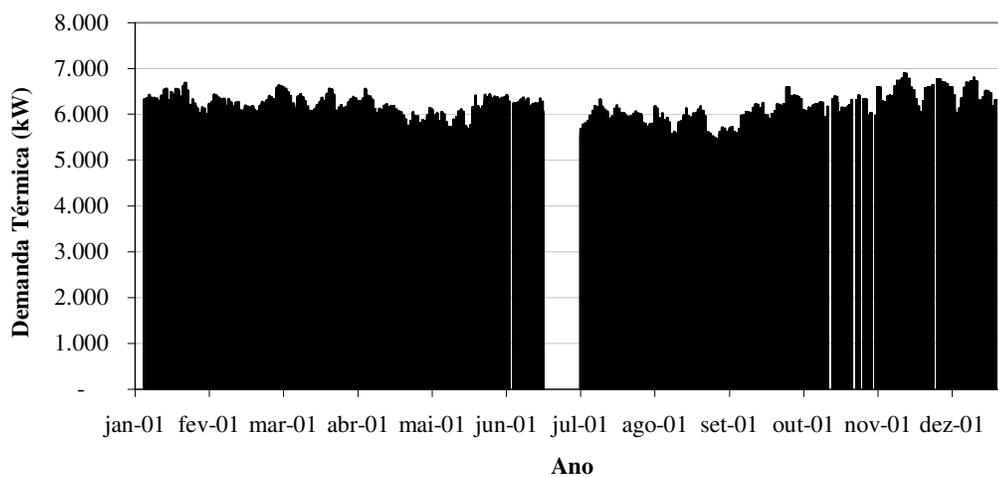


Figura 5. Perfil de demanda de térmica do atomizador (2001).

A Figura 5 apresenta o perfil de demanda térmica do atomizador ao longo de 2001, em que se verifica uma demanda praticamente constante, em torno de 6.000 kW, durante os períodos em que o mesmo opera. É importante também destacar as paradas da fábrica por questões de mercado, verificadas pela ausência total de demanda térmica (início, meio e fim de 2001).

Na Figura 6 pode-se observar que durante cerca de 70% do período avaliado a demanda térmica varia em torno de 6.000 kW e no tempo restante (30% do período avaliado) é nula. Isso se deve às paradas da fábrica e ao modo de utilização do atomizador que, quando em operação, trabalha a plena carga. Caso contrário, a demanda cai a zero. Além disso, conforme já mencionado no início deste capítulo, a capacidade de produção de massa do atomizador, neste caso em específico, é superior a de fabricação de revestimentos cerâmicos, o que gera ociosidade do equipamento, durante alguns períodos, além das paradas para manutenção corretiva.

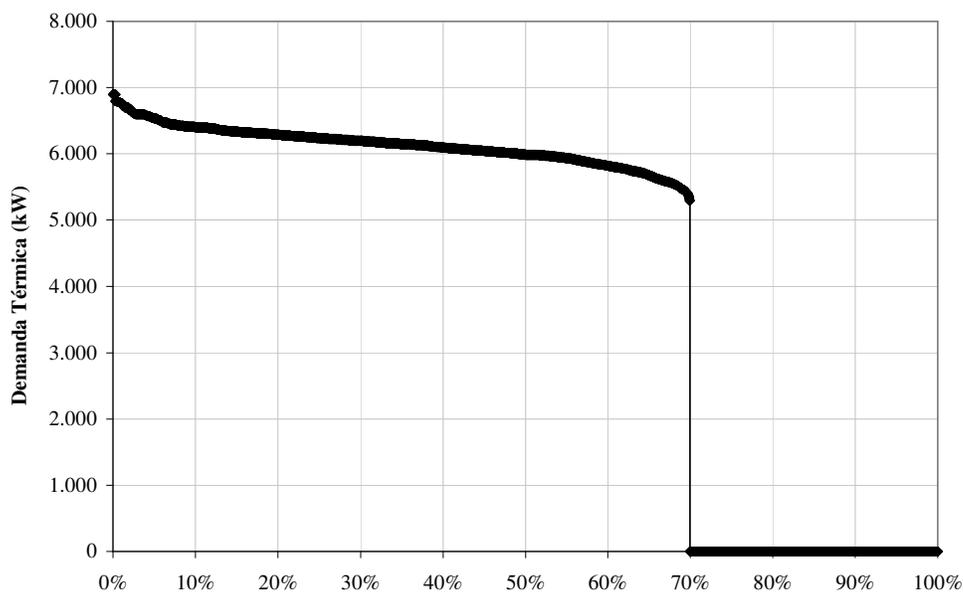


Figura 6. Histograma da carga térmica do atomizador (2001)

Assim, a partir da demanda térmica horária determinou-se o consumo de óleo combustível, utilizado para a comparação dos custos operacionais, antes e depois da cogeração. O consumo de óleo combustível é calculado pela Equação (2). Esse cálculo foi

necessário porque a empresa não dispõe de sistema de medição de consumo instantâneo de combustível no atomizador.

$$\dot{OC}_{atom} = \frac{\dot{Q}}{PCI_{OC} \cdot \eta_{queima_{OC}}} \cdot 3600 \quad (2)$$

onde,

\dot{OC}_{atom} = consumo de óleo combustível (kg/h);

\dot{Q} = demanda térmica do atomizador (kW);

PCI_{OC} = poder calorífico inferior do óleo combustível A1 (39.774 kJ/kg);

$\eta_{queima_{OC}}$ = eficiência da queima do óleo combustível.

Neste trabalho, foi assumida uma eficiência da queima para o óleo combustível da ordem de 85%.

A demanda elétrica foi determinada com auxílio do controlador de demanda da marca SiSACS, instalado na da empresa. No sentido de se obter uma informação representativa do perfil da demanda elétrica, foi feita uma leitura a cada 15 minutos, sendo a demanda horária a média das quatro leituras realizadas a cada hora. As quedas da demanda elétrica ao longo de 2001 puderam ser verificadas no início, meio e fim do ano, períodos em que a produção parou por questões de mercado, quando o consumo registrado era proveniente de equipamentos que não podiam ser desligados e de setores administrativos.

Na Figura 7, é mostrado o perfil de demanda obtida ao longo das 24 horas de operação durante o ano de 2001. Verifica-se uma pequena variação nas demandas entre 1.400 e 1.700 kW e uniformidade ao longo do ano, se excluído da análise os períodos em que a produção, fato que pode ser verificado pela Figura 8, que apresenta a curva de duração da carga elétrica cujos valores de demanda, acima descritos, dominam aproximadamente 60% do tempo. O perfil diário médio de demanda é semelhante ao anual, mas com valores entre 1.300 e 1.400 kW, conforme observado na Figura 9.

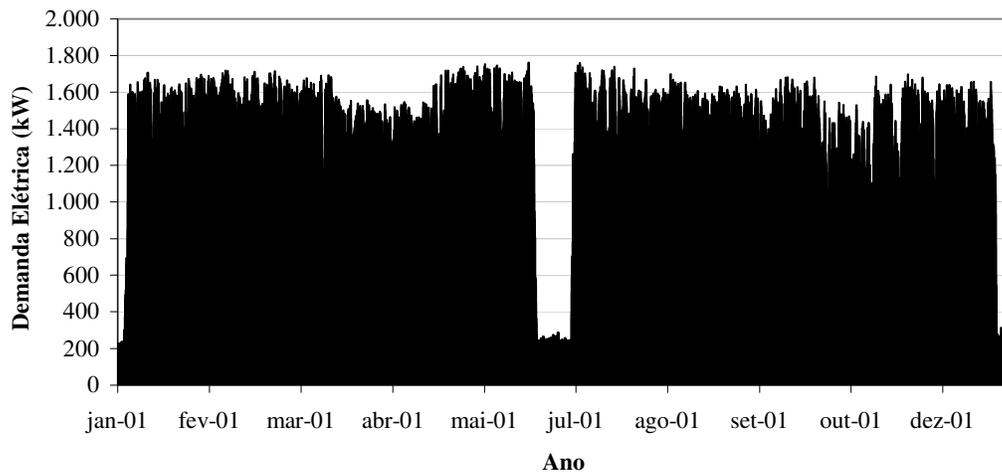


Figura 7. Perfil de demanda de energia elétrica anual medida na fábrica (2001).

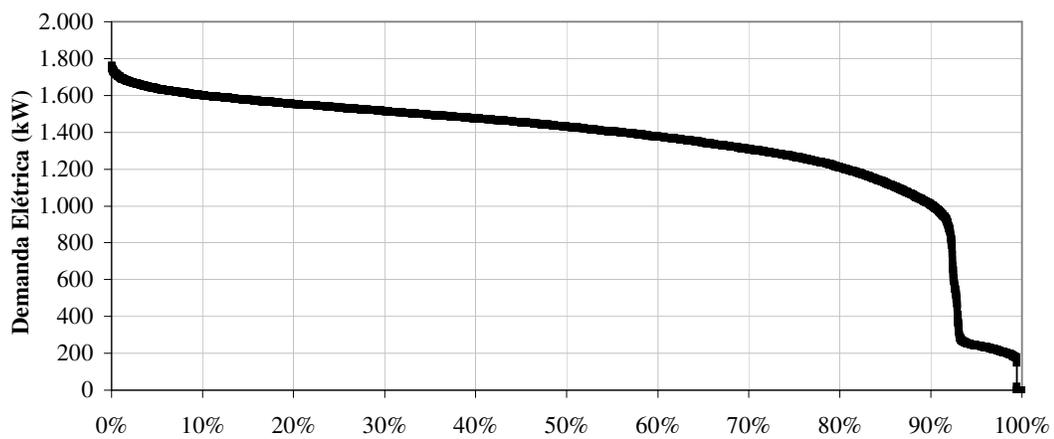


Figura 8. Histograma da carga elétrica da fábrica (2001)

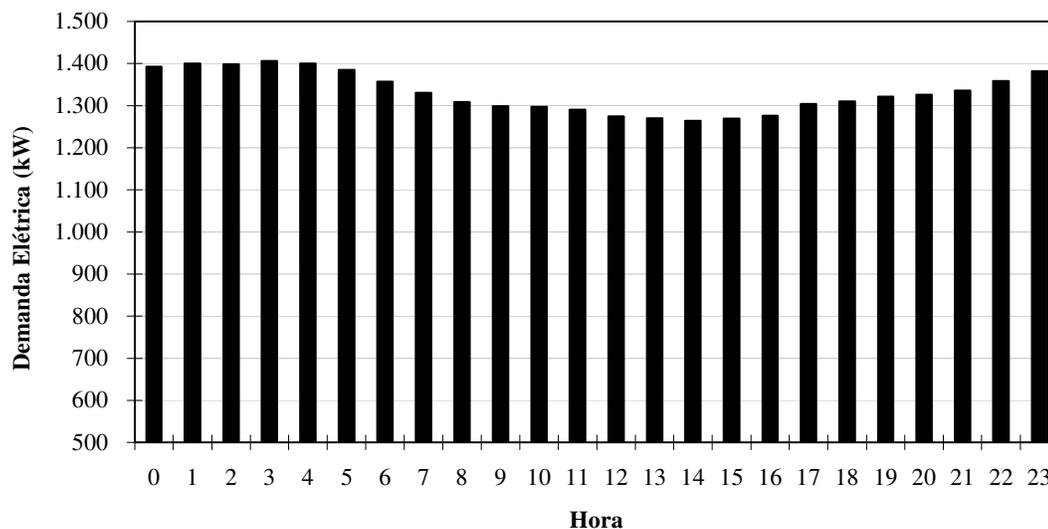


Figura 9. Perfil de demanda elétrica diária medida na fábrica (2001)

Os perfis de demanda apresentados representam perfeitamente o processo de fabricação de cerâmica de revestimento, que se caracteriza por uma produção em escala e de forma contínua. Quando a fábrica está produzindo, os equipamentos trabalham à plena carga maximizando a produção e minimizando os custos. No entanto, quando há algum problema de mercado a fábrica é parada por completo. O ideal para o processo de produção de cerâmica de revestimento é operar durante todo o ano sem paradas, o que é compatível com o perfil operacional de um sistema de cogeração.

Outro aspecto interessante é a perfeita correlação entre a demanda térmica e elétrica verificada na Figura 10, que contribui diretamente para a implantação de um sistema de cogeração, pois otimiza a produção de utilidades.

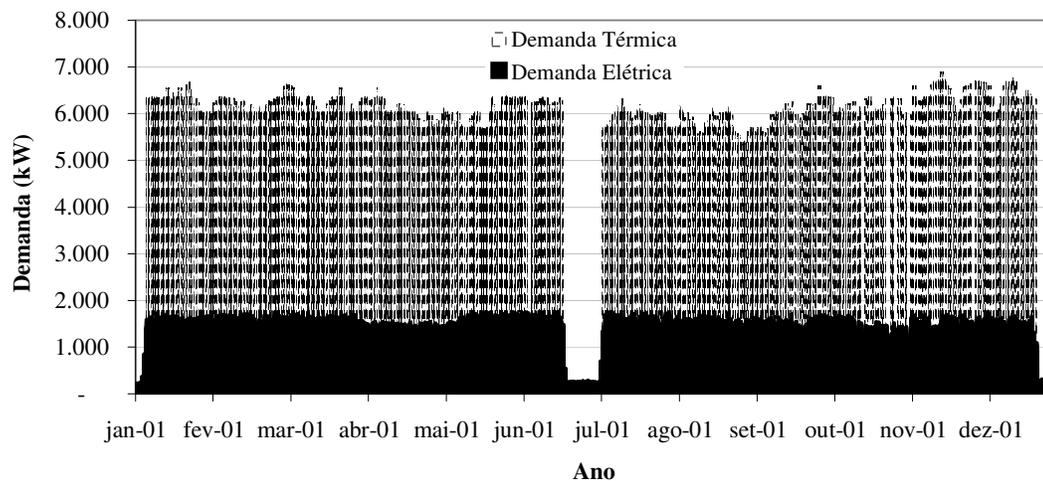


Figura 10. Perfil de demanda de energia elétrica da fábrica e térmica do atomizador (2001).

3.2.2 Dados climáticos

Para simular o desempenho de operação do sistema de cogeração, foram obtidos, junto ao Centro Integrado de Meteorologia e Recurso Hídricos (CLIMERH), dados climáticos diários do ano de 2001 da região onde se localiza a empresa avaliada. A estação agrometeorológica está localizada no Município de Urussanga a cerca de 25 km da empresa, nas coordenadas: latitude 28°31S, longitude 49°19W, altitude 48m.

Para cada dia foram obtidos:

- temperatura Máxima (T_{\max});
- temperatura Mínima (T_{\min});
- umidade Relativa (ϕ) às 9h, 15h e 21h.

4 O MODELO DE SIMULAÇÃO

4.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Em termos gerais, o sistema de cogeração proposto para a indústria de cerâmica de revestimento, consiste basicamente de um turbogerador, de uma câmara de pós-combustão ou pós-queima e do sistema de atomização existente (Figura 11). De acordo com avaliação preliminar, envolvendo diferentes configurações, o sistema de cogeração que melhor se aplica para implementação na indústria cerâmica utiliza a turbina a gás como máquina motriz, por proporcionar maiores temperaturas e maior volume de gases de exaustão, relativamente, aos motores de combustão interna.

O modelo desenvolvido tem por objetivo simular sistemas de cogeração com dados reais de operação das empresas, considerando o desempenho dos equipamentos envolvidos variável sob a influência das condições climáticas e das demandas energéticas da fábrica. Na escolha da melhor alternativa técnica e econômica, procura-se atender às necessidades de energia térmica do atomizador e de energia elétrica da fábrica.

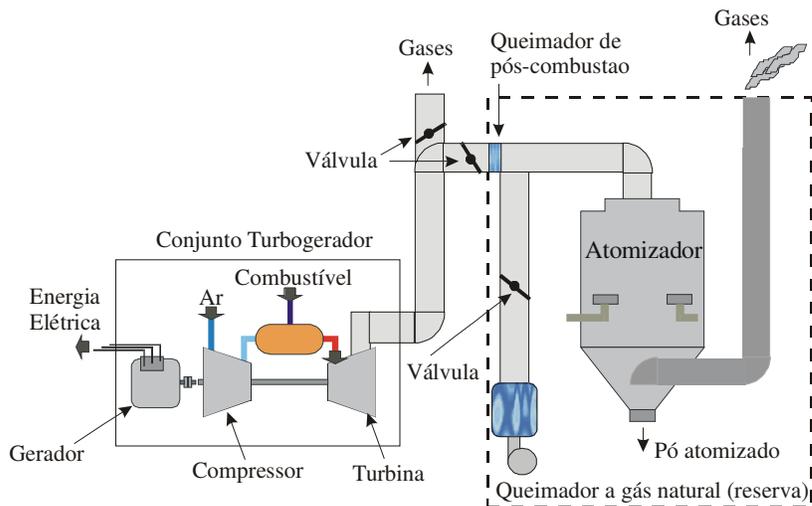


Figura 11. Sistema de cogeração proposto

4.2 *MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO*

O modelo de simulação proposto se sustenta na Primeira Lei da Termodinâmica, levando em conta os balanços de massa e de energia no conjunto turbogerador, câmara de pós-combustão e atomizador. Com o intuito de avaliar a influência de sazonalidades de produção e condições climáticas diferenciadas, o modelo simula o período de um ano de operação da empresa analisada. Através dos resultados obtidos, compara-se esse modelo com outros métodos simplificados utilizados para se avaliar um sistema de cogeração. Na expectativa de simular todos os casos possíveis, tanto em paridade térmica quanto elétrica, as equações que compõe o modelo foram programadas e resolvidas com o auxílio do código computacional EES (Engineering Equation Solver) versão 6.181 do ano de 2001, produzido por F-Chart Software. O EES é um código computacional que permite tratar problemas termodinâmicos de forma amigável, possibilitando ainda a criação de várias sub-rotinas e a geração de programas executáveis, além de conter bibliotecas internas com as propriedades termofísicas de diversos componentes químicos.

4.2.1 Premissas básicas

As seguintes premissas básicas são consideradas no modelo de simulação proposto:

- a) dados nominais das turbinas estabelecidos na condição ISO (ver Apêndice D);
- b) combustível utilizado na turbina e na pós-combustão é o gás natural proveniente da Bolívia (ver Apêndice B);
- c) assumem-se as propriedades do gás natural constantes;
- d) assume-se a altitude da fábrica e locação do sistema de cogeração ao nível do mar;
- e) considera-se o desempenho da turbina a gás como componente único;
- f) considera-se a influência de parâmetros operacionais e climáticos sobre o desempenho da turbina a gás;
- g) intervalo máximo de simulação de 1 hora.

4.2.2 Modelagem do desempenho do conjunto turbogerador

Conforme apresentado anteriormente, o modelo não considera o desempenho individual dos componentes da turbina a gás como compressor, câmara de combustão e turbina, mas se utiliza de curvas de desempenho para simular o comportamento de toda máquina como se fosse um componente único (ver Figura 12). As curvas de desempenho foram obtidas de catálogos de fabricantes, onde são apresentados a influência da variação da carga e da temperatura ambiente sobre a potência elétrica gerada (\dot{W}_{ger}), o rendimento térmico da turbina (η_T), o fluxo de massa (\dot{m}_{gases}) e a temperatura dos gases de exaustão (T_{gases}). A influência de outros parâmetros como a umidade do ar, altitude, perda de carga na entrada e saída e consumo de eletricidade de equipamentos auxiliares, não é informada pelos fabricantes.

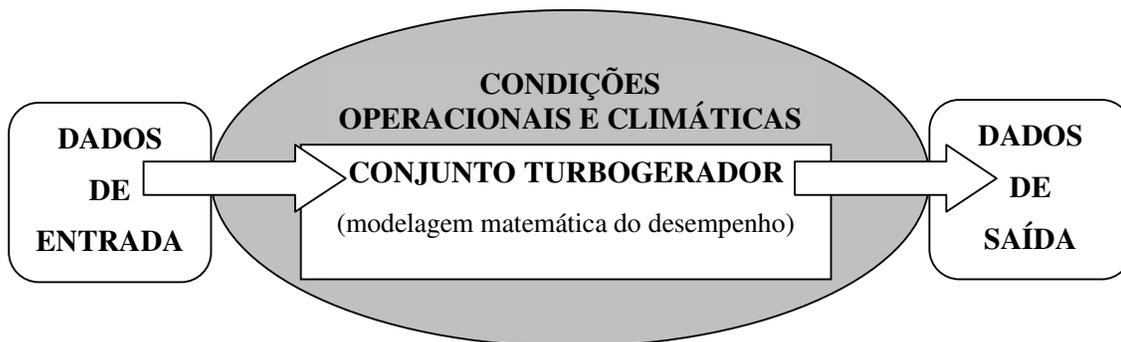


Figura 12. Esquema do modelo de simulação

No modelo proposto neste trabalho tomando-se por base as curvas de desempenho das turbinas os resultados de potência elétrica gerada, eficiência térmica, vazão de gases e temperatura dos gases de exaustão são corrigidos de acordo com a variação da carga (L) e temperatura ambiente (T_{amb}). Os fatores de correção, relativos aos dados na condição ISO, da potência elétrica gerada ($F_{L,T}^{pot}$), eficiência térmica ($F_{L,T}^{\eta_r}$), massa dos gases ($F_{L,T}^{m_{gases}}$) e temperatura dos gases de exaustão ($F_{L,T}^{T_{gases}}$) são calculados a partir das Equações (3), (4), (5) e (6) respectivamente.

$$F_{L,T}^{pot} = cp_1 + cp_2.L + cp_3.L^2 + (cp_4 + cp_5.L + cp_6.L^2).T_{amb} + (cp_7 + cp_8.L + cp_9.L^2).T_{amb}^2 \quad (3)$$

$$F_{L,T}^{\eta_r} = cr_1 + cr_2.L + cr_3.L^2 + (cr_4 + cr_5.L + cr_6.L^2).T_{amb} + (cr_7 + cr_8.L + cr_9.L^2).T_{amb}^2 \quad (4)$$

$$F_{L,T}^{m_{gases}} = cm_1 + cm_2.L + cm_3.L^2 + (cm_4 + cm_5.L + cm_6.L^2).T_{amb} + (cm_7 + cm_8.L + cm_9.L^2).T_{amb}^2 \quad (5)$$

$$F_{L,T}^{T_{gases}} = ct_1 + ct_2.L + ct_3.L^2 + (ct_4 + ct_5.L + ct_6.L^2).T_{amb} + (ct_7 + ct_8.L + ct_9.L^2).T_{amb}^2 \quad (6)$$

Os coeficientes (c) das variáveis da potência elétrica (p), da eficiência ou rendimento térmico (r), da massa dos gases de exaustão (m) e da temperatura dos gases de exaustão (t) de ordem n das Equações (3), (4), (5) e (6) para cada turbina analisada, são apresentados na Tabela 23 do Apêndice D.

