

TESE

902

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

*Análise Técnica e Econômica de Ciclos Térmicos
Empregando Biomassa Gaseificada*

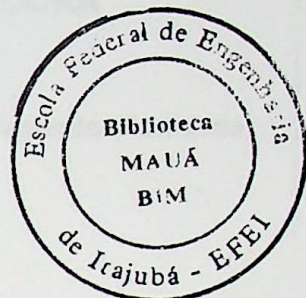
LUIS ANTONIO BORTOLAIA

ITAJUBÁ - MG

1996

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



**“ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE CICLOS
TÉRMICOS EMPREGANDO BIOMASSA GASEIFICADA”**

LUIS ANTONIO BORTOLALA

ORIENTADOR: Prof. Dr. LUIZ AUGUSTO HORTA NOGUEIRA

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. MARCO ANTONIO ROSA NASCIMENTO

ITAJUBÁ - MG

1996

CLASS. 621.311 (043.2)

CUT: B739a

TOMBO. 902





Ministério da Educação e do Desporto
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

ANEXO II

FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: "Análise Técnica e Econômica de Ciclos Térmicos Empregando Biomassa Gaseificada"

Autor: Luis Antônio Bortolaia

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito	Rubrica
1°	A	<i>[Handwritten signature]</i>
2°	A	<i>[Handwritten signature]</i>
3°	A	<i>[Handwritten signature]</i>
4°	A	<i>[Handwritten signature]</i>

Resultado Médio: Conceito A, ou seja, aprovado

Observações: _____

Itajubá, 19 de dezembro de 1996.

[Handwritten signature]

Prof. Arnaldo César Silva Walter
1° Examinador - UNICAMP

[Handwritten signature]
Prof. Tapan Kumar Sen
2° Examinador - EFEI

[Handwritten signature]
Prof. Marco Antônio Rosa do Nascimento
3° Examinador - EFEI

[Handwritten signature]
Prof. Luiz Augusto Horta Nogueira
4° Examinador - EFEI (Orientador)

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Leonaldo e Maria Aparecida, e aos meus familiares a gratidão por compartilharem de meus ideais, incentivando-me a prosseguir nesta jornada.

Ao amigo Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira e ao Prof. Dr. Marco Antônio Rosa Nascimento, pela orientação e apoio durante a elaboração deste trabalho.

Aos meus colegas de pós-graduação, que direta ou indiretamente colaboraram para a execução deste trabalho.

RESUMO

O desenvolvimento de ciclos térmicos com turbinas a gás utilizando biomassa gaseificada tem tornado esta tecnologia uma efetiva opção para os países que dispõem de condições adequadas para a produção sustentável de combustíveis fósseis de origem fotossintética. No presente trabalho estuda-se o emprego da biomassa em ciclos térmicos com turbinas a gás para geração de potência, através da gaseificação da mesma com subsequente combustão dos gases na câmara. Apresenta-se uma revisão da tecnologia de gaseificação, ou seja, a transformação da biomassa em gás combustível em gaseificadores, e uma análise comparativa de quatro ciclos, a saber: ciclo simples de turbina a gás, ciclo com injeção de vapor na câmara de combustão, ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário no compressor e ciclo combinado, associando uma turbina a gás e uma turbina a vapor.

Os ciclos citados foram modelados e estudados, sendo desenvolvido um programa computacional, cujos resultados permitem uma comparação energética entre estes ciclos, principalmente em termos de desempenho. Os resultados foram obtidos a partir de uma base de dados constituída por parâmetros característicos dos ciclos e passíveis de serem estimados ou admitidos dentro de faixas tecnologicamente viáveis.

Partindo-se das condições de melhor desempenho dos ciclos com gaseificadores pressurizados realiza-se a análise dos custos associados aos ciclos, apresentando-se relações de custo de investimento e expectativas de custo da energia gerada para distintos cenários de preços de combustível, taxas de desconto e fatores de capacidade, indicando preliminarmente a viabilidade da implantação desta tecnologia no contexto nacional.

ABSTRACT

The development of gas turbine cycles fuelled by gasified lignocelulosic materials is worthy for countries whose biomass production can be done in competitive and sustainable basis. In this work the use of biomass in gas turbine cycles is studied for the power generation through its gasification with followed gas combustion in the chamber. This study begins with a revision of gasification technology, or the transformation of biomass in gas produced in gasifiers, and a comparative analysis of the four configurations: gas turbine cycle, steam injected gas turbine in the combustion chamber, intercooled steam-injected gas turbine and combined cycle, with gas and steam turbines.

These cycles were modelled and studied. For this, a computation program was developed and its results were used to an energetic comparison between the cycles. The typical cycle parameters were grouped in a data base, permitting to run the program and to obtain results used in the comparative analysis. From the obtained results to the best performance conditions, a cycle cost analyse was carried out. The results have shown good potential for this energy conversion technology, which present costs competitive with the marginal cost of capacity in Brazil. As it could be expected, feasibility seems be better for more complex cycles, with high performance gas turbines, low prices of biomass and for power plants operating at elevated capacity factor.

SUMÁRIO

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
SUMÁRIO	iii
SIMBOLOGIA	vi
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xiii
1 - INTRODUÇÃO	1
2 - A BIOMASSA GASEIFICADA COMO COMBUSTÍVEL PARA GERAÇÃO TERMOELÉTRICA	3
2.1 - Aspectos gerais.....	3
2.2 - Produção de biomassa.....	4
2.3 - Vantagens e desvantagens do uso energético da biomassa.....	8
2.3.1 - Vantagens.....	8
2.3.2 - Desvantagens.....	9
2.4 - A gaseificação da biomassa.....	9
2.4.1 Aspectos básicos.....	10
2.4.2 - Gaseificadores.....	11
2.4.2.1 - Classificação.....	11
2.4.2.2 - Efeito da pressão de operação do gaseificador.....	13
2.4.2.3 - Limpeza do gás.....	14
3 - CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA	16
3.1 - Fundamentos.....	16
3.2 - Tipos de ciclos.....	17
3.2.1 - Ciclo simples de turbina a gás.....	17
3.2.2 - Turbina a gás com injeção de vapor.....	18
3.2.3 - Turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário.....	18
3.2.4 - Ciclo combinado - turbina a gás e turbina a vapor.....	20

4 - MODELAGEM TERMODINÂMICA DE CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA	21
4.1 - Princípio de funcionamento da turbina a gás.....	21
4.2 - Parâmetros que influem na eficiência e potência de ciclos com turbinas a gás.....	22
4.3 - Equacionamento termodinâmico do estado de referência e dos componentes dos ciclos.....	25
4.3.1 - Estado de referência.....	25
4.3.2 - Unidade compressora.....	26
4.3.3 - Câmara de combustão.....	30
4.3.4 - Turbina.....	36
4.3.5 - Unidade de gaseificação de biomassa.....	38
4.3.6 - Caldeira de recuperação.....	39
4.3.7 - Turbina a vapor.....	41
4.4 - Equacionamento termodinâmico dos ciclos.....	43
4.4.1 - Ciclo simples de turbina a gás.....	43
4.4.2 - Turbina a gás com injeção de vapor.....	44
4.4.3 - Turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário.....	46
4.4.4 - Ciclo combinado: turbina a gás e turbina a vapor.....	46
5 - RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA	47
5.1 - Introdução.....	47
5.2 - Base de dados utilizada para a análise termodinâmica.....	48
5.3 - Restrições do programa computacional.....	48
5.4 - Resultados do programa computacional.....	51
5.4.1 - Ciclo simples.....	51
5.4.2 - Ciclo STIG.....	56
5.4.3 - Ciclo ISTIG.....	70
5.4.4 - Ciclo combinado.....	83
5.4.5 - Comparação entre os ciclos.....	87
6 - ASPECTOS ECONÔMICOS DO EMPREGO DE BIOMASSA GASEIFICADA EM CICLOS COM TURBINAS A GÁS	93
6.1 - Relações Fundamentais de custo.....	93

6.1.1 - Custo de investimento, operação e manutenção.....	93
6.1.2 - Custo do combustível.....	97
6.2 - Estimativa do custo da energia gerada.....	97
6.3 - Resultados da análise econômica.....	99
7 - CONCLUSÕES.....	108
ANEXO 1 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....	110
ANEXO 2 - VARIAÇÕES DE COMPOSIÇÃO E CARACTERÍSTICAS DA BIOMASSA GASEIFICADA E GASEIFICADORES.....	123
ANEXO 3 - ESTRUTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL.....	126
ANEXO 4 - ENTRADA DE DADOS DO PROGRAMA.....	128
ANEXO 5 - SAÍDA TÍPICA DOS RESULTADOS DO PROGRAMA.....	130
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	131

SIMBOLOGIA

Caracteres Latinos

AL	- altitude local
C	- número de compressores, custo de investimento
C_{ec}	- consumo específico de combustível
cp	- calor específico médio a pressão constante
cp_m	- calor específico molar médio a pressão constante
cv_m	- calor específico molar médio a volume constante
DTT	- diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação
F	- fração molar
FC	- fator de carga ou de capacidade
FRC	- fator de recuperação de capital
H	- entalpia, número de horas anuais
h_f	- entalpia de formação
i	- taxa de juros
I	- número de intercoolers
k	- expoente isentrópico médio
L	- preço
m	- vazão em massa
Mar	- massa molecular do ar úmido
M_{comp}	- massa molecular dos componentes do ar úmido
n	- número de moles
NC	- número do compressor
P	- pressão, potência
PCI	- poder calorífico inferior
PCIM	- poder calorífico inferior molar
PCS	- poder calorífico superior
PP	- pinch point da caldeira de recuperação

Q_{est}	- quantidade estequiométrica
r	- raio
R	- constante universal dos gases
RAC	- relação ar/combustível
RCA	- relação combustível/ar
Re	- relação de expansão
RI	- relação de injeção de vapor
R_p	- relação de pressão
R_{pc}	- relação de pressão em cada compressor
s	- entropia
S	- área florestal, capacidade do equipamento
T	- temperatura
UR	- umidade relativa
W	- trabalho específico
x	- título do vapor
Y	- fração molar

Caracteres Gregos

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$	- coeficientes molares dos componentes do ar úmido
$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$	- coeficientes dos produtos da combustão
ϵ	- efetividade
η	- eficiência
λ	- excesso de ar
ζ_{inj}	- coeficiente de injeção de vapor
ΔH	- entalpia sensível
ΔP	- perda de pressão
ΔP_{cc}	- perda de pressão percentual na câmara de combustão

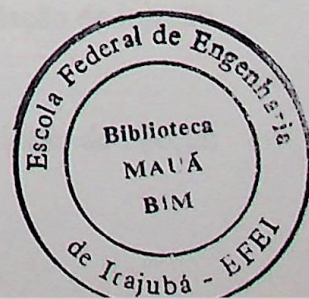
Subscritos

- aa - água de alimentação
- ae - ar de entrada
- arg - referente ao ar comprimido extraído do compressor e necessário à gaseificação
- bs - bulbo seco
- c - ciclo, combustível, referente à massa de gás combustível produzida pelo gaseificador
- C - combustão
- cc - câmara de combustão
- CH - chaminé
- comb - combustível, combustão
- comp - componentes
- CR - caldeira de recuperação
- crit - crítica
- eg - energia gerada
- est - estequiométrica
- f - final
- gc - gás produto da combustão
- gpp - referente ao gás no pinch point
- i - intercooler, inicial
- inj - referente à massa de vapor injetado na câmara de combustão
- inv - investimento
- l - lenha, referente à massa de lenha para a produção do gás combustível
- LC, lc - líquido comprimido (água de alimentação)
- ls - líquido saturado
- lspc - líquido saturado no ponto crítico
- m - mecânica
- OM - operação e manutenção
- p - produtos
- pc - politrópica do compressor, pressão em cada compressor
- pt - politrópica da turbina
- r - reagentes, real
- R - equipamento de referência

sat	- saturação
stv	- saída da turbina a vapor
supaq	- referente ao superaquecimento do vapor
TC	- total de compressão
teor	- teórica
TG	- turbina a gás
TV	- turbina a vapor
v	- vapor, referente à massa de vapor gerado na caldeira de recuperação
vg	- referente ao vapor necessário à gaseificação, gerado pela caldeira de recuperação
vs	- vapor saturado
vscr	- referente ao vapor na saída da caldeira de recuperação
vspc	- vapor saturado no ponto crítico
vsup	- vapor superaquecido
vtv	- vapor na turbina a vapor
0	- ambiente, referência
01	- entrada do compressor
02	- saída do compressor
03	- entrada da turbina a gás
04	- saída da turbina a gás

Superescritos

m	- fator de escala
n	- vida prevista para a planta térmica



LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Tipos de gaseificadores.....	12
Figura 3.1 - Ciclo simples de turbina a gás.....	18
Figura 3.2 - Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor.....	19
Figura 3.3 - Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário.....	19
Figura 3.4 - Ciclo combinado: turbina a gás e turbina a vapor.....	20
Figura 4.1 - Esquema de um ciclo simples de turbina a gás.....	21
Figura 4.2 - Processos em um ciclo simples de turbina a gás com suas respectivas irreversibilidades.....	22
Figura 4.3 - Evolução da temperatura de entrada das turbinas a gás.....	23
Figura 4.4 - Eficiência para um ciclo simples real de turbina a gás.....	24
Figura 4.5 - Trabalho específico para um ciclo simples real de turbina a gás.....	24
Figura 4.6 - Configuração genérica para a compressão com resfriamento.....	27
Figura 4.7.a - Caldeira de recuperação: representação esquemática.....	40
Figura 4.7.b - Caldeira de recuperação: perfil de temperaturas.....	40
Figura 5.1 - Trabalho total de compressão para o ciclo simples.....	52
Figura 5.2 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo simples.....	52
Figura 5.3 - Trabalho líquido para o ciclo simples.....	53
Figura 5.4 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo simples.....	54
Figura 5.5 - Eficiência térmica global do ciclo simples.....	55
Figura 5.6 - Vazão em massa de lenha no ciclo simples.....	55
Figura 5.7 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo simples.....	56
Figura 5.8 - Trabalho total de compressão para o ciclo STIG.....	57
Figura 5.9 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	58
Figura 5.10 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 10%.....	58
Figura 5.11 - Trabalho líquido para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	59
Figura 5.12 - Trabalho líquido para o ciclo STIG com relação de injeção de 10%.....	59
Figura 5.13 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	60
Figura 5.14 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção	

de 10%.....	60
Figura 5.15 - Eficiência térmica global do ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	61
Figura 5.16 - Eficiência térmica global do ciclo STIG com relação de injeção de 10%.....	61
Figura 5.17 - Vazão em massa de lenha no ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	62
Figura 5.18 - Vazão em massa de lenha no ciclo STIG com relação de injeção de 10%.....	62
Figura 5.19 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo STIG com relação de injeção de 1%.....	63
Figura 5.20 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo STIG com relação de injeção de 10%.....	63
Figura 5.21 - Trabalho total de compressão para o ciclo ISTIG.....	70
Figura 5.22 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	71
Figura 5.23 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	71
Figura 5.24 - Trabalho líquido da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	72
Figura 5.25 - Trabalho líquido da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	72
Figura 5.26 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	73
Figura 5.27 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	73
Figura 5.28 - Eficiência térmica global do ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	74
Figura 5.29 - Eficiência térmica global do ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	74
Figura 5.30 - Vazão em massa de lenha no ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	75
Figura 5.31 - Vazão em massa de lenha no ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	75
Figura 5.32 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%.....	76
Figura 5.33 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%.....	76
Figura 5.34 - Trabalho total de compressão para o ciclo combinado.....	83
Figura 5.35 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo combinado.....	84
Figura 5.36 - Trabalho líquido para o ciclo combinado.....	84
Figura 5.37 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo combinado.....	85

Figura 5.38 - Eficiência térmica global do ciclo combinado.....	85
Figura 5.39 - Vazão em massa de lenha no ciclo combinado.....	86
Figura 5.40 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo combinado.....	86
Figura 5.41 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T = 1200\text{ K}$	89
Figura 5.42 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T = 1400\text{ K}$	89
Figura 5.43 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T = 1600\text{ K}$	90
Figura 5.44 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T = 1200\text{ K}$	90
Figura 5.45 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T = 1400\text{ K}$	91
Figura 5.46 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T = 1600\text{ K}$	91
Figura 6.1 - Custo de investimento, operação e manutenção dos ciclos térmicos para FRC = 0,1710 e $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$	101
Figura 6.2 - Custo de investimento, operação e manutenção dos ciclos térmicos para FRC = 0,0802 e $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$	102
Figura 6.3 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC = 0,1710, $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$ e $FC = 0,8$	103
Figura 6.4 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC=0,1710, $L_{\text{comb}} = 3,5\text{ US\$/GJ}$ e $FC = 0,8$	104
Figura 6.5 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC = 0,0802, $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$ e $FC = 0,8$	104
Figura 6.6 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC = 0,0802, $L_{\text{comb}} = 3,5\text{ US\$/GJ}$ e $FC = 0,8$	105
Figura 6.7 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,1710, TET = 1400 K e $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$	105
Figura 6.8 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,1710, TET = 1400 K e $L_{\text{comb}} = 3,5\text{ US\$/GJ}$	106
Figura 6.9 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,0802, TET = 1400 K e $L_{\text{comb}} = 2,18\text{ US\$/GJ}$	106
Figura 6.10 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,0802, TET = 1400 K e $L_{\text{comb}} = 3,5\text{ US\$/GJ}$	107

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Formas de energia primária.....	5
Tabela 2.2 - Área requerida e raio de florestas energéticas.....	7
Tabela 2.3 - Potencial de biomassa em estados do nordeste brasileiro.....	8
Tabela 2.4 - Síntese das vantagens e desvantagens dos gaseificadores.....	14
Tabela 2.5 - Tecnologias para limpeza do gás em sistemas de turbinas a gás com gaseificação de biomassa.....	15
Tabela 4.1 - Composição molar do ar úmido.....	25
Tabela 4.2 - Composição do gás combustível.....	31
Tabela 5.1 - Base de dados para os ciclos analisados.....	49
Tabela 5.2 - Valores empregados na simulação dos ciclos analisados.....	50
Tabela 5.3 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho da turbina a gás no ciclo STIG.....	64
Tabela 5.4 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho líquido no ciclo STIG.....	65
Tabela 5.5 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência da turbina a gás no ciclo STIG.....	66
Tabela 5.6 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência global no ciclo STIG.....	67
Tabela 5.7 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de lenha no ciclo STIG.....	68
Tabela 5.8 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de gás combustível no ciclo STIG.....	69
Tabela 5.9 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho da turbina a gás no ciclo ISTIG.....	77
Tabela 5.10 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho líquido no ciclo ISTIG.....	78
Tabela 5.11 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência da turbina a gás no ciclo ISTIG.....	79

Tabela 5.12 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência global no ciclo ISTIG.....	80
Tabela 5.13 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de lenha no ciclo ISTIG.....	81
Tabela 5.14 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de gás combus- tível no ciclo ISTIG.....	82
Tabela 5.15 - Valores de eficiências em função da temperatura para os melhores casos.....	87
Tabela 5.16 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T = 1200\text{ K}$	88
Tabela 5.17 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T = 1400\text{ K}$	88
Tabela 5.18 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T = 1600\text{ K}$	88
Tabela 5.19 - Vazão em massa de lenha dos ciclos para os melhores casos.....	92
Tabela 5.20 - Vazão em massa de gás combustível dos ciclos para os melhores casos.....	92
Tabela 6.1 - Custos de investimento adicionais como função dos custos dos equipamentos.....	95
Tabela 6.2 - Estimativa de custos dos equipamentos.....	96
Tabela 6.3 - Custo unitário da lenha em Estados do nordeste brasileiro.....	98
Tabela 6.4 - Cenário considerado para o estudo de sensibilidade dos custos de energia.....	98
Tabela 6.5 - Custo de investimento para o ciclo combinado.....	99
Tabela 6.6 - Potência da turbina a vapor em função da massa de vapor expandida.....	100
Tabela 6.7 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo combinado em fun- ção da temperatura.....	101
Tabela 6.8 - Custo do combustível em função da eficiência dos ciclos.....	102
Tabela A.1 - Equações para o calor específico.....	111
Tabela A.2 - Faixa de utilização e erro para as equações do calor específico e massa molecular das substâncias.....	111
Tabela A.3 - Calor específico a pressão e volume constante e massa molecular do Argônio.....	112

1 - INTRODUÇÃO

O objetivo principal do presente trabalho é estudar quatro configurações de ciclos térmicos de potência utilizando biomassa gaseificada em turbinas a gás. As configurações selecionadas e que correspondem às alternativas atualmente em discussão para esta tecnologia, são: ciclo simples incorporando apenas o gaseificador e a turbina a gás, ciclo com injeção de vapor, ciclo com resfriamento intermediário no compressor e ciclo combinado, associando uma turbina a vapor. Estes ciclos, de distinta complexidade, serão estudados considerando que o gaseificador opere pressurizado e visando a determinação de seu desempenho frente aos cenários usuais de condições de projeto e operação. Os melhores casos definidos pela análise técnica servirão de base de referência para o posterior estudo econômico, onde se determinam os custos da energia gerada, considerando custos de capacidade da planta, condições de utilização e preços de combustível representativos do contexto brasileiro.

A principal motivação para o desenvolvimento deste estudo foi a significativa evolução dos sistemas de gaseificação de biomassa e das turbinas a gás, que vem progressivamente viabilizando sua utilização de modo associado, bem como a situação atual e as perspectivas para o Setor Elétrico Brasileiro, onde se descortinam possibilidades interessantes para novos sistemas de produção de energia elétrica, sobretudo a partir de fontes primárias térmicas e renováveis. Caberia também observar que se desenvolve no Brasil o projeto WBP-SIGAME, Wood Biomass Project - Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Produção de Eletricidade, envolvendo diversas empresas e instituições, sob a coordenação da CHESF - Companhia Hidrelétrica do São Francisco, que visa instalar uma planta empregando esta tecnologia no Nordeste Brasileiro, ainda na segunda metade dos anos noventa. Assim, considera-se importante avançar na compreensão destes processos inovadores para conversão da energia da biomassa em eletricidade, bem como efetuar preliminarmente um estudo econômico sobre as alternativas apresentadas no âmbito dos processos de gaseificação e ciclos com turbinas à gás.

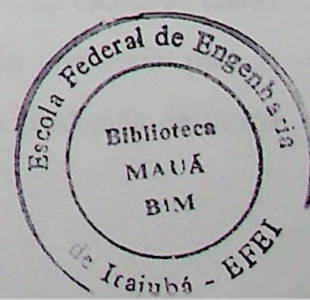
Este trabalho estrutura-se em 5 capítulos, excluindo-se esta breve apresentação e as conclusões ao final. No Capítulo 2 se apresenta a utilização da biomassa florestal como combustível para geração de energia elétrica, tratando de alguns aspectos gerais relativos à sua produção, vantagens e desvantagens do seu uso energético e a tecnologia de conversão por gaseificação, ou seja, a transformação da biomassa em gás combustível.

No Capítulo 3 são mostrados os fundamentos e os tipos de ciclos com turbinas a gás empregados para a utilização da biomassa gaseificada. A modelagem termodinâmica desses ciclos é apresentada no Capítulo 4, ilustrando os parâmetros que influem em ciclos com turbinas a gás, o equacionamento do estado de referência e dos componentes dos ciclos (compressor(es), câmara de combustão, turbina, gaseificador, caldeira de recuperação e turbina a vapor), e o equacionamento dos ciclos considerados para estudo.

O Capítulo 5 apresenta os resultados obtidos na modelagem termodinâmica dos ciclos utilizando biomassa gaseificada, apresentando a base de dados utilizada para a obtenção dos resultados operacionais nos equipamentos e subsistemas e permitindo uma comparação energética entre os principais resultados, ou seja o trabalho total de compressão, o trabalho da turbina a gás, o trabalho líquido do ciclo, a eficiência da turbina a gás e a eficiência global do ciclo, e as vazões em massa de lenha e do gás combustível.

A análise dos custos associados aos ciclos de potência é apresentada no Capítulo 6, com as relações de custo para investimento e expectativas de custo da energia gerada, em cenários correspondentes a situações típicas.

Complementam este trabalho cinco anexos, assim enumerados: Anexo 1, que apresenta as equações adotadas para a determinação das propriedades termodinâmicas dos gases, do vapor d'água e do líquido comprimido, que são utilizadas no programa computacional desenvolvido, Anexo 2, que ilustra as variações de composição e características do gás combustível obtido na gaseificação, além de mostrar diversos tipos de gaseificadores e processos de gaseificação, Anexo 3, apresentando como foi estruturado o programa computacional, através de suas diversas rotinas, Anexo 4, apresentando a entrada de dados do programa e o Anexo 5, que apresenta uma saída típica dos resultados obtidos do programa.



2 - A BIOMASSA GASEIFICADA COMO COMBUSTÍVEL PARA GERAÇÃO TERMOELÉTRICA

Neste capítulo será abordada a utilização da biomassa florestal como combustível para geração de energia elétrica, tratando de alguns aspectos gerais relativos à sua produção, vantagens e desvantagens e dos fundamentos da tecnologia de conversão por gaseificação, ou seja, a transformação da biomassa em gás combustível. As possibilidades de emprego da biomassa no campo energético são efetivamente muito amplas e compreendem diversas tecnologias, de modo que o tratamento apresentado a seguir é introdutório, não sendo considerada a geração no contexto industrial e cogeração.

2.1 - Aspectos gerais

Durante a segunda metade da década passada, após a estabilização dos preços internacionais do petróleo em níveis mais baixos do que no período imediatamente anterior, deu-se uma sensível redução do interesse nas formas renováveis e não convencionais de suprimento energético, como a energia eólica e as diversas modalidades de energia solar. Entretanto, desde o início dos anos noventa, tais tecnologias energéticas vem obtendo novo estímulo. Mais do que devido ao reconhecimento de limites de exploração nas reservas de combustíveis fósseis, tem sido os impactos ambientais, inclusive em escala global, que vem justificando o renascimento destas novas energias. Em particular a geração de energia elétrica tem motivado a busca de alternativas ambientalmente aceitáveis, já que grande parte do consumo de combustíveis do mundo moderno é realizado nas centrais térmicas.

Assim, uma questão cada vez mais importante quando se trata da queima de um combustível relaciona-se com sua poluição e com o possível aquecimento global da Terra, associado ao incremento da concentração atmosférica de gases como o CO₂ e o CH₄, causadores do denominado efeito estufa. Acredita-se que emissões de CO₂ provocadas por processos energéticos são responsáveis por 50% ou mais, pelo aumento do efeito estufa na Terra (Newhall, 1992). Sob esse aspecto a biomassa, desde que produzida de modo sustentável, apresenta-se como uma alternativa viável para substituir os combustíveis fósseis, não devendo contribuir para o aumento da concentração de gases de efeito estufa. A utilização da biomassa produzida de modo

sustentável reduz a níveis muito baixos a emissão de CO₂ (Newhall, 1992, Palmer e Ragland, 1992, Williams e Larson, 1993), podendo ser praticamente nula, pois o CO₂ produzido em sua combustão deve ser igual aquele retirado da atmosfera durante o processo de fotossíntese, mantendo assim o balanço de CO₂. A eventual contribuição do uso da biomassa renovável para o aumento do CO₂ estaria associado aos combustíveis fósseis que poderiam ser usados nas atividades de transporte, por exemplo.

Infelizmente, as tecnologias tradicionais de conversão da biomassa em energia elétrica, essencialmente ciclos à vapor, apresentam baixo desempenho, salvo para centrais de potência bastante elevada, acima das capacidades tipicamente necessárias, da ordem de algumas dezenas de megawatts. Nesse sentido, acentuou-se o interesse pelo potencial de utilização de biomassa gaseificada, que pode ser empregada em motores alternativos e turbinas a gás, sob eficiências mais elevadas, para geração de energia elétrica.

O Brasil é um país tropical com grande disponibilidade de solo cultivável, inclusive em terrenos marginais, e que possui condições favoráveis de solo e clima, além de elevado índice solarimétrico. Estas características, associadas à existência de largas extensões do território nacional desprovidas do serviço elétrico, evidenciam a atrativa oportunidade de desenvolvimento de experimentos para geração de energia a partir da biomassa neste país. Atualmente cerca de 63% do consumo de energia do país vem de fontes renováveis (energia hidráulica, lenha, bagaço), existindo aproximadamente 6 milhões de hectares de florestas plantadas e 4,3 milhões de hectares de cana de açúcar (COPERSUCAR, 1994), representando uma significativa disponibilidade de biomassa, produzida de modo sustentável.

A Tabela 2.1 (Martins, 1980) apresenta as distintas formas de energia primária, permitindo também observar como a biomassa pode ser variada em sua apresentação, como recurso natural. Em escala mundial, a biomassa segundo dados levantados por Hall, D. O., e citados por Lora e Sanchez (1994), representa em torno de 14% do total da energia consumida, e tendo em conta a demanda nos países do Terceiro Mundo, este índice chega a 35%, sendo a madeira a biomassa com maior importância e potencial como combustível. Ainda assim, a biomassa não tem sido, até o presente, adotada como combustível para a geração termelétrica nestes países, com exceção do uso do bagaço de cana nas usinas de açúcar.

2.2 - Produção de biomassa

A produção e o abastecimento da madeira podem ser feitos através de florestas naturais

Tabela 2.1 - Formas de energia primária

Fontes	não renovável	renovável
Radiação Solar	Fósseis	Biomassa
	Carvão mineral	agrícola: casca de arroz, esterco, frutos oleaginosos, etc.
	Gás natural	florestal: lenha, carvão, metanol, etanol, gases combustíveis.
	Petróleo	Eólica
	Turfa	Hídrica
Gravitacional		Marés
Terrestre	Nuclear	Geotérmica

ou florestas artificiais, também chamadas de energéticas. Neste sentido, o Brasil possui uma tecnologia silvicultural avançada e já bastante difundida. Para as florestas naturais, a exploração deve ser feita de forma racional e não predatória, utilizando-se de um manejo adequado. Entende-se por manejo adequado ou racional aquele que permite extrair recursos florestais de formações naturais de modo que ocorra a regeneração dos mesmos. Em qualquer desses dois tipos de florestas, deve sempre existir a preocupação com a preservação da natureza e do meio ambiente, sobretudo explicitada em termos de conservação dos recursos hídricos e de fertilidade do solo.

Para a geração de energia a partir da biomassa, é conveniente que a fonte dos recursos lenhosos esteja localizada o mais próximo possível do sítio de utilização final, pois a distância exerce influência direta no custo de transporte e conseqüentemente no custo final da energia gerada. Mesmo na ausência de estudos mais detalhados de formação de preços da energia da biomassa, sabe-se que cerca de 30% do preço final ao consumidor refere-se ao frete, em condições típicas.

Considerando uma central termelétrica que empregue biomassa, e visando assegurar o fornecimento da quantidade de madeira requerida durante um determinado período de operação, torna-se indispensável a avaliação da área necessária para a exploração sustentada da floresta. Penedo (1980) apresenta uma metodologia para o cálculo de áreas, considerando como um primeiro caso cálculos baseados na regularidade da produção nos cortes, e um segundo caso, cálculos considerando quedas da produção no segundo e terceiro cortes. Devido ao fato desta metodologia ser extensa e complexa, além de fugir ao escopo deste estudo, optou-se por mostrar

uma estimativa da área florestal requerida em função da potência da instalação (CHESF, 1987).

Nesta estimativa, a área florestal (km^2) requerida é expressa pela equação abaixo:

$$S = \frac{3,875 \cdot P \cdot FC}{\eta_c} \quad (2.1)$$

onde:

P - potência instalada, (MW);

FC - fator de carga ou de capacidade, (-);

η_c - eficiência do ciclo energético de conversão de energia térmica em energia elétrica, (-).

Para uma idéia da magnitude desta superfície, seu raio, admitindo a floresta como circular e a instalação geradora localizada no centro, será:

$$r = \sqrt{\frac{S}{\pi}} \quad (2.2)$$

onde:

r - raio da plantação, (km).