Essas equações foram determinadas através do método que utiliza três conjuntos de pontos em função de duas variáveis, representando-os em parábolas com uma única variável. A partir dos coeficientes de cada termo das equações, são obtidas novas equações em função da outra variável em questão. Tal metodologia apresentada por Stoecker (1989, p. 64-66) é exemplificada para uma das turbinas avaliadas no Apêndice C.

A influência da perda de carga nos dutos sobre o desempenho das máquinas não está considerada quando os dados são referenciados à condição ISO e tampouco está disponível nas informações dos fabricantes. Para considerá-la no modelo matemático, foram assumidos valores aproximados obtidos na literatura. Neste trabalho, a influência da perda de carga no duto de saída não é considerada, uma vez que o atomizador opera em depressão com um ventilador centrífugo succionando os gases de exaustão. Essa variável torna-se indispensável quando a turbina a gás opera em conjunto com uma caldeira de recuperação para produção de vapor.

A perda de carga no duto de entrada (ΔP_e) é decorrente do escoamento do ar através do duto de sucção, dos filtros e silenciadores. O modelo proposto considera $\Delta P_e = 0,981$ kPa como perda de carga típica na entrada, conforme apresentado por Walsh e Fletcher (1998 p. 65). Esse valor está de acordo com o apresentado pela revista *Gas Turbine World 2000-2001 Performance Specifications (2001, p.7)*. A influência da perda de carga na entrada foi

modelada, conforme as indicações de Spiewak e Weiss (1997, p. 126), resultando nos fatores de correção dos parâmetros de potência elétrica, eficiência térmica, fluxo de massa e temperatura dos gases de exaustão nas condições ISO, representados respectivamente pelas Equações (7), (8), (9) e (10), onde .

$$F_{pce}^{pot} = 1 - \frac{0,5 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,37326}}{100} \quad (7)$$

$$F_{pce}^{\eta_r} = 1 - \frac{0,5 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,74652}}{100} \quad (8)$$

$$F_{pce}^{m_{gases}} = 1 - \frac{0,5 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,49768}}{100} \quad (9)$$

$$F_{pce}^{T_{gases}} = 0,55 \cdot \frac{\Delta P_e}{0,24884} \quad (10)$$

A umidade do ar foi também considerada no modelo proposto, pois ainda que pequena, sua influência não pode ser negligenciada. Para correção dos dados das máquinas analisadas, pode-se utilizar o gráfico da Figura 13, que apresenta a influência da umidade específica ou absoluta, relacionada com a potência elétrica gerada, eficiência térmica, vazão e temperatura dos gases de exaustão. Este gráfico é baseado nas curvas apresentadas por Walsh e Fletcher (1998 p. 585), que mostram a influência da umidade específica sobre diversos parâmetros além dos citados. A diferença do gráfico apresentado neste trabalho para o disponível na literatura citada está na referência utilizada. Enquanto na literatura citada as curvas estão referenciadas ao ponto de umidade específica igual a zero, neste trabalho, elas foram reeditadas utilizando como referência o valor da umidade específica igual a 0,0064 kg vapor/kg ar seco (para $\phi = 60\%$) de acordo com a condição ISO.

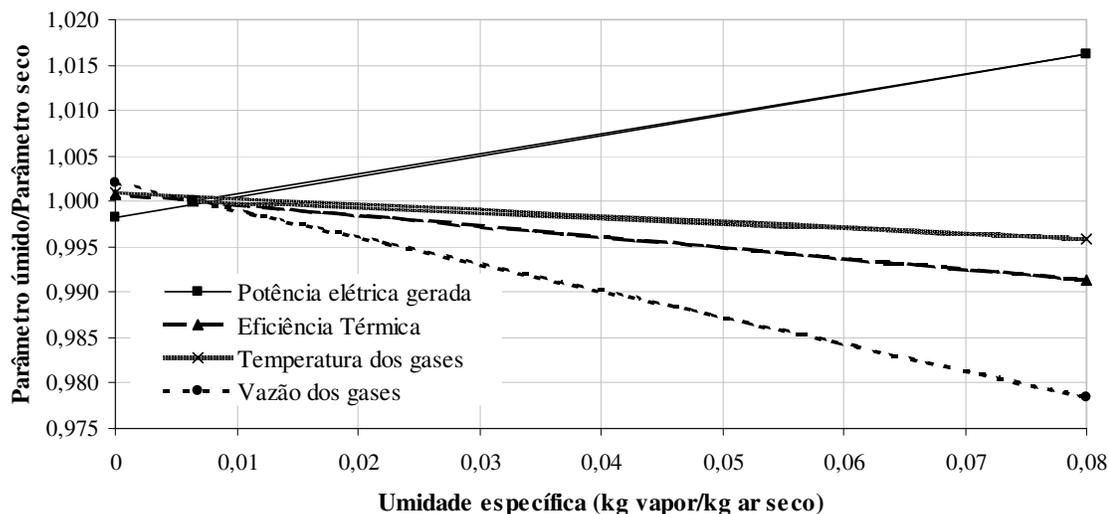


Figura 13. Curvas de influência da umidade do ar sobre o desempenho de turbinas a gás.

Da influência da umidade do ar (w) sobre a potência elétrica gerada, eficiência térmica, vazão e temperatura dos gases de exaustão, demonstrada na Figura 13, são obtidas equações que são os fatores de correção para tais parâmetros na condição ISO, representados pelas equações (11), (12), (13) e (14) respectivamente.

$$F_{umid}^{pot} = 0,99862 + 0,21981.w \quad (11)$$

$$F_{umid}^{\eta_r} = 1,0007 + 0,1167.w \quad (12)$$

$$F_{umid}^{m_{gases}} = 1,0018 - 0,29308.w \quad (13)$$

$$F_{umid}^{T_{gases}} = 1,0004 + 0,056988.w \quad (14)$$

O consumo de energia dos equipamentos auxiliares é calculado de acordo com informações disponíveis no *Gas Turbine World 2000-2001* (2001, p.7), que estabelece valores entre 1,5% e 2% da potência disponível. Como não há informações complementares

disponíveis em catálogos, neste trabalho, assume-se que a perda de energia elétrica nos equipamentos auxiliares seja da ordem de 1,5% da potência nominal da turbina a gás,

$$\dot{W}_{ea} = 0,015 \cdot \dot{W}_n \quad (15)$$

onde,

\dot{W}_{ea} = potência elétrica consumida nos equipamentos auxiliares (kW);

\dot{W}_n = potência nominal da turbina a gás (kW).

A potência elétrica consumida pelo compressor de gás natural também é considerada no modelo proposto. As turbinas a gás de grande porte operam com gás natural sob pressões geralmente superiores à pressão de operação da rede de gás local, em faixas que variam de 2.500 a 2.800 kPa, para a razão de compressão entre 12 e 15. Na impossibilidade de se obter a pressão correspondente a cada turbina e com base nos valores de razão de compressão de algumas das turbinas selecionadas (vide Apêndice D), estabeleceu-se para pressão de operação das turbinas o valor de 1.500 kPa, aqui tratada como pressão de saída do compressor ($P_{sc} = 1.500$ kPa). A pressão do gás natural fornecido pela concessionária local pode chegar no máximo a 500 kPa. Portanto, é necessário comprimir o gás natural no local para o abastecimento da turbina. Assume-se o valor da pressão do gás natural na rede local como pressão de entrada no compressor ($P_{ec} = 500$ kPa). Dessa forma, admitindo-se o gás natural como gás perfeito, esta potência pode ser calculada por:

$$\dot{W}_{cGN} = \dot{m}_{GN} \cdot (h_{sc} - h_{ec}) \quad (16)$$

onde,

\dot{W}_{cGN} = potência elétrica consumida pelo compressor de gás natural (kW);

\dot{m}_{GN} = vazão mássica de gás natural (kg/s);

h_{sc} = entalpia do gás natural na saída do compressor em função da temperatura (T_{sc}) e pressão (P_{sc}) de saída do gás (kJ/kg);

h_{ec} = entalpia do gás natural na entrada do compressor em função da temperatura (T_{ec}) e pressão (P_{ec}) de entrada do gás (kJ/kg).

A temperatura de entrada do gás natural no compressor é igual à temperatura medida na Estação de Redução de Pressão e Medição (ERPM) da concessionária local e varia ao longo do ano de acordo com o clima, projeto da ERPM e vazão de gás natural. Neste trabalho adotou-se o valor constante ao longo do ano de 20°C ($T_{ec} = 20^\circ\text{C}$).

Para o cálculo da temperatura de saída do compressor (T_{sc}), admitiu-se como eficiência do compressor (η_c) o valor de 70%. Esse valor de eficiência é passível de alteração de acordo com a informação de cada fabricante. Portanto, relacionando-se as Equações (17) e (18) e substituindo-se o resultado na Equação (19), obtém-se a T_{sc} .

$$\frac{T_{scs}}{T_{ec}} = \left(\frac{P_{sc}}{P_{ec}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (17)$$

onde,

T_{scs} = temperatura de saída do compressor para o processo ideal (K);

γ = relação de calores específicos para um processo isentrópico, conforme Equação 18.

$$\gamma = \frac{Cp_{GN}}{Cp_{GN} - R_{GN}} \quad (18)$$

onde,

Cp_{GN} = calor específico à pressão constante para o gás natural (kJ/kg.K);

R_{GN} = constante do gás para o gás natural (kJ/kg K).

$$\eta_c = \frac{T_{scs} - T_{ec}}{T_{sc} - T_{ec}} \quad (19)$$

4.2.3 Variáveis termofísicas

A variação de temperatura ao longo do dia foi determinada a partir do comportamento da temperatura ambiente em função da hora do dia para cada mês do ano, corrigido em função das leituras das temperaturas máxima (T_{max}) e mínima (T_{min}) de cada dia, obtidos da Estação Agrometeorológica de Urussanga. Os valores típicos de temperatura foram estimados com o auxílio dos dados obtidos por Lamberts, Goulart e Firmino (1998 p. 56-61) com 1% de incerteza para a cidade de Florianópolis e plotados conforme Figura 14.

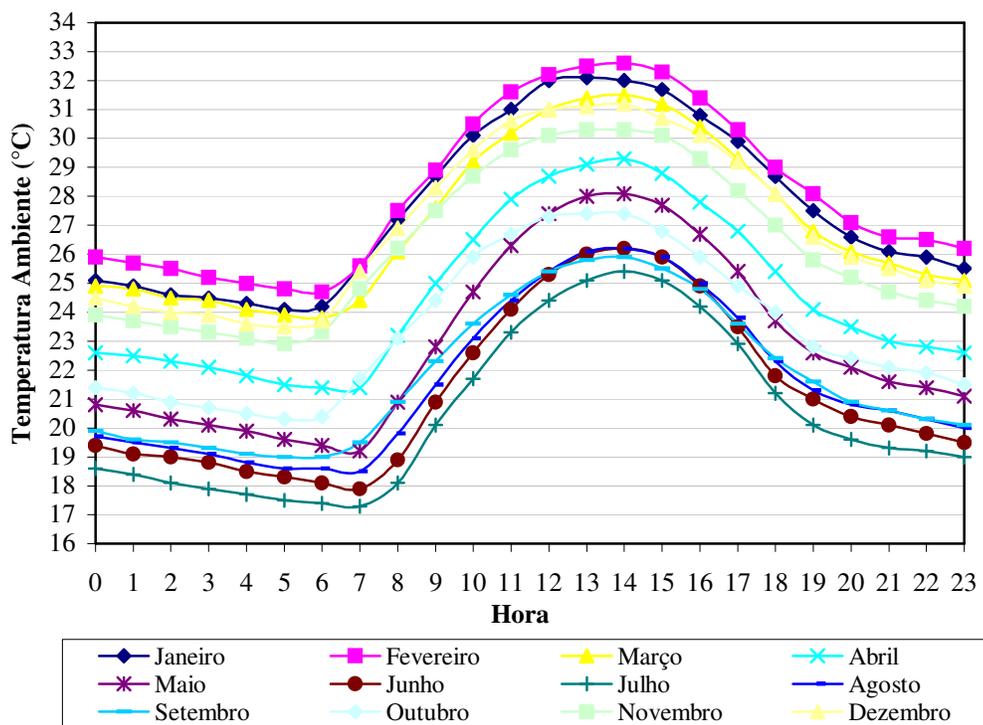


Figura 14. Curvas de temperatura ambiente para um dia típico de cada mês do ano.

Os dados de Florianópolis foram considerados por estarem disponíveis e por se tratar de um local próximo da cidade onde se localiza a planta industrial estudada. Para se determinar o comportamento das temperaturas no local da planta ao longo do dia, em função da T_{\max} , T_{\min} e Amplitude Máxima (ΔT_{\max}), foram calculados coeficientes de correção da temperatura horária (cht) a partir dos valores típicos de cada mês da cidade de Florianópolis. Considerou-se também que as temperaturas da 1h até às 9h eram influenciadas pela T_{\min} e das 10h até às 24h pela T_{\max} . Os coeficientes de correção da temperatura horária foram determinados conforme Equações (20) e (22).

Da 1h até às 9h:

$$cht = \frac{(T_{\text{típico}} - T_{\text{minTípico}})}{\Delta T_{\text{maxTípico}}} \quad (20)$$

onde,

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{\text{maxTípico}} - T_{\text{minTípico}} \quad (21)$$

Das 10h até às 24h:

$$cht = \frac{(T_{\text{típico}} - T_{\text{maxTípico}})}{\Delta T_{\text{maxTípico}}} \quad (22)$$

A partir dos coeficientes de correção da temperatura horária determinados (ver Apêndice E) e das T_{\max} , T_{\min} e ΔT_{\max} disponíveis, para cada dia, foram calculadas as temperaturas ao longo do dia conforme Equações (23) e (24).

Da 1h até às 9h:

$$T_{\text{amb}} = T_{\text{min}} + cht.\Delta T_{\text{max}} \quad (23)$$

Das 10h até às 24h:

$$T_{amb} = T_{max} + cht.\Delta T_{max} \quad (24)$$

Para a variação da umidade relativa, que é a razão entre a pressão parcial do vapor na mistura e a pressão de saturação do vapor à mesma temperatura, estabeleceu-se o critério de distribuir os três dados disponibilizados pela estação agrometeorológica ao longo do dia da seguinte forma:

- da 1h às 9h: $\phi = \phi(9h)$;
- das 9h às 17h: $\phi = \phi(15h)$;
- das 17h às 1h: $\phi = \phi(21h)$;

A partir dos dados de umidade relativa (ϕ) calcula-se a umidade específica ou absoluta (w), que é razão da massa de vapor d'água para a massa de ar seco.

A umidade específica é calculada por:

$$w = 0,622 \cdot \left(\frac{P_s}{P_{atm} - P_s} \right) \quad (25)$$

onde,

P_{atm} = pressão atmosférica (kPa);

P_s = pressão parcial do vapor d'água (kPa), conforme Equação (26).

$$P_s = P_{sat} \cdot \phi \quad (26)$$

onde,

P_{sat} = pressão de saturação da água pura a temperatura ambiente (kPa);

O modelo proposto considera as propriedades do ar úmido. De acordo com Stoecker e Jones (1985, p 60), o calor específico do ar úmido (Cp_{ar}) é calculado por:

$$Cp_{ar} = Cp_{ars} + w.Cp_{va} \quad (27)$$

onde,

Cp_{ars} = calor específico do ar seco (kJ/kg.K);

Cp_{va} = calor específico do vapor de água à pressão parcial do vapor (kJ/kg.K);

w = umidade específica (kg vapor/kg ar seco).

Para o gás natural, o calor específico à pressão constante (Cp_{GN}) é calculado com base na fração mássica e no calor específico de cada componente do combustível, Equação (28). Assume-se que a pressão do gás natural seja igual à pressão média entre o nível de entrada e saída do compressor (P_{med}), conforme Equação (29). Para a temperatura do gás assume-se que ela seja igual à temperatura média de admissão do gás natural no compressor ($T_{GN} = 20 \text{ °C}$).

$$Cp_{GN} = \sum x_{componente} . Cp_{componente} \quad (28)$$

onde,

$x_{componente}$ = fração mássica de cada componente do gás natural (ver Apêndice B);

$Cp_{componente}$ = calor específico à pressão constante de cada componente do gás natural (kJ/kg.K).

$$P_{med} = \frac{(P_{ec} + P_{sc})}{2} \quad (29)$$

O calor específico à pressão constante dos gases de exaustão ($C_{p_{gases}}$) é calculado para os produtos da combustão do gás natural boliviano, considerando excesso de ar de 100%, conforme procedimento utilizado por Tuna e Silveira (1997, p. 165). Para a reação de combustão com excesso de ar de 100%, a relação ar-combustível é de 54,23 kg ar/kg de GN, muito próximo do valor de 54,08 kg ar/kg GN, encontrado pelos autores acima citados ao analisarem o gás natural da Bacia de Campos. Esse valor de excesso de ar corresponde ao valor médio utilizado na operação das turbinas a gás, conforme verificado por Balestieri (1994, p.71), ao analisar vinte diferentes turbinas, obtendo para a relação ar-combustível o valor médio de 53,15 kg ar/kg GN.

A partir da resolução da reação de combustão do gás natural boliviano com excesso de ar, determinou-se a porcentagem em massa de cada produto da combustão, considerando-se a composição mássica do gás natural.

A fração mássica dos produtos da combustão do gás natural boliviano é:

- CO₂: 5,6%;
- H₂O: 4,0%;
- N₂: 75,2%;
- O₂: 15,2%;

Em seguida, foram compostas as equações de Cp para cada produto da combustão, conforme polinômio e constantes obtidas de Walsh e Fletcher (1998 p. 115), proporcionalmente à fração mássica. Ao se realizar esse procedimento seguidas vezes, numa faixa de temperatura de 300 a 1.500 K, obteve-se a curva que representa a variação do calor específico à pressão constante dos gases de combustão em função da temperatura para o gás natural proveniente da Bolívia (ver Apêndice F). A equação que determina o valor de Cp dos gases de exaustão das turbinas a gás é:

$$C_{p_{gases}} = -2.10^{-10} \cdot (T_{gases} - 273,15)^3 - 4.10^{-7} \cdot (T_{gases} - 273,15)^2 - 1.10^{-5} \cdot (T_{gases} - 273,15) + 1,0159 \quad (30)$$

4.3 O ALGORÍTMO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

O modelo proposto para a simulação do conjunto turbogerador é apresentado na Figura 15 e aqui descrito com os seguintes passos:

1. designar os dados de entrada;
2. calcular a carga instantânea de operação da máquina;
3. calcular os fatores de correção e determinar os parâmetros da turbina para as condições de entrada;
4. calcular o consumo de energia (gás natural);
5. calcular as eficiências da máquina (turbina a gás) e do sistema de cogeração.

O passo 1 consiste na designação dos dados de entrada, aqui divididos entre aqueles que variam a cada hora e os que se mantêm constante durante o período de tempo analisado.

Os dados de entrada constantes são:

- T_{GN} = temperatura do gás natural (20°C);
- ρ_{GN} = densidade do gás natural (0,7621 kg/m³);
- PCI_{GN} = poder calorífico inferior do gás natural (47.681,11 kJ/kg);
- R_{GN} = constante universal do gás natural (0,4573 kJ/kg.K);
- P_{atm} = pressão atmosférica (101,325 kPa);
- $T_{chamine}$ = temperatura de saída dos gases na chaminé após atomização (80°C);
- \dot{W}_{com} = potência elétrica a ser comercializada (kW);
- $\eta_{queima_{GN}}$ = eficiência do queimador a gás natural; para este parâmetro assume-se o valor de 95%, considerando combustão completa e 5% de perda de calor para o meio-ambiente.