Para a obtenção da expressão anterior para o cálculo da área requerida pela floresta, foram admitidas as seguintes hipóteses:

- i - a lenha possui cerca de 40% de umidade;
- ii - a lenha será procedente de florestas energéticas;
- iii - o poder calorífico superior (PCS) em base seca é 4540 kcal/kg (19004 kJ/kg);
- iv - o poder calorífico inferior (PCI) é determinado pela seguinte expressão:

$$PCI = (4250) - (52 \cdot UR) \quad (2.3)$$

onde UR é a umidade da madeira (-).

v - a eficiência do ciclo energético de conversão de energia térmica em energia elétrica varia em função da potência da instalação, conforme pode ser visto na Tabela 2.2;

vi - o rendimento florestal é de 9 t de lenha/ha/ano.

A Tabela 2.2 apresenta a área requerida e o raio da floresta, em função da potência instalada, da eficiência do ciclo energético e do fator de carga, considerando o desenvolvimento

anterior. Vale a pena observar que os fatores de carga desta tabela podem ser considerados elevados para a maior parte dos sistemas isolados brasileiros, mas indicam de modo inequívoco que mesmo para atender demandas energéticas relativamente altas, as superfícies florestais requeridas não são grandes. O Brasil possui mais de 450 milhões de hectares agricultáveis, a metade de seu território, mas utiliza efetivamente apenas 5% desta área para cultivo, em muitas vezes para culturas de exportação em condições desfavorecidas de intercâmbio, apontando para a oportunidade de intensificar o uso de biomassa para atender as necessidades do próprio País.

Tabela 2.2 - Área requerida e raio de florestas energéticas

P(MW)	η_c (%)	FC=1.0		FC=0.6	
		área (km ²)	raio (km)	área (km ²)	raio (km)
5	0.250	77.5	3.52	46.5	2.72
10	0.280	138.4	4.69	83.0	3.63
15	0.300	193.8	5.55	116.3	4.30
20	0.310	250.0	6.31	150.0	4.89
25	0.320	302.7	6.94	181.6	5.38
50	0.350	553.6	9.39	332.2	7.27
75	0.353	823.3	11.45	494.0	8.87
100	0.355	1091.5	13.18	654.9	10.21
150	0.358	1623.6	16.07	974.2	12.45
200	0.360	2152.8	18.51	1291.7	14.34
250	0.365	2654.1	20.55	1592.5	15.92
300	0.370	3141.9	22.36	1885.1	17.32

A Tabela 2.3 mostra o potencial de produção de biomassa de estados do nordeste brasileiro, cerca de cinquenta milhões de hectares de terra, aproximadamente um terço da área da região, que são aptos para a plantação de biomassa. Esta tabela ilustra a área potencial de plantação e a média de produção em toneladas por hectare por ano de eucalipto em cinco regiões bioclimáticas para cada estado (Consonni e Larson, 1994).

Tabela 2.3 - Potencial de biomassa em estados do nordeste brasileiro

Estado	Área de terra (10 ³ ha)	Características do potencial de plantações	
		Área (10 ³ ha)	Campo de biomassa
Alagoas	2911	498	14.9
Bahia	56698	16228	12.1
Ceará	14569	944	10.6
Maranhão	32956	16203	15.1
Paraíba	5396	506	11.8
Pernambuco	10102	1120	9.4
Piauí	25466	14112	10.3
Rio Grande do Norte	5317	461	8.4
Sergipe	2186	387	13.1
Total	155600	50459	12.5

2.3 - Vantagens e desvantagens do uso energético da biomassa

A proposição de sistemas de geração termelétrica a biomassa sempre suscita questões de diversa ordem, geralmente polarizando as opiniões. Isto decorre das várias repercussões e reciprocidade de influências que a produção e o uso energético da biomassa pode trazer. Mais como uma amostra desta problemática, são apresentadas a seguir as principais vantagens e desvantagens da madeira como combustível, conforme Martins (1980), e Nestlé (1983).

2.3.1 - Vantagens

Lista-se a seguir as principais vantagens associadas à utilização da biomassa para fins

energéticos:

- é um combustível renovável;
- nos países em desenvolvimento ainda é o combustível mais barato, tanto por tonelada, quanto por unidade de calor;
- utiliza mão-de-obra não qualificada, gerando emprego e fixando o homem no campo;
- tem sua armazenagem possível em espaço livre e aberto;
- contém baixos teores de cinza e enxofre;
- é limpa e de fácil manuseio;
- as florestas necessárias não agridem o meio ambiente e, pelo contrário, contribuem para a estabilização hidrológica e melhoria das condições climáticas;
- sua combustão não interfere no balanço de dióxido de carbono da atmosfera, pois os vegetais consomem, na sua formação por fotossíntese, a mesma quantidade de dióxido de carbono que liberam ao serem queimados.

2.3.2 - Desvantagens

Por outro lado, indicam-se a seguir algumas desvantagens do uso da biomassa, lembrando-se que a intensa utilização de mão de obra, citada anteriormente pode, em determinados contextos, ser considerada também como desvantagem:

- exigência de grandes áreas para a implantação de florestas;
- necessidade de planejamento e organização intensivos;
- fornecimento possivelmente irregular, tendo em vista as grandes quantidades eventualmente exigidas;
- poder calorífico inferior ao dos combustíveis fósseis;
- necessidade de transporte, quando as plantações não estão próximas ao local de consumo.

2.4 - A gaseificação da biomassa

Este item descreve sucintamente o processo de gaseificação de biomassa e os gaseificadores que permitem sua execução prática, apresentando sua classificação, e os aspectos relativos à pressão de operação e à limpeza do gás produzido.

2.4.1 - Aspectos básicos

A energia química dos materiais lenhosos pode ser convertida em calor e daí em outras formas de energia, mediante rotas básicas: direta, através da combustão na fase sólida, ou indireta, quando através da pirólise (decomposição térmica), a biomassa produz gases e/ou líquidos combustíveis. A combustão direta é conhecida e praticada desde tempos imemoriais, enquanto os processos indiretos, como a gaseificação e liquifação, foram desenvolvidos apenas a partir de meados do século passado.

O processo de gaseificação da madeira consiste na transformação desta matéria em gás combustível, que contém em proporções variáveis monóxido de carbono, dióxido de carbono, hidrogênio, metano, vapor d'água e alcatrões, dependendo das condições. Esta composição do gás combustível depende de diversos fatores, tais como, tipo de gaseificador, introdução ou não de vapor d'água, e principalmente do conteúdo de umidade da madeira a ser gaseificada.

O processo de produção de um gás combustível a partir da biomassa pode ser considerado como composto por três etapas distintas: secagem, pirólise ou carbonização e a gaseificação propriamente dita. A secagem ou retirada da umidade é feita quando a madeira é introduzida no gaseificador, aproveitando-se a temperatura ali existente. Durante a etapa de pirólise formam-se gases, vapor d'água, vapor de alcatrão e carvão, e na etapa de gaseificação é liberada a energia necessária ao processo, pela combustão parcial dos produtos da pirólise.

A gaseificação da biomassa e posterior utilização do gás combustível, é segundo D'Ávila e Makray (1981), o processo de conversão mais eficiente da energia da biomassa em energia final, apesar das perdas de energia na produção de gás combustível. Assim, considerando-se as eficiências globais de aproveitamento do combustível, a gaseificação é um processo energeticamente competitivo com a combustão direta, com as eficiências globais situando-se na faixa de 60 a 75% para a combustão direta convencional e entre 65 e 80% para a gaseificação.

Assumpção (1981) cita ainda algumas vantagens dos sistemas gaseificação-combustão sobre o sistemas de combustão direta, além da maior eficiência energética:

- as cinzas e o carbono residual permanecem no gaseificador, diminuindo assim a emissão de particulados;
- o combustível resultante é mais limpo e, na maioria dos casos não há necessidade de controle de poluição.

Como afirmado anteriormente, o propósito deste trabalho é estudar a aplicação da biomassa em ciclos térmicos com turbinas a gás. Nesta direção, tem sido propostos dois métodos

básicos: a combustão direta na câmara de combustão da turbina e a gaseificação com subsequente combustão dos gases na câmara. O primeiro destes métodos tem sido tentado há anos, contudo os resultados não têm sido promissores, especialmente devido ao alto teor de partículas e cinzas nos produtos de combustão, limitando significativamente o desempenho e a confiabilidade destes sistemas energéticos. A outra possibilidade, correspondente à gaseificação, também não está comprovada, mas apresenta melhores perspectivas e vem recebendo grande atenção dos estudiosos da área (Larson e Willians, 1994).

2.4.2 - Gaseificadores

Apresenta-se neste tópico uma classificação dos gaseificadores de biomassa e se discute sucintamente o efeito da pressão de operação e a importância dos equipamentos para limpeza do gás produzido, temas relevantes para a aplicação da biomassa gaseificada em turbinas a gás.

2.4.2.1 - Classificação

Os gaseificadores de madeira podem ser classificados em gaseificadores de leito fixo (co-corrente e contra-corrente) e de leito fluidizado. Dentre estes gaseificadores, o de leito fixo co-corrente e o de leito fluidizado são as opções mais utilizadas para aplicação com madeira em ciclos com turbinas a gás. O gaseificador de leito fixo contra-corrente é menos atrativo, não sendo considerado neste tipo de aplicação, devido tipicamente à sua menor eficiência de gaseificação (Williams e Larson, 1993) e elevada concentração de líquidos condensáveis no gás produzido. A Figura 2.1 esquematiza estes gaseificadores, cujas principais vantagens e desvantagens estão sintetizadas na Tabela 2.4.

a.1 - Gaseificador de leito fixo contra-corrente

Neste tipo de gaseificador a madeira e o ar fluem em sentidos contrários, sendo o gás retirado pela parte superior, conforme Figura 2.1-a. Uma característica deste gaseificador é a formação de elevados níveis de alcatrões, que se por um lado eleva o poder calorífico do gás resultante, por outro, para a maioria das aplicações impõe a adoção de um lavador de gás, o qual acarreta uma perda de calor sensível e a diminuição da eficiência energética global do processo.

Os gaseificadores de leito fixo, tanto o de contra-corrente como o co-corrente, que será

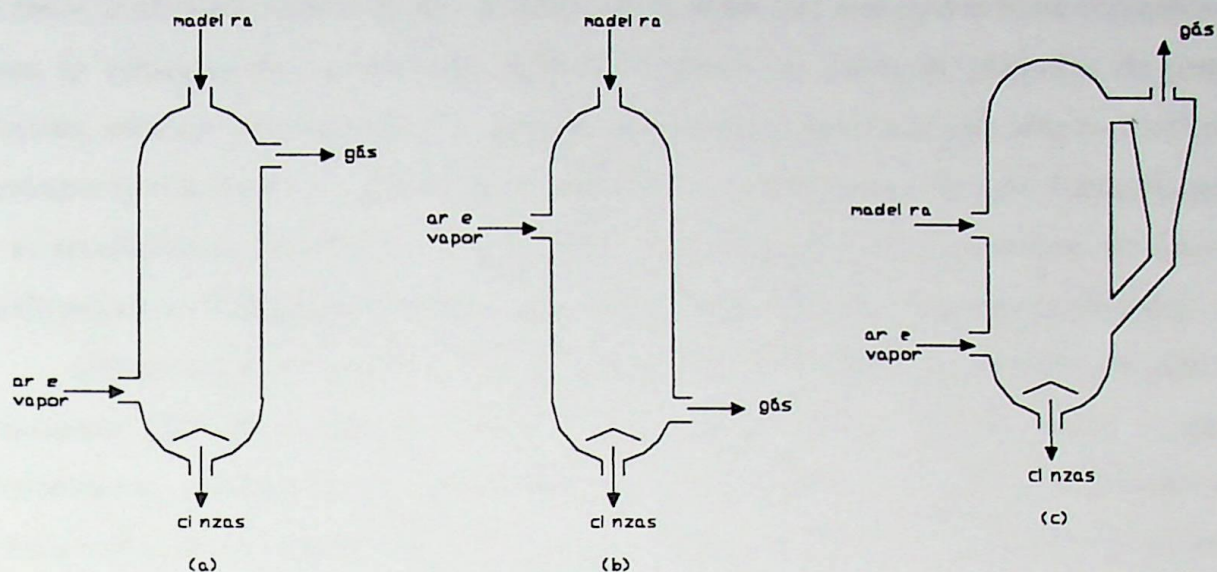


Figura 2.1 - Tipos de gaseificadores:

- (a) - leito fixo contra-corrente;
- (b) - leito fixo co-corrente;
- (c) - leito fluidizado.

analisado a seguir, requerem geralmente vapor para manter a temperatura do leito abaixo do ponto de fusão das cinzas (COPERSUCAR, 1994).

a.2 - Gaseificador de leito fixo co-corrente

Este tipo de gaseificador é um sistema simples, eficiente e adequado para biomassa que possui alta densidade, como por exemplo cavacos de madeira. A madeira e o ar fluem no mesmo sentido, de maneira que os condensáveis eventualmente gerados no aquecimento da biomassa são craqueados ao atravessar a zona de alta temperatura, produzindo um gás combustível limpo, praticamente isento de alcatrões.

Devido à ausência de alcatrões o poder calorífico é diminuído, mas a inexistência da lavagem dos gases possibilita um aumento na eficiência global do processo, pois os gases são utilizados ainda quentes. A Figura 2.1-b mostra este tipo de gaseificador, cuja principal limitação é a exigência de uma umidade máxima em torno de 30% na madeira.

a.3 - Gaseificador de leito fluidizado

O gaseificador de leito fluidizado, mostrado na Figura 2.1-c, possui a característica de

uma maior flexibilidade quanto ao tipo de combustível, desde que este possua baixa densidade. Para o caso da utilização de madeira, esta deve ser fornecida na forma de partículas de pequenas dimensões, mantidas em suspensão por meio de um fluxo de ar que passa pelo leito com velocidade suficiente para fluidizá-lo. O contato entre a madeira e o ar que passa pelo leito fluidizado permite que as transferências de massa e energia sejam mais intensas, comparativamente ao leito fixo, fazendo com que a distribuição de temperatura seja quase uniforme ao longo do gaseificador.

Devido às altas temperaturas de operação, entre 800 e 900°C, os alcatrões são destruídos termicamente (D'Ávila e Makray, 1981), mas os álcalis estarão na fase vapor, requerendo provavelmente o resfriamento do gás combustível e condensando os álcalis, com penalização da eficiência e do custo de capital (Williams e Larson, 1993). Uma pequena ou nenhuma quantidade de vapor será requerida, desde que o ar mantenha a temperatura em níveis aceitáveis e uma parte significativa do alcatrão e óleos sejam gaseificados (COPERSUCAR, 1994).

2.4.2.2 - Efeito da pressão de operação do gaseificador

Os gaseificadores podem ser classificados em atmosféricos e pressurizados, segundo sua pressão de operação. Considerando as aplicações em turbinas a gás, no gaseificador atmosférico, o combustível gaseificado é comprimido e injetado na câmara de combustão, enquanto que no gaseificador pressurizado o ar é comprimido no compressor da turbina a gás e uma fração do ar é extraída para o gaseificador, sendo em seguida injetado diretamente na câmara de combustão.

Existe atualmente, ainda, muita discussão quanto a utilização ou não de gaseificadores pressurizados em sistemas de turbinas a gás operando com biomassa. Segundo Lora e Sanchez (1994), especialistas da firma sueca Studsvik recomendam a utilização de gaseificadores pressurizados somente para instalações com capacidades instaladas superiores a 150-200 MW, onde seriam economicamente vantajosos. Os gaseificadores atmosféricos, apesar de possuírem sistemas mais simples de alimentação de biomassa, requerem o resfriamento do gás e sua posterior compressão, o que provoca perdas no ciclo. Com a utilização de gaseificadores pressurizados é esperada uma elevação de 1 a 2% na eficiência térmica global do sistema e a possibilidade de operação de unidades de maior capacidade, em relação aos atmosféricos (COPERSUCAR, 1994).

Contudo, na atualidade, tem sido propostos com mais frequência ciclos com gaseificação na pressão atmosférica, essencialmente pela diferença de custos favorável a este sistema frente à gaseificação pressurizada, cujo custo é quase 100% maior. Não obstante, o emprego de gaseificadores pressurizados é superior em termos de desempenho, conforme visto acima, e

Tabela 2.4 - Síntese das vantagens e desvantagens dos gaseificadores

Gaseificador	Vantagens	Desvantagens
leito fixo co-corrente	<ul style="list-style-type: none"> - facilidade de construção e operação; - elevados gradientes internos de temperatura; - menor custo de investimento em relação ao contra-corrente, pois dispensam a lavagem do gás devido à quase isenção de alcatrão. 	<ul style="list-style-type: none"> - a umidade da madeira é fator determinante, sendo o limite para a operação uma umidade de 30%; - tempo de residência da madeira elevado, conduzindo a gaseificadores relativamente volumosos.
leito fixo contra-corrente	<ul style="list-style-type: none"> - admite altas variações na umidade da madeira, até o valor de 50%; - poder calorífico mais elevado do que o gaseificador co-corrente; - facilidade de construção e operação; - possuem elevados gradientes internos de temperatura. 	<ul style="list-style-type: none"> - necessidade de equipamentos para a lavagem do gás, devido à presença de alcatrões em nível elevado no mesmo; - são volumosos, devido ao elevado tempo de residência da madeira; - exigem grande investimento capital.
leito fluidizado	<ul style="list-style-type: none"> - alto coeficiente de troca térmica; - tempo de residência reduzido, sendo inferior a um minuto, o que arreta menores dimensões ao gaseificador; - alto grau de queima da madeira; - baixa temperatura de combustão, acarretando baixa emissão de NO_x; - retenção de SO₂ nas cinzas do leito, eliminando a dessulfurização dos gases efluentes, quando usando combustíveis fósseis com enxôfre. 	<ul style="list-style-type: none"> - operação e construção relativamente sofisticadas; - arraste de partículas de material não gaseificado, exigindo portanto equipamentos de limpeza do gás.

representa a linha de desenvolvimento futura dos sistemas de biomassa dos ciclos com turbinas a gás.

2.4.2.3 - Limpeza do gás

A limpeza do gás combustível é uma necessidade em sistemas de turbinas a gás que

operam com biomassa gaseificada. Lora e Sanchez (1994) citam os principais problemas que o gás pode causar quando não é submetido ao processo de limpeza:

- erosão das pás da turbina por particulados;
- corrosão e deposição nas pás por metais alcalinos;
- bloqueio dos filtros pelo alcatrão.

As tecnologias disponíveis para a limpeza do gás em sistemas de turbina a gás com gaseificação de biomassa são apresentadas na Tabela 2.5 (Lora e Sanchez, 1994).

Tabela 2.5 - Tecnologias para limpeza do gás em sistemas de turbinas a gás com gaseificação de biomassa

Componentes	Tecnologia	Comentários
Alcatrão	<ul style="list-style-type: none"> - craqueamento com dolomita; - catalizadores de Ni; - catalizadores multimetálicos Ni/Mo. 	<ul style="list-style-type: none"> - eficiência maior do que 99% ; - podem ocorrer variações estruturais durante o aquecimento da dolomita.
Metais Alcalinos	<ul style="list-style-type: none"> - remoção de particulados e solventes orgânicos. 	<ul style="list-style-type: none"> - podem automover-se por condensação dos particulados a 500 - 600 °C.
Particulados	<ul style="list-style-type: none"> - separadores ciclônicos; - filtros cerâmicos ou de ligas metálicas sinterizadas. 	<ul style="list-style-type: none"> - os ciclones tem baixa eficiência para aplicações de turbinas a gás; - os filtros cerâmicos ainda não foram aprovados comercialmente em aplicações com turbinas a gás.

3 - CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA

Neste capítulo são apresentados os fundamentos e os ciclos com turbinas a gás empregando biomassa gaseificada como combustível. A biomassa considerada é a madeira.

3.1 - Fundamentos

Os ciclos com turbinas a gás empregando biomassa representam uma alternativa promissora para a geração de potência. Estes ciclos consistem na combinação de um gaseificador de biomassa com a tecnologia da turbina a gás, apresentando potencial para alta eficiência térmica e baixo custo unitário de capital em escalas moderadas.

O ciclo de turbina a gás já está bastante desenvolvido e consolidado para aplicações com gás natural e combustíveis líquidos de boa qualidade, existindo também esforços para desenvolvimento de gaseificadores para o uso de carvão em ciclos de turbina a gás.

O potencial para a obtenção de altas eficiências térmicas das turbinas a gás deve-se ao fato de que a temperatura máxima do ciclo em tais turbinas é muito elevada, sendo muito superior à temperatura máxima nos ciclos com turbinas a vapor. Estas condições mais moderadas de temperatura em ciclos à vapor, particularmente nas plantas de biomassa, tem origem principalmente na forte dependência do custo de capital, pois o aumento da temperatura máxima e da pressão do fluido de trabalho acarreta uma maior sofisticação e encarece o equipamento, exigindo por exemplo, uma maior qualidade dos aços e uma maior pureza na água de alimentação. Em contraste com o ciclo a vapor, os custos de investimento unitário de ciclos a gás são relativamente baixos, e em consequência, a turbina a gás é uma opção interessante para geração de potência a partir de biomassa.

Esta inerente vantagem intrínseca da turbina a gás, ou seja, a alta temperatura do ciclo, não é explorada no ciclo simples de turbinas a gás usado para geração elétrica de pico porque os gases quentes de exaustão da turbina são descarregados para a atmosfera, perdendo assim uma grande quantidade de energia térmica potencialmente utilizável.

Entretanto, as vantagens termodinâmicas da turbina a gás podem ser exploradas ainda pela utilização do calor de exaustão da turbina para a produção de vapor em uma caldeira de recuperação, o qual pode ser utilizado para as necessidades de um processo industrial em uma

configuração de cogeração, ou para a produção de mais potência em um ciclo combinado. Os ciclos de turbinas a gás com recuperação do calor de exaustão da turbina tem eficiências térmicas superiores àquelas com ciclos de turbinas a gás.

As turbinas a gás para geração de potência podem ser classificadas em turbinas industriais e turbinas aeroderivadas. As turbinas industriais são projetadas com o objetivo de utilização no solo, enquanto as turbinas aeroderivadas são adaptações de turbinas aeronáuticas. A ênfase existente em turbinas aeroderivadas justifica-se pelas suas características de eficiência e preço (Nogueira, 1991).

3.2 - Tipos de ciclos

A seguir serão abordadas algumas tecnologias com turbinas a gás para aplicações com biomassa, sugeridas por Williams e Larson (1993). São elas:

- ciclo simples de turbina a gás;
- turbina a gás com injeção de vapor (STIG);
- turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário (ISTIG);
- ciclo combinado com turbina a gás e turbina a vapor.

Neste trabalho estes ciclos serão modelados e estudados em detalhe. Existe ainda um último ciclo sugerido por Williams e Larson (1993), o ciclo bottoming a ar, para o qual não se preve significativa potencialidade nos próximos anos e portanto não será considerado no presente trabalho.

3.2.1 - Ciclo simples de turbina a gás

Este é o mais simples de todos os ciclos que serão abordados. A Figura 3.1 mostra a queima do combustível com o ar comprimido pelo compressor. Os gases produtos da combustão a alta temperatura expandem-se na turbina gerando eletricidade. Os gases de exaustão, que se encontram a uma determinada temperatura, em função das condições de concepção da turbina, são usados em uma caldeira de recuperação para produzir vapor necessário à gaseificação e/ou para aplicação em processo.



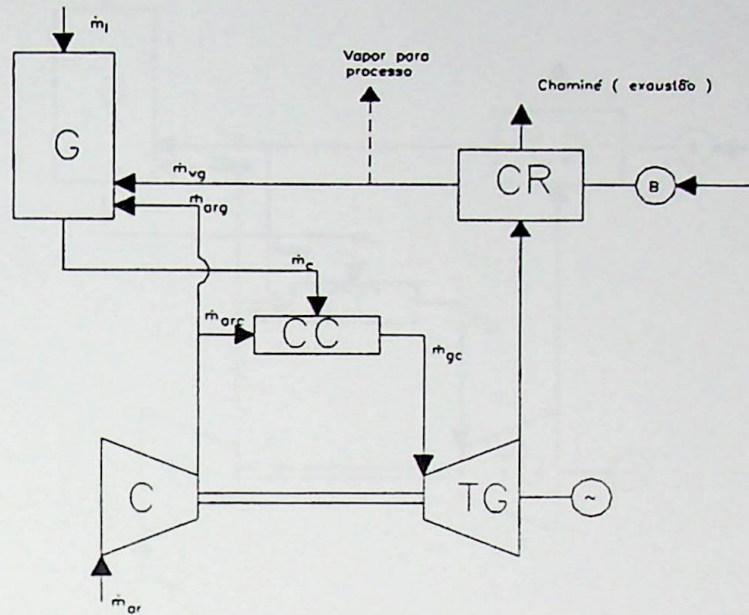


Figura 3.1 - Ciclo simples de turbina a gás

3.2.2- Turbina a gás com injeção de vapor

O ciclo de turbina a gás com injeção de vapor (STIG, 'Steam Injected Gas Turbine'), apresentado na Figura 3.2, é uma variação do ciclo simples de turbina a gás visto anteriormente. O vapor produzido na caldeira de recuperação é injetado no ar de descarga do compressor, aumentando assim o fluxo de massa através da turbina e também o calor específico a pressão constante dos gases produtos, pois o calor específico da mistura ar-vapor é superior ao do ar sozinho. Como a injeção de vapor foi feita na descarga do compressor, o trabalho de compressão não será afetado.

A injeção de vapor aumenta o valor do calor específico e diminui o expoente isentrópico, de tal maneira que o efeito do aumento do calor específico é praticamente compensado pela redução da relação entre os calores específicos a pressão e volume constante no trabalho da turbina. O aumento do trabalho da turbina associado a injeção de vapor é então devido essencialmente ao aumento da massa que atravessa a turbina. A injeção de vapor na câmara de combustão de turbinas a gás possibilita ainda a redução do nível de emissão de NOx (Boyce, 1982, Larson e Williams, 1987, Cerri, 1987, Fraize e Kinney, 1979).

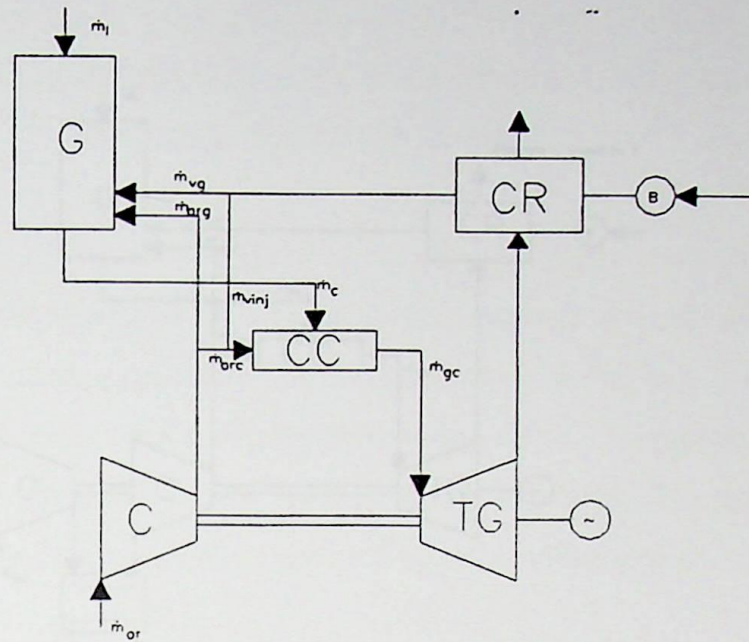


Figura 3.2 - Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor.

3.2.3- Turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário

Uma versão avançada da turbina a gás com injeção de vapor, já apresentada, incorpora um resfriador intermediário no compressor. A turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário (ISTIG, 'Intercooled Steam Injected Gas Turbine') é mostrada na Figura 3.3.

O resfriamento permite a redução da potência consumida pelo compressor, uma vez que a temperatura de entrada no segundo compressor será resfriada até uma temperatura próxima à temperatura do ar ambiente, mantendo-se a mesma relação de pressão da primeira compressão. Devido a esta diminuição da potência requerida pelo compressor, o ciclo ISTIG possibilita o aumento da potência elétrica e da eficiência.

3.2.4- Ciclo combinado - turbina a gás e turbina a vapor

A combinação de uma turbina a gás com uma turbina a vapor é denominada ciclo combinado, Figura 3.4. Neste ciclo, o vapor produzido na caldeira de recuperação é utilizado para a geração de potência adicional em um ciclo com turbina a vapor, da qual vapor pode ser extraído para aplicação em processo. Este sistema possibilita um incremento na potência e na eficiência do ciclo, uma vez que se aumenta a quantidade de calor transformado em trabalho/potência.

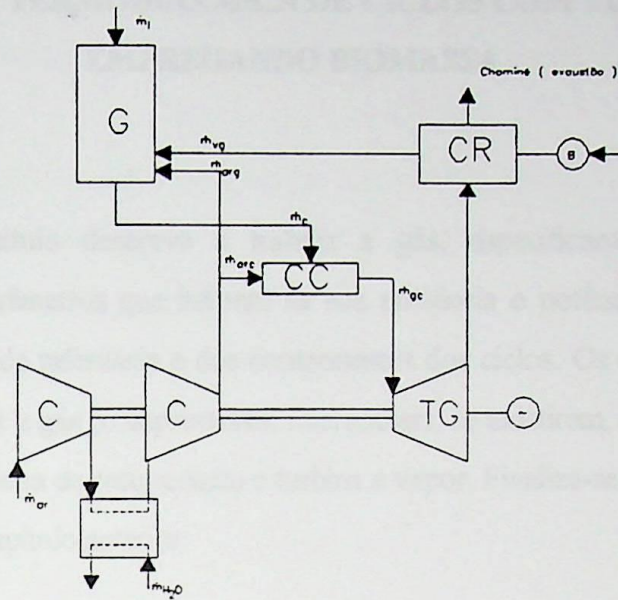


Figura 3.3 - Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário

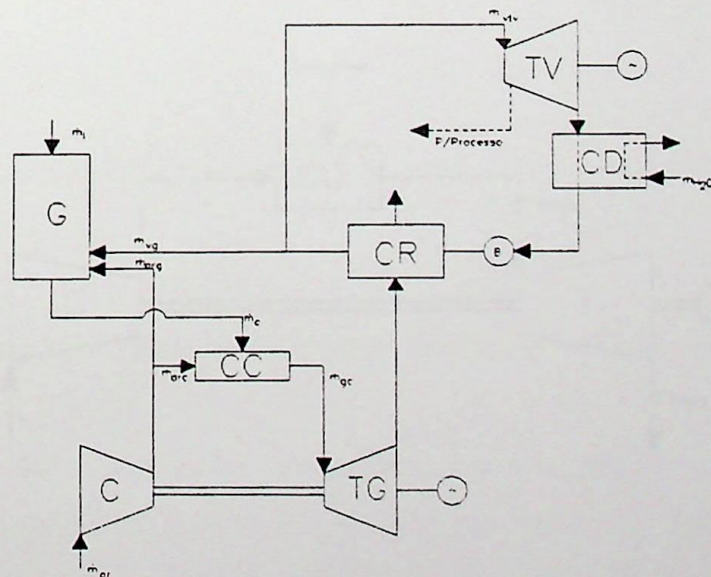


Figura 3.4 - Ciclo combinado: turbina a gás e turbina a vapor

4 - MODELAGEM TERMODINÂMICA DE CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA

O presente capítulo descreve a turbina a gás, especificamente seu princípio de funcionamento, alguns parâmetros que influem na sua eficiência e potência e o equacionamento termodinâmico do estado de referência e dos componentes dos ciclos. Os componentes dos ciclos são constituídos de turbina a gás (compressores, intercoolers, se existirem, câmara de combustão e turbina), gaseificador, caldeira de recuperação e turbina a vapor. Finaliza-se com o equacionamento dos ciclos mostrados no capítulo anterior.

4.1 - Princípio de funcionamento da turbina a gás

A Figura 4.1 mostra o esquema de um ciclo simples de turbina a gás de um eixo, que não é uma máquina isolada, mas a combinação de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina propriamente dita. O termo turbina a gás faz referência aos gases que se formam na câmara de combustão e são consumidos como fluido de trabalho na turbina.