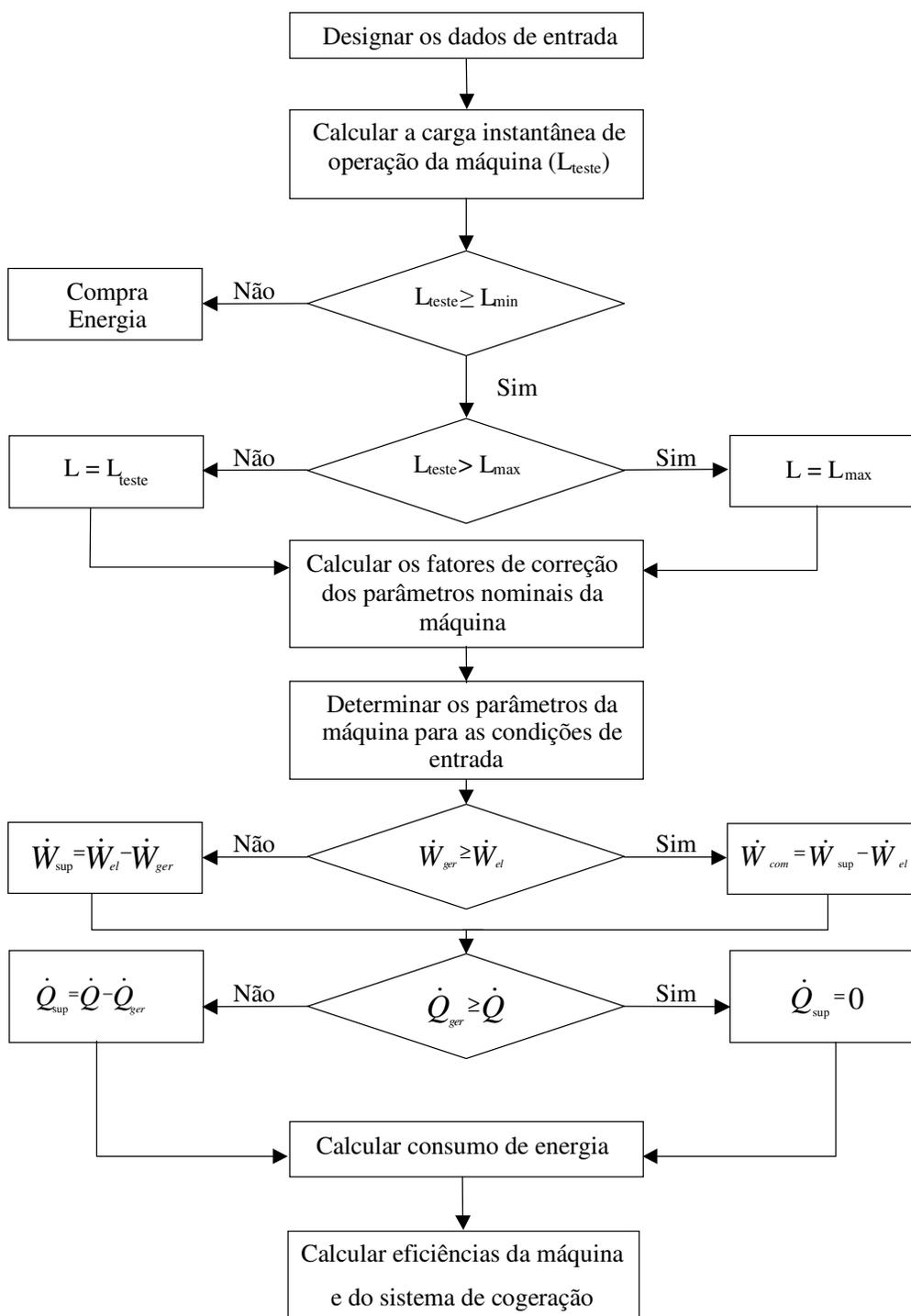


Figura 15. Fluxograma lógico do modelo de simulação

Os dados de entrada variáveis a cada hora do dia são:

- \dot{m}_{atom} = fluxo de massa de ar necessária para operação do atomizador (kg/s);
- T_{atom} = temperatura de operação do atomizador (°C);
- T_{max} = temperatura ambiente máxima registrada em cada dia (°C);
- T_{min} = temperatura ambiente mínima registrada em cada dia (°C);
- ϕ = umidade relativa (%);
- \dot{W}_{fab} = demanda elétrica da fábrica (kW);

O passo 2 consiste no cálculo da carga instantânea de operação da máquina. A carga (L) em que a turbina deve operar para atender ao sistema de cogeração simulado em paridade elétrica é influenciada pelas condições climáticas e operacionais, variáveis a cada hora, excetuando-se a perda de carga na entrada (ΔP_e) que é constante. Portanto, como dado inicial é necessário determinar qual a carga que a turbina deve operar para atender à demanda elétrica total. Essa carga é classificada como carga teste (L_{teste}) e é calculada conforme Equação (31).

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_n \cdot \left(\frac{cp_1 + cp_2 \cdot L_{teste} + cp_3 \cdot L_{teste}^2 + (cp_4 + cp_5 \cdot L_{teste} + cp_6 \cdot L_{teste}^2) \cdot T_{amb} +}{(cp_7 + cp_8 \cdot L_{teste} + cp_9 \cdot L_{teste}^2) \cdot T_{amb}^2} \right) \cdot F_{umid}^{pot} \cdot F_{pce}^{pot} \quad (31)$$

onde,

\dot{W}_{el} = demanda elétrica total (kW);

\dot{W}_n = potência nominal da turbina (kW).

A demanda elétrica total do sistema de cogeração é determinada por

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{fab} + \dot{W}_{ea} + \dot{W}_{c_{GN}} + \dot{W}_{com} \quad (32)$$

onde,

\dot{W}_{fab} = demanda elétrica da fábrica (kW);

\dot{W}_{ea} = demanda elétrica dos equipamentos auxiliares ao sistema de cogeração (kW);

\dot{W}_{cGN} = demanda elétrica do compressor de gás natural (kW);

\dot{W}_{com} = demanda elétrica comercializada (kW).

A demanda elétrica comercializada é considerada somente quando a potência gerada pela turbina é maior que a demanda elétrica de pico do sistema de cogeração. O modelo permite que sejam inseridos valores diferentes para a demanda comercializada a cada trimestre, contribuindo para a otimização da operação da turbina nas diferentes condições ambientais ao longo do ano, bem como o cumprimento dos rígidos contratos de suprimento de energia junto às concessionárias.

Assim, durante o primeiro trimestre,

$$\dot{W}_{com} = \dot{W}_{com_{1T}} \quad (33)$$

no segundo trimestre,

$$\dot{W}_{com} = \dot{W}_{com_{2T}} \quad (34)$$

no terceiro trimestre,

$$\dot{W}_{com} = \dot{W}_{com_{3T}} \quad (35)$$

e no quarto trimestre

$$\dot{W}_{com} = \dot{W}_{com_{4T}} \quad (36)$$

Com o valor de L_{teste} calculado, o modelo verifica a condição de operação da máquina comparando L_{teste} com L_{min} (carga mínima de operação) e L_{max} (carga máxima de operação). Assumiu-se para L_{max} o valor de 100%, correspondente à carga em que a turbina produz a sua potência nominal nas condições ISO. Os valores de L_{min} são estipulados em função da queda da eficiência térmica da turbina. Os valores considerados para L_{min} encontram-se no Apêndice D.

Verificação 1: $L_{\text{teste}} \geq L_{\text{min}}$

- Verdadeiro: turbina e por consequência o sistema de cogeração operam;
- Falso: turbina e por consequência o sistema de cogeração não operam e a empresa compra energia elétrica da concessionária conforme a Equação (37). A demanda térmica do atomizador é atendida com a geração de energia térmica suplementar através da operação do queimador reserva conforme a Equação (38).

$$\dot{W}_{\text{sup}} = \dot{W}_{\text{fab}} + \dot{W}_{\text{com}} \quad (37)$$

onde,

\dot{W}_{sup} = demanda elétrica suplementar adquirida junto à concessionária (kW).

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{Q} \quad (38)$$

onde,

\dot{Q}_{sup} = energia térmica suplementar fornecida pelo queimador *stand-by*, quando a cogeração não operar, ou pelo queimador de pós-combustão, quando o sistema de cogeração operar (kW);

\dot{Q} = demanda térmica do atomizador (kW).

Portanto, o modelo somente dará continuidade à simulação do sistema de cogeração se $L_{\text{teste}} \geq L_{\text{min}}$.

Assim, assumindo a comparação acima como verdadeira, a simulação do sistema de cogeração continua com a comparação da L_{teste} com a L_{max} .

Verificação 2: $L_{teste} > L_{max}$

- Verdadeiro: a carga de operação da turbina deve ser a máxima ($L = L_{max}$), indicando que a demanda elétrica não é atendida. A forma de supri-la é considerada adiante;
- Falso: a carga de operação da turbina deve ser a calculada ($L = L_{teste}$). Se $L_{teste} = L_{max}$, então $L = L_{max}$.

O passo 3 consiste no cálculo dos fatores de correção e na determinação dos parâmetros da turbina para as condições de entrada. Com base nas condições climáticas e operacionais vigentes e na carga de operação da turbina, corrigem-se os parâmetros nominais de operação da turbina conforme as Equações (39), (40), (41) e (42).

$$\dot{W}_{ger} = \dot{W}_n \cdot F_{L,T}^{pot} \cdot F_{umid}^{pot} \cdot F_{pce}^{pot} \quad (39)$$

onde,

\dot{W}_{ger} = potência elétrica gerada pela turbina no instante avaliado (kW).

$$\eta_T = \eta_{Tn} \cdot F_{L,T}^{\eta_r} \cdot F_{umid}^{\eta_r} \cdot F_{pce}^{\eta_r} \quad (40)$$

onde,

η_T = rendimento térmico da turbina no instante avaliado (%);

η_{Tn} = rendimento térmico nominal da turbina (%).

$$T_{gases} = \left(T_{gasesn} + F_{L,T}^{T_{gases}} + F_{pce}^{T_{gases}} \right) \cdot F_{umid}^{T_{gases}} \quad (41)$$

onde,

T_{gases} = temperatura dos gases de exaustão no instante avaliado (°C);

T_{gasesn} = temperatura nominal de exaustão dos gases (°C).

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{gasesn} \cdot F_{L,T}^{m_{gases}} \cdot F_{pce}^{m_{gases}} \cdot F_{umid}^{m_{gases}} \quad (42)$$

onde,

\dot{m}_{gases} = fluxo de massa dos gases de exaustão no instante analisado (kg/s);

\dot{m}_{gasesn} = fluxo de massa nominal dos gases de exaustão (kg/s).

Com os parâmetros de operação da turbina corrigidos para as condições do instante analisado, realizam-se duas outras comparações.

Verificação 3: $\dot{W}_{ger} \geq \dot{W}_{el}$

- Verdadeiro: neste caso a potência elétrica gerada pode atender apenas a demanda do sistema de cogeração ($\dot{W}_{ger} = \dot{W}_{el}$), ou pode haver uma geração maior resultando em potência elétrica a ser comercializada ($\dot{W}_{ger} > \dot{W}_{el}$). Para ambas as condições, a Equação (43) é válida.

$$\dot{W}_{com} = \dot{W}_{ger} - \dot{W}_{el} \quad (43)$$

- Falso: neste caso há necessidade de se adquirir energia elétrica suplementar da concessionária local para cobrir a diferença não atendida pela geração da turbina conforme a Equação (44).

$$\dot{W}_{\text{sup}} = \dot{W}_{\text{el}} - \dot{W}_{\text{ger}} \quad (44)$$

Verificação 4: $\dot{Q}_{\text{ger}} \geq \dot{Q}$

onde,

\dot{Q}_{ger} = energia térmica gerada no instante analisado (kW).

– Verdadeiro: neste caso não há necessidade de se realizar pós-combustão.

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = 0 \quad (45)$$

– Falso: neste caso, calculando-se a demanda térmica em função de \dot{m}_{atom} e T_{atom} , verificam-se três possibilidades para se determinar a energia térmica suplementar.

Possibilidade 1: ($\dot{m}_{\text{gases}} \geq \dot{m}_{\text{atom}}$) e ($T_{\text{gases}} < T_{\text{atom}}$)

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_{\text{atom}} \cdot C_{p_{\text{gases}}} \cdot (T_{\text{atom}} - T_{\text{gases}}) \quad (46)$$

onde,

\dot{m}_{atom} = fluxo de massa de gases necessários à operação do atomizador (kg/s);

$C_{p_{\text{gases}}}$ = calor específico à pressão constante dos gases de exaustão da turbina (kJ/kg. K);

T_{atom} = temperatura de operação do atomizador (°C).

Possibilidade 2: ($\dot{m}_{gases} < \dot{m}_{atom}$) e ($T_{gases} \geq T_{atom}$)

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_{atom} \cdot Cp_{atom} \cdot (T_{atom} - T_{amb}) - \dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot (T_{gases} - T_{amb}) - \dot{m}_{ar,sup} \cdot Cp_{ar} \cdot (T_{ar} - T_{amb}) \quad (47)$$

onde,

Cp_{atom} = calor específico à pressão constante dos gases quentes à temperatura de operação do atomizador (kJ/kg.K);

T_{amb} = temperatura ambiente (°C);

T_{ar} = temperatura do ar (°C);

$\dot{m}_{ar,sup}$ = fluxo demassa de ar suplementar (kg/s).

Possibilidade 3: ($\dot{m}_{gases} < \dot{m}_{atom}$) e ($T_{gases} < T_{atom}$)

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot (T_{atom} - T_{gases}) + \dot{m}_{ar,sup} \cdot Cp_{ar} \cdot (T_{atom} - T_{ar}) \quad (48)$$

As Equações (46), (47) e (48) correspondem ao balanço de energia do queimador de pós-combustão, no entanto para que as mesmas tenham solução, há necessidade de completá-las com o balanço de massa calculado pela Equação (49).

$$\dot{m}_{atom} = \dot{m}_{gases} + \dot{m}_{ar,sup} \quad (49)$$

O passo 4 consiste no cálculo do consumo de energia. Após os parâmetros definidos e as demandas térmicas e elétricas atendidas, o modelo calcula os consumos de energia e combustível da turbina e da pós-combustão para cada instante simulado.

O consumo de energia da turbina é definido por

$$\dot{Q}_{turb} = \frac{\dot{W}_{ger}}{\eta_T} \quad (50)$$

onde,

\dot{Q}_{turb} = consumo de energia da turbina no instante avaliado (kW).

Com o resultado da Equação (50) determina-se a massa de combustível (gás natural) necessária através da Equação (51),

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{Q}_{turb}}{PCI_{GN}} \quad (51)$$

onde,

\dot{m}_{GN} = fluxo de massa de gás natural consumido pela turbina no instante avaliado (kg/s).

O consumo de gás natural da turbina é transformado em volume horário adequando-se à unidade utilizada na comercialização desse combustível pela Equação (52).

$$\dot{V}_{GN} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\rho_{GN}} \cdot 3600 \quad (52)$$

onde,

\dot{V}_{GN} = volume horário de gás natural consumido pela turbina (m³/h);

ρ_{GN} = densidade do gás natural boliviano (kg/m³).

O consumo de gás natural na pós-combustão é calculado de forma semelhante, primeiramente determinando-se a massa de combustível suplementar e em seguida, transformando em volume horário de gás natural, conforme Equações (53) e (54), respectivamente.

$$m_{GN_{sup}} = \frac{\dot{Q}_{sup}}{\eta_{queima_{GN}} \cdot PCI_{GN}} \quad (53)$$

onde,

$m_{GN_{sup}}$ = fluxo de massa de gás natural consumido na pós-combustão (kg/s);

$$\dot{V}_{GN_{sup}} = \frac{m_{GN_{sup}}}{\rho_{GN}} \cdot 3600 \quad (54)$$

onde,

\dot{V}_{GN} = volume de gás natural consumido no queimador de pós-combustão no instante avaliado (m³/h);

O passo 5 consiste no cálculo das eficiências da máquina (turbina a gás) e do sistema de cogeração. Como fechamento do modelo calcula-se o consumo específico de energia da turbina, mais conhecido pelo seu termo técnico *heat-rate*, e a eficiência de operação do sistema de cogeração.

O consumo específico de energia da turbina é determinado por

$$CEE = \frac{\dot{Q}_{turb}}{\dot{W}_{ger}} . 3600 \quad (55)$$

onde,

CEE = consumo específico de energia da turbina (kJ/kWh).

A eficiência do sistema de cogeração é calculada relacionando-se as Equações (56) e (57).

$$\eta_{cog} = \frac{\dot{W}_{ger} + \dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{turb} + \dot{Q}_{sup}} \quad (56)$$

onde,

\dot{Q}_{util} = energia proveniente da turbina, já considerando a possibilidade de pós-combustão, que é utilizada no processo de atomização (kW).

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_{atom} . Cp_{atom} . (T_{atom} - T_{chaminé}) \quad (57)$$

4.4 TURBINAS SELECIONADAS PARA SIMULAÇÃO

Foram avaliadas cinco diferentes turbinas com potências nominais menores e maiores que a demanda elétrica da fábrica. A seleção das máquinas foi baseada unicamente no critério da disponibilidade de informações, para que fosse possível extrair suas curvas de desempenho em função da variação da carga e temperatura ambiente.

Na Tabela 6 são apresentadas as turbinas selecionadas para simulação e as informações técnicas complementares de cada turbina estão disponíveis no Apêndice D.

Tabela 6. Turbinas selecionadas para simulação do sistema de cogeração

Turbina	Fabricante	Potência Nominal (kW)
Saturn 20	Solar Turbines	1.140
Hurricane	Alstom	1.580
Centrax KB3	Centrax Gas Turbine	2.602
Centaur 40	Solar Turbines	3.515
Centrax KB7	Centrax Gas Turbine	4.773

Fonte: Catálogos dos fabricantes

Com a simulação dessas turbinas atende-se ao objetivo proposto de se avaliar a viabilidade de implantação da cogeração sob diferentes condições de demandas térmica e elétrica da fábrica.

4.5 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS DO MODELO DE VARIAÇÃO DO DESEMPENHO DAS TURBINAS

A validação dos resultados do modelo proposto se limita a verificação das equações que simulam a variação do desempenho das turbinas, com relação à potência elétrica gerada, eficiência térmica, temperatura e vazão mássica dos gases de exaustão e em função da variação da carga e temperatura ambiente. As demais equações que compõem o modelo estão baseadas na primeira lei da termodinâmica.

Para validar as equações de desempenho das turbinas, foram comparados os resultados obtidos a partir delas, utilizando o programa computacional EES, com os resultados obtidos através do programa comercial IPSE-PRO®, versão 3.1. O IPSE-PRO®, produzido pela Sim Tech da Áustria, é utilizado para construção e simulação numérica de diversos sistemas térmicos, entre eles, os ciclos de potência. Sua biblioteca interna contém

vários equipamentos comerciais, inclusive turbinas a gás de diversas potências, o que contribui para o trabalho de validação das equações propostas.

Para uniformizar o tratamento dos resultados da comparação entre as equações propostas e o IPSE-PRO®, os parâmetros das turbinas consideradas neste trabalho foram avaliados nas faixas de carga de operação compreendidas entre 60% e 100% da carga nominal e nas faixas de temperatura ambiente compreendidas entre 5°C e 35°C. Nessas faixas concentra-se a maior parte da operação das turbinas. Dentro desses critérios, manteve-se a umidade relativa constante em 60%.

As Tabelas 7, 8, 9 e 10 apresentam as diferenças encontradas entre os resultados das equações do modelo de simulação e do IPSE-PRO®, relativos à potência gerada, eficiência térmica, fluxo de massa e temperatura dos gases de exaustão da turbina Hurricane.

As diferenças encontradas na comparação dos parâmetros em geral são pequenas, o que garante a precisão das equações utilizadas no modelo de simulação. Através da análise dos resultados, verifica-se que as maiores diferenças encontram-se nas condições mais críticas de operação, com altas temperaturas ambientes e quando a turbina opera com carga muito reduzida. Isso ocorre porque tais pontos normalmente se encontram fora da faixa de dados que originaram as equações. As tabelas com as diferenças para as demais turbinas, consideradas neste trabalho, encontram-se no Apêndice G.

Tabela 7. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,39	0,44	0,46
15	0,00	0,00	0,00
25	0,93	0,82	0,77
35	-1,61	-1,21	-1,42

Tabela 8. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	2,94	0,66	-2,44
15	3,48	-0,26	-2,94
25	5,92	0,39	-2,38
35	5,04	-2,48	-5,80

Tabela 9. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,35	0,35	0,35
15	0,00	0,00	0,00
25	0,15	0,15	0,14
35	-1,26	-1,39	-2,25

Tabela 10. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Hurricane (%).

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,00	-0,01	-0,06
15	-0,08	0,00	0,00
25	0,00	-0,02	0,05
35	-0,86	-0,91	-0,44

5 AVALIAÇÃO ECONÔMICA E FINANCEIRA

Uma análise completa de sistemas de cogeração deve, necessariamente, estar conjugada a uma avaliação econômica, para determinar a competitividade dessa alternativa em face das formas convencionais de suprimento de energia. Neste trabalho é realizada apenas uma análise de pré-viabilidade, uma vez que os valores referentes aos investimentos são estimados com base em informações da literatura e consultas a fornecedores. Para uma análise realista seria necessário dispor de valores negociados nas condições reais de mercado.

5.1 METODOLOGIA

Os parâmetros adotados para a análise de viabilidade dos projetos de cogeração são Taxa Interna de Retorno (TIR) e *pay-back* simples.

A TIR corresponde à taxa de juros que faz com que o valor presente líquido (VPL) de um dado investimento seja zero. Ela é calculada iterativamente, considerando neste estudo um período de análise para o fluxo de caixa igual a 20 anos, ou seja:

$$VPL = \sum_{t=0}^n R_t \cdot (1 + TIR)^{-t} = 0 \quad (58)$$

onde,

t = período de tempo avaliado;

R_t = representa todos os capitais do fluxo de caixa.

Em outras palavras, a TIR é a taxa de juros recebida para um determinado investimento. Nesse caso, é a remuneração anual que se obtém sobre o valor investido. Para

um investimento ser atrativo, ele deve ser remunerado a uma taxa maior do que as obtidas em outras aplicações concorrentes, como por exemplo, investimentos no mercado financeiro.

Dadas às taxas oferecidas por instituições financeiras e os riscos de mercado e regulatórios do setor de energia elétrica, considera-se neste trabalho, que o empreendimento se torna viável com a TIR maior do que 20% a.a. (ao ano).