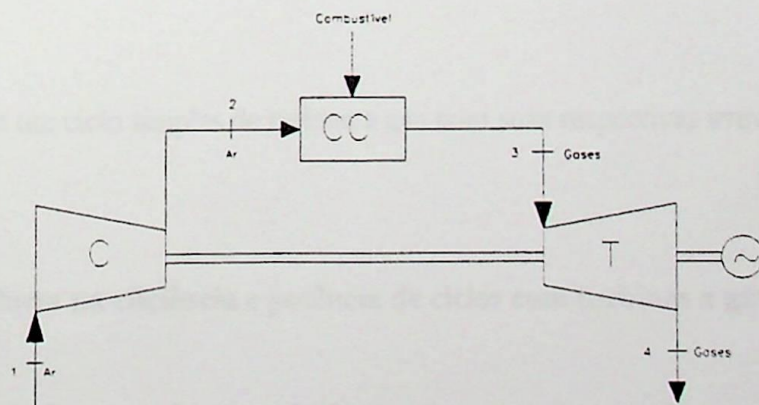


Figura 4.1 - Esquema de um ciclo simples de turbina a gás

O ar atmosférico é comprimido no compressor, e na câmara de combustão a mistura ar e combustível é queimada sob pressão constante. Os gases aquecidos expandem-se na turbina, que

gera potência, em parte destinada ao compressor e em parte passível de ser utilizada. A geração de potência, depende portanto, que os gases aquecidos provenientes da câmara de combustão gerem mais trabalho em sua expansão do que exige a compressão de uma quantidade correspondente de ar de combustão.

A evolução dos processos que ocorrem em um ciclo simples de turbina a gás, incluindo as irreversibilidades características no diagrama temperatura-entropia é mostrada na Figura 4.2 (Cohen et al., 1972, Borglin, 1991).

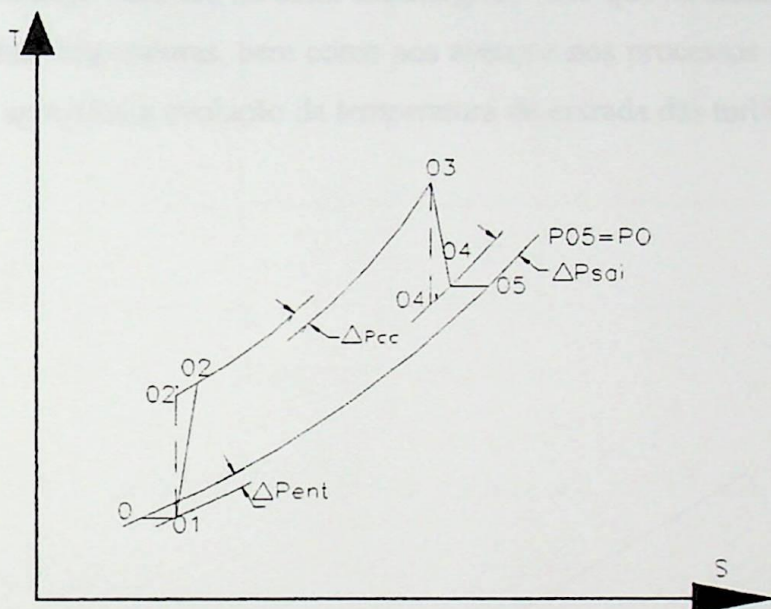


Figura 4.2 - Processos em um ciclo simples de turbina a gás com suas respectivas irreversibilidades

4.2 - Parâmetros que influem na eficiência e potência de ciclos com turbinas a gás

Basicamente são três os parâmetros fundamentais que influem sobre a eficiência e a potência de uma instalação a gás, excluídas as eficiências dos componentes. São eles:

- a temperatura à entrada do compressor (T_{01});
- a temperatura de entrada da turbina a gás (T_{03});
- a relação de pressão do ciclo (R_p).

A temperatura à entrada do compressor, ou seja, a temperatura ambiente, é conhecida das condições locais onde está localizada a instalação e será considerada como constante no projeto da

mesma. A variação da potência de saída e da eficiência de uma planta operando com uma turbina LM-5000 STIG da General Electric é de cerca de 13% e 1.5% para menos, respectivamente, quando a temperatura ambiente varia de 15 a 32.2°C (Soroka e Kamali, 1987).

Quanto à temperatura de entrada da turbina a gás, existe a possibilidade de uma análise mais flexível. Quanto maior for esta temperatura, maior será a eficiência do ciclo, todavia, esta temperatura deverá se manter abaixo de um valor limite, imposto por condições metalúrgicas e a tecnologia de resfriamento das palhetas, para que não se exceda os valores de resistência térmica dos materiais e se mantenha uma vida útil razoável. O desenvolvimento da turbina a gás está intimamente ligado ao avanço ocorrido no setor metalúrgico, visto que na atualidade pode-se obter ligas que resistem a altas temperaturas, bem como aos avanços nos processos de resfriamento das palhetas. A Figura 4.3 apresenta a evolução da temperatura de entrada das turbinas a gás (Williams e Larson, 1993).

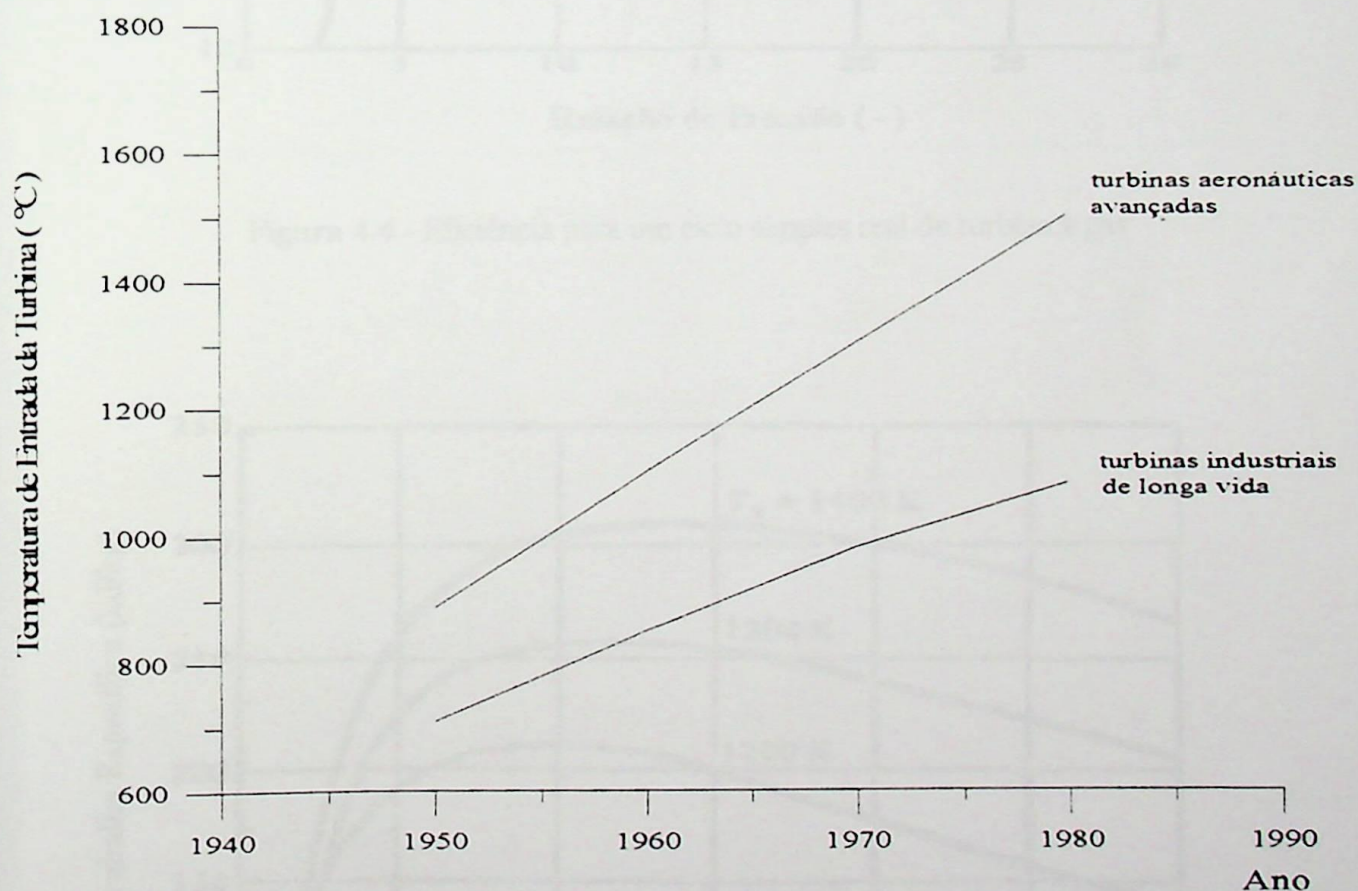


Figura 4.3 - Evolução da temperatura de entrada das turbinas a gás

A importância da relação de pressão do ciclo no desempenho da turbina a gás é mostrada nas Figuras 4.4 e 4.5 a seguir (El-Wakil, 1984), simultaneamente com a temperatura de entrada da turbina. Estas figuras ilustram, respectivamente, a eficiência e o trabalho específico para um ciclo

simples real de turbina a gás, em função da relação de pressão no compressor e da temperatura de entrada da turbina a gás.

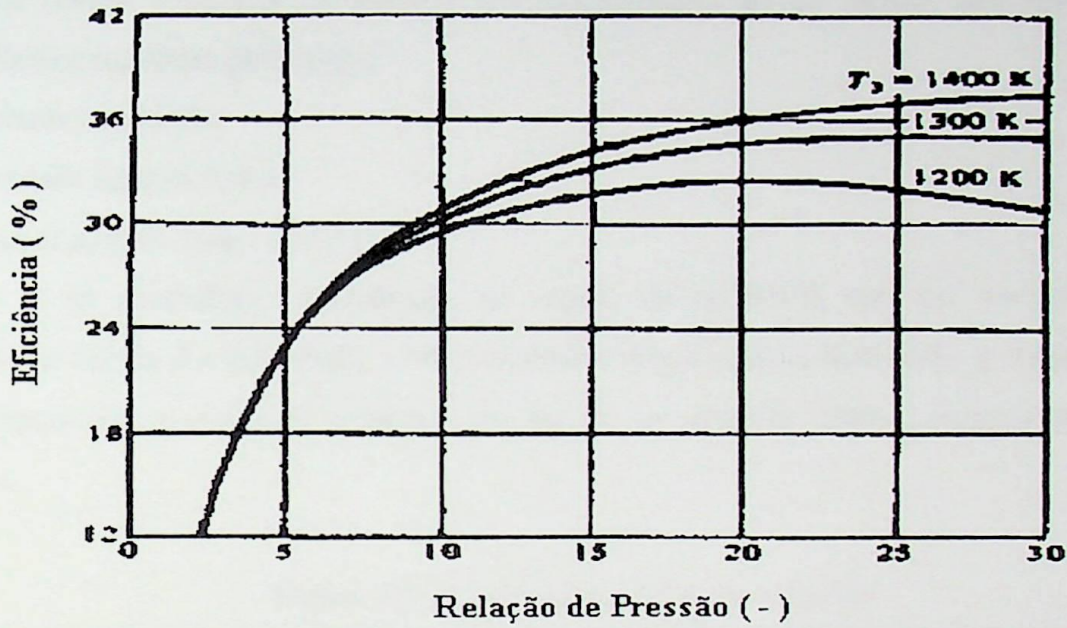


Figura 4.4 - Eficiência para um ciclo simples real de turbina a gás

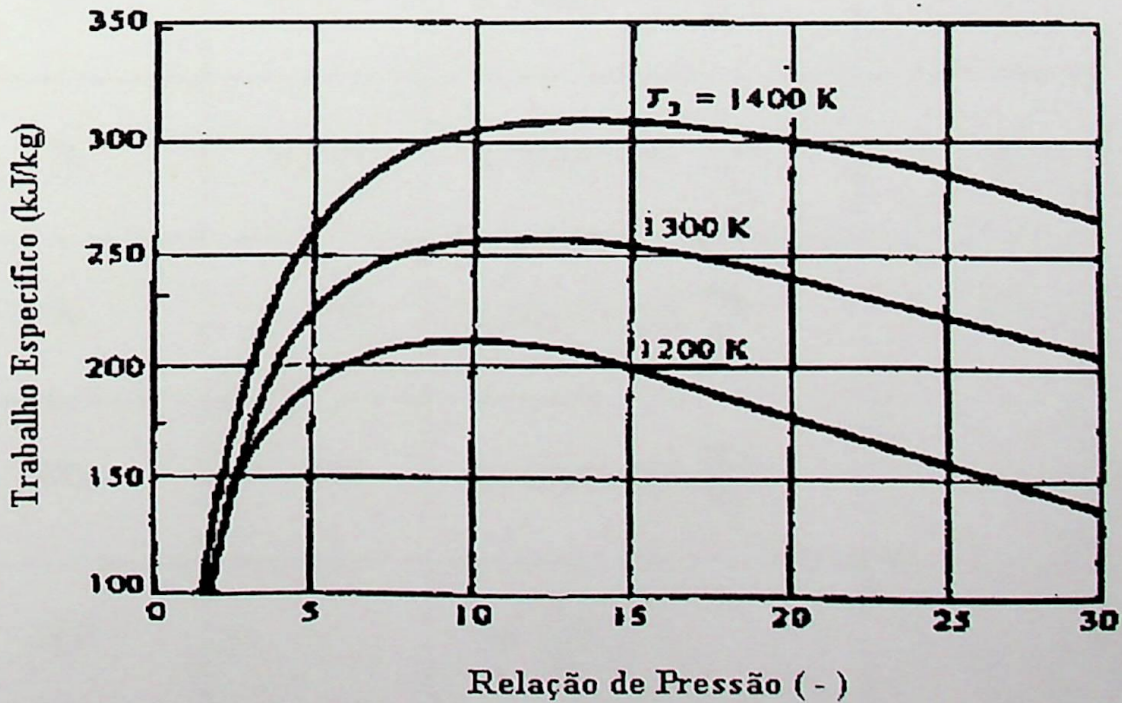


Figura 4.5 - Trabalho específico para um ciclo simples real de turbina a gás

4.3 - Equacionamento termodinâmico do estado de referência e dos componentes dos ciclos

4.3.1 - Estado de referência

Esta etapa visa a determinação das condições de referência, ou seja, a pressão de referência (local) e as frações molares dos componentes do ar úmido. São tomados como conhecidos os seguintes parâmetros:

- i - a altitude local (AL);
- ii - a umidade relativa (UR);
- iii - a temperatura de bulbo seco (T_{bs}).

O ar atmosférico considerado no estado de referência tem sua composição molar mostrada na Tabela 4.1 (Donatelli, 1993), no estado seco e úmido, bem como o número de moles dos componentes por mol de oxigênio, em função da umidade relativa, temperatura e pressão ambiente.

Tabela 4.1 - Composição molar do ar úmido

Componentes	Frações molares (Y)		Moles de N ₂ , Ar, CO ₂ , H ₂ O por mol de O ₂ (no ar)
	ar seco	ar úmido	
O ₂	0.2099	$0.2099(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_1 = 1$
N ₂	0.7804	$0.7804(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_2 = \frac{Y_{N_2}}{Y_{O_2}}$
Ar	0.0094	$0.0094(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_3 = \frac{Y_{Ar}}{Y_{O_2}}$
CO ₂	0.0003	$0.0003(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_4 = \frac{Y_{CO_2}}{Y_{O_2}}$
H ₂ O	-	$UR \frac{P_{sat}}{P_0}$	$\alpha_5 = \frac{Y_{H_2O}}{Y_{O_2}}$

A pressão ambiente é corrigida em função da altitude local com relação à pressão atmosférica ao nível do mar pela seguinte expressão:

$$P_0 = \frac{e^{-11,6 \cdot 10^{-5} \cdot AL}}{1,01325} \quad (4.1)$$

com AL em (m) e P_0 em (MPa).

4.3.2 - Unidade compressora

O equacionamento a seguir permite a determinação das temperaturas, pressões e do trabalho específico do(s) compressor(es). O cálculo é generalizado, de maneira que se pode incluir ou não intercoolers para resfriamento do ar comprimido pelo compressor.

Consideram-se como conhecidas as seguintes variáveis:

- i - temperatura do ar atmosférico à entrada do compressor (T_{01});
- ii - perda de pressão do ar de entrada (ΔP_{ae}), devido ao filtro e ao silenciador;
- iii - relação de pressão do compressor (R_p);
- iv - eficiência politrópica do compressor (η_{pc});
- v - perda de pressão percentual no intercooler (ΔP_I), em relação à pressão de compressão;
- vi - efetividade do intercooler (ϵ_I);
- vii - eficiência mecânica do conjunto (η_m).

Convém ressaltar que as propriedades termodinâmicas utilizadas são consideradas de estagnação, ou seja, a propriedade onde o fluido é levado ao estado de repouso adiabaticamente e sem transferência de trabalho (Cohen et alli, 1972).

A configuração utilizada para o equacionamento dos compressores e intercoolers é apresentada na Figura 4.6.

À entrada do compressor, tem-se:

$$P_{01(1)} = P_0 - \Delta P_{ae} \quad (4.2)$$

$$T_{01(1)} = T_{01} \quad (4.3)$$

onde:

$P_{01(1)}$ - pressão na entrada do primeiro compressor, (MPa);

$T_{01(1)}$ - temperatura na entrada do primeiro compressor, (K).

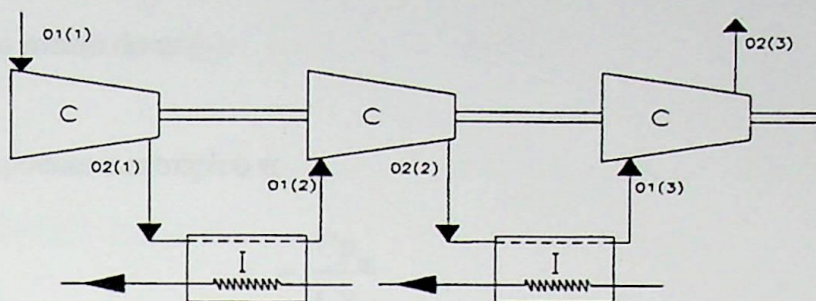


Figura 4.6 - Configuração genérica para a compressão com resfriamento

A relação de pressão em cada compressor, considerando as hipóteses de que as relações de pressão são idênticas para os compressores e as perdas de pressão sejam também iguais para os intercoolers, é dada por:

$$R_{pc} = \left(\frac{R_p}{(1 - \Delta P_I)^{C-1}} \right)^{\frac{1}{C}} \quad (4.4)$$

com:

$$C = I + 1 \quad (4.5)$$

C - número de compressores, (-);

I - número de intercoolers, (-).

As pressões de saída dos compressores são obtidas de:

$$P_{02(NC)} = R_{pc} P_{01(NC)} \quad (4.6)$$

onde:

NC - número do compressor em questão, (-).

A partir da consideração de compressões politrópicas, as temperaturas de saída dos compressores são dadas pela equação:

$$T_{02(NC)} = T_{01(NC)} \cdot R_{pc}^{\left(\frac{k(NC)-1}{k(NC) \eta_{pc}} \right)} \quad (4.7)$$

onde:

k - expoente isentrópico médio do ar, (-).

O valor do expoente isentrópico é:

$$k = \frac{C_{p_m}}{C_{v_m}} \quad (4.8)$$

onde:

C_{p_m} - calor específico molar médio a pressão constante, (kJ/kmol.K);

C_{v_m} - calor específico molar médio a volume constante, (kJ/kmol.K).

O calor específico molar médio a pressão constante de uma mistura de gases é calculado a partir de equações (Wark, 1983, Van Wylen, 1976) do calor específico molar de cada componente da mistura, listadas no Anexo 1, e admite-se que sejam somente função da temperatura.

Conhecido o calor específico molar médio a pressão constante, o calor específico molar médio a volume constante será:

$$C_{v_m} = C_{p_m} - R \quad (4.9)$$

onde:

R - constante universal dos gases, (kJ/kmol.K).

Retornando à equação (4.7), tem-se duas incógnitas, T_{02} e $k(NC)$. Utilizando o valor do expoente isentrópico do ar ideal igual a 1.4, tem-se uma primeira aproximação para utilizar um cálculo iterativo:

$$T_{02} = T_{01} R_{pc} \left(\frac{0.286}{\eta_{pc}} \right) \quad (4.10)$$

Com esta nova temperatura calcula-se os calores específicos e o expoente politrópico, sendo que o cálculo iterativo estará finalizado quando um erro admissível para a diferença entre as temperaturas $T_{02(NC)}$ expressas pela equação (4.7) for alcançado.

As pressões de saída dos intercoolers, ou de entrada dos compressores, são dadas por:

$$P_{01(NC)} = P_{02(NC-1)} (1 - \Delta P_1), \quad NC = 2, \dots, C \quad (4.11)$$

onde:

$P_{02(NC-1)}$ - pressão na saída do compressor anterior a NC, (MPa).

As temperaturas de entrada dos compressores, ou de saída dos intercoolers, são calculadas através da seguinte expressão:

$$T_{01(NC)} = T_{02(NC-1)} - \varepsilon_I (T_{02(NC-1)} - T_{01(1)}) , NC = 2, \dots, C \quad (4.12)$$

O trabalho específico requerido para cada compressão é obtido de:

$$W_{C(NC)} = C_{p(NC)} (T_{02(NC)} - T_{01(NC)}) , NC = 1, 2, \dots, C \quad (4.13)$$

e:

$$C_{p(NC)} = \frac{C_{p_m}}{M_{ar}} \quad (4.14)$$

onde:

$C_{p(NC)}$ - calor específico médio a pressão constante, (kJ/kg.K);

M_{ar} - massa molecular do ar úmido, (kg/kmol).

O valor de M_{ar} pode ser calculado através de:

$$M_{ar} = \sum_{comp} Y_{comp} M_{comp} \quad (4.15)$$

onde:

comp - componentes do ar úmido: O_2 , N_2 , Ar , CO_2 e H_2O ;

Y_{comp} - frações molares dos componentes do ar úmido, (-);

M_{comp} - massa molecular dos componentes do ar úmido, (kg/kmol).

De forma análoga se procedeu na determinação do calor específico a pressão constante, conforme mostra-se no Anexo 1.

Calcula-se finalmente o trabalho total requerido da turbina para acionar os compressores:

$$W_{TC} = \frac{\sum_{NC=1}^C W_{C(NC)}}{\eta_m} \quad (4.16)$$

4.3.3 - Câmara de combustão

O objetivo do equacionamento da câmara de combustão é a determinação do coeficiente de excesso de ar empregado para a combustão e, da relação combustível-ar ou ar-combustível, para que a temperatura máxima de entrada da turbina não exceda um determinado valor crítico imposto por condições metalúrgicas.

Consideram-se como conhecidas as seguintes variáveis:

- i - frações molares dos componentes do gás combustível (Y);
- ii - entalpias de formação ou poderes caloríficos dos componentes do gás combustível;
- iii - massas moleculares dos componentes do gás combustível;
- iv - eficiência da combustão (η_c);
- v - perda de pressão percentual na câmara de combustão (ΔP_{cc}).

A combustão é uma reação química entre um combustível e o oxigênio, geralmente proveniente do ar atmosférico. Considera-se aqui a combustão como sendo completa, isto é, o combustível é oxidado totalmente, e despreza-se os efeitos da dissociação. Dessa maneira, resolvendo a equação de combustão, tem-se o processo de combustão determinado.

A composição do gás de combustão oriunda do gaseificador é função do tipo de gaseificador e de seu sistema de operação. Dispõe-se na literatura (Larson e Williams, 1990, COPERSUCAR, 1994, CHESF, 1987) da composição molar deste combustível, sendo que no Anexo 2 apresenta-se, para fins ilustrativos, uma variação de componentes e algumas características deste combustível em função de diversos processos de gaseificação. Contudo, a composição adotada neste estudo apresentará um gás combustível constituído de N_2 , CO_2 , CO , H_2 , CH_4 , H_2O e C_2H_4 , obtido a partir de um gaseificador de leito fixo, conforme mostra a Tabela 4.2 (Larson e Williams, 1990).

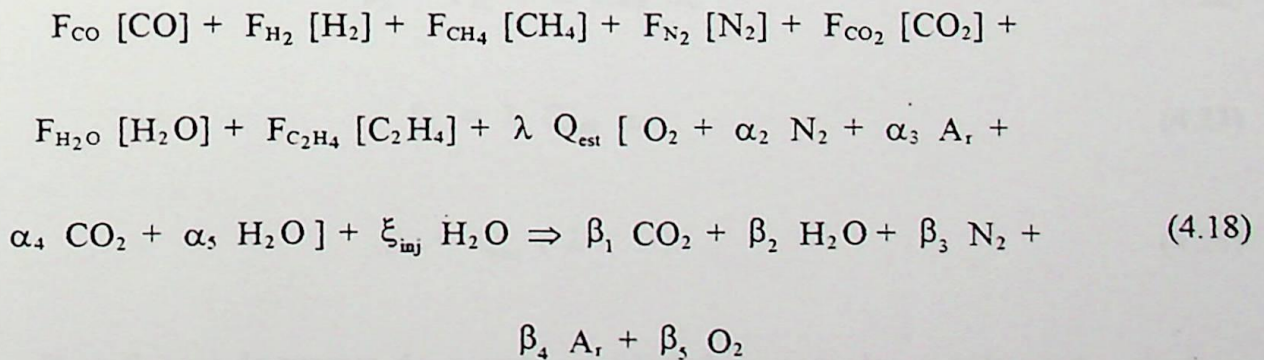
A adoção desta composição característica fornecida por este gaseificador operando sob condições específicas é devido ao fato de já existirem relações que, se tomadas como invariáveis para qualquer regime de operação, permitem a avaliação dos fluxos de vapor e de ar comprimido necessários à gaseificação, bem como do fluxo de biomassa para a produção do gás combustível (Larson e Williams, 1990, Walter, 1994).

Tabela 4.2 - Composição do gás combustível¹

	Porcentagem de mol
N ₂	27,13
CO ₂	12,05
CO	15,72
H ₂	11,90
CH ₄	4,65
H ₂ O	27,81
C ₂ H ₄ ²	0,71

Dessa maneira, considerando a composição do ar atmosférico dada na Tabela 4.1 e o exposto anteriormente, a equação da combustão com excesso de ar e injeção de vapor (a injeção de vapor provoca uma redução na temperatura da mistura, que não será calculada neste estudo; considera-se aqui a temperatura de entrada da turbina constante e a influência da redução da temperatura, devido a injeção de vapor, será compensada através de um balanço de massa e energia no ciclo) é a seguinte:

(combustível) + (ar comprimido) = (produtos da combustão)



onde:

$F_{CO}, F_{H_2}, F_{CH_4}, F_{N_2}$

¹ Na entrada do combustor.

² Representado por óleos, alcatrões e fenóis.

- $F_{CO_2}, F_{H_2O}, F_{C_2H_4}$ - frações molares dos componentes do gás combustível, (-);
- λ - coeficiente de excesso de ar;
- Q_{est} - quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para a combustão completa. Denomina-se também quantidade estequiométrica (moles de ar/mol de combustível);
- $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ - coeficientes molares do N_2 , A_r , CO_2 e H_2O por mol de O_2 no ar, conforme Tabela 4.1;
- ξ_{inj} - coeficientes de injeção de vapor (termo que leva em consideração a injeção de vapor). Será definido quando do equacionamento termodinâmico dos ciclos;
- $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ - coeficientes dos produtos da combustão.

A quantidade estequiométrica e os coeficientes dos produtos da combustão da equação (4.18) são explicitados como a seguir:

$$Q_{est} = 0.5 F_{CO} + 2 F_{CH_4} + 0.5 F_{H_2} + 3 F_{C_2H_4} \quad (4.19)$$

$$\beta_1 = F_{CO} + F_{CH_4} + F_{CO_2} + 2 F_{C_2H_4} + \lambda Q_{est} \alpha_4 \quad (4.20)$$

$$\beta_2 = F_{H_2} + 2 F_{CH_4} + F_{H_2O} + 2 F_{C_2H_4} + \lambda Q_{est} \alpha_5 + \xi_{inj} \quad (4.21)$$

$$\beta_3 = F_{N_2} + \lambda Q_{est} \alpha_2 \quad (4.22)$$

$$\beta_4 = \lambda Q_{est} \alpha_3 \quad (4.23)$$

$$\beta_5 = Q_{est} (\lambda - 1) \quad (4.24)$$

O coeficiente de excesso de ar pode ser calculado através de um balanço de energia na câmara de combustão, considerando-se que o processo ocorre adiabaticamente e sem envolver a realização de trabalho. Com isso, a primeira lei da termodinâmica reduz-se a:

$$H_r = H_p \quad (4.25)$$

ou:

$$\sum_r n_r [h_r + \Delta H]_r = \sum_p n_p [h_r + \Delta H]_p \quad (4.26)$$

onde:

r, p - reagentes e produtos, respectivamente;

H_r, H_p - entalpias totais dos reagentes e dos produtos, respectivamente, (kJ/kmol);

h_r - entalpia de formação, definida a 298 K e 0.1 MPa, (kJ/kmol);

ΔH - entalpia sensível; representa a diferença entre a entalpia em qualquer estado e a entalpia de formação, (kJ/kmol);

n_r, n_p - número de moles de cada componente dos reagentes e dos produtos da equação (4.18).

O coeficiente de excesso de ar é expresso por:

$$\lambda = PCIM + F_{CO} \Delta H_{CO(T_c)} + F_{H_2} \Delta H_{H_2(T_c)} + F_{CH_4} \Delta H_{CH_4(T_c)} + F_{N_2} \Delta H_{N_2(T_c)}$$

$$F_{CO_2} \Delta H_{CO_2(T_c)} + F_{H_2O} \Delta H_{H_2O(T_c)} + F_{C_2H_4} \Delta H_{C_2H_4(T_c)} + \xi_{inj} \cdot \Delta H_{H_2O(T_{inj})} +$$

$$Q_{est} \Delta H_{O_2(T_{03})} - (F_{CO} + F_{CH_4} + F_{CO_2} + F_{C_2H_4}) \Delta H_{CO_2(T_{03})} -$$

(4.27)

$$F_{N_2} \Delta H_{N_2(T_{03})} / (Q_{est} ([\Delta H_{O_2(T_{03})} - \Delta H_{O_2(T_{02})}] +$$

$$\alpha_2 [\Delta H_{N_2(T_{03})} - \Delta H_{N_2(T_{02})}] + \alpha_3 [\Delta H_{Ar(T_{03})} - \Delta H_{Ar(T_{02})}] +$$

$$\alpha_4 [\Delta H_{CO_2(T_{03})} - \Delta H_{CO_2(T_{02})}] + \alpha_5 [\Delta H_{H_2O(T_{03})} - \Delta H_{H_2O(T_{02})}]$$

onde:

$\Delta H_{CO(T_c)}, \Delta H_{H_2(T_c)}, \Delta H_{CH_4(T_c)}$

$\Delta H_{N_2(T_c)}, \Delta H_{CO_2(T_c)}, \Delta H_{H_2O(T_c)}$

$\Delta H_{C_2H_4(T_c)}$

- entalpias dos componentes do gás combustível à temperatura de entrada na câmara de combustão;

- $\Delta H_{O_2(T_{03})}, \Delta H_{CO_2(T_{03})}, \Delta H_{H_2O(T_{03})}$
 $\Delta H_{N_2(T_{03})}, \Delta H_{Ar(T_{03})}$ - entalpias dos componentes dos produtos da combustão à temperatura de saída da câmara de combustão;
- $\Delta H_{O_2(T_{02})}, \Delta H_{N_2(T_{02})}, \Delta H_{Ar(T_{02})}$
 $\Delta H_{CO_2(T_{02})}, \Delta H_{H_2O(T_{02})}$ - entalpias dos componentes do ar à temperatura de entrada da câmara de combustão;
- PCIM - poder calorífico inferior molar do combustível, (kJ/kmol);
- $\Delta H_{H_2O(T_{inj})}$ - entalpia do vapor d'água à temperatura de injeção na câmara de combustão.

O poder calorífico inferior molar é calculado pela equação abaixo:

$$PCIM = F_{CO} PCIM_{CO} + F_{H_2} PCIM_{H_2} + F_{CH_4} PCIM_{CH_4} + F_{C_2H_4} PCIM_{C_2H_4} \quad (4.29)$$

O poder calorífico inferior (kJ/ kg) será:

$$PCI = \frac{PCIM}{M_c} \quad (4.30)$$

A massa molecular do combustível é obtida de:

$$M_c = \sum_{comp} FM_{comp} M_{comp} \quad (4.31)$$

onde:

FM_{comp} - fração molar dos componentes do gás combustível, (-);

M_{comp} - massa molecular dos componentes do gás combustível, (kg/kmol).

As relações ar-combustível estequiométrica, teórica e real, e a relação combustível-ar em base mássica, são determinadas através das equações (4.32) a (4.35):

$$RAC_{est} = Q_{est} (1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) \frac{M_{ar}}{M_c} \quad (4.32)$$



$$RAC_{teor} = RAC_{est} \lambda \quad (4.33)$$

$$RAC_r = RAC_{teor} \eta_{comb} \quad (4.34)$$

$$RCA_r = \frac{1}{RAC_r} \quad (4.35)$$

A massa molecular do gás produto da combustão é dada pela seguinte equação:

$$M_{gc} = Y_{N_2gc} M_{N_2} + Y_{O_2gc} M_{O_2} + Y_{A_{rgc}} M_{A_r} + Y_{CO_2gc} M_{CO_2} + \quad (4.36)$$

$$(Y_{H_2Ogc} + \xi_{inj}) M_{H_2O}$$

onde:

$Y_{N_2gc}, Y_{O_2gc}, Y_{A_{rgc}}, Y_{CO_2gc}, Y_{H_2Ogc}$ - frações molares dos componentes do gás produto, (-).

Estas frações molares são explicitadas abaixo:

$$Y_{CO_2gc} = \frac{\beta_1}{\beta} \quad (4.37)$$

$$Y_{H_2Ogc} = \frac{\beta_2}{\beta} \quad (4.38)$$

$$Y_{N_2gc} = \frac{\beta_3}{\beta} \quad (4.39)$$

$$Y_{A_{rgc}} = \frac{\beta_4}{\beta} \quad (4.40)$$

$$Y_{CO_2gc} = \frac{\beta_5}{\beta} \quad (4.41)$$

e:

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 \quad (4.42)$$

Para terminar o equacionamento da combustão, é necessário calcular a pressão na saída da câmara de combustão. Esta pressão é dada por:

$$P_{03} = P_{02} - \Delta P_{CC} \quad (4.43)$$

onde:

P_{02} - pressão na entrada da câmara de combustão, ou na saída do compressor, (MPa);

ΔP_{CC} - perda de pressão na câmara de combustão, estimada em base percentual, (MPa).

4.3.4 - Turbina

Esta etapa visa a determinação da pressão e temperatura na saída da turbina e do trabalho específico.

São conhecidas as variáveis abaixo:

- i - eficiência politrópica da turbina (η_{pt});
- ii - potência desenvolvida pela turbina (P_{TG});
- iii - perda de pressão na caldeira de recuperação (ΔP_{CR}).

A pressão na saída da turbina, considerando-se a existência no ciclo de uma caldeira de recuperação é:

$$P_{04} = P_0 + \Delta P_{CR} \quad (4.44)$$

As relações de expansão e pressão na turbina são dadas por:

$$R_e = \frac{P_{04}}{P_{03}} \quad (4.45)$$

$$R_p = \frac{1}{R_e} \quad (4.46)$$

Pode-se então calcular a temperatura na saída da turbina:

$$T_{04} = T_{03} R_c \left(\frac{k-1}{k} \eta_{tg} \right) \quad (4.47)$$

onde:

k - expoente isentrópico médio do gás produto, (-).

η_{tg} - eficiência da turbina a gás, (-).

Considera-se aqui, devido à semelhança do processo, a mesma aproximação e considerações da compressão.

O cálculo do trabalho específico da turbina, é obtido de:

$$W_{TG} = C_{p_{gc}} (1 + RCA_r) (T_{03} - T_{04}) \quad (4.48)$$

e:

$$C_{p_{gc}} = \frac{C_{p_m}}{M_{gc}} \quad (4.49)$$

onde:

$C_{p_{gc}}$ - calor específico médio a pressão constante do gás produto, (kJ/kmol.K);

C_{p_m} - calor específico molar médio a pressão constante do gás produto, (kJ/kmol.K).

RCA_r - relação combustível-ar real.

Conhecida a relação combustível-ar real, o consumo específico de combustível (kg/kWh)

será:

$$C_{ec} = 3600 \frac{RCA_r}{W_L} \quad (4.50)$$

onde:

W_L - trabalho específico líquido do ciclo (kW/kg.s ou kJ/kg), referido à massa de ar.

A eficiência térmica é definida como:

$$\eta_t = \frac{3600}{C_{ec} \text{ PCI}} \quad (4.51)$$

Os fluxos mássicos envolvidos e o trabalho específico líquido serão analisados com mais detalhes no item referente ao equacionamento termodinâmico dos ciclos.

4.3.5 - Unidade de gaseificação de biomassa

O objetivo do equacionamento do gaseificador é a avaliação dos fluxos de vapor e ar comprimido necessários à gaseificação, e o fluxo de biomassa (lenha) para a produção do gás combustível utilizado na turbina a gás. O gaseificador considerado é de leito fixo e opera com biomassa possuindo até 15% de umidade.

Um conjunto de dados particularmente importante refere-se às relações entre a demanda de combustível gasoso, sólido e ar de gaseificação, naturalmente dependentes das condições de projeto e operação do sistema de gaseificação. Este tema pode ser considerado ainda em fase de desenvolvimento, dispondo-se na literatura de reduzidas informações a respeito, que permitam estimar as influências das diversas variáveis de concepção e operação sobre os balanços mássicos no gaseificador. Face à tais limitações adotaram-se no presente estudo relações conhecidas apenas por citações indiretas, mas que de qualquer forma permitem determinar a influência da configuração do ciclo térmico, objetivo principal a que se propôs. As equações listadas a seguir (Larson e Williams, 1990 e Walter, 1994), se tomadas como constantes para qualquer regime de operação, permitem a avaliação dos fluxos mássicos como função do fluxo de combustível:

$$\dot{m}_{arg} = 0.4118 \dot{m}_c \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{vg} = 0.1555 \dot{m}_c \quad (4.53)$$

$$\dot{m}_l = 0.4410 \dot{m}_c \quad (4.54)$$

onde:

\dot{m}_{arg} - massa de ar comprimido extraída do compressor e necessária à gaseificação, (kg/s);

- \dot{m}_{vg} - massa de vapor necessária à gaseificação, gerada pela caldeira de recuperação, (kg/s);
 \dot{m}_l - massa de lenha necessária para a produção do gás combustível, (kg/s);
 \dot{m}_c - massa de gás combustível produzida pelo gaseificador, (kg/s).

4.3.6 - Caldeira de recuperação

O equacionamento da caldeira de recuperação possibilita o cálculo da geração de vapor do sistema, que dependendo da complexidade do ciclo, deverá fornecer vapor para o gaseificador, vapor para injeção na câmara de combustão e vapor para a produção de potência na turbina a vapor.

As variáveis conhecidas nesta etapa são:

- i - eficiência da caldeira de recuperação (η_{CR});
- ii - temperatura da água de alimentação (T_{aa});
- iii - pressão de operação da caldeira de recuperação (P_{CR});
- iv - diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação (DTT);
- v - pinch point da caldeira de recuperação (PP);
- vi - grau de superaquecimento (T_{supaq}).

A caldeira de recuperação é basicamente um trocador de calor, que permite recuperar o calor de exaustão de uma turbina a gás. O equacionamento será simplificado e baseado em um balanço de energia sobre a mesma.

A configuração para a caldeira de recuperação adotada neste estudo é a de uma caldeira com um nível de pressão, e sua representação esquemática, juntamente com o perfil de temperaturas são apresentados na Figura 4.7 (Hurtado, 1993).

Um fator que exerce grande influência no cálculo de uma caldeira de recuperação, seja para determinar sua eficiência ou seu custo, é a temperatura de pinch point, ou seja, a menor diferença de temperatura entre o fluxo de gases e o fluxo de água. Esta temperatura é expressa por:

$$T_{gpp} = T_{sat} + PP \quad (4.55)$$

sendo:

- T_{gpp} - temperatura do gás no pinch point, (K);
 T_{sat} - temperatura de saturação da água de alimentação, ocorrendo na transição economizador/evaporador, (K). Esta temperatura é função da pressão de operação da caldeira de recuperação;

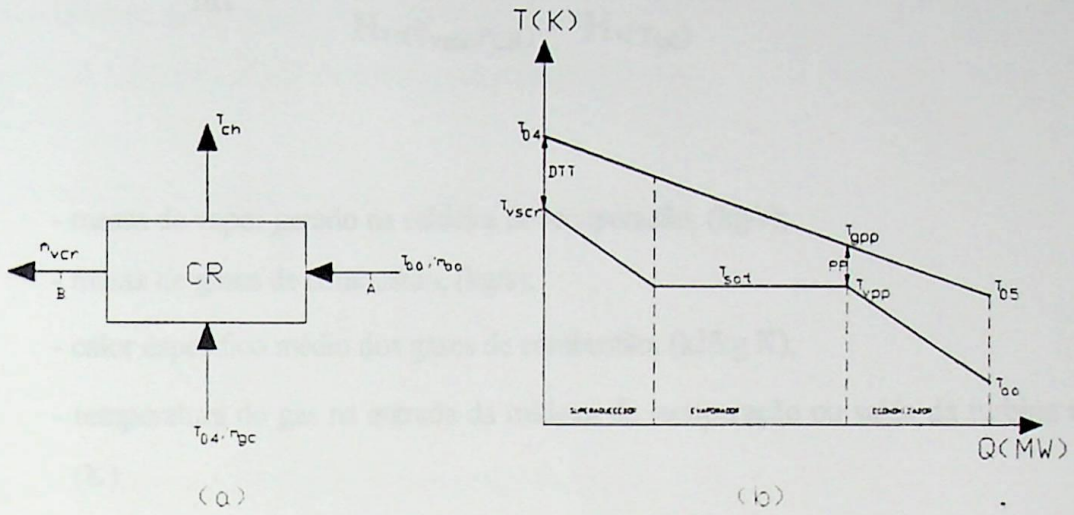


Figura 4.7 - Caldeira de recuperação

a - representação esquemática;

b - perfil de temperaturas.

PP - pinch point da caldeira de recuperação, (K). O pinch point será admitido como sendo 30°C

A temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação será:

$$T_{vscr} = T_{sat} + T_{supaq} \quad (4.56)$$

com:

T_{supaq} - grau de superaquecimento do vapor, ($^{\circ}\text{C}$).

Conforme o esquema apresentado por Larson e Williams (1990), o gaseificador em questão exige uma pressão de operação de 5,2 MPa e uma temperatura de 650 K, o que impõe como condição de operação da caldeira de recuperação uma pressão de 5,2 MPa e um grau de superaquecimento de cerca de 110°C , visando atender às exigências do gaseificador.

A massa de vapor gerado na caldeira de recuperação é calculada aplicando-se a Primeira

Lei da Termodinâmica no evaporador e superaquecedor:

$$\dot{m}_v = \frac{\eta_{CR} \dot{m}_{gc} C_{p_{gc}} (T_{04} - T_{gpp})}{H_{vs(T_{vscr}, P_{CR})} - H_{v(T_{sat})}} \quad (4.57)$$

onde:

- \dot{m}_v - massa de vapor gerado na caldeira de recuperação, (kg/s);
- \dot{m}_{gc} - massa de gases de combustão, (kg/s);
- $C_{p_{gc}}$ - calor específico médio dos gases de combustão, (kJ/kg.K);
- T_{04} - temperatura do gás na entrada da caldeira de recuperação ou saída da turbina a gás, (K);
- $H_{vs(T_{vscr}, P_{CR})}$ - entalpia do vapor à saída do superaquecedor, (kJ/kg). É uma função da temperatura e pressão;
- $H_{v(T_{sat})}$ - entalpia do vapor na transição economizador/evaporador, (kJ/kg).

A temperatura na saída da caldeira de recuperação, ou na chaminé, é obtida pela aplicação da Primeira Lei no economizador e superaquecedor:

$$T_{CH} = T_{04} - \frac{\dot{m}_v (H_{vs(T_{vscr}, P_{CR})} - H_{LC})}{\dot{m}_{gc} C_{p_{gc}}} \quad (4.58)$$

sendo:

- H_{LC} - entalpia da água de alimentação, ou seja, do líquido comprimido, (kJ/kg).

As propriedades termodinâmicas anteriormente citadas podem ser determinadas com o auxílio das equações apresentadas no Anexo 1.

4.3.7 - Turbina a vapor

O equacionamento da turbina a vapor permite o cálculo do trabalho específico e da potência gerada. Admite-se como conhecidas as seguintes variáveis:

- i - temperatura de entrada da turbina a vapor, que será considerada como sendo a temperatura de

- saída da caldeira de recuperação (T_{vscr});
- ii - pressão de entrada, ou pressão de operação da caldeira de recuperação (P_{CR});
 - iii - massa de vapor de expansão (m_{vTV});
 - iv - eficiência isentrópica da turbina a vapor (η_{TV});
 - v - pressão de saída da turbina, ou pressão de condensação (P_{stv}).

O trabalho específico é calculado pela seguinte equação:

$$W_{TV} = \eta_{TV} (h_e - h_s) = \eta_{TV} (h_{vs} - h_{vsat}) \quad (4.59)$$

onde:

h_{vs} - entalpia do vapor superaquecido na entrada da turbina, (kJ/kg);

h_{vsat} - entalpia do vapor saturado na saída da turbina após uma expansão isentrópica, (kJ/kg).

Para a condição de expansão isentrópica na turbina, tem-se:

$$s_e = (x_s \cdot s_v + (1 - x_s) s_l)_s \quad (4.60)$$

sendo:

s_e - entropia na entrada da turbina, (kJ/kg.K);

x_s - título do vapor na saída da turbina, (-);

s_{vs} - entropia do vapor saturado na saída da turbina, (kJ/kg.K);

s_{ls} - entropia do líquido saturado na saída da turbina, (kJ/kg.K).

Logo, o título do vapor na saída da turbina será expresso por:

$$x_s = \frac{s_e - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} \quad (4.61)$$

A entalpia do vapor na saída da turbina:

$$h_s = x_s \cdot h_{vs} + (1 - x_s) h_{ls} \quad (4.62)$$

onde:

h_{vs} - entalpia do vapor saturado na saída da turbina, (kJ/kg);

h_{ls} - entalpia do líquido saturado na saída da turbina, (kJ/kg).

A potência gerada pela turbina a vapor é obtida de:

$$P_{TV} = \dot{m}_{vT} W_{TV} \quad (4.63)$$

4.4 - Equacionamento termodinâmico dos ciclos

A seguir apresenta-se o equacionamento dos ciclos sugeridos por Williams e Larson (1993), calculando-se o fluxo de combustível e os demais fluxos envolvidos, além do trabalho específico útil e a potência, para o caso do ciclo combinado.

4.4.1 - Ciclo simples de turbina a gás

O ciclo simples de turbina a gás é aquele referido na Figura 3.1. O consumo de gás combustível pode ser determinado pela aplicação de um balanço de energia no ciclo:

$$\dot{m}_c = \frac{P_{TG}}{W_{TG} (1 + RAC_r) - W_c (0.4118 + RAC_r)} \quad (4.64)$$

onde:

\dot{m}_c - massa de gás combustível consumida pelo ciclo, (kg/s);

P_{TG} - potência do ciclo a gás, (kW);

W_{TG}, W_c - trabalho específico da turbina a gás e compressor, respectivamente, (kJ/kg);

RAC_r - relação ar-combustível real.

A equação a seguir fornece o trabalho específico útil do ciclo:

$$W_{UTG} = \frac{(1 + RAC_r)}{(0.4118 + RAC_r)} W_{TG} - W_c \quad (4.65)$$

As massas de ar extraída do compressor para a gaseificação, de vapor necessário à gaseificação, de lenha para a produção do gás combustível e a de vapor gerado na caldeira de recuperação são obtidas das equações (4.52), (4.53), (4.54) e (4.57), respectivamente. Os demais fluxos são expressos por:

$$\dot{m}_{arc} = RAC_r \dot{m}_c \quad (4.66)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{arg} + \dot{m}_{arc} \quad (4.67)$$

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_c + \dot{m}_{arc} \quad (4.68)$$

onde:

\dot{m}_{arc} - massa de ar fornecida à câmara de combustão, (kg/s);

\dot{m}_{ar} - massa de ar na entrada do compressor, (kg/s);

\dot{m}_{gc} - massa dos gases de combustão, (kg/s).

4.4.2 - Turbina a gás com injeção de vapor

O ciclo de turbina a gás com injeção de vapor (STIG) mostrando os fluxos de massa nos componentes é ilustrado na Figura 3.2.

A massa de combustível consumida pelo ciclo será:

$$\dot{m}_c = \frac{P_{TG}}{(1 + RAC_r + RI RAC_r) W_{TG} - (0.4118 + RAC_r) W_c} \quad (4.69)$$

Nesta equação RI é a relação de injeção de vapor na câmara de combustão (Boyce, 1982, Cerri, 1987, Fraize e Kinney, 1979), sendo definida como a relação entre o número de moles de vapor injetado e número de moles de ar fornecido à câmara de combustão (ou a relação entre os fluxos de massa de vapor injetado e de ar fornecido à câmara de combustão). Esta relação está relacionada ao coeficiente de injeção de vapor da equação (4.18) pela expressão a seguir:

$$\xi_{inj} = RI \frac{M_{ar}}{M_{H_2O(v)}} \quad (4.70)$$

onde:

$M_{H_2O(v)}$ - massa molecular do vapor d'água, (kg/kgmol).

As equações expostas anteriormente, (4.52), (4.53), (4.54), (4.57), (4.66) e (4.67) permitem o cálculo das massas de ar extraída do compressor para o gaseificador, de vapor para o gaseificador, de lenha para a produção do gás combustível, do vapor gerado pela caldeira de recuperação, de ar para a câmara de combustão e da massa de ar na entrada do compressor.

A massa de vapor injetado na câmara de combustão será:

$$\dot{m}_{v_{inj}} = RI \ RAC_r \ \dot{m}_c \quad (4.71)$$

A massa dos gases de combustão:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_c + \dot{m}_{arc} + \dot{m}_{v_{inj}} \quad (4.72)$$

O trabalho específico útil:

$$W_{LTG} = \frac{(RAC_r + RI \ RAC_r + 1)}{(RAC_r + 0.4118)} W_{TG} - W_c \quad (4.73)$$

É conveniente observar que o cálculo deste ciclo é feito iterativamente, tomando-se como primeira aproximação os resultados obtidos no ciclo simples de turbina a gás. O processo é interrompido quando a massa de vapor da caldeira de recuperação calculada pela equação (4.57) obedece o seguinte critério:

$$\frac{\dot{m}_{v(i)} - \dot{m}_{v(i-1)}}{\dot{m}_{v(i-1)}} \leq DIF \quad (4.74)$$

onde:

i - i -ésima iteração;

$i - 1$ - iteração anterior à i -ésima;

DIF - diferença percentual previamente estabelecida.

4.4.3 - Turbina a gás com injeção de vapor e resfriamento intermediário

O ciclo de turbina a gás com injeção de vapor e intercooler (ISTIG), é aquele mostrado na Figura 3.3. Seu equacionamento é idêntico ao do ciclo de turbina a gás com injeção de vapor, utilizando-se evidentemente as equações com a inclusão de um intercooler, conforme exposto no item 4.3.2.

4.4.4 - Ciclo combinado: turbina a gás e turbina a vapor

O ciclo combinado é ilustrado pela Figura 3.4. A massa de combustível necessária é dada pela mesma equação do ciclo simples, o mesmo acontecendo com as demais massas.

A massa de vapor expandida na turbina a vapor é expressa por:

$$\dot{m}_{tv} = \dot{m}_v - \dot{m}_{vg} \quad (4.75)$$

O trabalho específico da turbina a gás é aquele fornecido pela equação (4.65), e o trabalho específico da turbina a vapor pela equação (4.59). Com isto, o trabalho específico do ciclo combinado é:

$$W_{ucc} = W_{utg} + W_{tv} \quad (4.76)$$

A potência total do ciclo será:

$$P_{tc} = P_{tg} + P_{tv} \quad (4.77)$$

Conforme observado no ciclo de turbina a gás com injeção de vapor, este ciclo também depende de um processo iterativo, sendo finalizado quando um critério de parada para a massa de vapor produzida pela caldeira de recuperação é alcançado.

5 - RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA

5.1 - Introdução

Este capítulo apresenta os resultados obtidos no programa computacional desenvolvido (o Anexo 3 lista as rotinas que fazem parte do programa) para a análise termodinâmica de ciclos de potência utilizando biomassa gaseificada, conforme mostrado no capítulo anterior, permitindo uma comparação energética destes ciclos. No próximo capítulo os melhores casos serão avaliados em termos econômicos.

Inicialmente apresenta-se a base de dados utilizada para a obtenção dos resultados, seguida das restrições às quais este programa computacional está sujeito, como função dos limites operacionais nos equipamentos e subsistemas. A partir daí, os resultados serão apresentados em uma seqüência de figuras e tabelas que permitem cotejar as configurações estudadas. Assim, os resultados são mostrados em termos das variações do trabalho total de compressão, do trabalho da turbina a gás, do trabalho líquido do ciclo, da eficiência da turbina a gás e da eficiência global do ciclo, e das vazões em massa de lenha e do gás combustível.

Observe-se que o trabalho específico total de compressão é o trabalho total requerido da turbina para acionar o compressor e o trabalho específico da turbina é aquele produzido pela expansão na turbina de uma massa de gás (turbina a gás) ou vapor (turbina a vapor). O trabalho específico líquido, referido à massa de ar, conforme visto no Capítulo 4, permite dar uma idéia do porte do equipamento para uma dada potência.

Com relação às eficiências, da turbina a gás e global do ciclo, sua diferença decorre da inclusão ou não da eficiência do gaseificador, entendendo-se por eficiência da turbina aquela calculada admitindo-se o gás combustível disponível na turbina a gás e por eficiência global do ciclo aquela que inclui a eficiência do gaseificador. Quanto às vazões mássicas de lenha e de gás combustível, sua apresentação auxilia na determinação expedita dos consumos de energia face à uma demanda energética dada.



5.2 - Base de dados utilizada para a análise termodinâmica

Para a obtenção dos resultados da análise termodinâmica foi utilizada uma base de dados constituída por parâmetros característicos dos ciclos simulados e passíveis de serem estimados, como as condições ambientais, ou admitidos dentro de faixas tecnologicamente viáveis, como as relações de pressão e temperaturas máximas de entrada, em coerência com o capítulo anterior.

Estes parâmetros são listados na Tabela 5.1, e correspondem às variáveis que podem ser exploradas em termos de sensibilidade de desempenho na simulação termodinâmica. Tratando de restringir os casos a avaliar no campo de situações tecnicamente interessantes, estas variáveis foram adotadas conforme mostra a Tabela 5.2. Um exemplo de entrada de dados para o programa é mostrado no Anexo 4. Observe-se que uma variável importante, a potência líquida da turbina a gás, foi adotada como 30 MW, correspondente à capacidade instalada de referência tipicamente citada para unidades desta tecnologia.

5.3 - Restrições do programa computacional

O programa computacional desenvolvido apresenta algumas restrições para o seu bom funcionamento, decorrentes de limites operacionais nos sistemas e equipamentos estudados. Visando facilitar o estudo de casos factíveis, quando tais restrições são atingidas, o programa lista na tela do computador mensagens que alertam para a inviabilidade de alguns resultados, que portanto devem ser ignorados. Estes resultados não compatíveis são também apresentados nos gráficos deste capítulo, somente para fins comparativos, empregando-se curvas tracejadas.

As restrições que fazem parte do programa são listadas a seguir:

a) Se o valor calculado para a temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação for menor que a temperatura de saturação da água, na pressão considerada, não existirá produção de vapor neste ponto;

b) Se a diferença entre a temperatura dos gases na saída da turbina a gás e a diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação, estimada, for menor que a temperatura na saída da caldeira de recuperação, deve-se diminuir o grau de superaquecimento ou a pressão de operação da caldeira de recuperação. A diferença terminal de temperatura mínima é a diferença entre a temperatura de saída da turbina a gás e a temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação;

Tabela 5.1 - Base de dados para os ciclos analisados

Situação e parâmetros básicos	Observações
1- Estado de referência - altitude local; - umidade relativa; - temperatura de bulbo seco.	Grandezas utilizadas para a determinação das condições de referência: pressão e frações molares dos componentes do ar úmido.
2 - Compressor(es) - relação de pressão; - perda de pressão na entrada; - eficiência politrópica.	Grandezas utilizadas para o equacionamento termodinâmico do(s) compressor(es).
3 - Intercooler(es) - número de intercooler(s); - perda de pressão percentual; - efetividade.	Grandezas usadas para o equacionamento termodinâmico do(s) intercooler(s) para o resfriamento do ar.
4- Composição do gás de combustão - frações molares dos componentes do gás combustível.	Grandezas para o equacionamento da combustão com excesso de ar.
5- Câmara de combustão - temperatura do gás combustível oriundo do gaseificador, na entrada da câmara; - perda de pressão percentual; - eficiência.	Grandezas usadas para o equacionamento da combustão.
6 - Turbina - temperatura máxima de entrada; - eficiência politrópica; - potência líquida gerada; - eficiência mecânica compressor/turbina.	Grandezas requeridas para o equacionamento termodinâmico da turbina a gás.
7 - Caldeira de recuperação - pressão de operação; - eficiência; - perda de pressão percentual; - temperatura de pinch-point; - diferença terminal de temperatura; - grau de superaquecimento; - temperatura da água de alimentação.	Grandezas usadas para o equacionamento termodinâmico da caldeira de recuperação.
8 - Parâmetros do ciclo - tipo de ciclo (1, 2, 3 ou 4); - relação de injeção.	Grandezas necessárias para escolha do tipo de ciclo: 1- Ciclo Simples, 2- STIG, 3- ISTIG, 4- Ciclo Combinado.
9 - Turbina a vapor - eficiência; - pressão na saída.	Grandezas para equacionamento da turbina a vapor.

Tabela 5.2 - Valores empregados na simulação dos ciclos analisados

Parâmetros básicos	Valor ou faixa considerada
- altitude local;	- nível do mar
- umidade relativa do ar;	- 70%
- temperatura de bulbo seco do ar;	- 15°C (288 K)
- relação de pressão no compressor;	- 10 a 30
- perda de pressão percentual na entrada no compressor;	- 1%
- eficiência politrópica do compressor;	- 0.89
- número de intercooler(s);	- 0 e 1
- perda de pressão percentual no intercooler;	- 1%
- efetividade do intercooler;	- 0.85
- frações molares dos componentes do gás combustível;	- 0.1572 CO, 0.1190 H ₂ , 0.1205 CO ₂ , 0.0465 CH ₄ , 0.2713 N ₂ , 0.2781 H ₂ O, 0.071 C ₂ H ₄
- temperatura do gás combustível, oriundo do gaseificador, na entrada da câmara de combustão;	- 823 K
- perda de pressão percentual na câmara de combustão;	- 3%
- eficiência da câmara de combustão;	- 0.99
- temperatura máxima de entrada da turbina a gás;	- 1000 a 1600 K
- eficiência politrópica da turbina a gás;	- 0.90
- potência líquida gerada pela turbina a gás;	- 30 MW
- eficiência mecânica compressor/turbina;	- 0.98
- pressão de operação da caldeira de recuperação;	- 5.2 MPa
- eficiência da caldeira de recuperação;	- 0.98
- perda de pressão percentual na caldeira de recuperação;	- 2%
- temperatura de pinch-point na caldeira de recuperação;	- 30°C
- diferença terminal de temperatura na caldeira de recuperação;	- 50°C
- grau de superaquecimento na caldeira de recuperação;	- 110°C
- temperatura da água de alimentação para a caldeira de recuperação;	- 300 K
- tipo de ciclo analisado;	- 1-CS, 2-STIG, 3-ISTIG, 4-CC
- relação de injeção de vapor;	- 1 a 30%
- eficiência da turbina a vapor;	- 0.85
- pressão na saída da turbina a vapor.	- 0.008 MPa

c) Se a temperatura do gás na saída da chaminé for inferior à temperatura de ponto de orvalho, o programa exibirá uma mensagem de alerta. Esta temperatura é considerada como um parâmetro de controle, não devendo ser inferior a valores nos quais exista a possibilidade de formação de condensados corrosivos (Cerri, 1987). A temperatura máxima de ponto de orvalho dos produtos, foi estimada como igual a 87°C (360 K), essencialmente devido à ausência de compostos sulfurosos nos

produtos de combustão do gás de madeira;

d) Se a massa mínima de vapor gerada na caldeira de recuperação (usada com finalidade de comparação), calculada como a soma da massa de vapor necessária à gaseificação e a massa de vapor injetado na câmara de combustão, for menor do que a massa de vapor total gerado na caldeira de recuperação calculada pela equação (4.57), o valor da relação de injeção é indicado como muito elevado;

e) Se o título do vapor no final da expansão na turbina a vapor for menor do que um valor mínimo aceitável, o programa emitirá uma mensagem. O título mínimo neste caso foi fixado em 85%;

5.4 - Resultados do programa computacional

Este item mostra para cada ciclo de potência empregando biomassa gaseificada os resultados obtidos do programa para a análise termodinâmica, apresentando-se na seqüência uma avaliação comparativa entre os ciclos estudados. Uma saída típica dos resultados do programa é apresentada no Anexo 5.

5.4.1 - Ciclo Simples

As figuras a seguir caracterizam o ciclo simples de turbina a gás utilizando biomassa gaseificada, no que se refere aos resultados citados no item 5.1. A Figura 5.1 mostra o resultado da simulação do processo de compressão do ar ambiente através da representação do trabalho requerido para o acionamento do compressor em função da relação de pressão.

A influência da relação de pressão e da temperatura de entrada da turbina a gás sobre o trabalho específico é evidenciada na Figura 5.2, onde verifica-se o aumento deste trabalho com o incremento da relação de pressão e da temperatura de entrada da turbina, temperatura esta limitada por condições metalúrgicas. As curvas tracejadas indicam restrições do programa computacional, e para o ciclo simples de turbina a gás esta restrição é do tipo b, ou seja, a diferença entre a temperatura dos gases na saída da turbina a gás e a diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação é menor que a temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação.