No fluxo de caixa que calcula a TIR, são considerados além do investimento realizado, juros do financiamento do projeto, receitas, custos operacionais, despesas e impostos, entre eles: imposto de renda, que incide sobre o lucro do negócio, PIS e Cofins, contribuição social e CPMF.

O *pay-back* simples determina o tempo de recuperação do capital investido. Na matemática financeira, o *pay-back* simples é considerado um método não exato por desconsiderar, principalmente, o valor do dinheiro no tempo. Esse parâmetro é calculado neste trabalho, por ser de fácil compreensão e permitir uma comparação entre os diferentes investimentos, principalmente, quando não é possível determinar a TIR nas situações em que o fluxo de caixa não converge.

$$Pay-back_{simples} = \frac{Investimento}{Receita} \quad (59)$$

As premissas financeiras adotadas na elaboração do fluxo de caixa são listadas a seguir. Para o cálculo do financiamento adotou-se:

- percentual do investimento financiado: 50%;
- taxa de juros total, baseada em empréstimos do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES): 14,5% a.a.;
 - TJLP: 10,0% a.a.;
 - spread básico: 2,5% a.a.;
 - spread de risco: 2,0% a.a.;
- prazo de carência do principal: 4 anos;
- prazo de amortização do principal: 10 anos;
- cotação do dólar: R\$2,35 (cotação de 01/03/2002).

Os impostos e taxas foram considerados de acordo com legislação vigente, sendo:

- imposto de renda: 25% do lucro;
- PIS e Cofins: 3,65% da receita;
- Contribuição Social: 8% do lucro;
- CPMF: 0,38% sobre as saídas do caixa.

Como receita proveniente do sistema de cogeração considerou-se:

- custo evitado com a compra de energia elétrica;
- custo evitado com a compra de óleo combustível;
- energia elétrica vendida (quando houver excedente).

Para os custos operacionais do sistema de cogeração considerou-se:

- custo do gás natural para cogeração;
- custo do gás natural complementar para pós-queima;
- custo da energia elétrica de reserva (*back-up* da concessionária);
- custo da energia elétrica complementar (quando geração for menor que a demanda da fábrica);
- custo de operação e manutenção.

Finalmente como outros fatores considerou-se a depreciação conforme a prática contábil para este tipo de empreendimento:

- depreciação: 10% a.a..

5.2 DETERMINAÇÃO DOS CUSTOS

Os custos de uma unidade de cogeração foram divididos em investimento e receita/custo operacional.

5.2.1 Investimento

A instalação de um sistema de cogeração necessita de grandes investimentos e, na sua maioria, em equipamentos importados, fato que agrava ainda mais a alavancagem de recursos dada à contínua valorização do dólar frente ao Real.

Dos equipamentos que fazem parte do sistema de cogeração, a turbina é o de maior custo. No caso de análise de pré-viabilidade econômica, o investimento na turbina a gás é utilizado como referencial para se determinar o custo de outros equipamentos.

Tabela 11. Preço das turbinas a gás

Turbina	Potência Nominal (kW)	Preço FOB (US\$)	Custo Específico (US\$/kW)
Saturn 20	1.140	803.700,00	705
Hurricane	1.580	1.104.420,00	699
Centrax KB3	2.602	1.392.070,00 ²	535
Centaur 40	3.515	1.560.000,00	444
Centrax KB7	4.773	1.856.697,00	389

Fonte: Gas Turbine World Handbook 1997

Para o custo médio do compressor de gás natural adotou-se o valor de 200 US\$/(m³/h). Os painéis para controle de sincronismo e controle de cargas elétricas já são produzidos no país e, neste trabalho, são cotados em função da potência nominal da turbina a um valor de 70 R\$/kW. Esses painéis assim como os compressores de gás natural têm preços definidos por faixas de potência e vazão, respectivamente. Entretanto, como forma de simplificar a determinação dos custos desses equipamentos, assume-se uma tendência linear para os mesmos. O custo específico do compressor a gás natural foi determinado com base em diversas cotações de exemplos da literatura que aborda o tema cogeração. Já para os painéis, utilizou-se o valor médio obtido de consultas a fornecedores.

Os custos indiretos são também considerados. Neste trabalho, é utilizado como referência, Ballestieri (1999, p. 93), que propõe 15% para o projeto de engenharia, 10% para modificações nas instalações existentes e 5% para administração da obra sobre o preço da turbina a gás.

Para os equipamentos importados (turbina e compressor de gás natural), considerou-se ainda, os custos de frete, seguro, internação e tributos correspondentes a 20% do valor dos equipamentos.

5.2.2 Receitas e custos operacionais

São consideradas receitas operacionais o custo evitado com a compra de energia elétrica da concessionária e a compra de óleo combustível, além dos recursos provenientes da venda do excedente de eletricidade gerada, quando houver. A venda de eletricidade gerada somente é considerada se o sistema de cogeração puder ofertar à rede elétrica uma demanda fixa e não qualquer quantidade que exceder ao consumo interno, devido ao rigor com que são tratados tais contratos.

O custo evitado da energia elétrica é calculado pela tarifa atualmente paga pela empresa analisada para classe de consumo horo-sazonal azul e classe de tensão A4 (vide Apêndice H). Da mesma forma, o custo evitado da demanda térmica no atomizador é calculado pelo preço do óleo combustível A1, já somado frete e custo para queima, de 0,44 R\$/kg (sem ICMS). Ainda dentro do item de custo evitado, a receita de venda do excedente de energia elétrica é determinada considerando-se o preço de venda igual a 60% do preço médio de compra.

Os custos operacionais foram divididos neste trabalho em três grupos, relacionados com os gastos com gás natural (para geração e pós-queima), com a energia elétrica complementar (quando a geração é menor que a demanda elétrica) ou de *back-up* e com os custos de operação e manutenção do sistema de cogeração.

O preço do gás natural para geração foi estimado considerando o valor de 2,58 US\$/MMBTU definido pelo Plano Prioritário de Termelétrica (PPT), conforme Portaria Interministerial Nº 176/01, acrescido de 35%, correspondente à margem bruta estimada da

2 Calculado a partir do custo médio de turbinas a gás de potências da mesma grandeza.

distribuidora, o que transformado para unidade de volume em moeda nacional corresponde a 0,3054 R\$/m³ (sem ICMS). Já para o preço do gás natural para pós-queima, considerou-se a tarifa normal em cascata, aplicada ao setor industrial pela concessionária local para um volume igual à média de consumo diário na pós-queima, somado ao volume consumido nos demais processo da fábrica (20.000 m³/dia), (vide Apêndice I).

A tarifa da energia elétrica complementar foi calculada pela tarifa atualmente paga pela empresa analisada para classe de consumo horo-sazonal azul e classe de tensão A4 (vide Apêndice H). Para o preço da energia de *back-up*, considerou-se a tarifa de autoprodutor para classe de consumo horo-sazonal azul e classe de tensão A4 (vide Apêndice H). Além dos possíveis consumos de eletricidade de *back-up*, para cobrir a diferença entre a demanda e a geração, considera-se o consumo durante 5 dias/ano decorrente de paradas da turbina não programadas e mais 5 para paradas programadas sempre que a turbina operar mais do que 350 dias no ano, lembrando que a turbina pode não operar quando a demanda elétrica for muito pequena, não superando a carga mínima de operação da máquina. Para a energia elétrica complementar ou de *back-up*, há necessidade de se designar uma demanda contratada, que tem grande influência no custo da energia elétrica e, portanto, considera-se para essa demanda o valor médio da demanda elétrica suplementar. Assim, em determinados períodos, quando a turbina não opera, o consumo pode ser maior que a demanda contratada, quando então considera-se a tarifa de ultrapassagem. Essa alternativa é mais econômica do que se pagar um valor alto de demanda contratada durante todo ano.

O custo de operação e manutenção foi estipulado em 0,005 US\$/kWh gerado, conforme Orlando (1996, p. 32). Para o custo do *overhaul*, que é o custo de recondicionamento da turbina, considerou-se 30% do valor da turbina a ser realizado no décimo ano de operação.

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados do desempenho dos sistemas de cogeração com cada turbina foram obtidos para o modelo proposto neste trabalho e para outros dois modelos simplificados, permitindo determinar até que ponto as diferenças encontradas podem comprometer a decisão de se investir nessa alternativa de suprimento de energia.

6.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MODELOS AVALIADOS

O modelo proposto considera a variação de desempenho das turbinas sob diferentes condições climáticas e operacionais através da simulação horária do sistema de cogeração.

O modelo simplificado também simula o sistema de cogeração a cada hora, mas não considera a influência das condições climáticas e operacionais sob o desempenho das turbinas que portanto, será uniforme ao longo do ano. Neste modelo, a variação das condições climáticas influenciará apenas as variáveis termofísicas.

O cálculo convencional é o mais simples dentre os métodos aqui analisados por trabalhar com as demandas médias verificadas ao longo do ano para analisar o sistema de cogeração. Por isso também não considera a variação de desempenho da turbina. O modelo resultante calcula os parâmetros uma única vez para os dados inseridos e os resultados são considerados para se determinar o desempenho do sistema ao longo de todo o ano. O que difere o cálculo convencional do modelo simplificado é o fato dos dados de entrada serem únicos, assim como os de saída. Este é o modelo mais empregado pela indústria para avaliações preliminares de sistemas de cogeração.

No cálculo convencional, os dados de entrada, resultado das médias dos parâmetros ao longo de um ano, são:

$$- \dot{W}_{fab} = 1.332 \text{ kW};$$

- $\dot{m}_{atom} = 12,97 \text{ kg/s}$;
- $T_{atom} = 429 \text{ }^\circ\text{C}$;
- $T_{amb} = 24,3 \text{ }^\circ\text{C}$;
- $\phi = 60\%$.

No caso da umidade relativa, mantém-se o parâmetro constante baseado na condição ISO, por isso $\phi = 60\%$.

Os dados de saída do cálculo convencional, que determinarão o custeio do sistema de cogeração, são \dot{W}_{ger} , \dot{W}_{sup} , \dot{V}_{GN} e $\dot{V}_{GN_{sup}}$. Todos são anualizados multiplicando-se os valores obtidos por 24 horas, para passar para valores diários e, em seguida, pelo número de dias que as turbinas operam no ano, descontando-se os períodos estipulados para paradas de manutenção programadas e não-programadas. Nesses períodos de paradas para manutenção, considera-se \dot{W}_{com} nula, o que corresponde a outra simplificação em relação aos outros métodos.

6.2 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados das simulações realizadas são apresentados a seguir de forma individualizada para cada turbina, separados em tabelas distintas para os resultados técnicos e econômicos, nos quais os três modelos são comparados. Para cada item analisado é determinada a diferença do valor encontrado pelo modelo simplificado e pelo cálculo convencional em relação ao valor obtido pelo modelo proposto.

6.2.1 Resultados obtidos com a turbina Saturn 20

A simulação de uma turbina que não atende à demanda elétrica e, tampouco, à térmica da fábrica tem por objetivo avaliar os resultados de um sistema misto com geração de uma parcela da demanda de energia, complementada através das formas convencionais de

suprimento. Por isso, para a simulação dessa turbina, considerou-se \dot{W}_{com} nula para os três modelos durante todo o ano.

Tabela 12. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Saturn 20

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	
Potência média gerada (kW)	1.087	1.131	4%	1.140	5%
Fator de carga	95%	99%	4%	100%	5%
Eletricidade gerada (kWh/ano)	8.846.820	9.202.331	4%	9.712.800	10%
Demanda elétrica complementar ou de back-up contratada (kW)	530	488	-8%	228	-57%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	3.061.427	2.700.977	-12%	2.262.240	-26%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	0	0	--	0	--
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	470	462	-2%	466	-1%
Consumo total de GN na turbina (m ³ /ano)	3.827.334	3.761.596	-2%	3.970.320	4%
Consumo médio de GN na pós-queima (m ³ /h)	274	270	-1%	264	-4%
Consumo total de GN na pós-queima (m ³ /ano)	1.676.346	1.652.374	-1%	2.249.280	34%
Rendimento térmico médio da turbina	22,9%	24,2%	6%	24,2%	6%
Consumo específico médio da turbina (kJ/kWh)	15.768	14.851	-6%	14.851	-6%
Rendimento médio da cogeração	68%	70%	3%	85%	25%
Aprovada dentro dos parâmetros da ANEEL	Sim	Sim	--	Sim	--

Tabela 13. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Saturn 20

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	
INVESTIMENTO (mil R\$)					
Turbina	1.889	1.889	0%	1.889	0%
Compressor de gás natural	203	199	-2%	203	0%
Sistema de controle de carga	80	80	0%	80	0%
Projeto/Modificações/Administração	567	567	0%	567	0%
Investimento total com impostos	3.156	3.152	0%	3.168	0%
RECEITAS (mil R\$/ano)					
Custo evitado da compra de energia elétrica	1.233	1.233	0%	1.230	0%
Custo evitado com a compra de óleo combustível	1.667	1.667	0%	2.353	41%
Energia elétrica vendida	0	0	--	0	--
CUSTOS OPERACIONAIS (mil R\$/ano)					
Custo do gás natural para cogeração	1.169	1.149	-2%	1.213	4%
Custo do gás natural complementar para pós-queima	747	736	-1%	1.002	34%
Custo da energia elétrica de reserva	0	0	--	0	--
Custo da energia elétrica complementar	385	351	-9%	378	-2%
Custo de operação e manutenção	104	108	4%	114	10%
Custo do <i>overhaul</i> (apenas no ano 10)	567	567	0%	567	0%
INDICADORES ECONÔMICOS					
<i>Pay-back</i> simples (anos)	19,4	16,8	-13%	3,5	-82%
TIR	-0,6%	3,4%	-667%	19,8%	-3400%

A necessidade de complementação constante da demanda elétrica faz com que se opte pela contratação do restante da necessidade de eletricidade na forma convencional com a

tarifa azul A4, mas com demandas contratadas diferentes para cada modelo. No modelo proposto e no modelo simplificado considera-se como demanda contratada a média dos consumos complementares registrados ao longo do ano simulado, somada aos respectivos desvios padrão. Como no modelo simplificado, não existem variações ao longo do ano, considerou-se para a demanda contratada a diferença entre \dot{W}_{el} e \dot{W}_{ger} .

Como no modelo simplificado, os valores registrados são extrapolados para o restante do ano, considerando-se as paradas programadas e não-programada de 5 dias cada, nos quais se paga pela ultrapassagem da demanda para a energia elétrica, uma vez que a demanda contratada é muito inferior à realizada. Para os modelos proposto e simplificado, considera-se a parada programada, durante um dos períodos em que a fábrica não opera, portanto, a tarifa de ultrapassagem se aplica somente para as paradas não programadas.

Como a potência da máquina é menor que a demanda da fábrica, as turbinas operam próximo da potência máxima nos três casos. No modelo simplificado, o fator de carga ou fator de capacidade, que é a relação entre a potência nominal da turbina e a potência média por ela gerada, só não chegou aos 100% por acompanhar a demanda da fábrica que, por vezes, fica muito inferior à potência da turbina. Já no cálculo convencional, a turbina trabalha com fator de carga de 100%, por se considerar a demanda elétrica média. O valor encontrado para a potência média gerada através do modelo proposto, reflete a influência dos diversos parâmetros considerados sobre potência gerada pela turbina, pois mesmo operando durante quase todo o tempo no limite da carga a potência média gerada ficou 5% abaixo da nominal. Os valores obtidos para a demanda elétrica contratada e para a eletricidade comprada da concessionária também refletem essa situação.

Apesar dos consumos médios de gás natural na turbina estarem próximos, quando são avaliados os resultados ao longo de um ano, a diferença se amplia de forma considerável, principalmente no cálculo convencional, que considera a turbina operando à plena carga durante todo o período. Uma situação semelhante ocorre com o volume de gás natural consumido na pós-queima. No entanto para tal situação a diferença ao longo de um ano é maior, porque no cálculo convencional as freqüentes paradas do atomizador são ignoradas.

Tal como na potência gerada, o rendimento térmico da turbina e o consumo específico são dois parâmetros em que se pode observar claramente a diferença obtida quando não se considera a variação do desempenho das turbinas, com uma diferença de 6% do modelo proposto para o modelo simplificado e o cálculo convencional. As diferenças encontradas para os dois parâmetros são iguais e de sinais opostos por serem inversos. Não se deve esperar que as diferenças entre o consumo específico e o volume de gás natural

consumido na turbina sejam os mesmos, pois o último é a relação entre a potência gerada e o rendimento térmico da turbina e, enquanto no modelo simplificado, a potência gerada é fixa acompanhando apenas a demanda elétrica, no modelo proposto muda de acordo com as variáveis operacionais e climáticas.

Os rendimentos obtidos para a cogeração são elevados porque o sistema de cogeração gera energias térmica e elétrica inferiores às necessidades da fábrica, fazendo com que o aproveitamento das mesmas seja integral. O cálculo convencional apresenta um resultado de rendimento superior aos demais por maximizar o aproveitamento de toda a energia gerada, com o máximo da eficiência possível.

A qualificação dos projetos de cogeração, dentro dos requisitos da ANEEL, é indispensável para que o empreendimento tenha acesso a alguns incentivos previstos na legislação nacional como a tarifa de gás natural especial e a possibilidade de interligação à rede elétrica. Os requisitos para qualificação de cogeração foram estipulados pela Resolução da ANEEL N° 21, de 20 de janeiro de 2000, apresentada em detalhes no Apêndice J. Na simulação da turbina Saturn 20 os sistemas de cogeração analisados a partir dos três modelos de cálculo se enquadram nesses requisitos.

Os resultados econômicos, apresentados na Tabela 13, são um reflexo do desempenho obtido em cada situação para os três modelos avaliados. O valor dos investimentos é praticamente o mesmo para os três modelos, uma vez que os custos estão praticamente todos indexados à potência nominal da turbina. A exceção é o custo do compressor que foi indexado ao volume de gás natural que a turbina consome e por isso apresenta valores um pouco diferentes.

A parte correspondente aos custos evitados no item receita apresenta os mesmos valores no modelo proposto e simplificado, pois são calculados com base nos consumos efetivamente realizados pela fábrica. Para o custo evitado com energia elétrica, a estimativa realizada para o cálculo convencional apresentou-se adequada com o resultado obtido próximo ao real. Já o custo evitado da energia térmica ficou muito maior do que o real por ignorar as paradas do atomizador. Como os custos evitados são calculados a partir de dados da planta industrial analisada, serão os mesmos para todas as turbinas analisadas, exceto pela receita obtida com a venda do excedente de eletricidade que varia com a potência nominal de cada turbina. Para esse caso específico, com a turbina Saturn 20, a receita obtida com a eletricidade vendida é igual a zero para os três modelos.

Os custos operacionais também retratam o resultado do desempenho das máquinas, exceto pelo custo da energia elétrica complementar, que varia em função da composição entre

demanda e consumo e do custo extra, ocasionado pelo consumo acima da demanda contratada. O valor do *overhaul* foi o mesmo para todas as máquinas por estar condicionado ao custo da turbina.

É na avaliação dos indicadores econômicos que se verifica quanto representam as diferenças de cada parâmetro quando acumuladas. Já nos resultados da primeira máquina avaliada, verifica-se a importância da realização de uma simulação criteriosa, pois o resultado alcançado pelo cálculo convencional aponta praticamente para o sucesso do projeto, enquanto o resultado pelo modelo proposto desaconselha totalmente a realização do empreendimento.

6.2.2 Resultados obtidos com a turbina Hurricane

A simulação da turbina Hurricane tem como objetivo avaliar o sistema de cogeração operando quase em paridade elétrica, com a potência nominal da turbina superior à demanda elétrica média e próxima dos picos registrados. A condição de paridade elétrica irá ocorrer de fato na simulação pelo cálculo convencional, que considera apenas a demanda média da fábrica, o que permite até mesmo, a comercialização da potência excedente com $\dot{W}_{com} = 198$ kW.

Na avaliação da turbina Hurricane, observa-se que o fator de carga cai em relação à turbina Saturn 20, chegando a 88% para o modelo proposto. A causa dessa queda é o fato da demanda da fábrica, muitas vezes não atender à carga mínima de operação, fazendo com que a turbina não opere. O mesmo fator faz com que o consumo complementar de eletricidade da concessionária seja bem elevado nesse modelo.

A demanda elétrica complementar contratada junto à concessionária local ficou próxima para o modelo proposto e simplificado. Para esses modelos, foi considerada a tarifa convencional azul A4, uma vez que as necessidades de compra eram freqüentes dada à potência nominal da máquina e, ainda no caso do modelo proposto, devido às influências das variáveis operacionais e climáticas. Para o cálculo convencional, como a demanda por energia suplementar só ocorre nos períodos de parada, optou-se pela tarifa de autoprodutor. Nessa tarifa o custo maior concentra-se no consumo e, por isso optou-se por considerar uma demanda contratada igual à demanda média da fábrica.