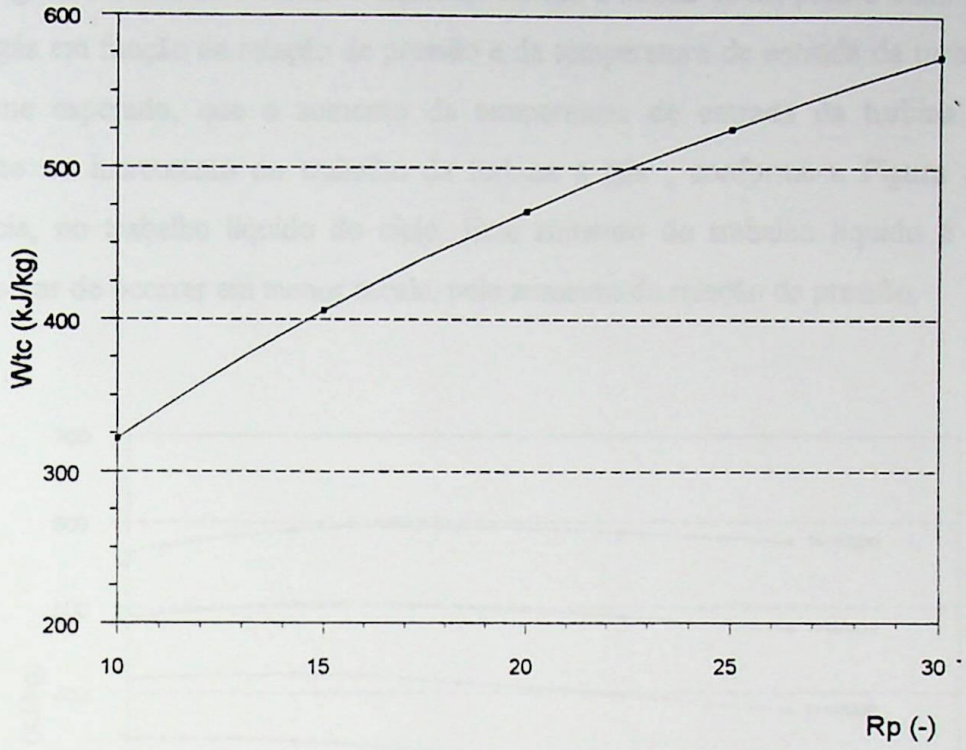


Figura 5.1 - Trabalho total de compressão para o ciclo simples

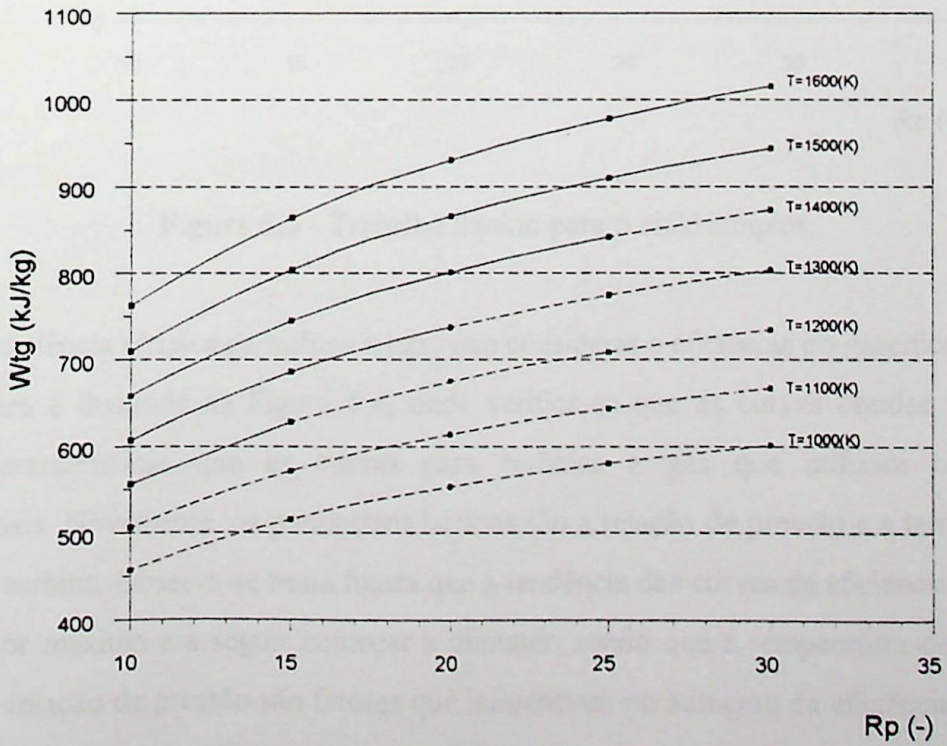


Figura 5.2 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo simples

A Figura 5.3 mostra o trabalho líquido, referido à massa de ar, para o ciclo simples de turbinas a gás em função da relação de pressão e da temperatura de entrada da turbina. Nota-se, conforme esperado, que o aumento da temperatura de entrada da turbina influencia grandemente no incremento do trabalho da turbina a gás, conforme a Figura 5.2, e em consequência, no trabalho líquido do ciclo. Este aumento do trabalho líquido é verificado também, apesar de ocorrer em menor escala, pelo aumento da relação de pressão.

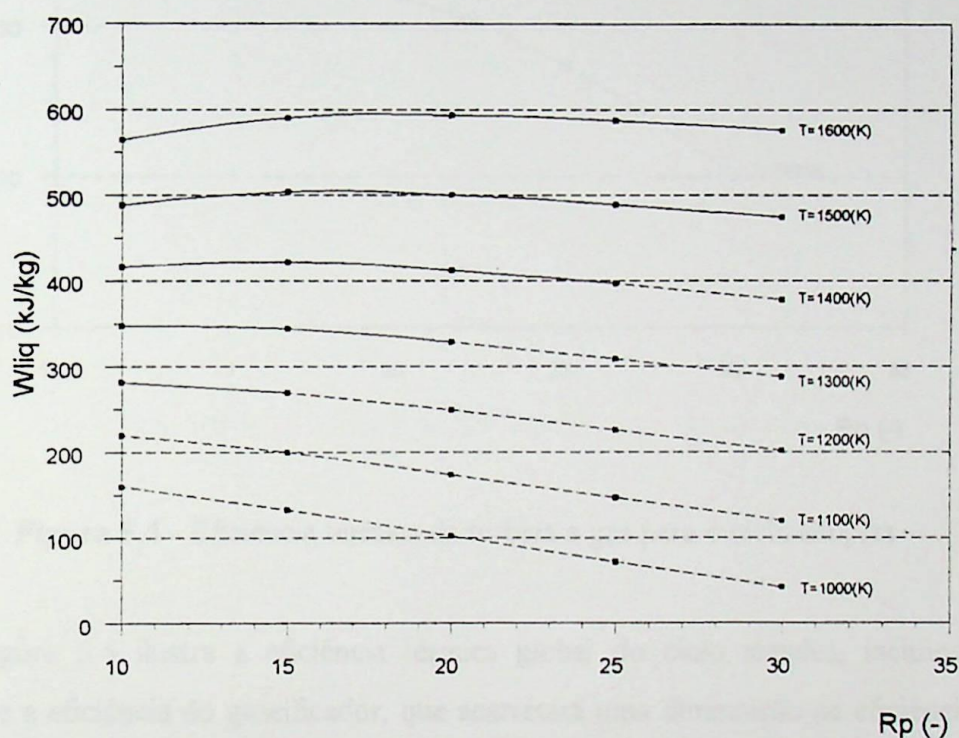


Figura 5.3 - Trabalho líquido para o ciclo simples

A eficiência térmica da turbina a gás, sem considerar a eficiência do gaseificador, para o ciclo simples é ilustrada na Figura 5.4, onde verifica-se que as curvas obtidas possuem as mesmas características que as curvas para turbinas a gás que utilizam combustíveis convencionais. Novamente, os parâmetros básicos são a relação de pressão e a temperatura de entrada da turbina. Observa-se nesta figura que a tendência das curvas de eficiência é aumentar até um valor máximo e a seguir começar a diminuir, sendo que a temperatura de entrada da turbina e a relação de pressão são fatores que influenciam no aumento da eficiência da turbina. O asterisco na curva para T=1400 K e relação de pressão igual a 30, bem como os demais asteriscos que aparecem nas figuras, indicam que neste ponto não é possível a operação do sistema, devido à restrição b, nas condições dadas de requerimentos de vapor e ar de

gaseificação.

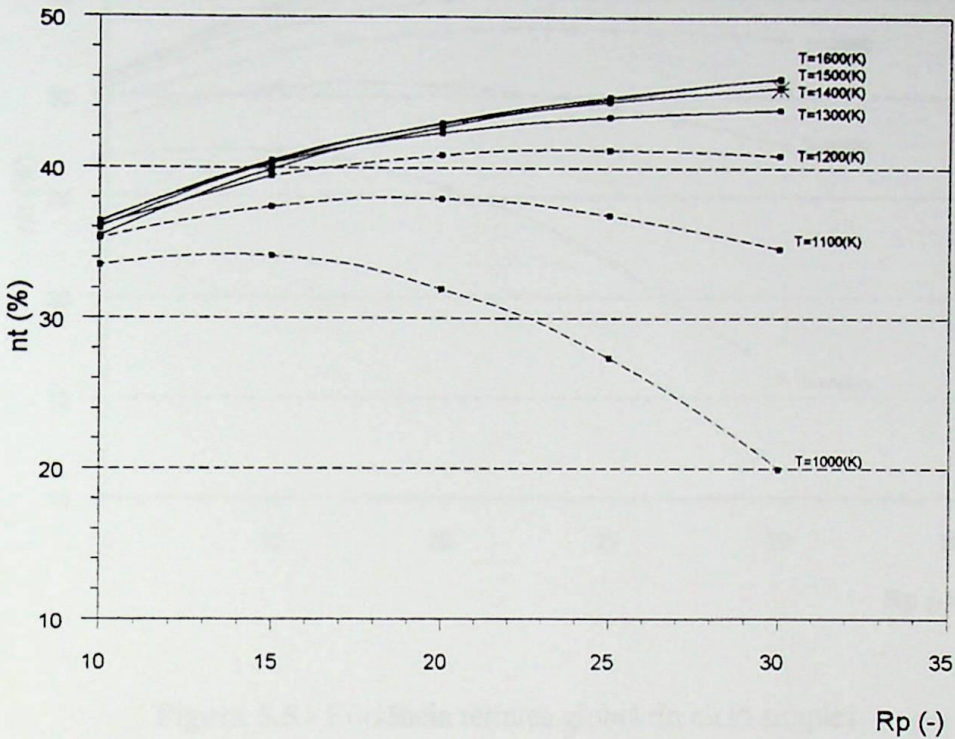


Figura 5.4 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo simples.

A Figura 5.5 ilustra a eficiência térmica global do ciclo simples, incluindo agora indiretamente a eficiência do gaseificador, que acarretará uma diminuição na eficiência global. Larson e Willians (1990) apresentam uma eficiência de gaseificação de biomassa, sobre o poder calorífico superior, de 0,772, sendo que o ciclo BIG/STIG por eles apresentado possui uma eficiência térmica da turbina a gás de 0,421 e uma eficiência térmica global de 0,325.

As vazões mássicas de lenha e de gás combustível são ilustradas nas Figuras 5.6 e 5.7, respectivamente. Verifica-se nestas figuras que a vazão em massa de lenha e de combustível diminui em decorrência do aumento da temperatura, para temperaturas superiores a 1200 K, uma vez que a eficiência térmica aumenta. Analisando estas duas figuras e aquelas referentes à eficiência térmica observa-se que, coerentemente, a vazão em massa varia em sentido inverso ao das eficiências, ou seja, quanto maior a eficiência do ciclo menor será a vazão de lenha e gás combustível consumido, sendo que estas variam de 5 a 13 kg/s e de 12 a 29 kg/s, respectivamente. Os maiores valores obtidos para as vazões de gás combustível em relação a lenha deve-se, como visto anteriormente, ao fato de que a gaseificação considerada necessita de ar comprimido e vapor para a produção do gás combustível.

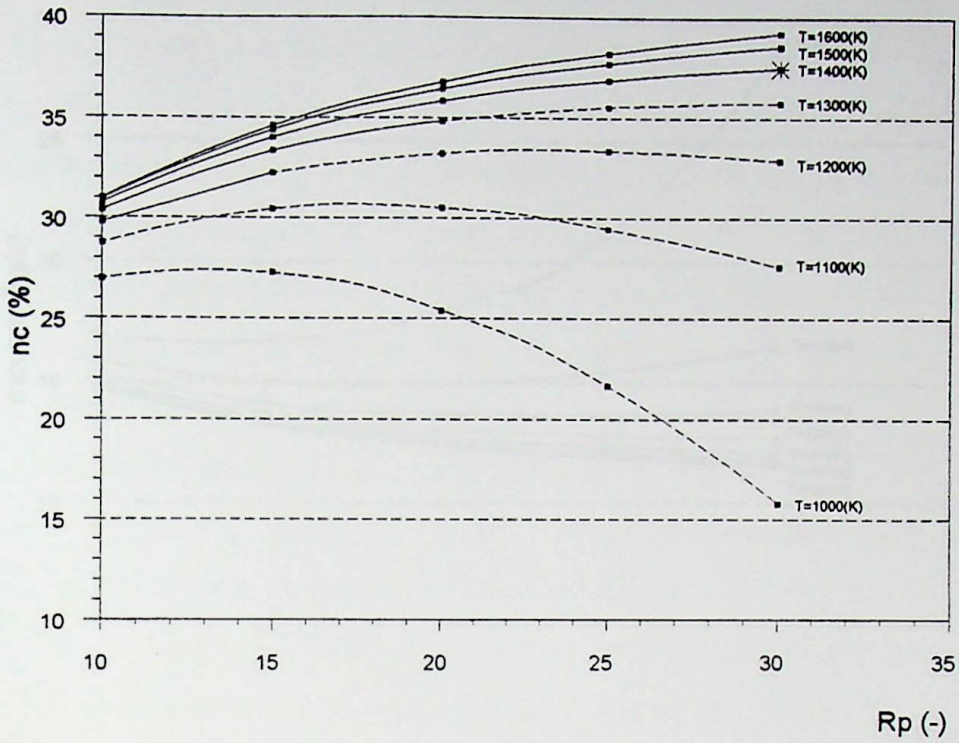


Figura 5.5 - Eficiência térmica global do ciclo simples

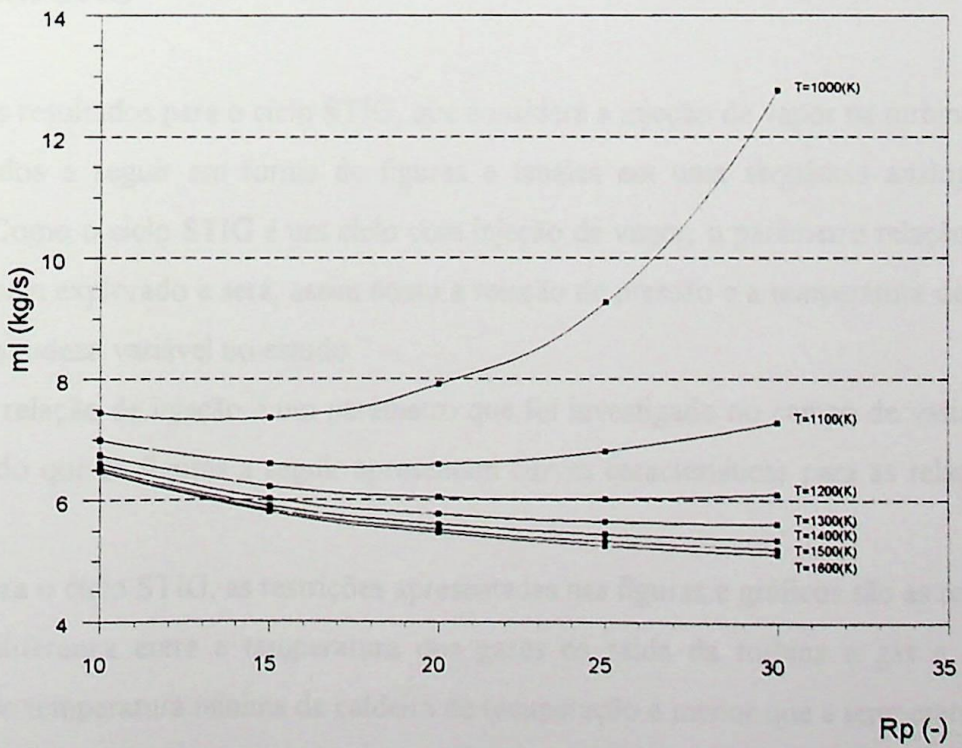


Figura 5.6 - Vazão em massa de lenha no ciclo simples

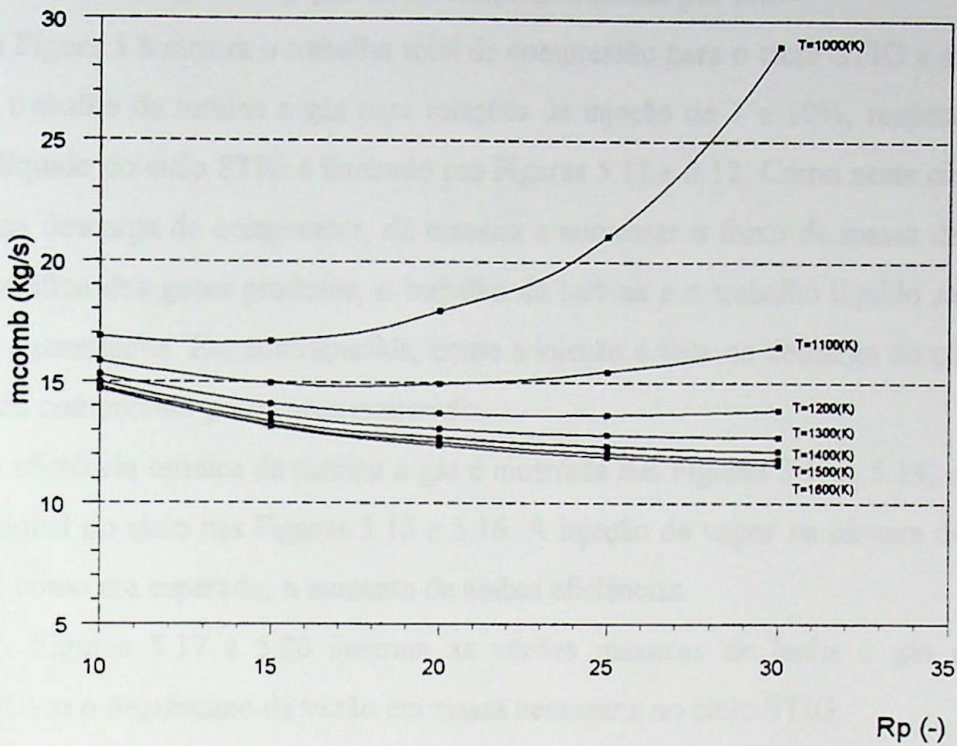


Figura 5.7 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo simples

5.4.2 - Ciclo STIG

Os resultados para o ciclo STIG, que considera a injeção de vapor na turbina a gás, são apresentados a seguir em forma de figuras e tabelas em uma seqüência análoga ao ciclo simples. Como o ciclo STIG é um ciclo com injeção de vapor, o parâmetro relação de injeção deve ser bem explorado e será, assim como a relação de pressão e a temperatura de entrada da turbina, grandeza variável no estudo.

A relação de injeção é um parâmetro que foi investigado no campo de variação de 1 a 30%, sendo que as figuras a seguir apresentam curvas características para as relações de 1 e 10%.

Para o ciclo STIG, as restrições apresentadas nas figuras e gráficos são as restrições:

- diferença entre a temperatura dos gases na saída da turbina a gás e a diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação é menor que a temperatura na saída da caldeira de recuperação, representada nas tabelas por um *;
- temperatura do gás na saída da chaminé é inferior à temperatura de ponto de orvalho, representada por um #);

- valor da relação de injeção muito alto, representada por um ∞ .

A Figura 5.8 mostra o trabalho total de compressão para o ciclo STIG e as Figuras 5.9 e 5.10 o trabalho da turbina a gás para relações de injeção de 1 e 10%, respectivamente. O trabalho líquido do ciclo STIG é ilustrado nas Figuras 5.11 e 5.12. Como neste ciclo o vapor é injetado na descarga do compressor, de maneira a aumentar o fluxo de massa da turbina e o calor específico dos gases produtos, o trabalho da turbina e o trabalho líquido são, conforme esperado aumentados. Em contrapartida, como a injeção é feita na descarga do compressor, o trabalho de compressão permanece inalterado.

A eficiência térmica da turbina a gás é mostrada nas Figuras 5.13 a 5.14, e a eficiência térmica global do ciclo nas Figuras 5.15 e 5.16. A injeção de vapor na câmara de combustão confirma, como era esperado, o aumento de ambas eficiências.

As Figuras 5.17 a 5.20 ilustram as vazões mássicas de lenha e gás combustível, observando-se o decréscimo da vazão em massa necessária no ciclo STIG.

O efeito da variação da relação de injeção de vapor sobre os principais parâmetros de desempenho e capacidade do ciclo está sintetizado nas Tabelas 5.3 a 5.8.

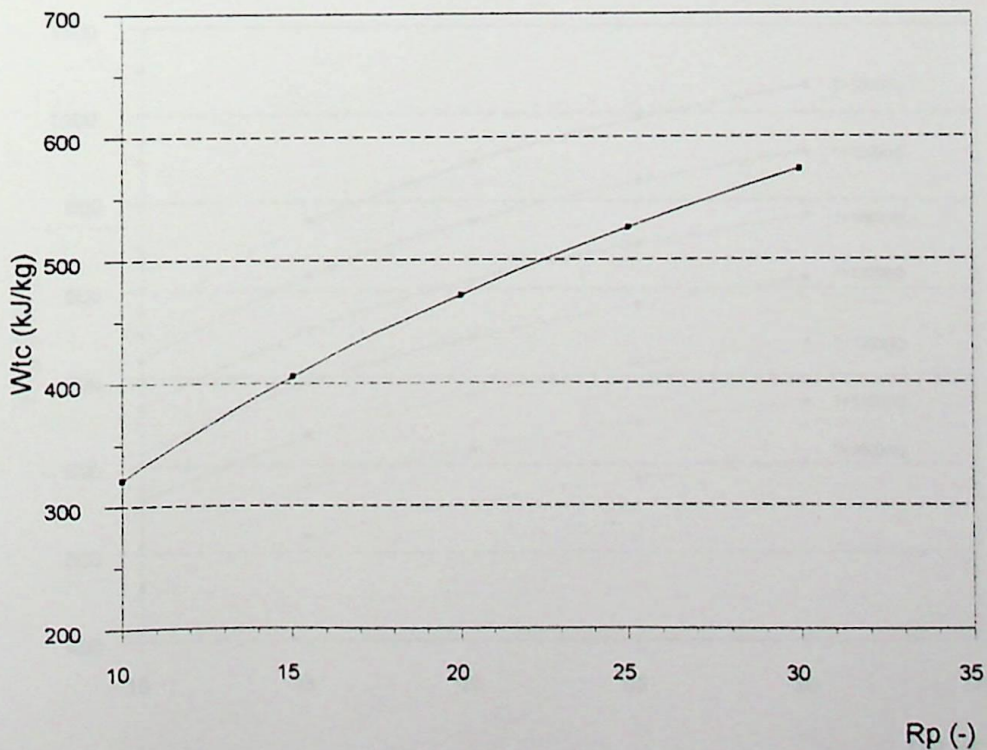


Figura 5.8 - Trabalho total de compressão para o ciclo STIG

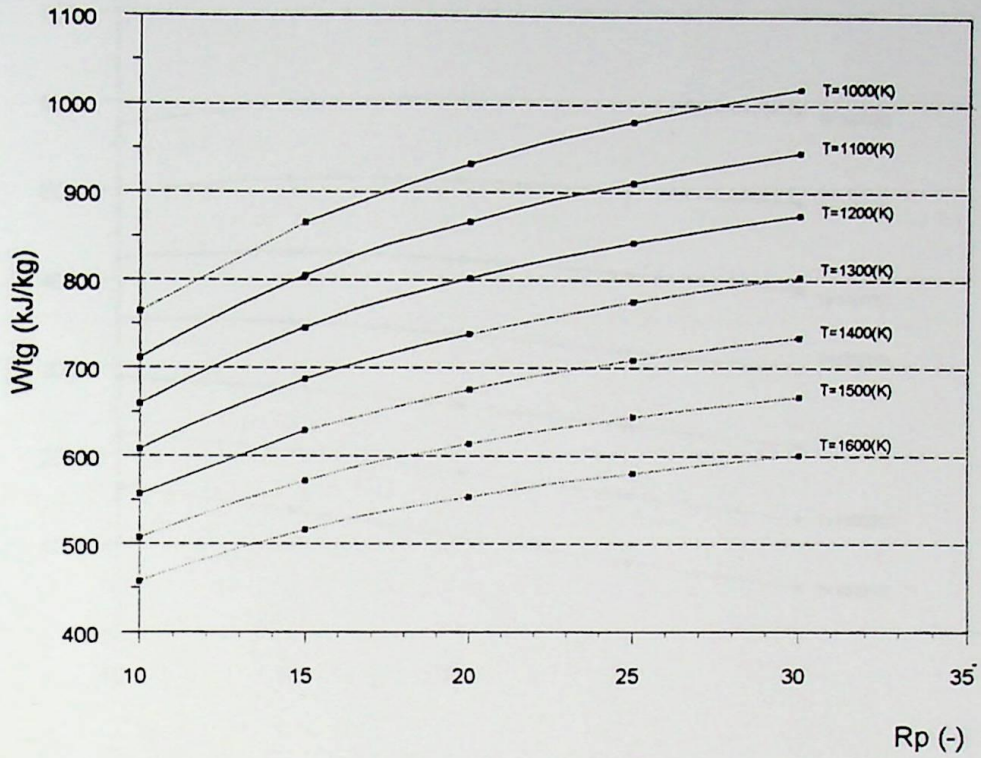


Figura 5.9 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%

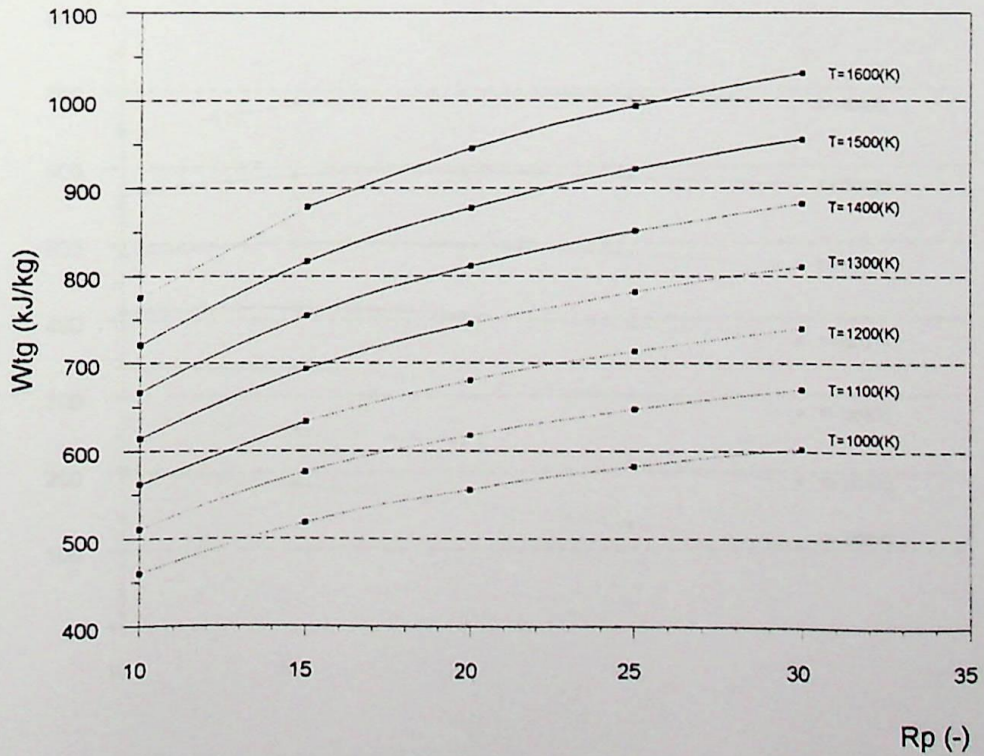


Figura 5.10 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 10%

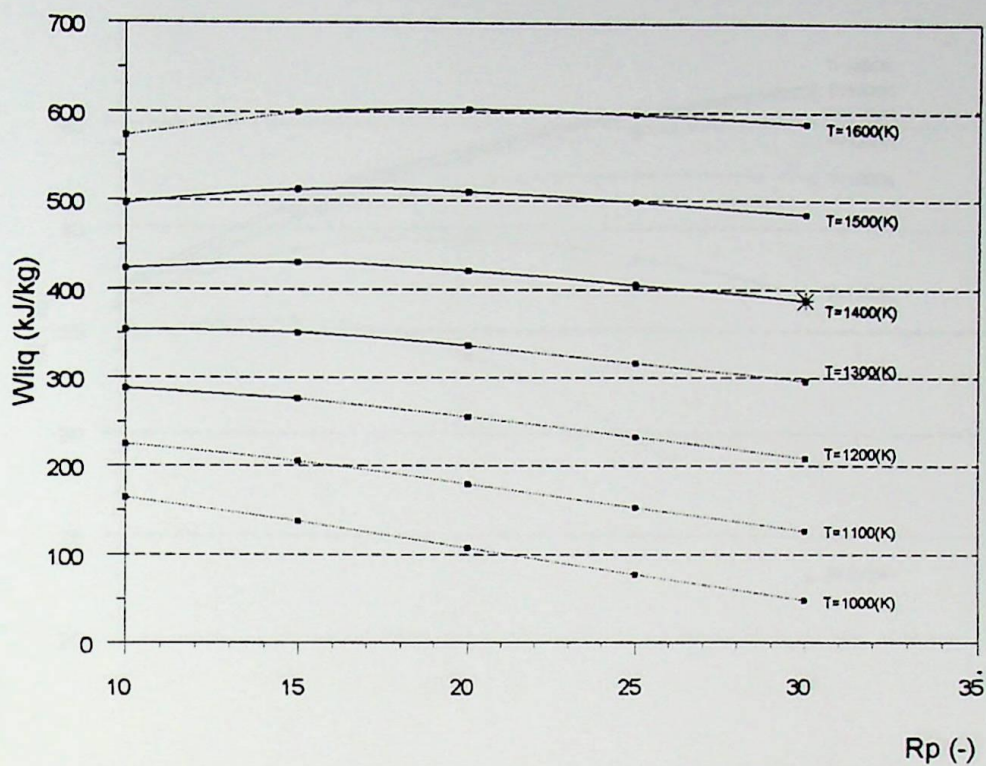


Figura 5.11 - Trabalho líquido para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%

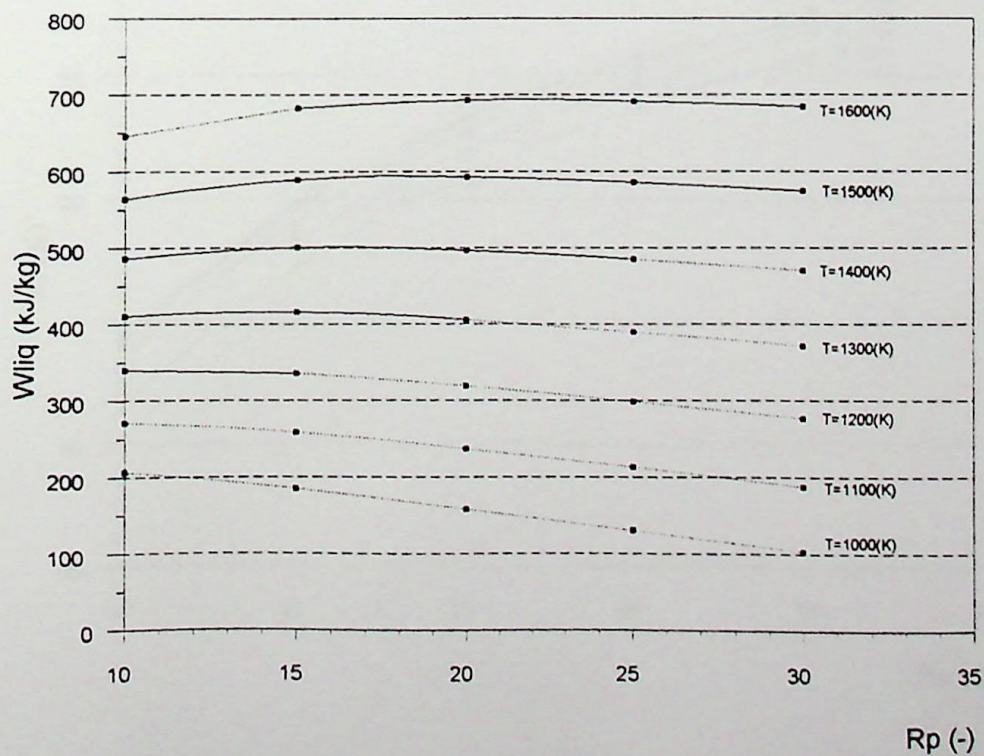


Figura 5.12 - Trabalho líquido para o ciclo STIG com relação de injeção de 10%

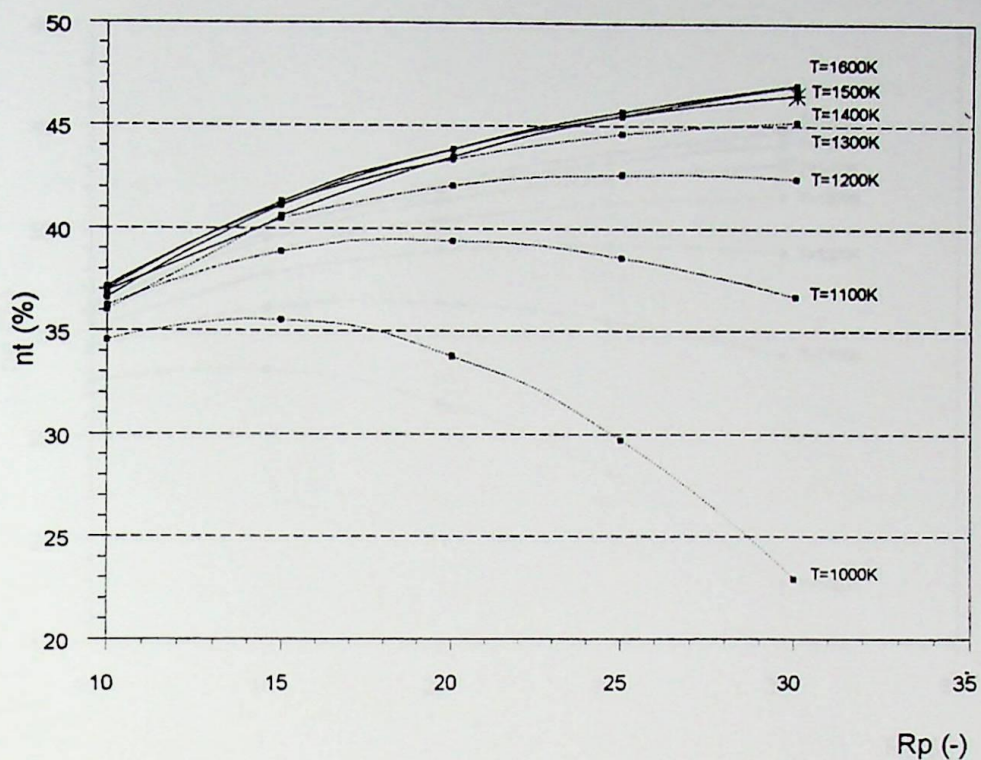


Figura 5.13 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 1%

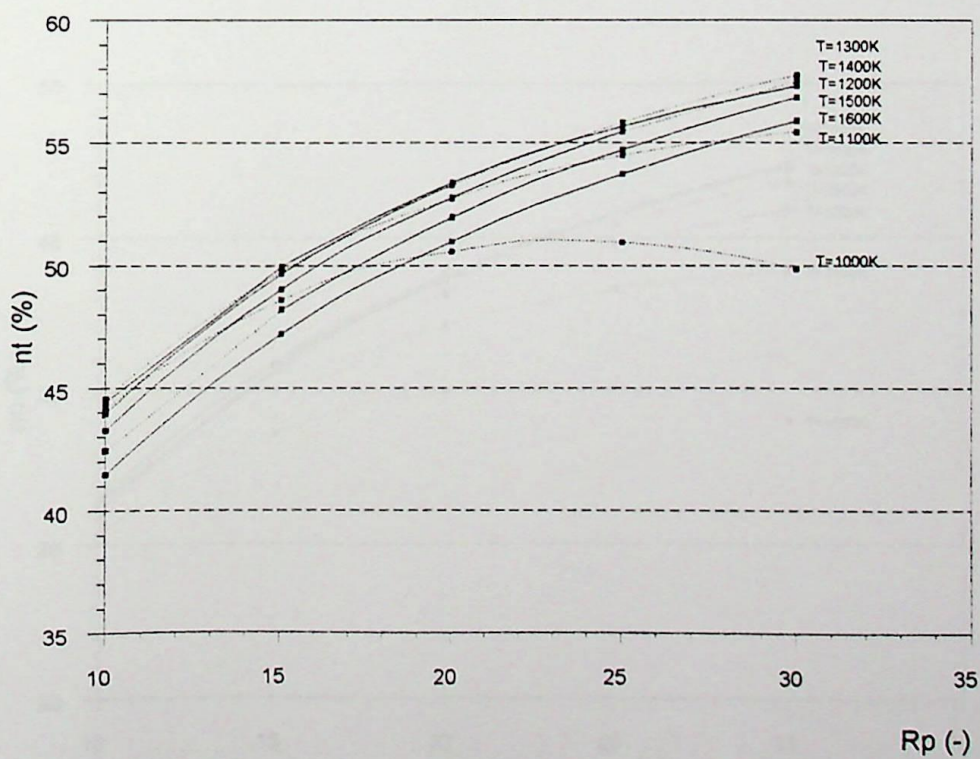


Figura 5.14 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo STIG com relação de injeção de 10%

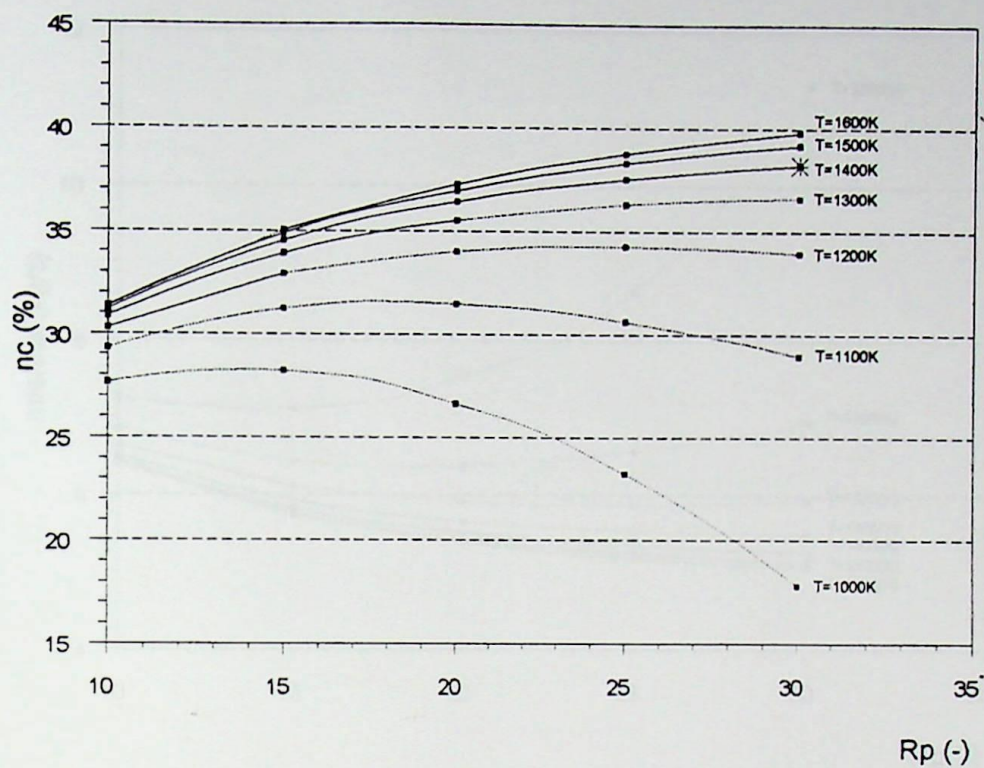


Figura 5.15 - Eficiência térmica global do ciclo STIG com relação de injeção de 1%

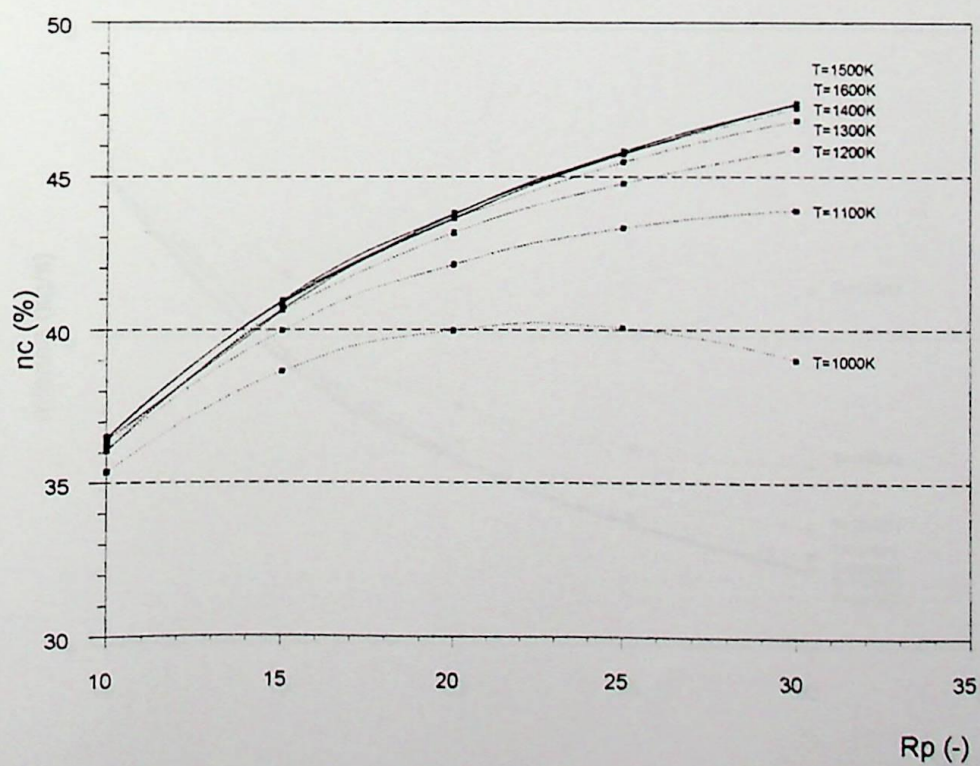


Figura 5.16 - Eficiência térmica global do ciclo STIG com relação de injeção de 10%

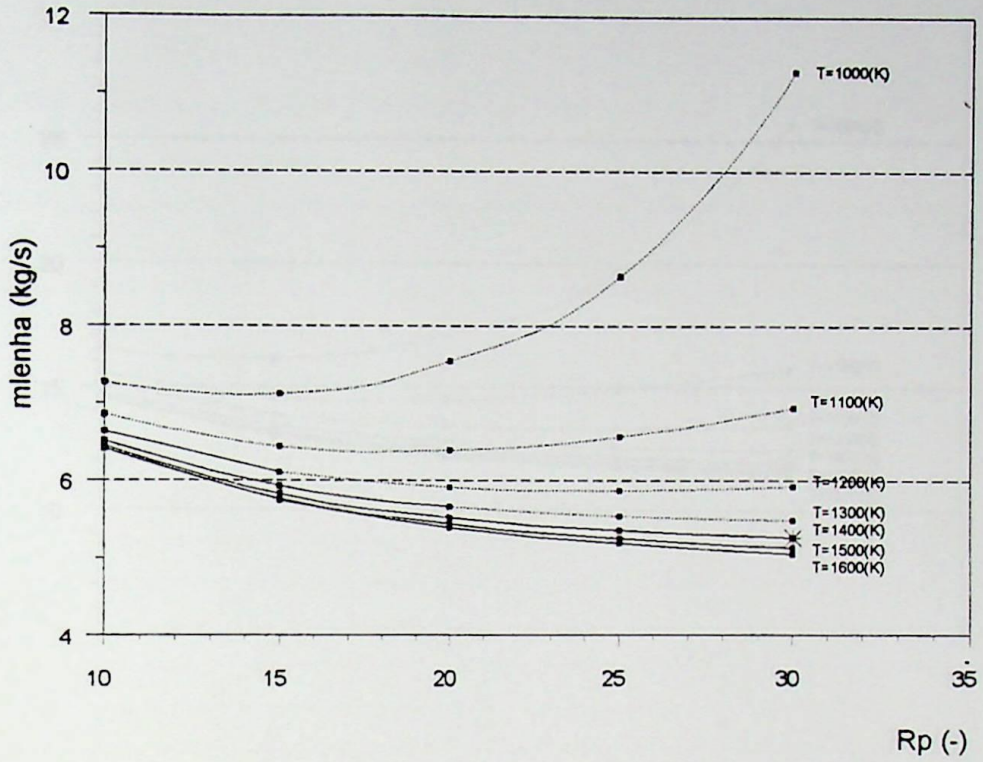


Figura 5.17 - Vazão em massa de lenha no ciclo STIG com relação de injeção de 1%

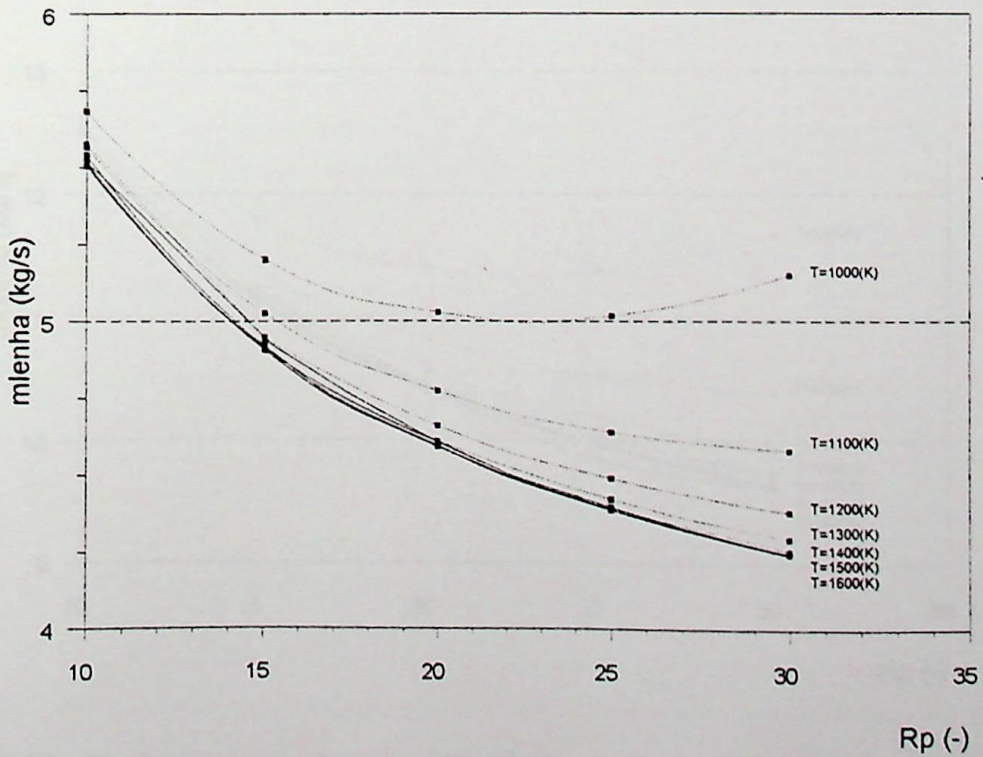


Figura 5.18- Vazão em massa de lenha no ciclo STIG com relação de injeção de 10%

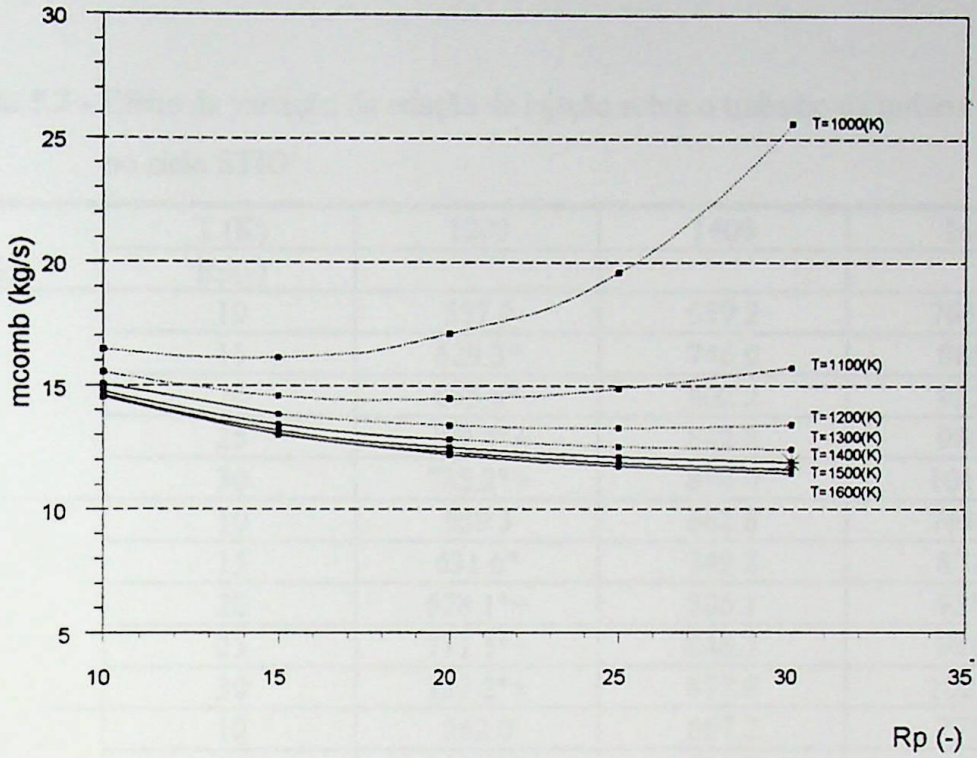


Figura 5.19 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo STIG com relação de injeção de 1%

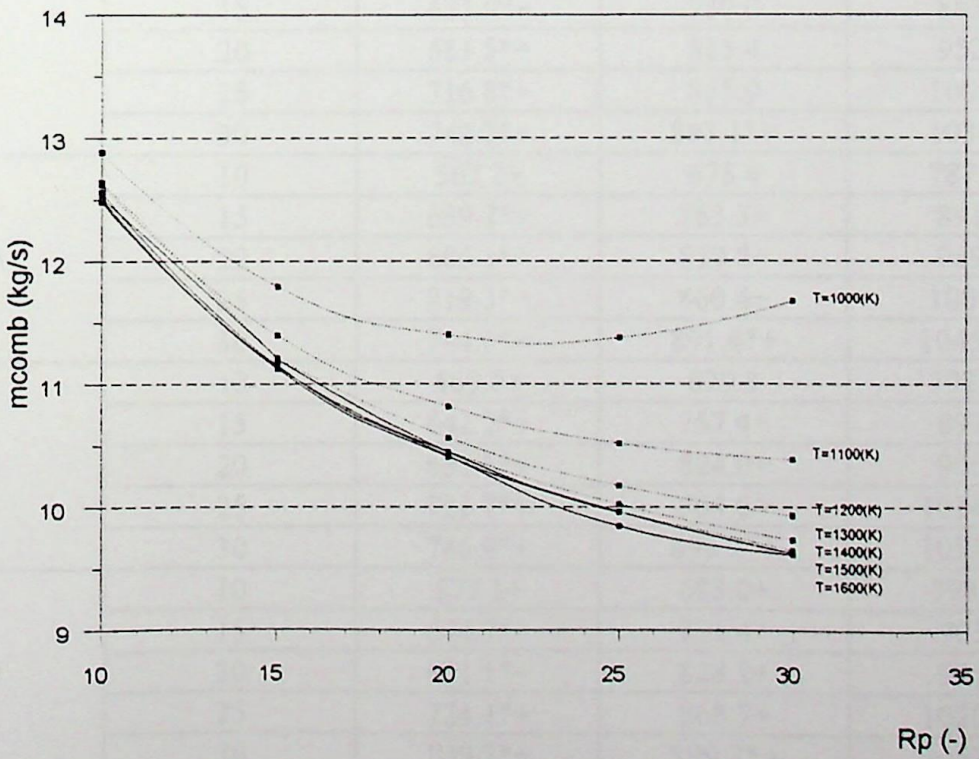


Figura 5.20 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo STIG com relação de injeção de 10%

Tabela 5.3 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho da turbina a gás no ciclo STIG¹

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	557.0	659.2	763.7#
	15	629.3*	746.0	865.9
	20	675.8*	802.2	932.3
	25	709.4*+	842.8	980.4
	30	735.2*+	874.0	1017.6
5	10	559.3	662.8	769.1#
	15	631.6*	749.8	871.7
	20	678.1*+	806.1	938.3
	25	711.5*+	846.7	986.6
	30	737.2*+	877.9	1023.7
10	10	562.0	667.2	775.4
	15	634.3*+	754.5	878.6
	20	680.8*+	810.8	945.6
	25	714.2*+	851.4+	993.9
	30	739.8*+	882.6*+	1031.2
15	10	564.6+	671.3	781.5#
	15	637.0*+	759.0	885.3
	20	683.5*+	815.4	952.5
	25	716.8*+	855.9	1001.0
	30	742.2*+	887.1*+	1038.3
20	10	567.2+	675.4	787.3#
	15	639.7*+	763.3+	891.7
	20	686.1*+	819.8+	959.1
	25	719.3*+	860.4+	1007.7
	30	744.6*+	891.4*+	1045.0+
25	10	569.7+	679.3	792.9#
	15	642.2*+	767.4+	897.8
	20	688.6*+	824.0+	965.5
	25	721.7*+	864.6+	1014.2+
	30	746.9*+	895.7*+	1051.6+
30	10	572.1+	683.0+	798.3#
	15	644.7*+	771.4+	903.6
	20	691.1*+	828.2+	971.6
	25	724.1*+	868.7+	1020.5+
	30	749.2*+	899.7*+	1057.9+

¹Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.4 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho líquido no ciclo STIG²

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	287.6	423.1	572.9#
	15	276.6*	429.9	599.8
	20	256.2*	420.7	603.6
	25	232.9*+	405.4	597.5
	30	208.9*+	387.4*	586.5
5	10	310.8	450.8	605.4#
	15	302.7*	461.2	636.6
	20	284.2*+	454.4	643.2
	25	262.2*+	440.7	639.1
	30	239.2*+	424.0	629.6
10	10	339.9	485.7	646.3
	15	335.6*+	500.7	683.0
	20	319.3*+	496.7	693.0
	25	298.9*+	485.1+	691.4
	30	277.2*+	469.9*+	684.0
15	10	369.2+	520.9	687.5
	15	368.6*+	540.4	729.7
	20	354.6*+	539.3+	743.3
	25	335.9*+	529.8+	744.2
	30	315.5*+	516.2*+	738.6
20	10	398.7+	556.4	729.0#
	15	401.8*+	580.4+	776.7
	20	390.2*+	582.3+	793.8
	25	373.1*+	574.8+	797.3
	30	353.9*+	562.8*+	793.7+
25	10	428.4+	592.0	770.8#
	15	435.2*+	620.7+	824.1
	20	425.9*+	625.5+	844.8
	25	410.5*+	620.0+	850.8+
	30	392.4*+	609.6*+	849.2+
30	10	458.2+	627.9+	812.8#
	15	468.7*+	661.2+	871.7
	20	461.8*+	668.9+	896.0
	25	448.0*+	665.6+	904.6+
	30	431.2*+	656.7*+	904.9+

²Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.5 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência da turbina a gás no ciclo STIG³

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	36.9	37.0	36.0#
	15	40.5*	41.3	40.6
	20	42.1*	43.8	43.5
	25	42.6*+	45.5	45.5
	30	42.4*+	46.5*	46.9
5	10	40.2	39.7	39.2#
	15	44.6*	44.7	43.5
	20	47.0*+	47.7	46.7
	25	48.4*+	49.8	49.1
	30	48.9*+	51.3*	50.9
10	10	44.4	43.3	41.5
	15	49.9*+	49.0	47.2
	20	53.6*+	52.7	50.9#
	25	55.6*+	55.4+	53.7
	30	57.3*+	57.5*+	55.9
15	10	48.7+	46.9	44.6#
	15	55.4*+	53.4	51.0
	20	59.8*+	57.8+	55.3
	25	63.1*+	61.1+	58.5
	30	65.8*+	63.8*+	61.0
20	10	53.1+	50.6	47.8
	15	60.9*+	58.0+	54.8
	20	66.4*+	63.1+	59.7
	25	70.8*+	67.0+	63.3
	30	74.5*+	70.2*+	66.3+
25	10	57.6+	54.4	51.1#
	15	66.6*+	62.6+	58.8
	20	73.1*+	68.5+	64.2
	25	78.6*+	73.5+	68.3+
	30	83.4*+	76.8*+	71.7+
30	10	62.1+	58.2+	54.5#
	15	72.4*+	67.4+	62.9
	20	80.0*+	95.4+	71.3
	25	86.5*+	79.1+	73.4+
	30	92.4*+	83.5*+	77.3+

³Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.6 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência global no ciclo STIG⁴

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	30.3	31.1	31.4#
	15	32.9*	34.5	35.0
	20	34.0*	36.4	37.3
	25	34.3*+	37.5	38.7
	30	33.9*+	38.2*	39.8
5	10	32.9	33.5	33.4#
	15	36.3*	37.3	37.5
	20	38.0*+	39.6	40.0
	25	38.9*+	41.1	41.8
	30	39.2*+	42.2*	43.1
10	10	36.4	36.4	36.0#
	15	40.6*+	40.9	40.6
	20	43.1*+	43.7	43.6
	25	44.8*+	45.7+	45.7
	30	45.8*+	47.2*+	47.3
15	10	39.9+	39.4	38.7#
	15	45.0*+	44.6	43.9
	20	48.4*+	48.0+	47.3
	25	50.8*+	50.5+	49.7
	30	52.7*+	52.4*+	51.6
20	10	43.5+	42.5	41.5#
	15	49.6*+	48.4+	47.2
	20	53.7*+	52.3+	51.0
	25	56.9*+	55.3+	53.8
	30	59.7*+	57.7*+	56.1+
25	10	47.1+	45.7	44.3#
	15	54.1*+	52.2+	50.6
	20	59.1*+	56.7+	54.8
	25	63.3*+	60.3+	58.0+
	30	66.8*+	63.1*+	60.6+
30	10	50.9+	48.9+	47.1#
	15	58.9*+	56.2+	54.0
	20	64.7*+	61.3+	58.7
	25	69.6*+	65.3+	62.4+
	30	74.1*+	68.7*+	65.3+

⁴Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.7 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de lenha no ciclo STIG⁵

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	6.634	6.445	6.409#
	15	6.104*	5.819	5.734
	20	5.909*	5.519	5.392
	25	5.866*+	5.353	5.185
	30	5.921*+	5.257*	5.048
5	10	6.093	6.001	6.014#
	15	5.535*	5.380	5.357
	20	5.285*+	5.069	5.017
	25	5.169*+	4.883	4.806
	30	5.128*+	4.764*	4.661
10	10	5.519	5.515	5.575#
	15	4.946*+	4.907	4.941
	20	4.658*+	4.590	4.607
	25	4.488*+	4.391	4.395
	30	4.380*+	4.254*+	4.245
15	10	5.034+	5.094	5.188#
	15	4.461*+	4.502	4.578
	20	4.154*+	4.185+	4.251
	25	3.956*+	3.981+	4.040
	30	3.812*+	3.834*+	3.889
20	10	4.620+	4.724	4.843#
	15	4.055*+	4.152+	4.257
	20	3.741*+	3.839+	3.939
	25	3.528*+	3.633+	3.732
	30	3.366*+	3.482*+	3.582+
25	10	4.262+	4.398	4.536#
	15	3.710*+	3.846+	3.972
	20	3.396*+	3.540+	3.665
	25	3.177*+	3.335+	3.462+
	30	3.007*+	3.183*+	3.314+
30	10	3.949+	4.108+	4.259#
	15	3.414*+	3.576+	3.718
	20	3.104*+	3.279+	3.421
	25	2.885*+	3.078+	3.223+
	30	2.712*+	2.926*+	3.078+

⁵Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.8 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de gás combustível no ciclo STIG⁶

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	15.044	14.616	14.532#
	15	13.841*	13.196	13.003
	20	13.400*	12.515	12.227
	25	13.202*+	12.138	11.758
	30	13.427*+	11.922*	11.448
5	10	13.817	13.608	13.637#
	15	12.550*	12.200	12.147
	20	11.985*+	11.493	11.376
	25	11.720*+	11.073	10.898
	30	11.629*+	10.802*	10.570
10	10	12.515	12.506	12.642#
	15	11.215*+	11.128	11.205
	20	10.563*+	10.408	10.446
	25	10.177*+	9.957+	9.965
	30	9.933*+	9.646*+	9.627
15	10	11.416+	11.550	11.764
	15	10.116*+	10.209	10.380
	20	9.420*+	9.491+	9.639
	25	8.970*+	9.026	9.161
	30	8.644*+	8.693*+	8.820
20	10	10.476*+	10.712	10.983#
	15	9.195*+	9.414+	9.653
	20	8.483*+	8.706+	8.933
	25	8.000*+	8.238+	8.463
	30	7.633*+	7.895*+	8.122+
25	10	9.664+	9.973	10.285#
	15	8.413*+	8.720+	9.007
	20	7.701*+	8.027+	8.310
	25	7.205*+	7.563+	7.850+
	30	6.819*+	7.217*+	7.514+
30	10	8.955+	9.316+	9.658#
	15	7.741*+	8.110+	8.431
	20	7.038*+	7.435+	7.756
	25	6.542*+	6.979+	7.309+
	30	6.149*+	6.636*+	6.980+

⁶Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

5.4.3 - Ciclo ISTIG

As figuras e tabelas que são mostradas a seguir caracterizam o ciclo ISTIG, que é um ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário no compressor. As restrições para este ciclo são as mesmas do ciclo STIG.

A Figura 5.21 ilustra o trabalho total de compressão para o ciclo ISTIG, e as Figuras 5.22 e 5.23 o trabalho da turbina a gás. O trabalho líquido é referido nas Figuras 5.24 e 5.25. Nota-se nestas figuras que devido ao resfriamento do ar de compressão, o trabalho total requerido pelo compressor é diminuído, aumentando-se desta forma o trabalho líquido do ciclo.

A eficiência térmica da turbina a gás é mostrada nas Figuras 5.26 e 5.27, e a eficiência térmica global nas Figuras 5.28 e 5.29. Observa-se destas figuras que as eficiências ficam em patamares semelhantes ao do ciclo STIG.

As massas de lenha e de gás combustível são mostradas nas Figuras 5.30 a 5.33, que enfatizam o decréscimo da vazão com o aumento da relação de injeção, da relação de pressão e da temperatura.