Tabela 14. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Hurricane

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	Diferença
Potência média gerada (kW)	1.388	1.438	4%	1.580	14%
Fator de carga	88%	91%	3%	100%	14%
Eletricidade gerada (kWh/ano)	11.319.623	11.711.428	3%	13.461.600	19%
Demanda elétrica complementar ou de <i>back-up</i> contratada (kW)	233	181	-22%	1.332	472%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	854.023	459.780	-46%	319.680	-63%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	0	0	--	1.686.960	--
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	611	581	-5%	638	4%
Consumo total de GN na turbina (m ³ /ano)	4.985.152	4.731.031	-5%	5.435.760	9%
Consumo médio de GN na pós-queima (m ³ /h)	124	102	-18%	96	-23%
Consumo total de GN na pós-queima (m ³ /ano)	762.513	624.653	-18%	817.920	7%
Rendimento térmico médio da turbina	22,4%	24,5%	9%	24,5%	9%
Consumo específico médio da turbina (kJ/kWh)	16.088	14.682	-9%	14.682	-9%
Rendimento médio da cogeração	71%	77%	8%	91%	28%
Aprovada dentro dos parâmetros da ANEEL	Sim	Sim	--	Sim	--

Tabela 15. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Hurricane

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor	Diferença	Valor	Diferença
INVESTIMENTO (mil R\$)					
Turbina	2.595	2.595	0%	2.595	0%
Compressor de gás natural	264	250	-5%	292	11%
Sistema de controle de carga	111	111	0%	111	0%
Projeto/Modificações/Administração	779	779	0%	779	0%
Investimento total com impostos	4.320	4.304	0%	4.354	1%
RECEITAS (mil R\$/ano)					
Custo evitado da compra de energia elétrica	1.233	1.233	0%	1.230	0%
Custo evitado com a compra de óleo combustível	1.667	1.667	0%	2.353	41%
Energia elétrica vendida	0	0	--	107	--
CUSTOS OPERACIONAIS (mil R\$/ano)					
Custo do gás natural para cogeração	1.523	1.445	-5%	1.660	9%
Custo do gás natural complementar para pós-queima	340	279	-18%	365	7%
Custo da energia elétrica de reserva	0	0	--	147	--
Custo da energia elétrica complementar	200	144	-28%	0	-100%
Custo de operação e manutenção	133	138	4%	158	19%
Custo do <i>overhaul</i> (apenas no ano 10)	779	779	0%	779	0%
INDICADORES ECONÔMICOS					
<i>Pay-back</i> simples (anos)	17,1	12,4	-27%	2,8	-84%
TIR	3,0%	11,1%	270%	28,5%	850%

É possível observar que o consumo médio de gás natural na turbina registra um fato interessante, com o consumo pelo cálculo convencional ligeiramente maior que pelo modelo

proposto, apesar do rendimento térmico ter ficado 9% superior nesse método. Tal fato ocorreu porque pelo cálculo convencional a turbina está sempre operando no máximo da potência por exportar o excedente.

Na pós-queima o consumo médio é maior no modelo proposto, fruto da variação do desempenho, no entanto quando o dado é anualizado o consumo total passa a ser maior quando determinado pelo cálculo convencional, justamente por não desconsiderar os períodos em que o atomizador não opera.

Dessa forma, o real desempenho da turbina é demonstrado pelo seu rendimento térmico que ficou 9% abaixo do nominal pelo modelo proposto. Já o sistema de cogeração, na sua totalidade, teve um desempenho melhor que na simulação com a turbina Saturn 20, por diminuir a necessidade de demanda térmica suplementar no atomizador. Ao se comparar os resultados com os três modelos observa-se uma disparidade muito grande do resultado obtido pelo cálculo convencional, causado pelo acúmulo das diferenças de vários parâmetros que influenciam no rendimento da cogeração.

Na Tabela 15 pode-se observar os resultados econômicos da cogeração utilizando a turbina Hurricane. O investimento para os três modelos é praticamente o mesmo com uma pequena diferença para o custo do compressor em função do volume de gás natural consumido.

Conforme já comentado, o único item de receita que se altera entre as avaliações das várias turbinas é o resultante da venda de excedente de eletricidade. Nesse caso em específico, somente no modelo de cálculo convencional houve excedente de eletricidade que gerou uma receita extra de R\$ 107 mil.

Ao se analisar os custos operacionais, merecem destaque os custos com compra de energia elétrica complementar. Nas simulações envolvendo o modelo proposto e o simplificado optou-se pela tarifa horo-sazonal azul A4 para a compra de energia elétrica complementar. Como no cálculo convencional não há compra de energia da concessionária, exceto nos momentos de parada da turbina, optou-se pela compra na tarifa de autoprodutor, apresentada na Tabela 15, como custo da energia elétrica de reserva. Mesmo com as diferenças na modalidade de compra os custos envolvidos ao longo do ano ficaram próximos no modelo simplificado e no cálculo convencional.

Os resultados para os custos do gás natural para a cogeração e para pós-queima, bem como para os custos de operação e manutenção, são reflexos exatos dos resultados apresentados na Tabela 14, de desempenho da cogeração.

Assim, os resultados finais resumidos nos indicadores econômicos apontam grandes diferenças entre os modelos de simulação analisados. Pelo modelo proposto, o resultado econômico-financeiro da cogeração é muito ruim, enquanto através do cálculo convencional o empreendimento seria aprovado com uma TIR de 28,5%, muito superior à taxa mínima de atratividade para se investir, que é de 20%. Assim como na avaliação da turbina Saturn 20, comprova-se a necessidade de se realizar simulações detalhadas para se decidir por um investimento em sistemas de cogeração. Os resultados alcançados na simulação também destacam a importância de se considerar a variação do desempenho das turbinas, apontada pela diferença nos resultados entre o modelo proposto e o simplificado.

6.2.3 Resultados obtidos com a turbina Centrax KB3

As simulações com a turbina Centrax KB3 de potência nominal igual a 2.602 kW contemplam outra alternativa de sistema de cogeração que é a operação em paridade térmica. Nesse caso, o sistema é projetado para atender à demanda térmica do atomizador, gerando um excedente de energia elétrica que é comercializado junto à concessionária local. Com isso a compra de energia complementar da concessionária e a pós-queima antes do atomizador são praticamente inexistentes.

No modelo proposto a potência elétrica comercializada varia de acordo com o trimestre do ano em função de climas quentes e frios, acompanhando a variação da potência elétrica gerada em função da temperatura ambiente. Abaixo são apresentadas as potências comercializadas a cada trimestre:

- $\dot{W}_{com1T} = 500 \text{ kW};$
- $\dot{W}_{com2T} = 600 \text{ kW};$
- $\dot{W}_{com3T} = 600 \text{ kW};$
- $\dot{W}_{com4T} = 450 \text{ kW}.$

Tabela 16. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centrax KB3

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	Diferença
Potência média gerada (kW)	2.018	2.307	14%	2.602	29%
Fator de carga	78%	89%	14%	100%	28%
Eletricidade gerada (kWh/ano)	16.453.488	20.089.866	22%	22.169.040	35%
Demanda elétrica complementar ou de <i>back-up</i> contratada (kW)	774	179	-77%	1.332	72%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	594.723	137.815	-77%	319.680	-46%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	4.708.800	7.844.000	--	10.113.240	--
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	905	937	4%	1.057	17%
Consumo total de GN na turbina (m ³ /ano)	7.377.976	8.163.540	11%	9.005.640	22%
Consumo médio de GN na pós-queima (m ³ /h)	475	548	15%	0	-100%
Consumo total de GN na pós-queima (m ³ /ano)	27.067	24.648	-9%	0	-100%
Rendimento térmico médio da turbina	22,0%	24,4%	11%	24,4%	11%
Consumo específico médio da turbina (kJ/kWh)	16.378	14.776	-10%	14.776	-10%
Rendimento médio da cogeração	63%	60%	-5%	73%	16%
Aprovada dentro dos parâmetros da ANEEL	Sim	Sim	--	Sim	--

Tabela 17. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centrax KB3

	MODELO PROPOSTO		MODELO SIMPLIFICADO		CÁLCULO CONVENCIONAL	
	Valor	Valor	Diferença	Valor	Diferença	
INVESTIMENTO (mil R\$)						
Turbina	3.271	3.271	0%	3.271	0%	
Compressor de gás natural	390	444	14%	483	24%	
Sistema de controle de carga	182	182	0%	182	0%	
Projeto/Modificações/Administração	981	981	0%	981	0%	
Investimento total com impostos	5.558	5.622	1%	5.669	2%	
RECEITAS (mil R\$/ano)						
Custo evitado da compra de energia elétrica	1.233	1.233	0%	1.230	0%	
Custo evitado com a compra de óleo combustível	1.667	1.667	0%	2.353	41%	
Energia elétrica vendida	300	503	68%	640	113%	
CUSTOS OPERACIONAIS (mil R\$/ano)						
Custo do gás natural para cogeração	2.253	2.493	11%	2.751	22%	
Custo do gás natural complementar para pós-queima	12	11	-8%	0	-100%	
Custo da energia elétrica de reserva	192	45	-77%	260	35%	
Custo da energia elétrica complementar	0	0	--	0	--	
Custo de operação e manutenção	193	236	22%	147	-24%	
Custo do <i>overhaul</i> (apenas no ano 10)	981	981	0%	981	0%	
INDICADORES ECONÔMICOS						
<i>Pay-back</i> simples (anos)	30,0	26,6	-11%	14,9	-50%	
TIR*	N.C.	N.C.	--	7,1%	--	

*N.C.: TIR não converge para o fluxo de caixa calculado.

Como no modelo simplificado não se consideram as variações de desempenho da turbina, estipulou-se para \dot{W}_{com} o valor de 900 kW e para o cálculo convencional o valor de 1.187 kW, exatamente a diferença entre a potência nominal da turbina e a demanda elétrica média da fábrica somada ao consumo dos equipamentos auxiliares e do compressor de gás natural.

Já nos dois primeiros itens do desempenho da cogeração com a turbina Centrax KB3, apresentados na Tabela 16, pode-se observar a influência da \dot{W}_{com} . A potência média gerada é bem menor no modelo proposto em comparação com os demais, por influência da consideração da variação de desempenho e principalmente porque o sistema de cogeração tem que manter a potência vendida para a concessionária constante, obrigando que \dot{W}_{com} seja muito próxima da diferença entre a demanda de pico da fábrica e a potência máxima gerada pela turbina. Dessa maneira, nos momentos em que a demanda elétrica da fábrica é menor, a turbina opera com carga reduzida. Para o modelo simplificado \dot{W}_{com} é maior, justamente por não haver a influência da variação de desempenho, fazendo com que a potência gerada fique sempre no máximo, aumentando a diferença entre ela e a demanda de pico da fábrica. O cálculo convencional por sua vez trabalha com as demandas médias e assim a turbina pode operar sempre no máximo da potência. A análise descrita é ratificada pelos resultados obtidos pelo fator de carga com 78% para o modelo proposto, 89% para o modelo simplificado e 100% para o cálculo convencional.

As demandas elétricas contratadas junto à concessionária variam de acordo com o modelo de cálculo, mas são idênticas na modalidade de contratação, pois optou-se nos três casos pela tarifa de autoprodutor, já que a energia gerada é maior que a demanda da empresa. Para o modelo proposto e para o simplificado a demanda suplementar (\dot{W}_{sup}) foi determinada com base na média dos consumos complementares somados ao seu desvio padrão. O valor de \dot{W}_{sup} é bem maior para o modelo proposto porque nos períodos em que a fábrica não está operando a \dot{W}_e somada a \dot{W}_{com} não são suficientes para fazer a turbina operar acima da carga mínima (vide Figura 7), fazendo com que o sistema opte por comprar energia da concessionária e manter a turbina desligada. Entretanto, a necessidade de se cumprir o fornecimento da energia comercializada faz com que a demanda seja alta. Numa operação real isso não ocorre, mas nessa simulação considerou-se o custo da demanda suplementar cobrindo também o excedente comercializado, como forma de penalizar financeiramente o sistema por

não entregar a \dot{W}_{com} . Isso também não aconteceria em um ano típico de produção da indústria cerâmica, pois nesse caso, a fábrica operaria em plena carga durante todo o ano. Para o cálculo convencional considerou-se a demanda contratada igual à demanda média da fábrica, conforme procedimento realizado na simulação da cogeração com a turbina Hurricane.

Os consumos médios de gás natural na turbina ficaram próximos quando comparados o modelo proposto e o simplificado. Já no cálculo convencional, o valor é maior porque a turbina opera sempre em carga máxima. Quando se analisa o consumo de gás natural na turbina ao longo do ano, a diferença entre o modelo proposto e o simplificado aumenta porque no primeiro modelo a turbina não opera nos períodos em que a produção da fábrica está parada.

Para o consumo de gás natural na pós-queima o quadro se inverte quando comparados os consumos médios e anuais. Na média, o consumo no modelo simplificado é maior que no modelo proposto. Já para o consumo total ao longo do ano ocorre o oposto. Isso ocorre porque o consumo na pós-queima acontece com maior frequência na simulação com o modelo proposto.

A importância de se considerar o desempenho da turbina variável fica evidente, como na avaliação das outras máquinas, quando comparados os valores do rendimento térmico da turbina. No modelo simplificado e no cálculo convencional, o parâmetro permaneceu constante e igual ao valor nominal, diferente do ocorrido no caso do modelo proposto em que tal variável ficou aproximadamente 11% mais baixa. A mesma informação pode ser obtida a partir do consumo específico, que apresenta diferenças um pouco menores em valores absolutos, apenas por questões de arredondamento.

O rendimento médio da cogeração, de certa forma consolida as diferenças de cada parâmetro analisado. Para o modelo proposto e simplificado os valores apresentam uma diferença relativamente baixa, de apenas 5%, mas se comparados com o cálculo convencional o valor encontrado se mostra muito maior, com uma diferença de 16%. Embora tenha havido diferenças no rendimento da cogeração, os resultados encontrados em todos os três métodos de simulação qualificam o sistema como cogeração dentro dos parâmetros da ANEEL.

Os resultados econômico-financeiros, como nas outras máquinas avaliadas, apenas refletem o desempenho da operação do sistema, tornando válidas as observações realizadas na avaliação das turbinas Saturn 20 e Hurricane. No entanto, merece destaque o resultado final da avaliação econômico-financeira através dos indicadores econômicos apresentados na Tabela 17. Para os modelos proposto e simplificado não foi possível obter um resultado para a TIR, pois o modelo econômico não convergiu para o fluxo de caixa resultante dessas

operações. Somente para o cálculo convencional obteve-se uma TIR de 7,1%. O *pay-back* do sistema de cogeração calculado através do modelo proposto (30 anos), ficou muito superior ao fluxo de caixa considerado (20 anos). O mesmo ocorreu para o modelo simplificado com um *pay-back* de aproximadamente 26 anos. O valor do *pay-back* para o cálculo convencional ficou muito abaixo dos outros dois métodos, confirmando mais uma vez as imperfeições desse método de análise de sistemas de cogeração.

As outras duas turbinas estudadas, Centaur 40 de potência nominal igual a 3.515 kW e Centrax KB7 de potência nominal igual a 4.773 kW, apresentaram resultados semelhantes aos da Centrax KB3, justamente por representarem a mesma situação, ou seja, o sistema de cogeração operando em paridade térmica. Os resultados econômicos são ainda piores à medida que se aumenta a potência da turbina simulada, conforme se verifica ao comparar-se os valores de *pay-back* simples encontrados para a simulação com essas três máquinas, de acordo com o modelo proposto neste trabalho. Assim, o retorno do valor investido que é de 30 anos para Centrax KB3, passa para 44,9 quando simulado para a Centaur 40, e não retorna nunca quando se utiliza a Centrax KB7. Nesse último caso, o valor investido nunca se paga pelo fato do fluxo de caixa apresentar todos os anos resultado negativo, ou seja, o sistema de cogeração é mais oneroso do que a energia convencional. Os resultados completos das simulações com a Centaur 40 e a Centrax KB7 são apresentados no Apêndice K.

O baixo preço de compra dos excedentes comercializáveis pela concessionária de eletricidade é o fator principal que faz com que os resultados dos sistemas, que operam com máquinas de potência nominal maior que a demanda elétrica da fábrica, sejam economicamente tão ruins. Isso se verifica pelo fato dos sistemas de cogeração apresentarem investimentos e custos operacionais maiores que os demais e que, por conseguinte, devem ser compensados por uma receita extra oriunda da venda da eletricidade, o que não ocorre por conta do valor aqui considerado para a venda do excedente, o qual representa 60% do preço de compra (63,80 R\$/MWh). Utilizou-se tal valor por se considerar o maior possível para atrair o interesse de compra da concessionária local, uma vez que esse montante está próximo daquele pago por ela pela energia distribuída de fontes hidráulicas em Santa Catarina.

A comparação dos resultados apresentados aponta a turbina Hurricane como a melhor opção para o sistema de cogeração da fábrica de cerâmica de revestimento aqui analisada. Apesar do resultado econômico não ser satisfatório, pode-se observar que o sistema de cogeração mais adequado é aquele projetado para operar o mais próximo possível das demandas térmica e elétrica.

Outra constatação relevante é a importância que tem a variação do desempenho das turbinas e a simulação do sistema, operando no menor intervalo de tempo possível, para garantir a precisão dos resultados encontrados.

7 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Na expectativa de buscar uma solução economicamente viável para o sistema de cogeração é importante que se faça uma análise completa do problema. Com esse propósito, uma análise de sensibilidade foi desenvolvida levando em conta os principais fatores que determinam a viabilidade de um sistema de cogeração.

Tal análise foi realizada para o sistema de cogeração formado pela turbina Hurricane, que apresentou o melhor resultado econômico dentre as máquinas simuladas, de acordo com o modelo proposto neste trabalho. Um dos pontos analisados é o comportamento da TIR diante da variação dos custos envolvidos na cogeração e a cotação do dólar. Em uma outra análise, é verificada, como a taxação do CO₂ pode contribuir para o desenvolvimento de alternativas de geração de energia mais eficientes.

Para os sistemas de cogeração simulados com o modelo proposto, que geram excedente de energia elétrica, avaliou-se o comportamento da TIR e do *pay-back* simples com o excedente de energia elétrica sendo vendido para concessionária local de acordo com o valor normativo (VN) determinado pela ANEEL.

7.1 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS CUSTOS ENVOLVIDOS NO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Nesta análise de sensibilidade variam-se os custos envolvidos no sistema de cogeração que obteve o melhor resultado econômico a uma taxa de 10%, para mais e para menos, verificando-se em seguida o comportamento da TIR.

A simulação com a turbina Hurricane obteve, para o modelo proposto neste trabalho, uma TIR de 3,0%, que apresenta diferentes comportamentos à medida que variam os custos do óleo combustível utilizado no atomizador, da energia elétrica, do gás natural para cogeração, do gás natural utilizado na pós-queima e da cotação do dólar. Em algumas análises

a variação do item estudado influencia a TIR de tal modo que o fluxo de caixa não converge. Por isso, algumas figuras não apresentam a variação do custo ou da receita até 10%.

O preço do óleo combustível A1 (OC-A1) utilizado atualmente no atomizador, considerado como receita no fluxo de caixa ao tornar-se custo evitado, foi o item que apresentou a maior influência sobre a TIR. Caso o preço do OC-A1 fosse 10% mais alto, a TIR chegaria a 9,7% (Figura 16). Isso ocorre porque o OC-A1 representa a maior conta dentre as receitas e os custos operacionais, conforme observa-se na Tabela 15.

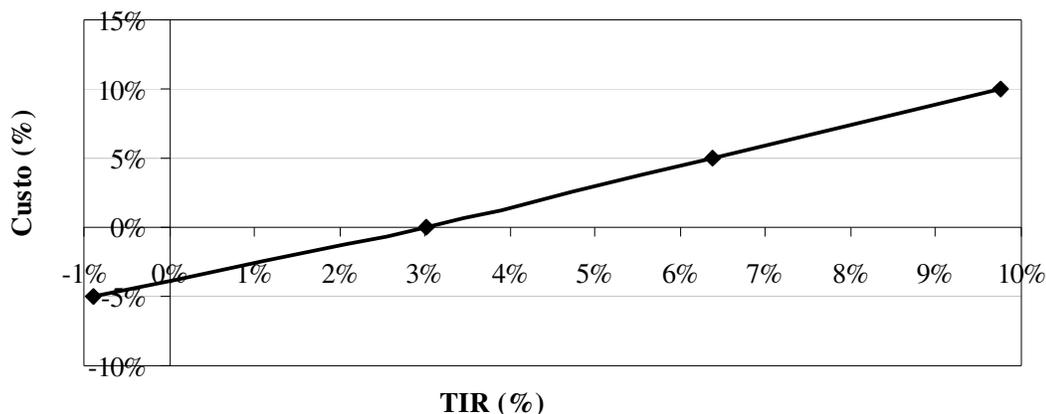


Figura 16. Comportamento da TIR com a variação do custo evitado com a energia térmica (OC-A1)

Por sua vez, a Figura 17 apresenta a influência do custo da energia elétrica com a tarifa A4 horo-sazonal azul no resultado econômico da cogeração. O custo da energia elétrica influencia o resultado de duas contas no fluxo de caixa: a do custo evitado com a compra de eletricidade no item receita e a do custo da energia elétrica complementar à demanda da fábrica e paradas do sistema de cogeração, que se encontra no item de custos operacionais. Portanto, verifica-se que nesse caso, o custo da eletricidade influencia dois itens opostos: a receita, que se acrescida aumenta a TIR e o custo operacional, que se acrescido diminui a TIR.

Como a conta de custo evitado é aproximadamente seis vezes maior do que a conta de custo para a energia elétrica complementar, a variação no preço da energia elétrica influencia positivamente a TIR. Assim, o acréscimo de 10% no seu custo aumenta a TIR em 7,2%.

A variação do custo do gás natural utilizado no sistema de cogeração, apresentado na Figura 18, também mostra uma grande influência sobre a TIR, pouco abaixo do custo do OC-

A1, porque o custo do gás natural representa a segunda maior conta no fluxo de caixa. Nesse caso, uma redução de 10% no custo do gás natural gera uma TIR de 9,4%.