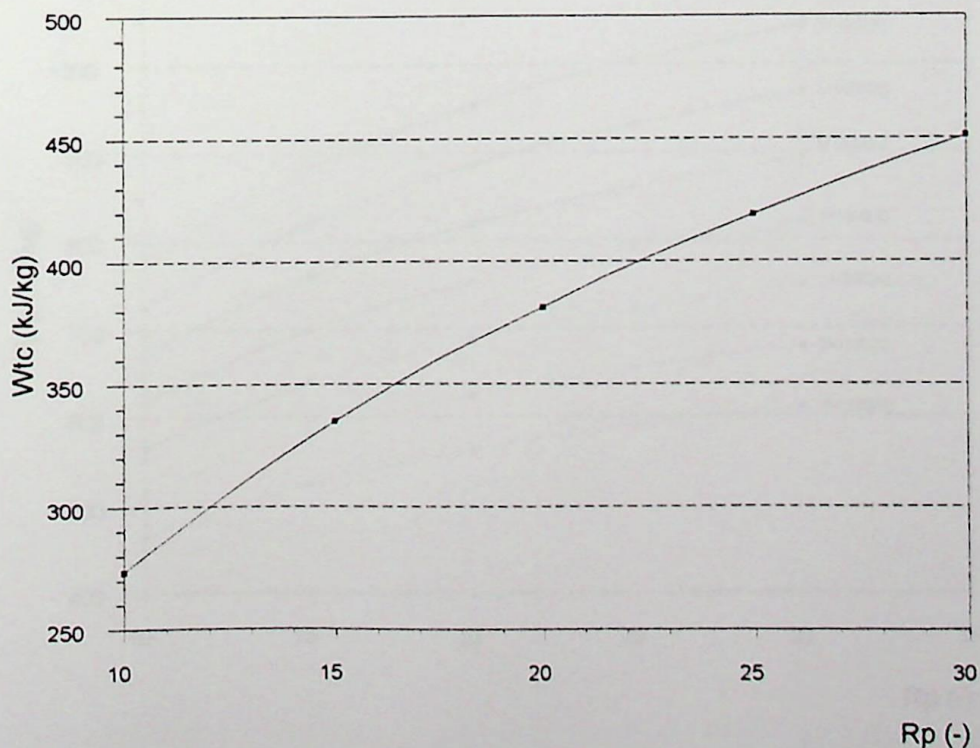


Figura 5.21 - Trabalho total de compressão para o ciclo ISTIG

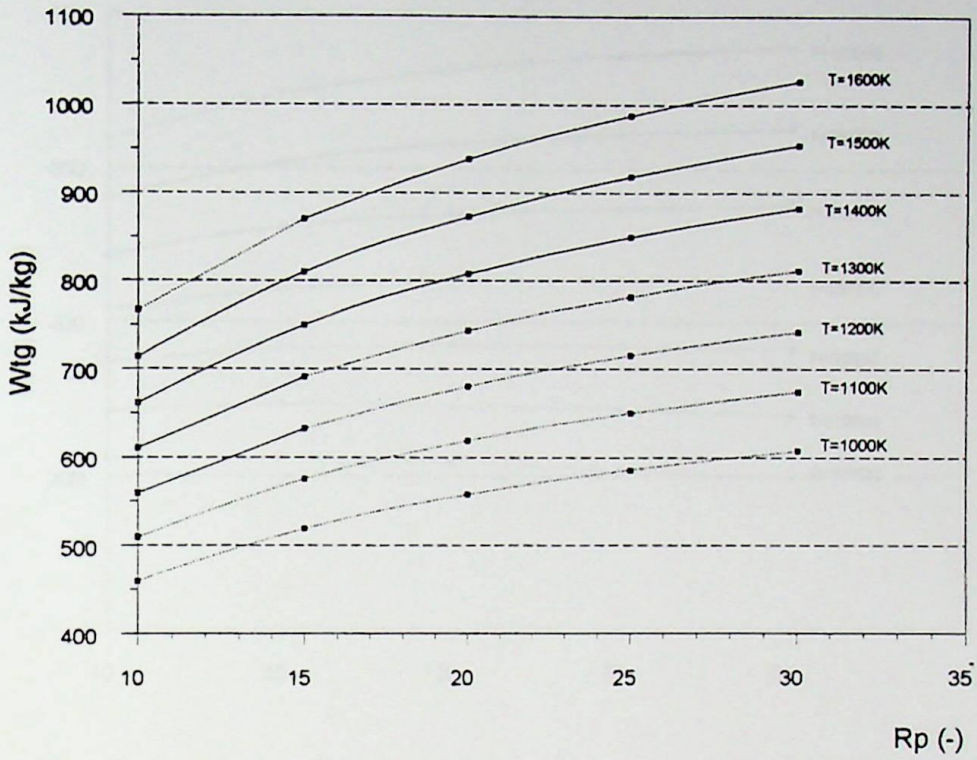


Figura 5.22 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%

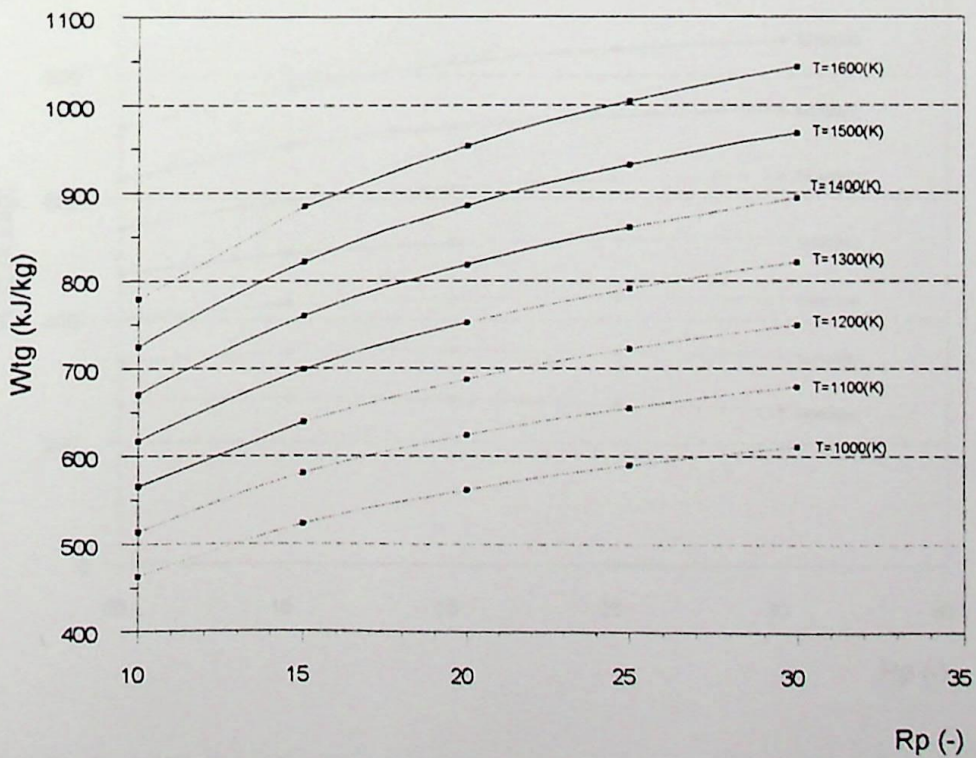


Figura 5.23 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%

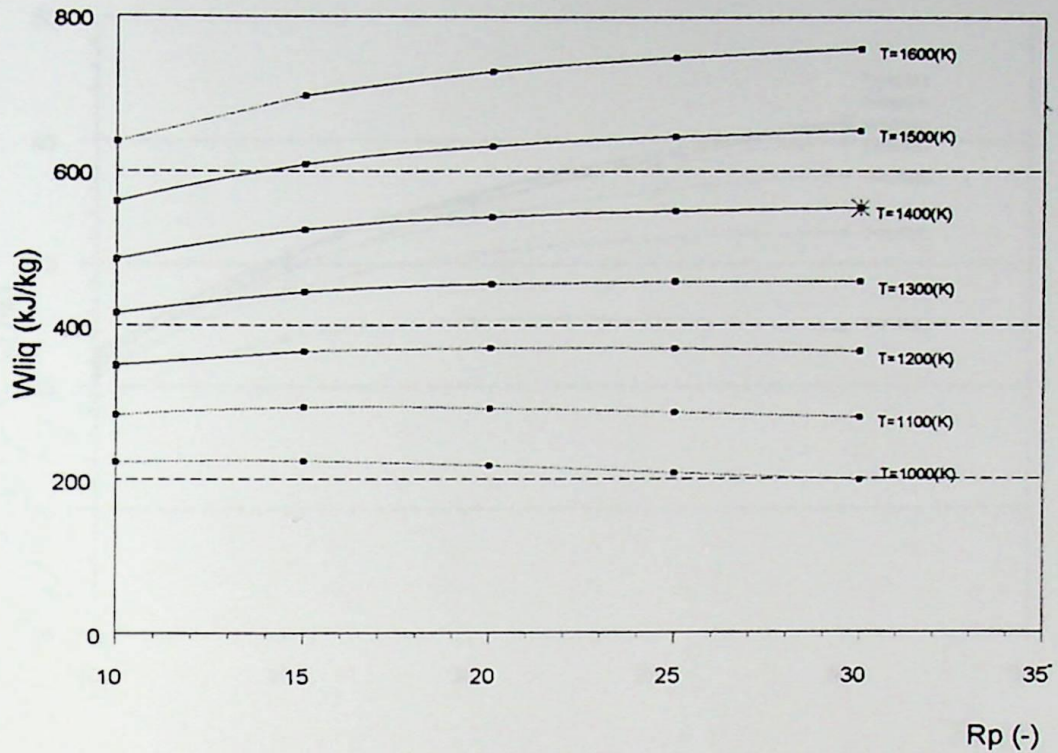


Figura 5.24 - Trabalho líquido da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%

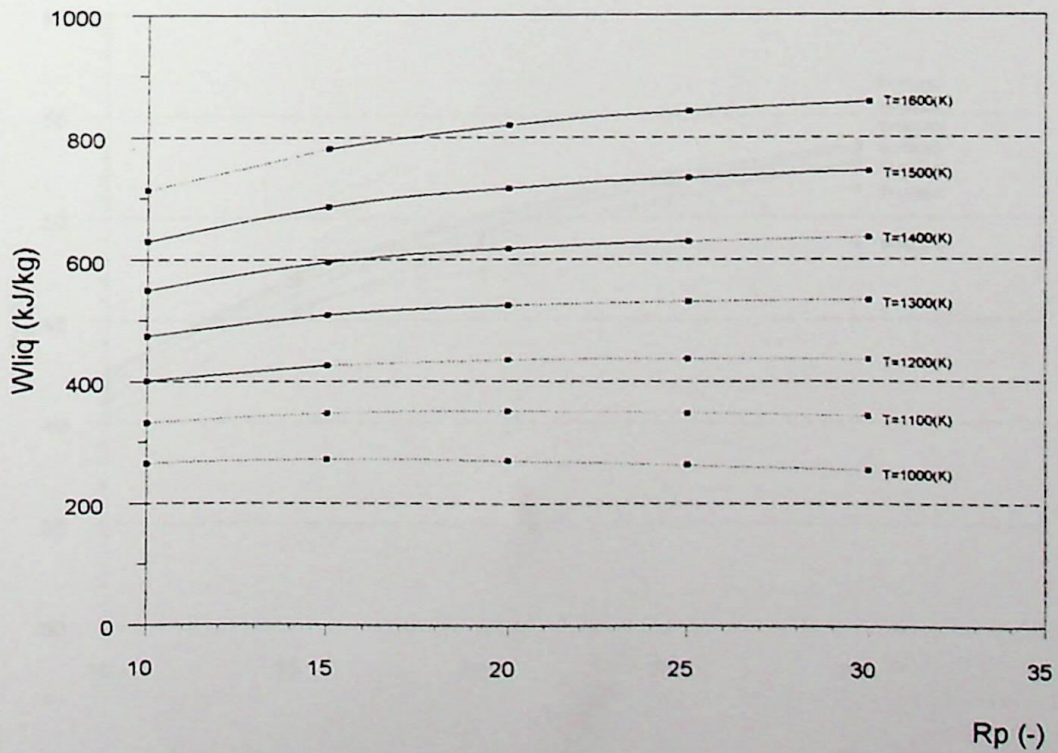


Figura 5.25 - Trabalho líquido da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%

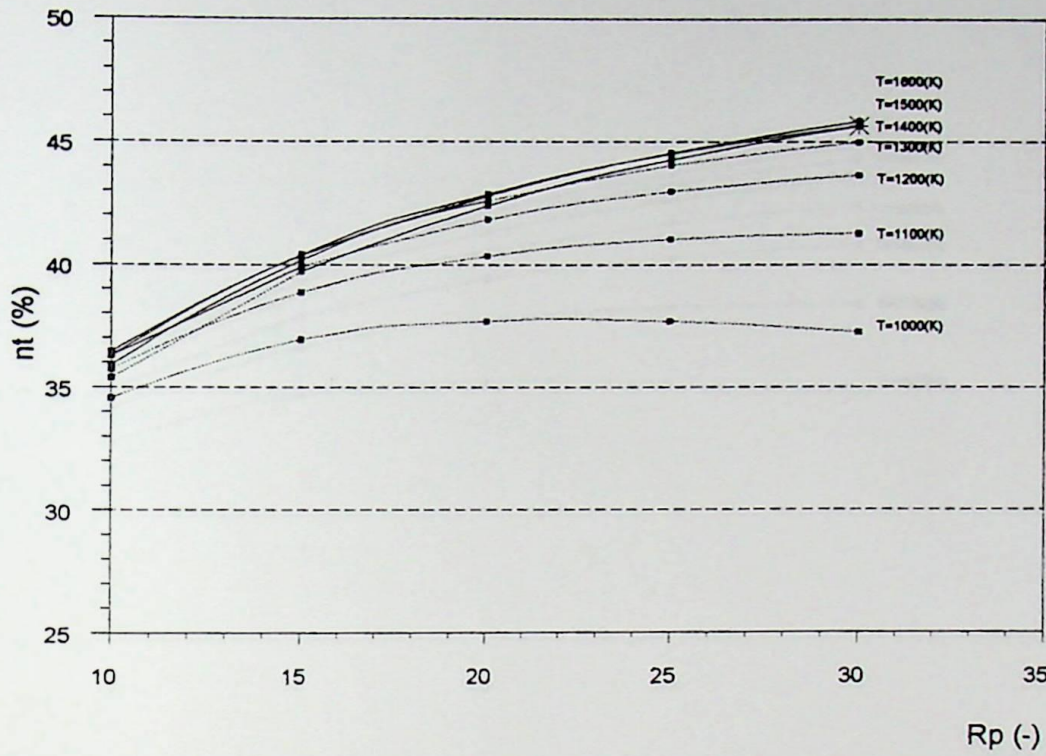


Figura 5.26 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção 1%

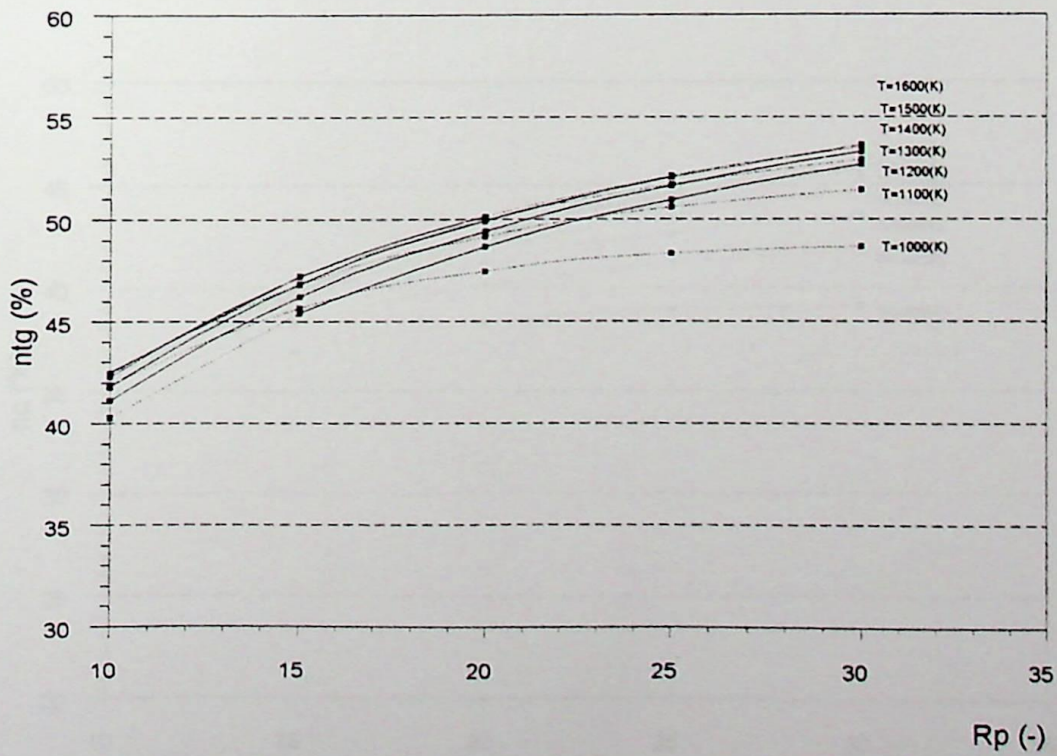


Figura 5.27 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo ISTIG com relação de injeção 10%

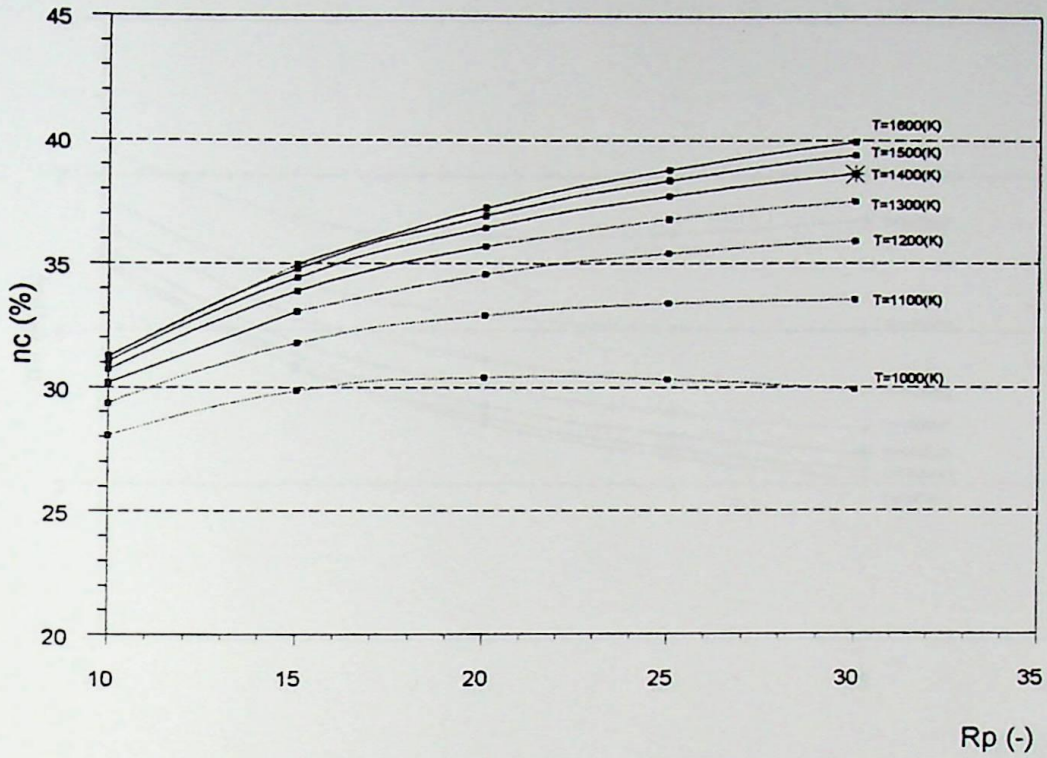


Figura 5.28 - Eficiência térmica global do ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%

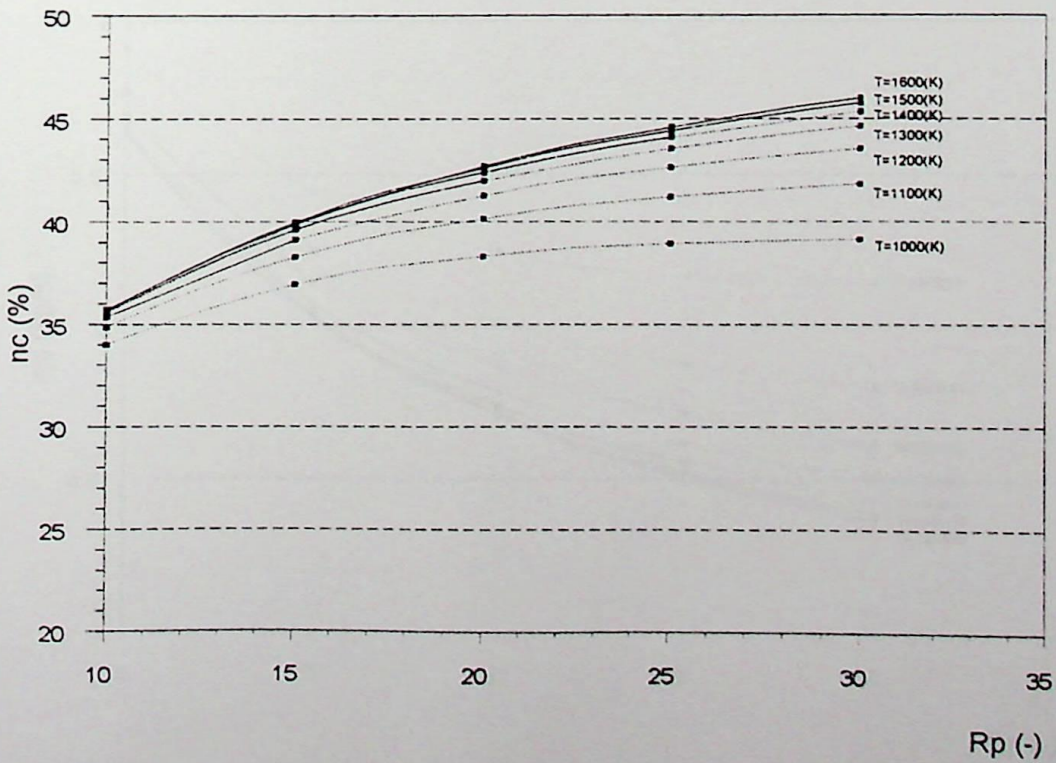


Figura 5.29 - Eficiência térmica global do ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%

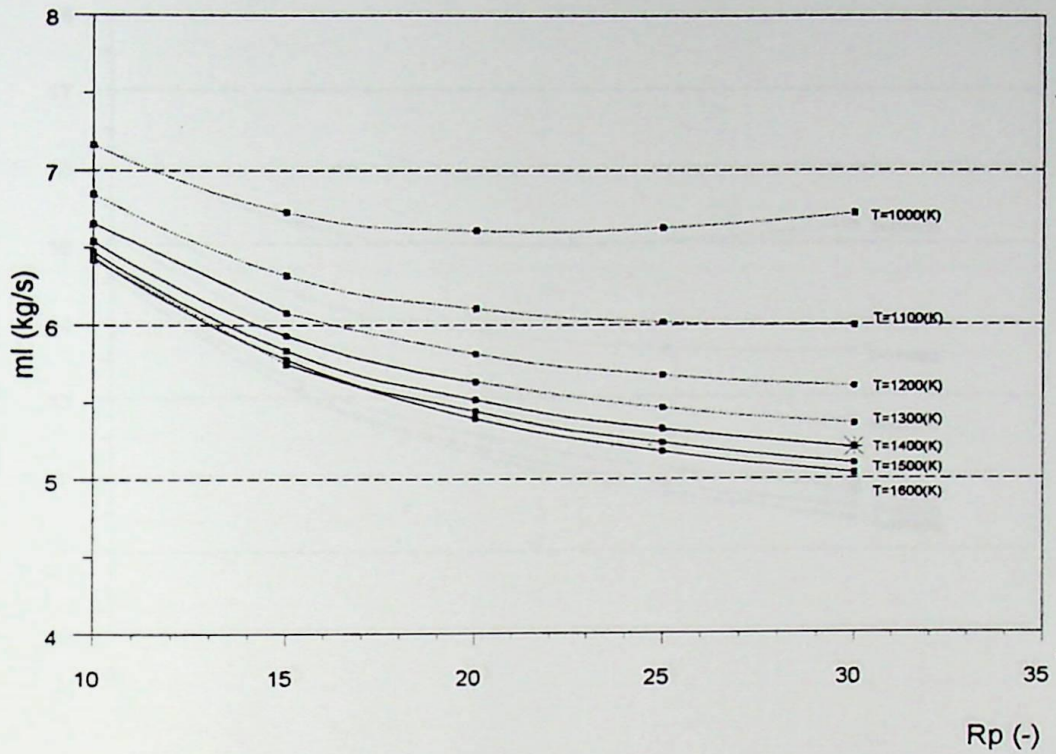


Figura 5.30 - Vazão em massa de lenha no ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%

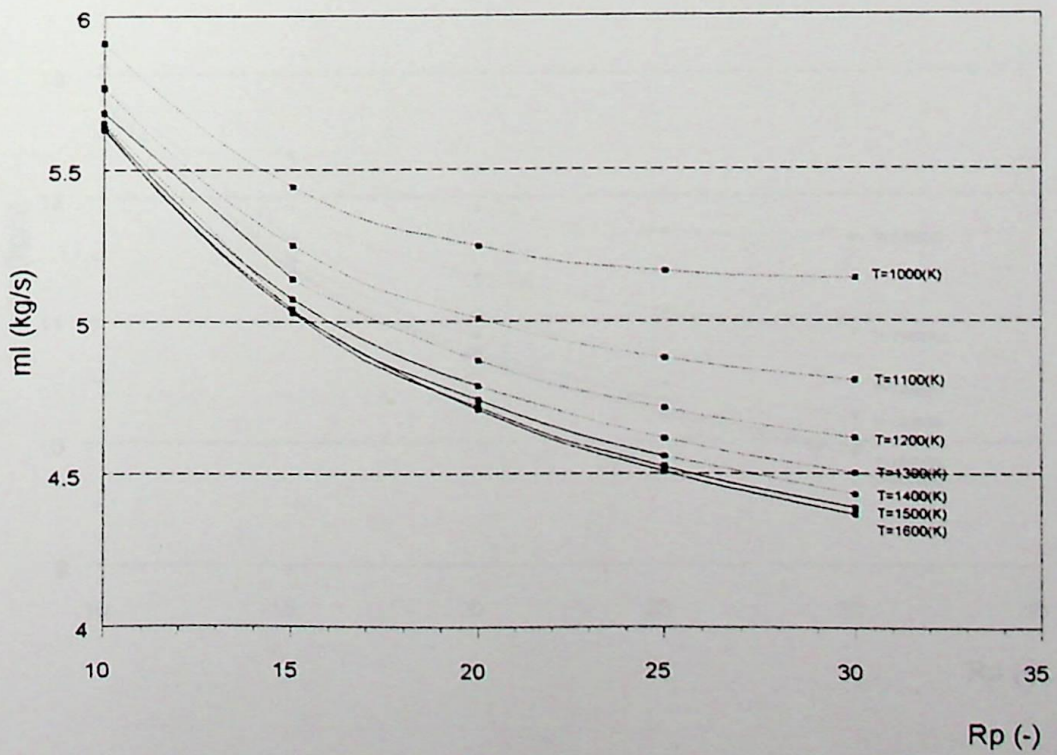


Figura 5.31 - Vazão em massa de lenha no ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%

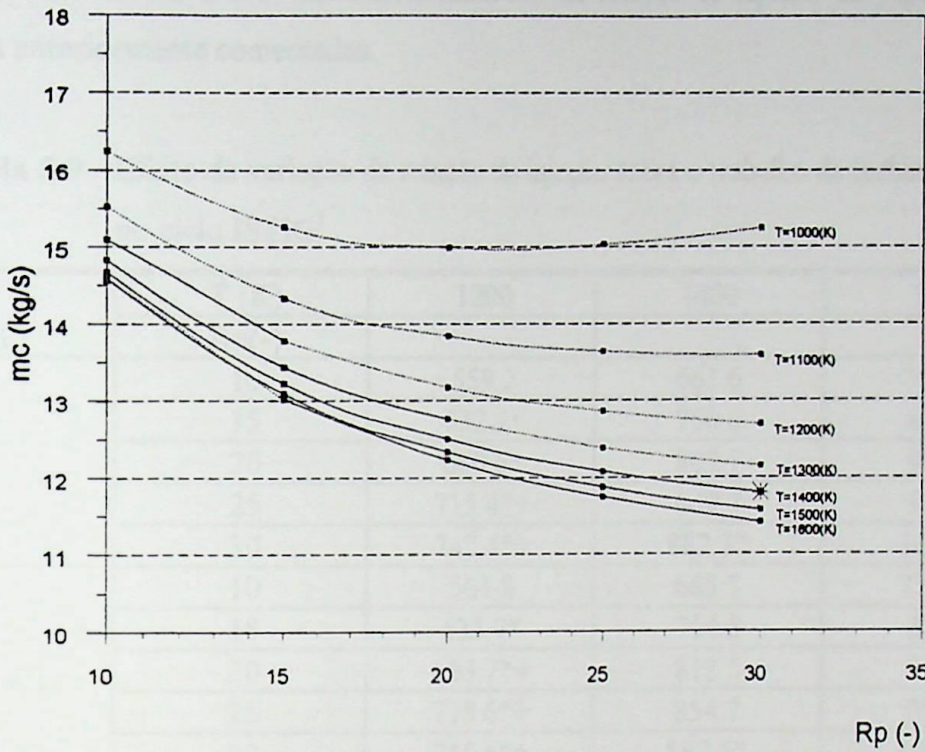


Figura 5.32 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo ISTIG com relação de injeção de 1%

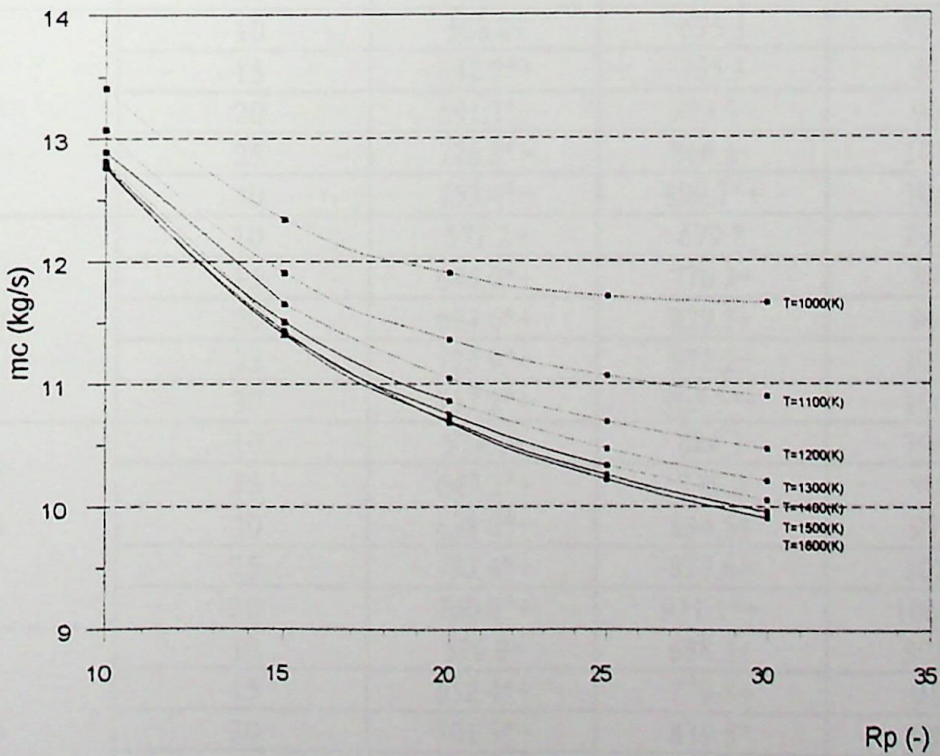


Figura 5.33 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo ISTIG com relação de injeção de 10%

As Tabelas 5.9 a 5.14 ilustram a influência da relação de injeção de vapor sobre as grandezas anteriormente comentadas.