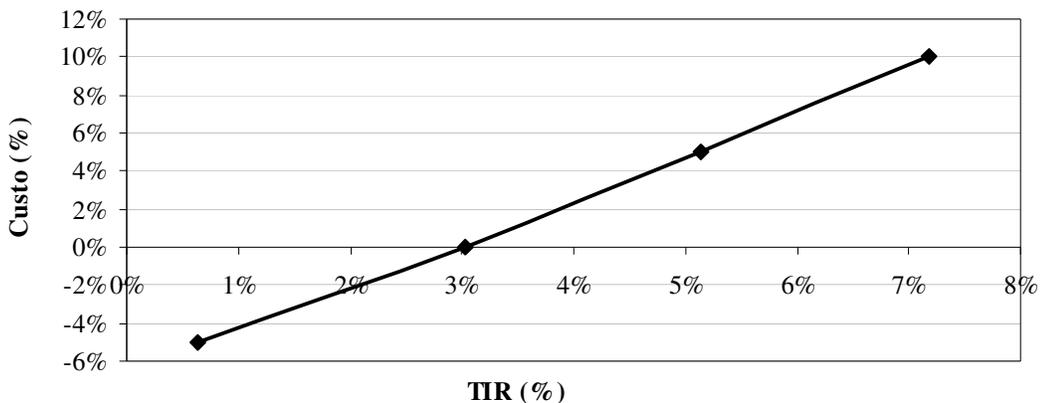


Figura 17. Comportamento da TIR com a variação do custo da energia elétrica (Tarifa Horo-sazonal A4)

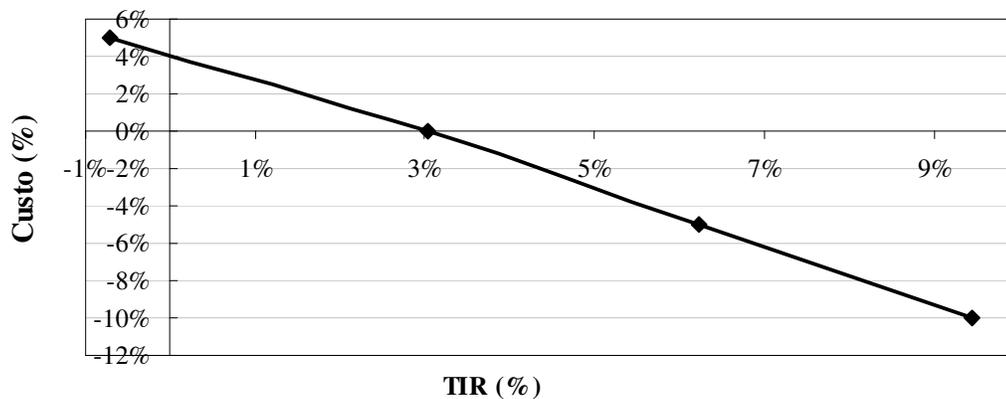


Figura 18. Comportamento da TIR com a variação do custo do gás natural com tarifa especial para cogeração

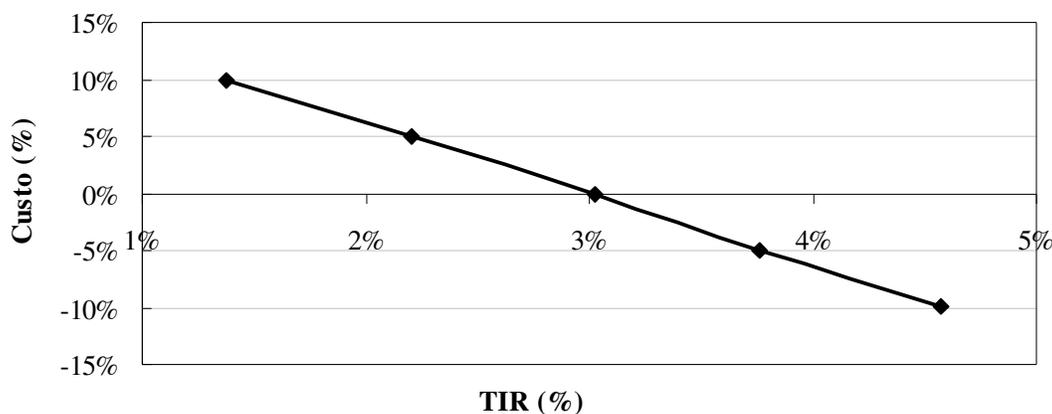


Figura 19. Comportamento da TIR com a variação do custo do gás natural para pós-queima

O custo do gás natural utilizado na pós-queima é avaliado em separado por ser cotado a um preço diferente do que o utilizado no sistema de cogeração em virtude dos incentivos à geração termelétrica. Como já esperado, sua influência na TIR é pequena por apresentar um baixo consumo e, portanto representar um custo pequeno. Conforme apresentado na Figura 19, uma redução de 10% no seu custo faz a TIR atingir a taxa de 4,5%.

O fator que mais influencia na TIR não é um item de custo, mas sim a cotação do Dólar, apresentado na Figura 20. Isto ocorre porque a cotação do Dólar em relação ao Real impacta tanto no investimento a ser realizado como no custo do gás natural para cogeração. Apesar de ser de conhecimento que a cotação da moeda americana também interfere na tarifa do gás natural utilizado na pós-queima, considerou-se a influência apenas sobre o gás natural para a cogeração, por ele ser apresentado na Portaria que o estabeleceu na unidade US\$/MMBTU (dólar por milhão de BTU³), enquanto o gás utilizado na pós-queima apresenta outros fatores de reajuste além da cotação do Dólar, como investimentos da distribuidora, custos operacionais e administrativos entre outros. O preço do gás natural para pós-queima é apresentado na unidade R\$/m³ (real por metro cúbico), em tarifa publicada pela concessionária local.

Dada à sua relevância, variou-se a sua cotação em até 15% para menos. A mesma taxa não foi aplicada para o acréscimo do valor do Dólar porque os resultados para cotações até 15% mais altas fazem com que o fluxo de caixa não convirja. Para se avaliar a influência dessa moeda, o resultado da TIR para uma variação de 10% para menos na sua cotação (1

US\$ = 2,12 R\$) é comparado com o resultado do item de custo de maior influência, o OC-A1, variando a mesma taxa. Ou seja, a influência do Dólar fez a TIR do empreendimento passar para 13,1%, enquanto que para a mesma variação no custo do OC-A1, a TIR passa para 9,7%.

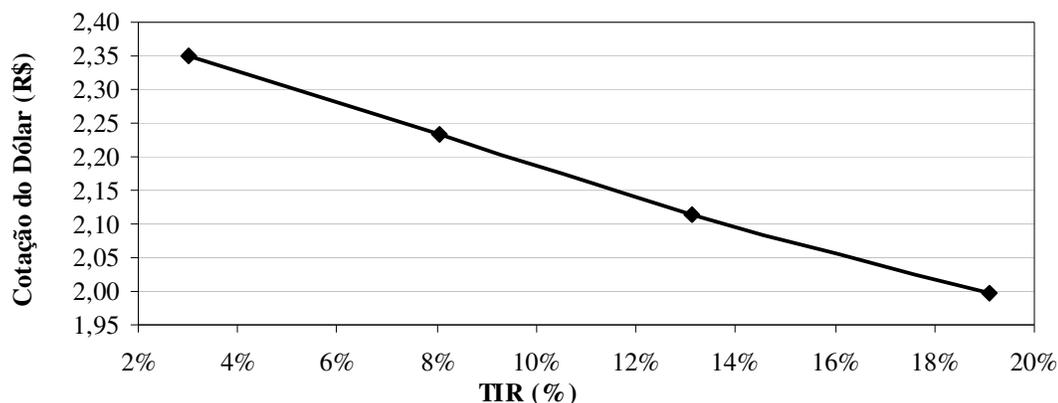


Figura 20. Comportamento da TIR com a variação da cotação do Dólar

7.2 AVALIAÇÃO DO RESULTADO ECONÔMICO COM A TAXAÇÃO DO CO₂

A emissão de gases poluentes e causadores do aquecimento global já faz parte da avaliação da grande maioria dos empreendimentos de geração de energia em todo mundo. Neste trabalho, é avaliado o impacto da taxação do CO₂ emitido pela fábrica na condição atual e com o sistema de cogeração sobre a TIR.

Como o País não dispõe de legislação que trate sobre a taxação de CO₂, assume-se que a taxação incida somente sobre as emissões provenientes de fábricas que operem sem cogeração. Essa condição serve como incentivo à eficiência energética e contribui para a viabilização de unidades de cogeração no País, uma vez que a taxa sobre o CO₂ emitido pelos equipamentos substituídos pela cogeração seria contabilizada como custo evitado nos fluxos de caixa de empreendimentos de cogeração. Assim, as emissões provenientes da turbina são isentas da taxa de CO₂, no entanto são taxadas as emissões do gás natural utilizado na pós-

³ 1 BTU = 1,055 KJ.

queima. O custo da emissão de CO₂ produzido na pós-queima é considerado no fluxo de caixa como mais um custo operacional.

A produção de CO₂ a partir da queima do gás natural foi calculada com base na relação entre as massas atômicas do combustível queimado e do CO₂ produzido, considerando a combustão estequiométrica. A relação foi determinada para cada hidrocarboneto constituinte do gás natural boliviano, proporcionalmente à sua participação na composição mássica, resultando no valor de 2,71 kg CO₂/kg GN. Matelli, Borba e Bazzo (2000) realizaram procedimento semelhante para determinar a produção de CO₂ a partir da combustão do óleo combustível e obtiveram o valor de 3,043 kg CO₂/kg OC.

Para a taxa a ser cobrada pelo CO₂, considerou-se o valor indicado pelo Banco Mundial de 20 US\$/t C, que corrigido proporcionalmente à participação do carbono (C) no CO₂, resulta no valor de 5,45 US\$/t CO₂.

A quantidade de CO₂ emitida durante um ano de operação do atomizador com óleo combustível é 11.527 t. A simulação do sistema de cogeração com a turbina Hurricane pelo modelo proposto durante o mesmo período resultou numa produção de 1.575 t CO₂ na pós-queima. Portanto, o custo evitado com as emissões do atomizador é de R\$ 147,6 Mil e o custo operacional extra com a emissão de CO₂ na pós-queima é de R\$ 20,2 Mil. Assim, a TIR do sistema de cogeração passou para 6,1% e o *pay-back* simples para 15,7 anos

Como verificado, a aplicação de taxas ambientais às emissões provenientes de equipamentos que queimam combustível melhora a rentabilidade dos empreendimentos de cogeração. Acredita-se que, num futuro próximo, o País disponha de uma legislação que possa contribuir para o crescimento de alternativas energéticas mais eficientes e limpas. Como exemplo da contribuição da cogeração para a redução da emissão de CO₂, no caso avaliado, se considerado o gás natural consumido na turbina e na pós-queima, a emissão de CO₂ é de 11.870 t durante um ano, mas com a produção de 11.319 MWh de eletricidade, enquanto somente o atomizador operando com óleo combustível emite 11.527 t CO₂ para o mesmo período. Com base nos dados acima a emissão específica de CO₂ para a turbina Hurricane, simulada pelo modelo proposto, é de 0,91 kg/kWh. O valor encontrado é 8,8% maior que o valor de 0,83 kg/kWh, determinado a partir da metodologia apresentada por Reis (2001, p. 93) para um sistema semelhante de ciclo a gás com o mesmo rendimento. Essa diferença é resultado da simulação a partir do modelo que considera a variação de desempenho da turbina, fato que reforça a importância deste modelo.

7.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE COM A VARIAÇÃO DO PREÇO DE VENDA DA ENERGIA ELÉTRICA

Para as simulações realizadas com turbinas que geram excedentes de energia elétrica para serem vendidos, os resultados econômicos alcançados foram significativamente desfavoráveis, uma vez que a receita adicional da venda dos excedentes não foi suficiente para cobrir o valor do investimento e dos custos operacionais.

Com o objetivo de se avaliar a real viabilidade econômica de unidades de cogeração projetadas para comercializar energia excedente, optou-se por realizar novamente a avaliação econômica, considerando o preço de venda do excedente igual ao valor normativo (VN).

O VN é o maior valor que se pago pela distribuidora de energia elétrica pode ser repassado para as tarifas dos consumidores. Para unidades de cogeração a gás natural menores ou iguais a 350 MW, o valor do VN vigente nesta data é de 106,40 R\$/MWh, conforme estabelecido pela Resolução da ANEEL N° 256, de 02 de julho de 2001. Esse valor é praticamente igual ao preço médio da energia elétrica paga pela empresa analisada neste trabalho.

Os resultados das avaliações econômicas com o VN das três configurações de cogeração que, conforme o modelo proposto neste trabalho, geram excedentes de energia elétrica são apresentados na Tabela 18.

Para os três casos analisados houve melhora no tempo de retorno do investimento, enquanto a TIR somente convergiu para a configuração de cogeração com a turbina Centaur 40, mas ainda assim sem viabilizar o empreendimento.

Tabela 18. Resultado econômico da cogeração com a energia excedente cotada a VN

TURBINA	PAY-BACK SIMPLES	TIR
Centrax KB3	21 anos	N.C.
Centaur 40	18 anos	1,04%
Centrax KB7	25 anos	N.C.

N.C.: não converge

Com o preço maior para a venda do excedente a configuração com a turbina Centaur 40 superou o resultado econômico da configuração com a Centrax KB3, invertendo o resultado da avaliação original. A Centaur 40 obteve o melhor retorno econômico por apresentar custos operacionais próximos ao da configuração com a Centrax KB3, devido a maior eficiência da turbina, aliado a uma receita maior proveniente da venda do excedente.

Já a configuração com a turbina Centrax KB7, apesar de apresentar uma grande receita com a venda de energia excedente, não conseguiu seguir a tendência da configuração com Centaur 40, apesar de melhorar consideravelmente o seu prazo de retorno do investimento que na primeira avaliação nem se quer convergia.

Apesar da melhora dos resultados, verificou-se que nem a utilização do valor de VN para a venda do excedente de energia elétrica, tornou as configurações de cogeração com o objetivo de comercialização do excedente atrativas. Esse fato confirma mais uma vez que a solução mais próxima da viabilidade é aquela projetada para atender exclusivamente às necessidades próprias da fábrica, aqui representada pela configuração que utiliza a turbina Hurricane.

8 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma ampla avaliação do tema cogeração, englobando vários aspectos que norteiam os empreendimentos na área de energia desde o técnico, passando pelo econômico, legal e ambiental, do qual algumas conclusões podem ser tiradas.

- O modelo proposto neste trabalho para a simulação e avaliação de sistemas de cogeração aumenta a confiabilidade dos resultados. A metodologia desenvolvida, que considera a variação do desempenho da turbina sob diferentes condições operacionais e climáticas, pode ser facilmente reproduzida tanto por pesquisadores da área como também por profissionais das indústrias. Assim, este trabalho contribui com uma importante ferramenta a ser utilizada principalmente pela indústria cerâmica através de um programa executável do modelo proposto.
- Este trabalho contribui com uma metodologia de análise de turbinas a gás em condições de trabalho fora da especificação nominal de projeto, alertando para as imperfeições causadas quando a variação do desempenho dessas máquinas não é considerada.
- As equações de duas variáveis, desenvolvidas para representar o desempenho da turbina, como potência gerada, eficiência térmica, fluxo de massa e temperatura dos gases de exaustão, apresentaram diferenças muito pequenas, sendo na média menores que 3%, quando comparadas com dados provenientes de programa comercial. Estes resultados validam a utilização destas equações.
- Os resultados alcançados apontam diferenças significativas nos resultados econômicos obtidos através dos modelos de avaliação de cogeração mais simples e principalmente, aqueles utilizados pelas empresas em avaliações preliminares. Os resultados deste trabalho desqualificam qualquer avaliação realizada pelo cálculo convencional, pois apresentam como atrativos empreendimentos inviáveis tanto do ponto de vista técnico quanto econômico.

- A consideração de eficiência constante para diferentes condições operacionais resulta em uma superestimativa dos resultados obtidos com o sistema de cogeração analisado.
- A concepção de projeto que traz os melhores retornos econômicos é a que atende exclusivamente à demanda elétrica da fábrica. As concepções com piores resultados são justamente as que geram excedentes de energia, devido ao alto investimento e ao baixo retorno da energia comercializada. Mesmo com o preço do excedente comercializado sendo cotado de acordo com o VN, tal concepção de cogeração não se viabiliza.
- A inclusão da taxa sobre o CO₂ gerado pelo atomizador operando com OC-A1 nos custos evitados aumenta a TIR, mas sem viabilizar o investimento. O Brasil deve elaborar uma legislação que, através da taxa sobre as emissões de gases causadores do efeito estufa, seja um dos incentivos para o crescimento das alternativas de geração de energia mais eficientes e limpas.
- A contínua valorização do Dólar é o item que mais prejudica a viabilidade econômica da cogeração por influenciar o investimento, grande parte em equipamentos importados, e o custo do principal insumo da cogeração que é o gás natural.
- A cogeração proporciona grandes benefícios ao meio-ambiente, como por exemplo, diminuindo a emissão de CO₂ ou evitando a perda de grandes áreas de terra alagadas pelos reservatórios das hidrelétricas, pelo fato de ser uma forma de geração de energia elétrica distribuída,. Enquanto o atomizador sozinho operando com OC-A1 emite 11.527 t CO₂ durante um ano, o sistema de cogeração, com a turbina Hurricane, emite 11.870 t CO₂ que, além de atender às necessidades do atomizador, produz 11.319 MWh de eletricidade no mesmo período.
- A avaliação de plantas de fabricação de revestimentos cerâmicos de maior porte, da ordem de 10 MW de potência elétrica instalada, com custo de investimento da turbina por MW instalado menor, bem como com a simulação com dados para

um ano típico de produção, trarão melhores resultados econômicos para o sistema de cogeração.

- O fato da pesquisa de cogeração na indústria de revestimento cerâmico tratar-se de um tema inédito no âmbito nacional, possibilitou a este trabalho contribuir com a sociedade brasileira em vários aspectos de seu interesse, principalmente no sentido de colaborar para a construção da primeira central de cogeração neste setor no País, que ocupa o terceiro lugar no mundo em produção de revestimentos cerâmicos.
- Para os profissionais da indústria cerâmica os resultados aqui obtidos servem de fonte de consulta e guia para avaliação técnica e econômica da construção de um sistema semelhante para suas empresas.

Este trabalho de maneira alguma esgota o assunto de cogeração. Algumas propostas para o prosseguimento deste trabalho são sugeridas a seguir:

- a) buscar a ampliação do número de turbinas no banco de dados do modelo de simulação, ampliando a faixa de empresas que podem ser avaliadas;
- b) desenvolver o modelo proposto no sentido de simular a operação de duas ou mais turbinas simultaneamente;
- c) inserir um modelo termodinâmico que simule a operação de uma caldeira de recuperação, possibilitando a avaliação de indústrias do ramo têxtil, alimentício ou qualquer outra em que haja a demanda por vapor;
- d) inserir um modelo termodinâmico que simule a operação de uma turbina a vapor bem como disponibilizar vários modelos desse tipo de turbina, a fim de possibilitar a simulação de sistemas de cogeração em ciclo combinado;
- e) desenvolver estudo semelhante, utilizando a 2ª Lei da Termodinâmica, avaliando o sistema de cogeração do ponto de vista exerético e aplicando as teorias de termoeconomia;

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, R. A. de; BAJAY, S. V.; SANTOS, A. H. M. Utilização de Automação Inteligente no Dimensionamento de Sistemas de Cogeração Industrial: o caso de uma refinaria de petróleo. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3, 1997, Campos do Jordão: [s.n.]. Anais. p. 188-191.

ALSTOM POWER UK LTD. Equipment & Systems. Disponível em: <<http://www.power.alstom.com>>. Acesso em: out. 2001.

ALVES, M. A. C.; BARBOSA, J. R.; CARNEIRO, H. F. F. M. Part Load Performance of an Industrial Gas Turbine with Reheat. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15, 2001, Uberlândia: [s.n.]. CD-ROM.

AVELLAR, L. H., et al. Sistemas de Controle e Redução de Emissões de Poluentes em Plantas de Cogeração. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3, 1997, Campos do Jordão: [s.n.]. Anais. p. 173-176.

BALESTIERI, J. A. P. Modelo Linear para Expansão de Centrais de Cogeração. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3, 1997, Campos do Jordão: [s.n.]. Anais. p. 177-182.

BALESTIERI, J. A. P. *Cogeração*. Apostila de aula. Guratinguetá: UNESP, 1999.

BAZZO E.; MENEZES, L. A.; SILVA, M. A. M. *Avaliação da Viabilidade Técnica de um Sistema de Cogeração Distrital a Gás Natural*. Florianópolis: LabCET – UFSC, 2001. Trabalho não publicado.

BELTRAN, J. V. L.; MARTINEZ, G. C. Medidas para a Redução do Consumo Energético nos Processos de Produção de Pavimentos e Revestimentos Cerâmicos. *Revista Cerâmica Informação*, Florianópolis: [s.n.], n 2/3, jan/abr. 1999.

BORBA, R. A. P.; BAZZO, E.; SILVA, M. A. M. Avaliação Econômica de um Sistema de Cogeração Aplicado à Indústria Cerâmica de Revestimento. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15, 2001, Uberlândia: [s.n.]. CD-ROM.

BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Houston, Texas, EUA: Gulf Publishing Company, 1995.

BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. Estabelece os requisitos necessários à qualificação de centrais cogedoras de energia e dá outras providências. Resolução n. 21, de 20 de janeiro de 2000. *Lex*: Diário Oficial de 24 de janeiro de 2000, Seção 1, p.36, v. 138, n. 16. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/defaultpesqcedoc.htm>>. Acessado em: jul. 2001.

BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. Estabelece os valores normativos para as centrais termelétricas com geração a gás natural. Resolução n. 256, de 2 de julho de 2001. *Lex*: Diário Oficial de 3 de julho de 2001, Seção 1, p.73, v. 13, n. 127-E. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/defaultpesqcedoc.htm>>. Acessado em: nov. 2001.

BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. Homologa as tarifas de fornecimento de energia elétrica das Centrais Elétricas de Santa Catarina - CELESC. Resolução n. 310, de 6 de agosto de 2001. *Lex*: Diário Oficial de 29 de agosto de 2001, Seção 1, p.732, v. 139, n. 166-E. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/defaultpesqcedoc.htm>>. Acessado em: set. 2001.

BRASIL. Ministério das Minas e Energia. Centrais Elétricas Brasileiras S.A. *Plano Decenal de Expansão 1999/2008*. Rio de Janeiro: [s.n.]. 1999. p 143-150.

BRASIL. Ministério das Minas e Energia. Assessoria de comunicação. *Plano Prioritário de Termelétricas*. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>>. Acessado em: abr. 2001.

CENTRAX LTD. Gas Turbine Division. Disponível em: <<http://www.centrax.co.uk>>. Acesso em: out. 2001.

DELMÉE, G. J.. *Manual de Medição de Vazão*. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

EUROPEAN UNION. European Environmental Agency. *Environmental Taxes – Implementation and Environmental Effectiveness*. Copenhagen: [s.n.]. 1996.

ERNST, M. A. B.; BALESTIERI, J. A. P. Influência da Variação da Carga no Rendimento de Equipamentos e Ciclos de Co-geração. In: Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, 8, 2000, Porto Alegre: [s.n.]. CD-ROM.

FERREIRA, A. L.; BAJAY, S. V. A Internacionalização dos Custos Ambientais e Sociais da Geração de Energia Elétrica: Experiência Internacional e Perspectivas para o Brasil. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3, 1997, Campos do Jordão: [s.n.]. Anais. p. 62-66.

GAS TURBINE WORLD 2000-01 PERFORMANCE SPECS. Fairfield, CT, EUA: Pequot Publishing Inc, 2000. Anual.

GUIMARÃES, E. T. Sistemas de Cogeração. In: SEMINÁRIO DE COGERAÇÃO E GERAÇÃO DISTRIBUÍDA. Rio de Janeiro: [s.n.]. 1998. CD-ROM.

HARVEY, S.; CARCASI, C.; BERNTSSON, T. Gas Turbines in District Heating Combined Heat and Power Systems: Influence of Performance on Heating Costs and Emissions. *Applied Thermal Engineering*, 2000, v. 20, p. 1075-1103.

HUGHES, R. A.; RAMSAY, B.; ROSSINI, C. A Knowledge-based Decision Support System for Combined Heat and Power Investment Appraisal and Plant Selection, *Journal of Power and Energy*, 1996, v. 210, p. 15-24.

INSTITUTO NACIONAL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA. *Cogeração – Legislação específica e correlata*. In: FÓRUM DE COGERAÇÃO. Rio de Janeiro: [s.n.]. 1998. CD-ROM.

LAMBERTS, R.; GOULART, S. V. G.; FIRMINO, S.. *Dados Climáticos de 14 Cidades Brasileiras*. São Paulo: ABRAVA – Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, 1998.

Lopes, P. R. G., Balestieri, J. A. P.. *Planilha Eletrônica para Projeto de Centrais de Cogeração*, III CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 1997, Campos do Jordão, SP, Anais, pp. 183-187.

Matelli, J. A.. *Sistemas de Cogeração Baseados em Células-combustível Aplicados em Hospitais*. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis.

Matelli, J. A.; Borba, R. A. P.; Bazzo, E.. *Influence of Environmental Taxes on the Economic Analysis of Cogeneration System Applied to Hospital Facilities*. IV CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 2000, Viña Del Mar, Chile.

Müller, M. S.; Cornelsen, J. M.. *Normas e Padrões para Teses, Dissertações e Monografias*. 2. ed. Londrina: Editora UEL, 1991.

Orlando, J. A.. *Cogeneration Design Guide*. Atlanta, EUA: ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997.

Perspectivas da Cogeração com Gás Natural no Setor Elétrico Brasileiro. Seminário, 2001. CD-ROM

Poole, A D.; Hollanda, J. B.; Tolmasquim, M. T.; *Conservação de Energia e Emissões de Gases do Efeito Estufa no Brasil*. Rio de Janeiro, RJ: Instituto Nacional de Eficiência Energética – INEE, 1998.

Reis, M. M.. *Custos Ambientais Associados à Geração Elétrica: Hidrelétricas x Termelétricas a Gás Natural*. 2001. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético) - Curso de Pós-graduação em Engenharia, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro, RJ.

Santo, D. B. do E.; Gallo, W. L. R.. *Estudos de Caso de Cogeração com Motores de Combustão Interna em um Hospital Universitário*. III CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 1997, Campos do Jordão, SP, pp. 214-219.

Silveira, J. L.; Leite, N. G. de C.; Ribeiro, J. de F.. *Análise do Potencial de Produção de Água Quente com Motores Diesel: A Cogeração*. III CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 1997, Campos do Jordão, SP, pp. 220-224.

Solar Turbines. Disponível em: <<http://solar.com>>. Acesso em 12 de novembro de 2001.

Spiewak, S. A.; Weiss, L.. *Cogeneration & Small Power Production Manual*. 5. ed. EUA: The Fairmont Press Intcoecker, 1997.

Stoecker, W. F.. *Design of Thermal Systems*. 3. ed. EUA: Mcgraw-Hill Book Company, 1989.

Stoecker, W. F.; Jones J. W.. *Refrigeração e Ar Condicionado*. Tradução de José M. Saiz Jabardo, São Paulo: Mcgraw-Hill do Brasil, 1985.

Taft, M.. A Comprehensive Classification of Combined Cycle and Cogeneration Plant. Part 1: Presenting the Map of Turbomachinery Options for Heat and Power. *Journal of Power and Energy*, 1991, v. 205, pp. 89-103.

Teixeira, F. N.; Nogueira; L. A. H.. Martins, A. R. S., *Aplicação de uma Metodologia para Otimização de Sistemas de Cogeração*. III CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 1997, Campos do Jordão, SP, pp. 168-172.

Tuna, C. E.; Silveira, J. L.. *Um Método de Análise Termoeconômica para Otimização de Sistemas de Produção Combinada de Calor e Potência*. III CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 1997, Campos do Jordão, SP, pp. 162-167.

Wash, P.P.; Fletcher, P.. *Gas Turbine Performance*. Oxford, UK: Blackwell Science Ltd, 1998.

Walter, A. C. S.. *Simulation of Gas Turbines Operating in Off-design Conditions*. 8º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 2000, Porto Alegre, RS. CD-ROM.

Witzani, M.; Pechtl, P.. Modeling of (Cogeneration) Power Plants on Time-Dependent Power Demands of the Consumer. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1996, v. 118, pp. 353-358.

APÊNDICES

APÊNDICE A – CONCEITOS BÁSICOS

CONDIÇÕES ISO

Para determinar o desempenho nominal de máquinas estacionárias, é comumente utilizada a condição da *International Organisation for Standardisation (ISO)*, conforme dados abaixo:

- pressão Atmosférica = 101,325 kPa (nível do mar);
- temperatura ambiente = 15°C;
- umidade Relativa = 60%;
- perda de pressão nas instalações = 0 (zero).

POTÊNCIA NOMINAL

Dado obtido através de catálogos de fabricantes que representa a potência elétrica produzida pelo gerador, considerando a operação da máquina com gás natural. Nesses dados, já estão incluídos as perdas na caixa de redução e a eficiência do gerador. As perdas de carga nos filtros de entrada e saída e o consumo de equipamentos auxiliares não são considerados.

CONSUMO ESPECÍFICO (HEAT RATE)

O consumo específico representa a relação entre a energia inserida na máquina na forma de combustível e a potência útil na saída do gerador. Para as turbinas utilizadas na geração de energia utiliza-se comumente o termo *heat rate*. Cada turbina tem um consumo específico diferente apresentado nos catálogos dos fabricantes.

TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO

A temperatura dos gases de exaustão é um dado de extrema importância em aplicações onde a energia térmica contida neles é aproveitada como no caso da cogeração e da geração em ciclo combinado. Tal dado representa a temperatura dos gases da combustão após a expansão na turbina e para os casos acima citados quanto maior a temperatura melhor para otimizar a eficiência do ciclo. Ao comparar-se com o caso da cogeração na indústria cerâmica, é importante que a temperatura esteja o mais próximo possível do ponto de operação do atomizador, evitando-se assim um consumo adicional de combustível. Esse dado também é fornecido pelo fabricante para cada turbina.

FLUXO DE MASSA DOS GASES DE EXAUSTÃO

Assim como a temperatura de exaustão, o fluxo de massa é muito importante para a cogeração. Em conjunto com a temperatura, o fluxo de massa determina a quantidade de energia disponível para aproveitamento. No caso da cogeração na indústria cerâmica, a quantidade de gases que sai irá determinar se o fluxo é suficiente para atender o atomizador, se é necessário retirar parte deles ou adicionar ar externo. O fluxo de massa dos gases de exaustão é informado pelos fabricantes.

APÊNDICE B – O GÁS NATURAL

O combustível utilizado tem as características básicas do gás natural proveniente da Bolívia. A composição volumétrica (20°C, 101,325 kPa), apresentada na Tabela 19, foi informada pela distribuidora local e a composição em base mássica foi calculada considerando a massa molecular de cada componente.

Tabela 19. Composição de referência do gás natural boliviano

Componente	% Volumétrica	% Mássica
Metano	89,04	78,36
Etano	6,41	10,58
Propano	1,64	3,97
n-Butano	0,23	0,73
iso-Butano	0,41	1,31
n-Pentano	0,12	0,48
iso-Pentano	0,10	0,40
Hexano	0,11	0,52
Dióxido de Carbono	0,76	1,84
Nitrogênio	1,18	1,82
	100	100

Fonte: Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS).

Outras propriedades do gás natural também informadas pela distribuidora (20°C, 101,325 kPa):

- $\rho_{GN} = 0,761 \text{ kg/m}^3$;
- $PCS_{GN} = 52.644,06 \text{ kJ/kg}$;
- $PCI_{GN} = 47.681,11 \text{ kJ/kg}$.

A Constante do Gás (R_{GN}) foi determinada com base nas frações mássicas de cada componente e suas respectivas constantes, resultando no valor de 0,4573 kJ/kg K.

APÊNDICE C – METODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DE EQUAÇÕES DE DUAS VARIÁVEIS

Para descrever a metodologia para obtenção de equações de duas variáveis é exemplificado o ajuste de curva realizado para representar a variação do desempenho da potência elétrica gerada pela turbina Hurricane.

Inicialmente, três conjuntos de pontos em função das duas variáveis em análise são extraídos do catálogo do fabricante com as curvas de desempenho da turbina. A variação do desempenho da potência elétrica gerada é representada pela razão entre essa potência e a potência nominal em função da temperatura ambiente e da carga de operação da turbina. Os dados obtidos são apresentados na Tabela 20 e representados graficamente pela Figura 21.

Tabela 20. Razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal para a turbina Hurricane

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	50%	75%	100%
0	0,55	0,82	1,10
15	0,50	0,75	1,01
30	0,42	0,64	0,85

A partir do conjunto de pontos da Tabela 20, são extraídas três equações de segundo grau em função de uma das variáveis, nesse caso a carga (L), conforme as Equações (60), (61) e (62).

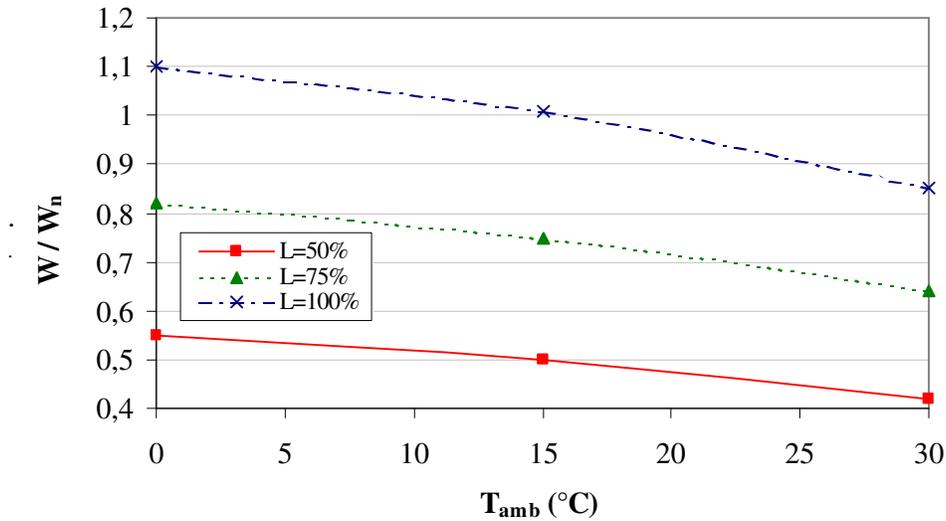


Figura 21. Curvas da razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal (ISO) para diferentes cargas de operação (Hurricane)

$$\dot{W}/\dot{W}_n^{100\%} = 1,1 - 0,0036667.T_{amb} - 0,00015556.T_{amb}^2 \quad (60)$$

$$\dot{W}/\dot{W}_n^{75\%} = 0,82 - 0,0033333.T_{amb} - 0,000088889.T_{amb}^2 \quad (61)$$

$$\dot{W}/\dot{W}_n^{50\%} = 0,55 - 0,0023333.T_{amb} - 0,000066667.T_{amb}^2 \quad (62)$$

Os coeficientes das equações obtidas são ordenados na Tabela 21 e representados graficamente pela Figura 22. A partir deste novo conjunto de dados são extraídas outras três equações de segundo grau, representadas por (63), (64) e (65).

Tabela 21. Coeficientes das parábolas da razão entre a potência elétrica gerada e a potência nominal (ISO)

Carga (L)	Constante	x	x ²
100%	1,10	-0,005	0,0001111
75%	0,82	-0,003333	-0,00008889
50%	0,55	-0,002333	-0,00006667

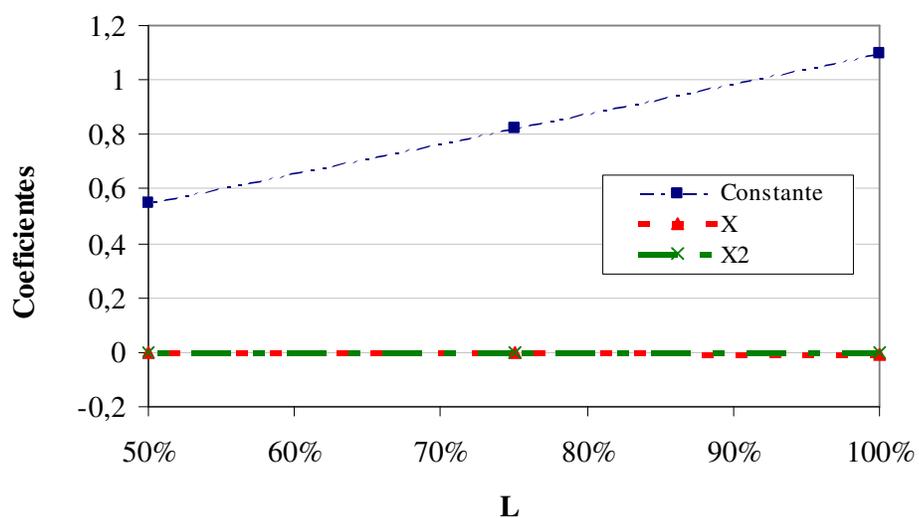


Figura 22. Curvas dos coeficientes da equação de duas variáveis

$$\text{Constante} = 0,04 + 0,98.L - 0,008.L^2 \quad (63)$$

$$x = -0,002334 + 0,00267.L - 0,005336.L^2 \quad (64)$$

$$x^2 = -0,000222 - 0,00008898.L + 8.10^{-8}.L^2 \quad (65)$$

Finalmente, as equações obtidas com os dados dos coeficientes são reunidas na forma de uma equação de segundo grau em função da temperatura ambiente, obtendo-se então, a equação do desempenho da potência elétrica gerada em função de duas variáveis, conforme mostrado pela Equação (66).

$$\begin{aligned} \dot{W}/\dot{W}_n = & 0,04 + 0,98.L + 0,08.L^2 + (-0,0023334 + 0,002667.L - 0,0053336.L^2)T_{amb} \\ & + (-0,00002219 - 0,000088998.L + 8,8.10^{-8}.L^2)T_{amb}^2 \end{aligned} \quad (66)$$

No modelo proposto neste trabalho, \dot{W}/\dot{W}_n é substituído por uma variável chamada de fator de correção da potência elétrica gerada ($F_{L,T}^{pot}$).

APÊNDICE D – ESPECIFICAÇÕES E COEFICIENTES DAS TURBINAS

Tabela 22. Especificações das turbinas a gás analisadas neste trabalho

	Saturn 20	Hurricane	Centrax KB3	Centaur 40	Centrax KB7
Fabricante	Solar Turbines	Alstom	Centrax Gas Turbine	Solar Turbines	Centrax Gas Turbine
Potência (kW)	1.140	1.580	2.602	3.515	4.773
Consumo específico (kJ/kWh)	14.851	14.682	14.766	12.917	12.632
Eficiência térmica	0,242	0,245	0,244	0,279	0,285
Carga máxima (L_{max})	100%	100%	100%	100%	100%
Carga mínima (L_{min})* ⁴	40%	40%	40%	40%	40%
Fluxo dos gases de exaustão (kg/s)	6,46	7,3	12,8	18,61	20,3
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	486	610	571	437	538
Razão de compressão	6,5:1	Não disponível	8,1:1	9,7:1	13,6:1

Os coeficientes das equações que determinam o desempenho dessas turbinas são apresentados na Tabela 23.

⁴ Valor assumido neste trabalho.

Tabela 23. Coeficientes das equações de desempenho das turbinas a gás analisadas

	Saturn 20	Hurricane	Centrax KB3	Centaur 40	Centrax KB7
cp1	1,28E-02	4,00E-02	4,88E-02	5,00E-15	-3,00E-02
cp2	1,05E+00	9,80E-01	1,15E+00	1,12E+00	1,15E+00
cp3	-3,20E-03	8,00E-02	1,00E-13	0,00E+00	0,00E+00
cp4	4,00E-04	-2,33E-03	-4,00E-03	1,50E-03	2,00E-03
cp5	-4,40E-03	2,67E-03	-1,00E-02	-1,20E-02	-1,00E-02
cp6	1,60E-03	-5,33E-03	2,00E-15	3,20E-03	0,00E+00
cp7	-1,00E-05	-2,22E-05	5,00E-05	-8,00E-05	4,00E-16
cp8	-8,00E-05	-8,90E-05	-2,00E-18	2,00E-04	-9,00E-16
cp9	-2,00E-18	8,80E-08	0,00E+00	-2,00E-04	5,00E-16
cr1	-8,19E-01	3,00E-01	3,40E-01	-8,40E-01	5,59E-01
cr2	3,80E+00	1,26E+00	1,25E+00	4,02E+00	6,61E-01
cr3	-1,95E+00	-5,60E-01	-5,00E-01	-2,16E+00	-1,90E-01
cr4	-6,10E-03	4,67E-03	-6,00E-03	-5,30E-03	4,30E-02
cr5	1,86E-02	-1,27E-02	2,00E-16	8,40E-03	-9,50E-02
cr6	-1,36E-02	8,00E-03	0,00E+00	-4,80E-03	5,00E-02
cr7	1,00E-04	8,89E-05	8,00E-16	0,00E+00	-2,20E-03
cr8	-5,00E-04	-4,00E-04	-2,00E-15	0,00E+00	4,70E-03
cr9	3,00E-04	1,78E-04	1,00E-15	0,00E+00	-2,50E-03
ct1	-2,31E+02	-2,79E+02	-2,91E+02	-2,70E+02	4,74E+02
ct2	9,77E+01	1,78E+02	1,74E+02	2,74E+02	-1,56E+03
ct3	1,16E+02	8,80E+01	1,00E+02	-8,00E+00	1,10E+03
ct4	7,45E-01	-1,00E+00	4,10E+00	6,66E-01	-8,31E+01
ct5	1,51E+00	8,80E+00	-3,00E+00	2,27E+00	1,97E+02
ct6	-1,02E+00	-6,93E+00	1,00E-13	-3,20E+00	-1,15E+02
ct7	-1,00E-03	8,00E-02	-4,50E-02	5,32E-02	2,26E+00
ct8	1,66E-02	-2,93E-01	5,00E-02	-1,95E-01	-5,20E+00
ct9	-2,32E-02	2,13E-01	4,00E-16	1,78E-01	3,00E+00
cm1	9,62E-01	1,05E+00	1,09E+00	1,00E+00	1,06E+00
cm2	2,13E-01	0,00E+00	-3,00E-14	1,40E-01	0,00E+00
cm3	-1,22E-01	0,00E+00	0,00E+00	-8,00E-02	0,00E+00
cm4	5,70E-03	-1,67E-03	-7,00E-03	1,50E-03	-4,00E-03

Continuação Tabela 23

	Saturn 20	Hurricane	Centrax KB3	Centaur 40	Centrax KB7
cm5	-2,10E-02	-3,33E-03	1,00E-16	-1,00E-02	-1,00E-16
cm6	1,20E-02	2,67E-03	0,00E+00	4,80E-03	0,00E+00
cm7	-2,00E-04	-1,11E-04	5,00E-05	-2,00E-04	1,00E-17
cm8	4,00E-04	2,22E-04	-2,00E-18	2,00E-04	0,00E+00
cm9	-2,00E-04	-1,78E-04	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00

Definição dos coeficientes das equações de desempenho:

- cpn = coeficiente da variável de ordem n da equação de duas variáveis (L, T_{amb}), que determina a potência instantânea gerada;
- cmn = coeficiente da variável de ordem n da equação de duas variáveis (L, T_{amb}), que determina a eficiência térmica (rendimento);
- ctn = coeficiente da variável de ordem n da equação de duas variáveis (L, T_{amb}), que determina a temperatura dos gases de exaustão;
- cmn = coeficiente da variável de ordem n da equação de duas variáveis (L, T_{amb}), que determina o fluxo de massa dos gases de exaustão.

APÊNDICE E - COEFICIENTES DE CORREÇÃO DA TEMPERATURA HORÁRIA

Tabela 24. Coeficientes de correção da temperatura horária (cht)

HORA	MÊS											
	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
1	0,13	0,15	0,14	0,15	0,18	0,18	0,16	0,16	0,13	0,15	0,14	0,13
2	0,10	0,13	0,13	0,14	0,16	0,14	0,14	0,13	0,09	0,13	0,11	0,09
3	0,06	0,10	0,09	0,11	0,12	0,13	0,10	0,10	0,07	0,08	0,08	0,06
4	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11	0,07	0,08	0,04	0,06	0,05	0,05
5	0,03	0,04	0,04	0,05	0,08	0,07	0,05	0,04	0,01	0,03	0,03	0,01
6	0,00	0,01	0,01	0,01	0,04	0,05	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00
7	0,01	0,00	0,00	0,00	0,02	0,02	0,01	0,01	0,00	0,01	0,05	0,03
8	0,19	0,11	0,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,07	0,20	0,26	0,25
9	0,39	0,35	0,30	0,23	0,19	0,12	0,10	0,17	0,28	0,39	0,45	0,44
10	-0,43	-0,47	-0,49	-0,54	-0,60	-0,64	-0,65	-0,61	-0,52	-0,42	-0,38	-0,38
11	-0,25	-0,27	-0,29	-0,35	-0,38	-0,43	-0,46	-0,40	-0,33	-0,21	-0,22	-0,21
12	-0,14	-0,13	-0,16	-0,18	-0,20	-0,25	-0,26	-0,23	-0,19	-0,10	-0,09	-0,08
13	-0,01	-0,05	-0,06	-0,08	-0,08	-0,11	-0,12	-0,10	-0,07	-0,01	-0,03	-0,03
14	0,00	-0,01	-0,01	-0,03	-0,01	-0,02	-0,04	-0,01	-0,01	0,00	0,00	-0,01
15	-0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
16	-0,05	-0,04	-0,04	-0,06	-0,04	-0,04	-0,04	-0,04	-0,06	-0,08	-0,03	-0,06
17	-0,16	-0,15	-0,14	-0,19	-0,16	-0,16	-0,15	-0,16	-0,16	-0,21	-0,14	-0,14
18	-0,28	-0,29	-0,28	-0,32	-0,30	-0,03	-0,31	-0,31	-0,33	-0,35	-0,28	-0,26
19	-0,43	-0,46	-0,43	-0,49	-0,49	-0,53	-0,52	-0,51	-0,51	-0,48	-0,45	-0,40
20	-0,58	-0,57	-0,59	-0,66	-0,62	-0,63	-0,65	-0,64	-0,62	-0,65	-0,61	-0,60
21	-0,69	-0,70	-0,68	-0,73	-0,67	-0,70	-0,72	-0,70	-0,72	-0,70	-0,69	-0,69
22	-0,75	-0,76	-0,73	-0,80	-0,73	-0,73	-0,75	-0,73	-0,77	-0,75	-0,76	-0,74
23	-0,78	-0,77	-0,78	-0,82	-0,75	-0,77	-0,77	-0,77	-0,81	-0,77	-0,80	-0,79
24	-0,83	-0,81	-0,81	-0,85	-0,79	-0,81	-0,79	-0,81	-0,84	-0,83	-0,82	-0,82

APÊNDICE F – CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO À PRESSÃO CONSTANTE DOS GASES DE COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL BOLIVIANO

Os calores específicos à pressão constante dos constituintes do produto da combustão do gás natural são determinados pela Equação (68), obtida de Walsh e Fletcher (1998 p. 115). Os coeficientes da equação são apresentados na Tabela 25 e a curva obtida para o Cp do gás natural boliviano em função da temperatura é apresentada pela Figura 23.

$$C_p = A_0 + A_1.T + A_2.T^2 + A_3.T^3 + A_4.T^4 + A_5.T^5 + A_6.T^6 + A_7.T^7 + A_8.T^8 \quad (67)$$

onde,

$$T = \left(\frac{T_{gases}}{1.000} \right) + 273,15 \quad (68)$$

Tabela 25. Constantes da equação de cálculo do Cp dos gases de combustão

	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
A0	0,408089	1,937043	1,075132	1,00645
A1	2,027201	-0,967916	-0,252237	-1,0478669
A2	-2,405549	3,338905	0,341859	3,729558
A3	2,039166	-3,652122	0,523944	-4,934172
A4	-1,163088	2,33247	-0,888984	3,284147
A5	0,381364	-0,819451	0,442621	-1,095203
A6	-0,052763	0,118783	-0,074788	0,145737
A7	0	0	0	0
A8	0	0	0	0

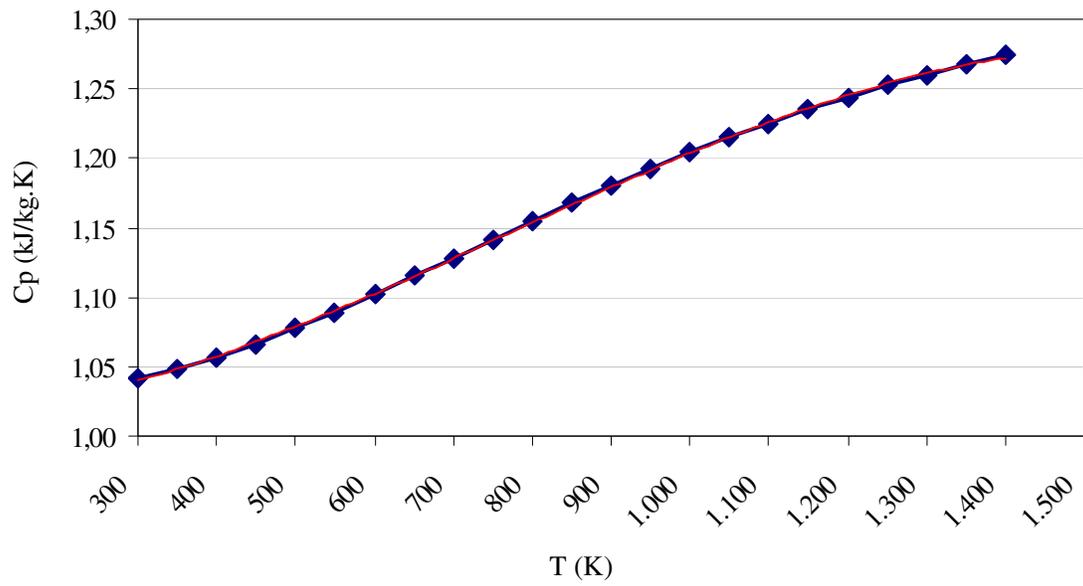


Figura 23. C_p dos gases de combustão do gás natural boliviano (kJ/kg K)

APÊNDICE G – TABELAS DE DIFERENÇAS DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DAS TURBINAS ENTRE O MODELO PROPOSTO E O PROGRAMA COMERCIAL IPSE-PRO®.

TURBINA SATURN 20

Tabela 26. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)

	Carga (L)		
T_{amb} (°C)	60%	80%	100%
5	0,52	0,36	0,35
15	1,02	0,77	0,79
25	2,60	2,34	2,85
35	2,05	2,12	3,20

Tabela 27. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)

	Carga (L)		
T_{amb} (°C)	60%	80%	100%
5	4,11	1,94	0,07
15	3,10	0,90	-1,46
25	2,01	0,11	-3,53
35	-1,58	-3,50	-7,48

Tabela 28. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,16	0,23	0,08
15	0,00	0,15	0,31
25	0,75	0,90	1,55
35	0,90	1,37	2,74

Tabela 29. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 20 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	-0,46	-0,30	-0,02
15	-0,37	-0,14	0,00
25	-0,32	-0,16	0,32
35	-0,28	0,05	0,43

TURBINA CENTRAX KB3

Tabela 30. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	2,91	-0,08	-0,08
15	-0,01	0,02	0,00
25	0,14	0,14	0,14
35	-1,83	-1,32	0,32

Tabela 31. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	-0,91	-0,15	0,22
15	-1,16	0,12	0,08
25	-1,45	-0,05	-0,08
35	-1,79	-0,24	-0,25

Tabela 32. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,09	0,09	0,09
15	0,00	0,00	0,00
25	-0,16	-0,16	-0,16
35	0,69	0,69	1,83

Tabela 33. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB3 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	-1,37	0,00	0,00
15	-0,44	0,00	0,00
25	-0,85	0,00	0,00
35	-1,83	-0,56	0,34

TURBINA CENTAUR 40

Tabela 34. Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,01	0,00	0,07
15	-0,57	-0,71	-0,74
25	-1,19	-1,72	-2,01
35	-3,17	-4,37	-5,45

Tabela 35. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	4,31	2,22	-0,15
15	3,84	1,76	-0,61
25	2,40	0,58	-1,75
35	1,42	-0,61	-2,90

Tabela 36. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,41	0,34	0,24
15	-0,43	0,05	0,43
25	-1,29	0,04	1,34
35	-4,12	-0,87	2,17

Tabela 37. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Solar 40 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,08	0,02	-0,31
15	0,18	0,05	0,00
25	-0,25	-0,35	-0,52
35	-0,37	0,00	0,72

TURBINA CENTRAX KB7

Tabela 38 .Diferenças referentes à potência gerada entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,01	0,01	0,00
15	0,01	-0,01	0,00
25	3,71	0,00	0,00
35	4,00	3,04	1,20

Tabela 39. Diferenças referentes à eficiência térmica entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	2,44	0,11	0,07
15	5,23	0,38	-0,04
25	0,03	0,60	-0,14
35	-13,42	1,19	2,24

Tabela 40. Diferenças referentes ao fluxo de massa dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	-0,01	-0,01	-0,01
15	0,00	0,00	0,00
25	0,01	0,01	0,01
35	1,12	1,12	1,12

Tabela 41. Diferenças referentes à temperatura dos gases de exaustão entre a equação proposta e o IPSE-PRO® para a turbina Centrax KB7 (%)

T_{amb} (°C)	Carga (L)		
	60%	80%	100%
5	0,98	0,00	0,00
15	-0,71	0,00	0,00
25	1,38	0,00	0,00
35	5,58	0,40	-0,36

APÊNDICE H – TARIFA DE ENERGIA ELÉTRICA

A tarifa de energia elétrica vigente em Santa Catarina foi fixada pela Resolução 310 da ANEEL, Anexo I, de 06/08/01, que define valores a serem cobrados pelos serviços prestados.

Nos valores apresentados na Tabela 41, não está incluído o ICMS com alíquota de 25%, fixado pela Lei Estadual 7.547, de 27/01/89, art. 24.

Tabela 42. Tarifa de energia elétrica horo-sazonal azul para o subgrupo A4 (2,3 a 25 kV)

	TARIFA HORO-SAZONAL AZUL			
	(sem ICMS)			
	Fora de Ponta		Ponta	
	Seca	Úmida	Seca	Úmida
Demanda (R\$/kW)	6,24	6,24	18,76	18,76
Consumo (R\$/kWh)	0,05851	0,05169	0,12302	0,11385
Ultrapassagem da Demanda (R\$/kW)	18,76		56,29	
	TARIFA DE EMERGÊNCIA			
Demanda (R\$/kW.Ano)	32,43			
Consumo (R\$/MWh)	180,46			

Fonte: Centrais Elétricas de Santa Catarina (Celesc)
Tarifa válida a partir de 7/8/2001.

APÊNDICE I – TARIFA DO GÁS NATURAL

Nos valores apresentados na Tabela 42, estão incluídos o PIS e Cofins e não está incluído o ICMS, com alíquota de 17%. A tarifa apresentada é destinada ao mercado industrial e comercial para um contrato com compromisso de consumo de 90% do volume negociado e sua aplicação é em cascata para o volume consumido.

Tabela 43. Tarifa do gás natural

TARIFA AMARELA - TG1			
Faixa de consumo diário			R\$/m³
0	à	10	0,9249
11	à	100	0,5782
101	à	1.000	0,4788
1.001	à	5.000	0,4549
5.001	à	10.000	0,4453
10.001	à	25.000	0,4405
25.001	à	50.000	0,4382
50.001	à	100.000	0,4356
100.001	à	150.000	0,4334
150.001	à	200.000	0,4309
200.001	à	1.000.000.000	0,4285

Fonte: Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS)
 Volumes referenciados a 20°C, 101,325 kPa e 39,36 MJ.
 Tarifa válida em 1/1/2002.

APÊNDICE J - RESOLUÇÃO DA ANEEL PARA QUALIFICAÇÃO DE CENTRAIS COGERADORAS

A Resolução Nº 21, de 20/1/2000, da ANEEL, estabelece os requisitos necessários à qualificação de centrais cogedoras, cuja principal exigência é o atendimento a requisitos mínimos de racionalidade energética através do cumprimento das Inequações (69) e (70).

$$Et \geq 0,15.Ec \quad (69)$$

$$\frac{Ee + \frac{Et}{X}}{Ec} \geq Fc \quad (70)$$

onde:

- E_c = Energia disponibilizada pelo combustível ou combustíveis nos últimos doze meses com base no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados (MWh);
- E_e = Energia eletromecânica resultante do somatório de trabalho e energia elétrica gerada nos últimos doze meses (MWh);
- E_t = Energia térmica utilizada, proveniente da central de cogeração, resultante do somatório do calor efetivamente consumido nos últimos doze meses (MWh);
- F_c = Fator de cogeração (ver Tabela 44);
- X = Fator de ponderação (ver Tabela 44).

Tabela 44. Valores de X e Fc para qualificação de centrais de cogeração

	COMBUSTÍVEL PRINCIPAL			
	Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão		Demais Fontes	
Potência Instalada	X	Fc	X	Fc
Inferior ou igual a 5 MW	2,00	0,47	2,50	0,32
Superior a 5 MW e inferior ou igual a 20 MW	1,86	0,51	2,14	0,37
Superior a 20 MW	1,74	0,54	1,88	0,42

Para fins de determinação dos valores de X e Fc, contidos na Tabela 44, nos casos de queima alternada ou mesclada de diferentes combustíveis entende-se por combustível principal oriundo de “Demais Fontes”, quando a energia disponibilizada por derivados de petróleo, gás natural ou carvão mineral não exceder a 25% da energia disponibilizada por todos os combustíveis consumidos, calculada com base no poder calorífico inferior desses combustíveis.

APÊNDICE K - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO COM AS TURBINAS CENTAUR 40 E CENTRAX KB7.

Tabela 45. Potências comercializadas em cada trimestre consideradas para simulação da turbina Centaur 40 (kW)

	MODELO PROPOSTO	MODELO SIMPLIFICADO	CÁLCULO CONVENCIONAL
\dot{W}_{com1T}	1.150	1.750	2.079
\dot{W}_{com2T}	1.350		
\dot{W}_{com3T}	1.650		
\dot{W}_{com4T}	1.150		

Tabela 46. Potências comercializadas em cada trimestre consideradas para simulação da turbina Centrax KB7 (kW)

	MODELO PROPOSTO	MODELO SIMPLIFICADO	CÁLCULO CONVENCIONAL
\dot{W}_{com1T}	2.400	2.950	3.301
\dot{W}_{com2T}	2.600		
\dot{W}_{com3T}	2.900		
\dot{W}_{com4T}	2.450		

TURBINA CENTAUR 40

Tabela 47. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centaur 40

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	
Potência média gerada (kW)	2.742	3.173	16%	3.515	28%
Fator de carga	78%	90%	15%	100%	28%
Eletricidade gerada (kWh/ano)	23.958.834	27.791.922	16%	29.947.800	25%
Demanda elétrica complementar ou de <i>back-up</i> contratada (kW)	226	36	-84%	1.332	489%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	172.476	20.746	-88%	319.680	85%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	11.614.800	15.330.000	--	17.713.080	--
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	1.035	1.128	9%	1.249	21%
Consumo total de GN na turbina (m ³ /ano)	9.044.621	9.879.135	9%	10.641.480	18%
Consumo médio de GN na pós-queima (m ³ /h)	38	13	-66%	0	-100%
Consumo total de GN na pós-queima (m ³ /ano)	159.781	24.748	-85%	0	-100%
Rendimento térmico médio da turbina	26,1%	27,8%	7%	27,8%	7%
Consumo específico médio da turbina (kJ/kWh)	14.031	12.917	-8%	12.917	-8%
Rendimento médio da cogeração	59%	58%	-2%	69%	17%
Aprovada dentro dos parâmetros da ANEEL	Sim	Sim	--	Sim	--

Tabela 48. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centaur 40

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor	Diferença	Valor	Diferença
INVESTIMENTO (mil R\$)					
Turbina	3.666	3.666	0%	3.666	0%
Compressor de gás natural	492	537	9%	571	16%
Sistema de controle de carga	246	246	0%	246	0%
Projeto/Modificações/Administração	1.100	1.100	0%	1.100	0%
Investimento total com impostos	6.335	6.390	1%	6.430	1%
RECEITAS (mil R\$/ano)					
Custo evitado da compra de energia elétrica	1.233	1.233	0%	1.230	0%
Custo evitado com a compra de óleo combustível	1.667	1.667	0%	2.353	41%
Energia elétrica vendida	741	977	32%	1.120	51%
CUSTOS OPERACIONAIS (mil R\$/ano)					
Custo do gás natural para cogeração	2.763	3.017	9%	3.250	18%
Custo do gás natural complementar para pós-queima	71	11	-85%	0	-100%
Custo da energia elétrica de reserva	56	7	-88%	147	163%
Custo da energia elétrica complementar	0	0	--	0	--
Custo de operação e manutenção	282	327	16%	352	25%
Custo do <i>overhaul</i> (apenas no ano 10)	1.100	1.100	0%	1.100	0%
INDICADORES ECONÔMICOS					
Pay-back simples (anos)	44,9	40,6	-10%	19,6	-56%
TIR*	N.C.	N.C.	--	N.C.	--

*N.C.: TIR não converge para o fluxo de caixa calculado.

TURBINA CENTRAX KB7

Tabela 49. Resultados de desempenho da cogeração – Turbina Centrax KB7

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor		Valor	
Potência média gerada (kW)	4.036	4.409	9%	4.773	18%
Fator de carga	85%	92%	8%	100%	18%
Eletricidade gerada (kWh/ano)	35.355.932	38.619.511	9%	40.665.960	15%
Demanda elétrica complementar ou de <i>back-up</i> contratada (kW)	159	30	-81%	1.332	738%
Eletricidade comprada da concessionária (kWh/ano)	135.526	14.146	-90%	319.680	136%
Eletricidade vendida à concessionária (kWh/ano)	22.675.200	25.842.000	14%	28.124.520	24%
Consumo médio de GN na turbina (m ³ /h)	1.472	1.533	4%	1.659	13%
Consumo total de GN na turbina (m ³ /ano)	12.892.730	13.424.736	4%	14.134.680	10%
Consumo médio de GN na pós-queima (m ³ /h)	14	0	-100%	0	-100%
Consumo total de GN na pós-queima (m ³ /ano)	242	0	-100%	0	-100%
Rendimento térmico médio da turbina	27,1%	28,5%	5%	28,5%	5%
Consumo específico médio da turbina (kJ/kWh)	13.294	12.632	-5%	12.632	-5%
Rendimento médio da cogeração	51%	51%	0%	59%	16%
Aprovada dentro dos parâmetros da ANEEL	Sim	Sim	--	Sim	--

Tabela 50. Resultados econômicos da cogeração – Turbina Centrax KB7

	MODELO	MODELO		CÁLCULO	
	PROPOSTO	SIMPLIFICADO	Diferença	CONVENCIONAL	Diferença
	Valor	Valor	Diferença	Valor	Diferença
INVESTIMENTO (mil R\$)					
Turbina	4.363	4.363	0%	4.363	0%
Compressor de gás natural	701	730	4%	758	8%
Sistema de controle de carga	334	334	0%	334	0%
Projeto/Modificações/Administração	1.309	1.309	0%	1.309	0%
Investimento total com impostos	7.721	7.755	0%	7.789	1%
RECEITAS (mil R\$/ano)					
Custo evitado da compra de energia elétrica	1.233	1.233	0%	1.230	0%
Custo evitado com a compra de óleo combustível	1.667	1.667	0%	2.353	41%
Energia elétrica vendida	1.446	1.648	14%	1.779	23%
CUSTOS OPERACIONAIS (mil R\$/ano)					
Custo do gás natural para cogeração	3.938	4.100	4%	4.317	10%
Custo do gás natural complementar para pós-queima	0	0	--	0	--
Custo da energia elétrica de reserva	43	5	-88%	147	242%
Custo da energia elétrica complementar	0	0	--	0	--
Custo de operação e manutenção	415	454	9%	478	15%
Custo do <i>overhaul</i> (apenas no ano 10)	1.309	1.309	0%	1.309	0%
INDICADORES ECONÔMICOS					
<i>Pay-back</i> simples (anos)*	N.C.	N.C.	--	N.C.	--
TIR*	N.C.	N.C.	--	N.C.	--

*N.C.: TIR não converge para o fluxo de caixa calculado.