Tabela 5.9 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho da turbina a gás no ciclo ISTIG⁷

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	559.2	661.6	766.4#
	15	632.7*	750.0	870.3
	20	680.6*	807.7	938.3
	25	715.4**	849.7	988.0
	30	742.4**	882.3*	1026.7
5	10	561.8	665.7	772.2#
	15	635.7*	754.5	876.8
	20	683.7**	812.5	945.3
	25	718.6**	854.7	995.3
	30	745.6**	887.5*	1034.3
10	10	565.1	670.6	779.1#
	15	639.3**	760.0	884.6
	20	687.5**	818.3	953.7
	25	722.5**	860.8+	1004.1
	30	749.6**	893.7**	1043.3
15	10	568.2+	675.3	785.7#
	15	642.7**	765.3	892.0
	20	691.1**	823.9+	961.7
	25	726.3**	866.6+	1012.5
	30	753.4**	899.7**	1052.0
20	10	571.2+	679.8	792.1#
	15	646.0**	770.3+	899.2
	20	694.6**	829.3+	969.3
	25	729.9**	872.2+	1020.5
	30	757.2**	905.5**	1060.3
25	10	574.1+	684.1	798.1#
	15	649.2**	775.2	906.0
	20	698.0**	834.5+	976.7
	25	733.4**	877.6+	1028.2
	30	760.8**	911.1**	1068.2+
30	10	576.9+	688.3+	803.9#
	15	652.4**	779.8+	912.6
	20	701.3**	839.5*	983.7
	25	736.8**	882.8*	1035.5*
	30	764.2**	916.4*	1075.8*

⁷Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.10 - Efeito da variação da relação de injeção sobre o trabalho líquido no ciclo ISTIG⁸

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	348.3	486.3	638.1#
	15	366.2*	523.3	697.4
	20	370.7*	540.4	728.7
	25	369.6**	548.3	747.0
	30	365.6**	551.5*	758.3
5	10	371.7	514.3	671.6#
	15	392.7*	555.1	734.7
	20	399.2**	574.6	768.9
	25	399.5**	584.4	789.4
	30	396.7**	588.9*	802.3
10	10	401.1	549.6	712.8#
	15	426.0**	595.1	781.6
	20	435.0**	617.7	819.5
	25	437.2**	629.7+	842.7
	30	435.8**	635.9**	857.7
15	10	430.8+	585.1	754.4#
	15	459.6**	635.4	828.8
	20	471.1**	661.1+	870.4
	25	475.1**	675.4+	896.4
	30	475.1**	683.4**	913.5
20	10	460.7+	620.9	796.2#
	15	493.4**	676.0+	876.4
	20	507.4**	704.8+	921.7
	25	513.3**	721.3+	950.5
	30	514.7**	731.3**	969.7
25	10	490.7+	659.9	838.3#
	15	527.3**	716.8+	924.3
	20	544.0**	748.8+	973.4
	25	551.6**	767.6+	1004.9
	30	554.5**	779.2**	1026.3+
30	10	520.9+	693.2+	880.7#
	15	561.5**	757.9+	972.4
	20	580.7**	793.1*	1025.4
	25	590.3**	814.2*	1059.6*
	30	594.6**	827.6*	1083.2**?

⁸Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.



Tabela 5.11 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência da turbina a gás no ciclo ISTIG⁹

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	36.3	36.3	35.4#
	15	39.9*	40.4	39.7
	20	41.8*	42.8	42.4
	25	42.9*+	44.5	44.3
	30	43.6*+	45.6*	45.6
5	10	39.0	38.7	37.5#
	15	43.1*	43.2	42.2
	20	45.4*+	45.9	45.1
	25	46.8*+	47.8	47.2
	30	47.7*+	49.1*	48.7
10	10	42.5	41.8	40.3#
	15	47.2*+	46.8	45.4
	20	49.9*+	49.9	48.7
	25	51.7*+	52.1+	50.9
	30	52.9*+	53.6*+	52.7
15	10	46.1+	44.9	43.1#
	15	51.4*+	50.5	48.7
	20	54.6*+	54.0+	52.3
	25	56.7*+	56.4+	54.8
	30	58.2*+	58.2*+	56.7
20	10	49.8+	48.2	46.0#
	15	55.7*+	54.3+	52.1
	20	59.4*+	58.1+	55.9
	25	61.8*+	60.8+	58.7
	30	63.6*+	62.9*+	60.9
25	10	53.5+	51.5	48.9#
	15	60.1*+	58.1+	55.5
	20	64.2*+	62.4+	59.7
	25	67.1*+	65.4+	62.8
	30	69.2*+	67.7*+	65.2+
30	10	57.3+	54.8+	52.0#
	15	64.6*+	62.1+	59.0
	20	69.2*+	66.7*	63.6
	25	72.4*+	70.1*	66.9*
	30	74.9*+	72.6*	69.5*

⁹Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.12 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a eficiência global no ciclo ISTIG¹⁰

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	30.2	31.0	31.3#
	15	33.0*	34.4	35.0
	20	34.6*	36.4	37.2
	25	35.4*+	37.7	38.8
	30	35.9*+	38.6*	39.9
5	10	32.5	33.2	33.2#
	15	35.7*	36.8	37.2
	20	37.5*+	39.0	39.6
	25	38.6*+	40.5	41.3
	30	39.3*+	41.6*	42.6
10	10	35.3	35.7	35.6#
	15	39.1*+	39.8	39.9
	20	41.3*+	42.4	42.7
	25	42.6*+	44.1+	44.6
	30	43.5*+	45.3*+	46.0
15	10	38.3+	38.4	38.0#
	15	42.6*+	42.9	42.8
	20	45.1*+	45.8+	45.8
	25	46.7*+	47.8+	47.9
	30	47.9*+	49.2*+	49.5
20	10	41.3+	41.1	40.5#
	15	46.1*+	46.1+	45.7
	20	49.0*+	49.3+	48.9
	25	50.9*+	51.5+	51.3
	30	52.3*+	53.1*+	53.0
25	10	44.4+	43.9	43.0#
	15	49.7*+	49.4+	48.6
	20	53.0*+	52.8+	52.2
	25	55.3*+	55.3+	54.8
	30	56.9*+	57.1*+	56.7+
30	10	47.6+	46.7+	45.7#
	15	53.4*+	52.7+	51.7
	20	57.1*+	56.5*	55.5
	25	59.7*+	59.2*	58.3*
	30	61.6*+	61.3*	60.5*

¹⁰Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.13 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de lenha no ciclo ISTIG¹¹

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	6.657	6.474	6.424#
	15	6.079*	5.835	5.745
	20	5.814*	5.516	5.396
	25	5.674*+	5.327	5.181
	30	5.598*+	5.204*	5.035
5	10	6.192	6.074	6.061#
	15	5.626*	5.458	5.409
	20	5.358*+	5.147	5.072
	25	5.209*+	4.959	4.863
	30	5.121*+	4.835*	4.719
10	10	5.685	5.630	5.652#
	15	5.139*+	5.042	5.033
	20	4.871*+	4.742	4.710
	25	4.716*+	4.558+	4.508
	30	4.618*+	4.433*+	4.369
15	10	5.246+	5.238	5.288#
	15	4.720*+	4.677	4.698
	20	4.457*+	4.388+	4.390
	25	4.300*+	4.209+	4.196
	30	4.197*+	4.086*+	4.061
20	10	4.863+	4.891	4.961#
	15	4.358*+	4.356+	4.399
	20	4.101*+	4.077+	4.104
	25	3.944*+	3.903+	3.918
	30	3.839*+	3.783*+	3.787
25	10	4.525+	4.580	4.666#
	15	4.041*+	4.069+	4.131
	20	3.792*+	3.802+	3.848
	25	3.637*+	3.634+	3.669
	30	3.531*+	3.516*+	3.543+
30	10	4.226+	4.301+	4.399#
	15	3.762*+	3.814+	3.888
	20	3.521*+	3.557*	3.618
	25	3.369*+	3.394*	3.445*
	30	3.264*+	3.280*	3.324*

¹¹Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

Tabela 5.14 - Efeito da variação da relação de injeção sobre a massa de combustível no ciclo ISTIG¹²

s (%)	T (K)	1200	1400	1600
	Rp(-)			
1	10	15.096	14.680	14.567#
	15	13.784*	13.230	13.027
	20	13.183*	12.508	12.236
	25	12.866*+	12.079	11.749
	30	12.695*+	11.800*	11.417
5	10	14.040	13.773	13.743#
	15	12.758*	12.376	12.264
	20	12.150*+	11.671	11.500
	25	11.811*+	11.246	11.026
	30	11.611*+	10.963*	10.701
10	10	12.891	12.766	12.817#
	15	11.652*+	11.433	11.412
	20	11.046*+	10.752	10.680
	25	10.693*+	10.335+	10.223
	30	10.471*+	10.053*+	9.907
15	10	11.896+	11.878	11.991#
	15	10.704*+	10.607	10.654
	20	10.107*+	9.950+	9.954
	25	9.750*+	9.544+	9.514
	30	9.516*+	9.265*+	9.208
20	10	11.027+	11.090	11.249#
	15	9.882*+	9.877+	9.976
	20	9.299*+	9.246+	9.306
	25	8.944*+	8.851+	8.883
	30	8.705*+	8.578*+	8.587
25	10	10.261+	10.385	10.581#
	15	9.164*+	9.228+	9.367
	20	8.598*+	8.621+	8.726
	25	8.247*+	8.240+	8.320
	30	8.008*+	7.974*+	8.034+
30	10	9.582+	9.753+	9.975#
	15	8.531*+	8.647+	8.817
	20	7.983*+	8.065*	8.204
	25	7.640*+	7.697*	7.813*
	30	7.402*+	7.438*	7.538*

¹²Vide comentários nas páginas 56 e 57 sobre as restrições referentes a: *, + e #.

5.4.4 - Ciclo Combinado

Os resultados da análise do ciclo combinado, que é a associação de um ciclo com turbina a gás e uma turbina a vapor, são mostrados a seguir. As restrições para o Ciclo Combinado são apresentadas nas figuras e gráficos, de acordo com os comentários das páginas 56 e 57.

A Figura 5.34 ilustra o trabalho total de compressão para o ciclo combinado e as Figuras 5.35 e 5.36 o trabalho da turbina a gás e o trabalho líquido do ciclo.

A eficiência térmica da turbina a gás é mostrada na Figura 5.37 e a eficiência térmica global na Figura 5.38.

A vazão em massa de lenha é mostrada na Figura 5.39 e na Figura 5.40 a vazão em massa de gás combustível. Estas duas figuras mostram que as massas no ciclo combinado são maiores que as do ciclo STIG E ISTIG.

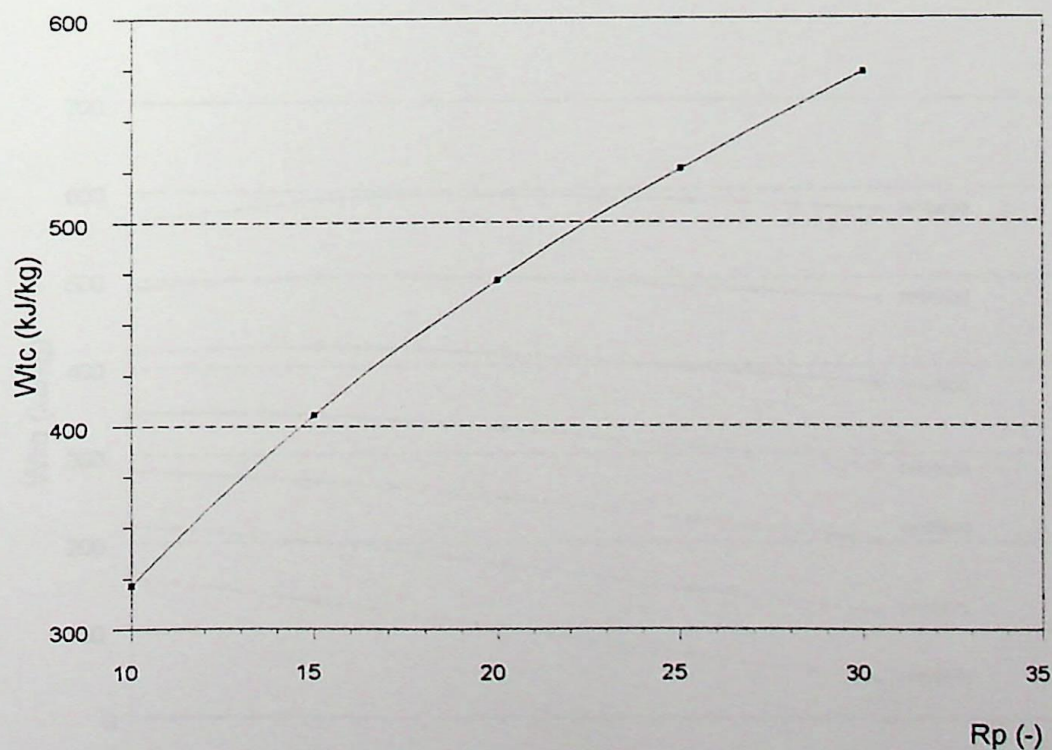


Figura 5.34 - Trabalho total de compressão para o ciclo combinado

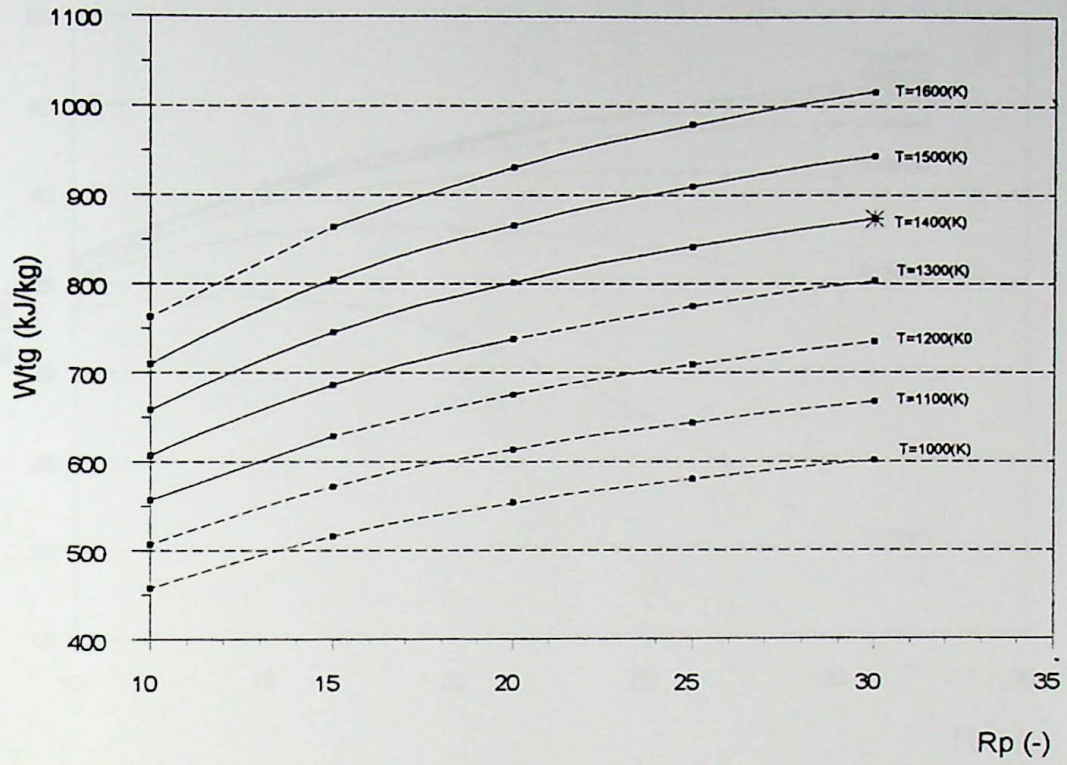


Figura 5.35 - Trabalho da turbina a gás para o ciclo combinado

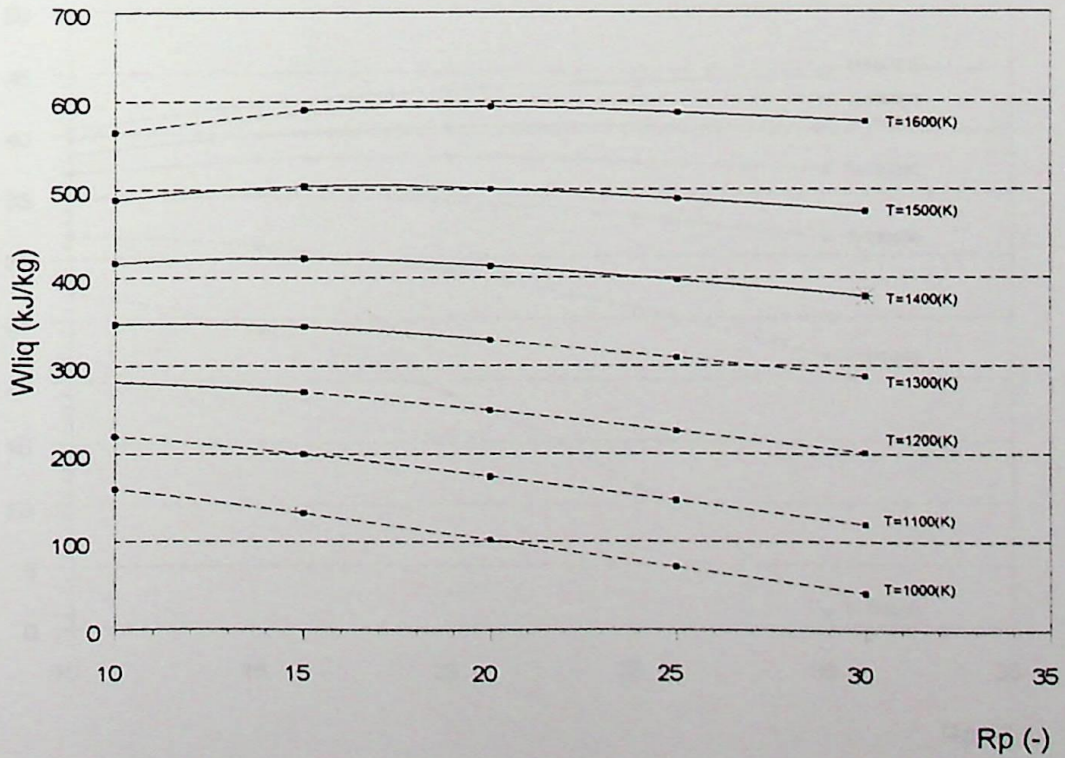


Figura 5.36 - Trabalho líquido para o ciclo combinado

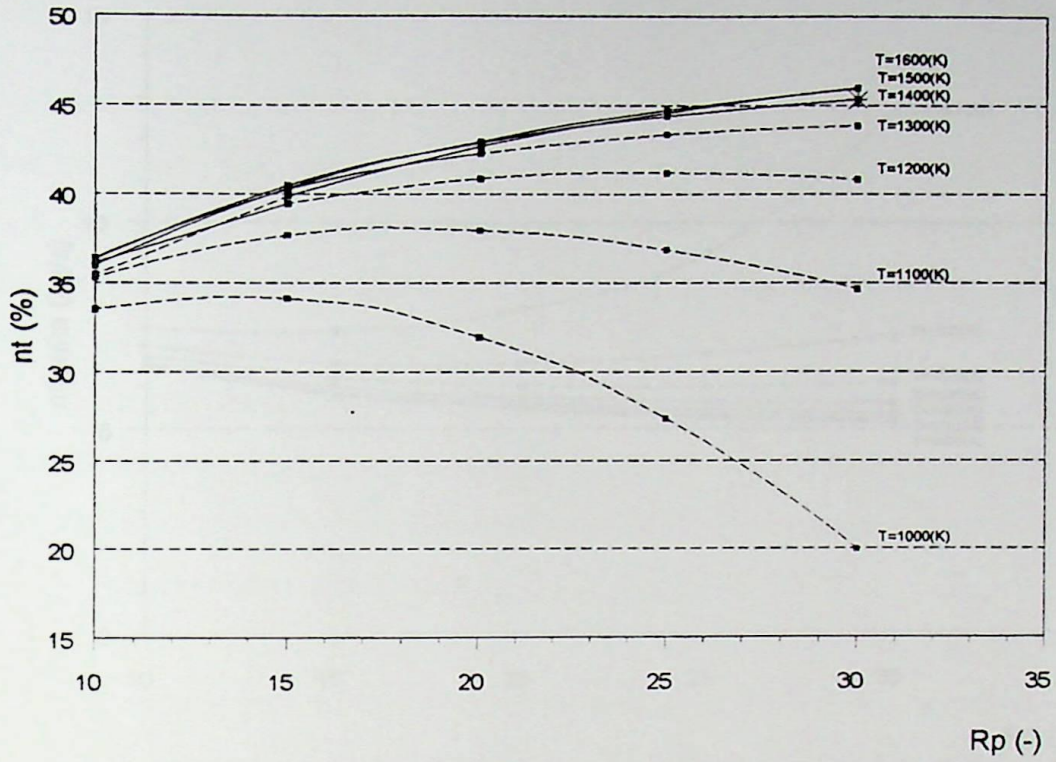


Figura 5.37 - Eficiência térmica da turbina a gás para o ciclo combinado

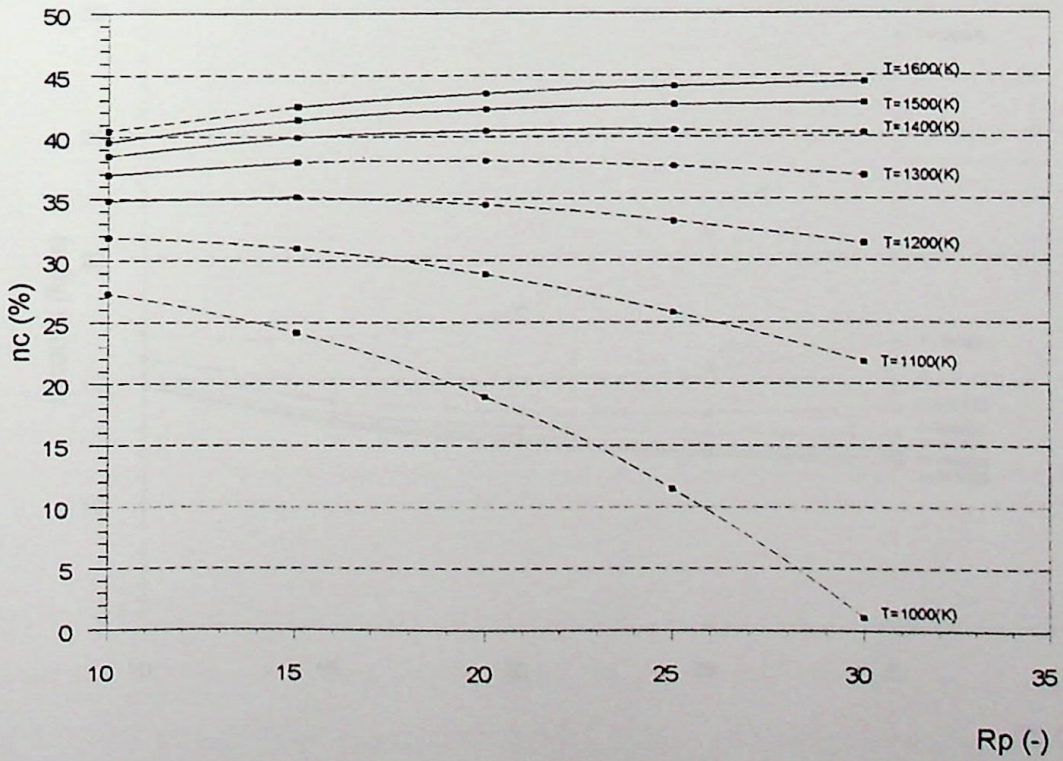


Figura 5.38 - Eficiência térmica global do ciclo combinado



Figura 5.39 - Vazão em massa de lenha no ciclo combinado

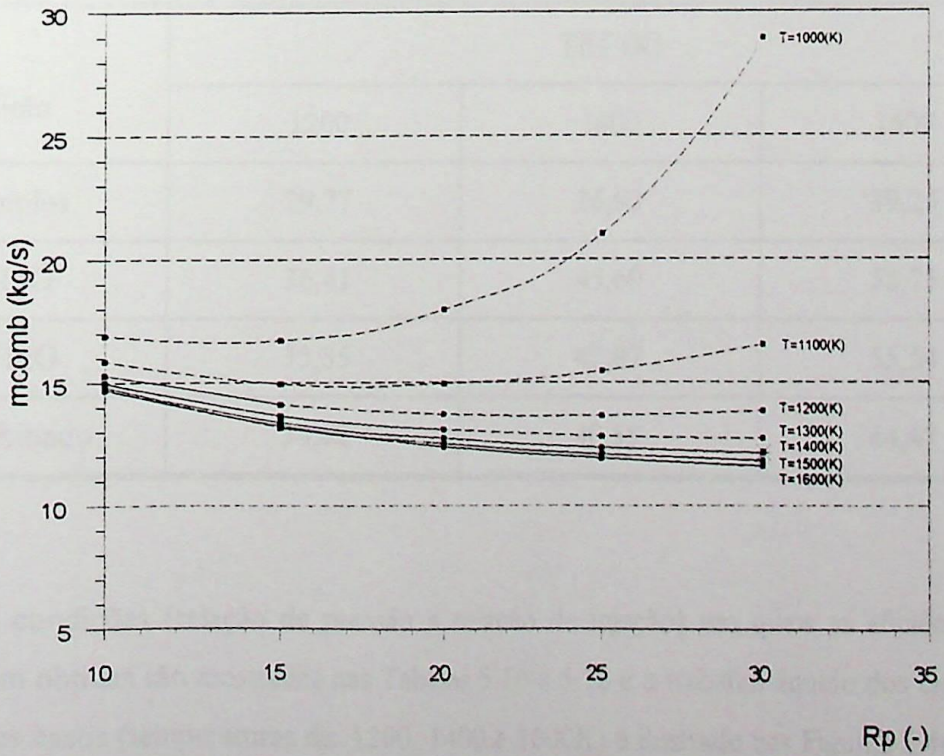


Figura 5.40 - Vazão em massa de gás combustível no ciclo combinado

5.4.5 - Comparação entre os ciclos

A comparação energética entre os quatro ciclos estudados é apresentada a seguir, a partir dos principais resultados obtidos do programa computacional. Estes resultados serão mostrados por gráficos e tabelas comparativas através de valores “ótimos” (melhor valor calculado) para três casos de temperatura máxima (1200, 1400 e 1600 K), que serão utilizados no capítulo 6 para a análise econômica.

As figuras e tabelas mostram as temperaturas máximas dos ciclos e deixam como variável livre a relação de pressão, e no caso dos ciclos STIG e ISTIG a relação de pressão e a relação de injeção de vapor. As grandezas refletem somente valores passíveis de operação dos ciclos, não possuindo portanto restrições.

A Tabela 5.15 e as Figuras 5.41 a 5.43 apresentam a eficiência global do ciclo, em função da temperatura, para os melhores casos, evidenciando o efeito favorável da operação dos ciclos sob temperaturas e pressões elevadas. As elevadas eficiências obtidas justificam-se por terem sido adotados elevados valores para as eficiências politrópicas do compressor e da turbina a gás.

Tabela 5.15 - Valores de eficiências em função da temperatura para os melhores casos

Ciclo	TET (K)		
	1200	1400	1600
Simple	29,77	36,90	39,25
STIG	36,41	45,69	58,75
ISTIG	35,35	42,97	55,54
Combinado	34,82	40,58	44,47

As condições (relação de pressão e relação de injeção) nas quais as eficiências dos ciclos foram obtidas são mostradas nas Tabelas 5.16 a 5.18 e o trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos (temperaturas de: 1200, 1400 e 1600K) é ilustrado nas Figuras 5.44 a 5.46, evidenciando seu aumento com o aumento da temperatura máxima, da relação de pressão e da relação de injeção.

Tabela 5.16 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T=1200$ K

Ciclo	Eficiência	Condições
Simplex	29,77	$R_p=10$
STIG	36,41	RI=10% $R_p=10$
ISTIG	35,35	RI=10% $R_p=10$
Combinado	34,82	$R_p=10$

Tabela 5.17 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T=1400$ K

Ciclo	Eficiência	Condições
Simplex	36,9	$R_p=25$
STIG	45,69	RI=25% $R_p=10$
ISTIG	42,97	RI=15% $R_p=15$
Combinado	40,58	$R_p=25$

Tabela 5.18 - Condições dos ciclos para os melhores casos com $T=1600$ K

Ciclo	Eficiência	Condições
Simplex	39,25	$R_p=30$
STIG	58,75	RI=30% $R_p=20$
ISTIG	55,54	RI=30% $R_p=20$
Combinado	44,47	$R_p=30$

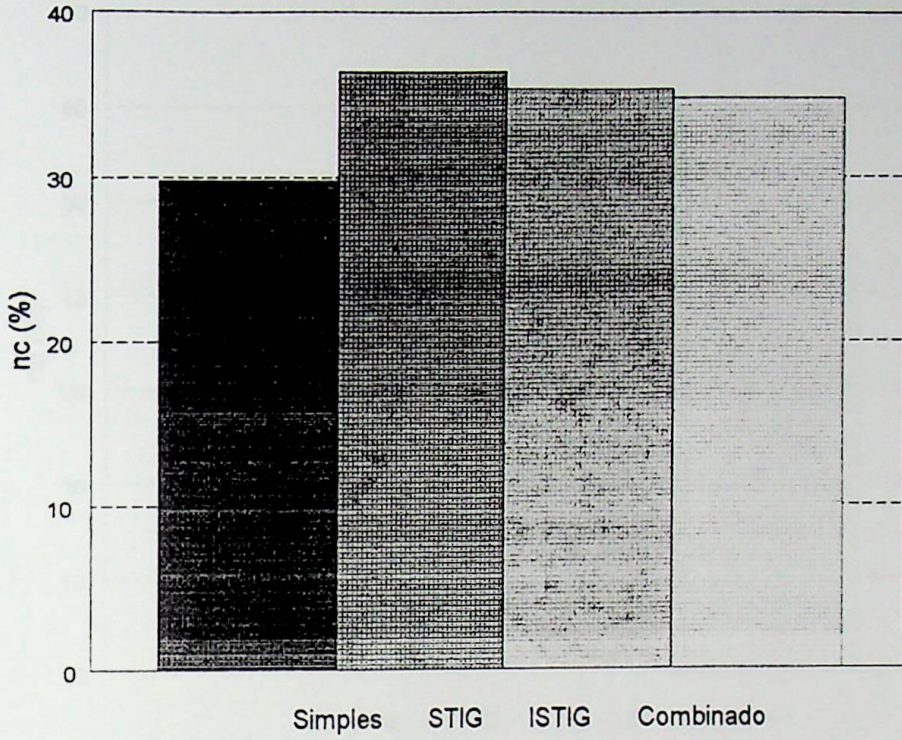


Figura 5.41 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T=1200$ K

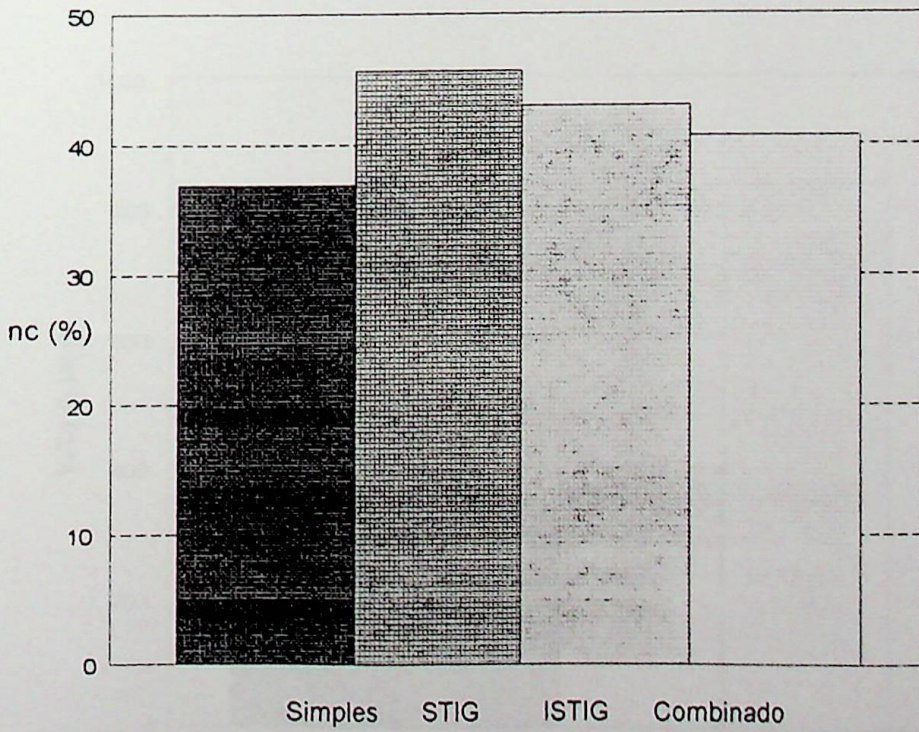


Figura 5.42 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T=1400$ K

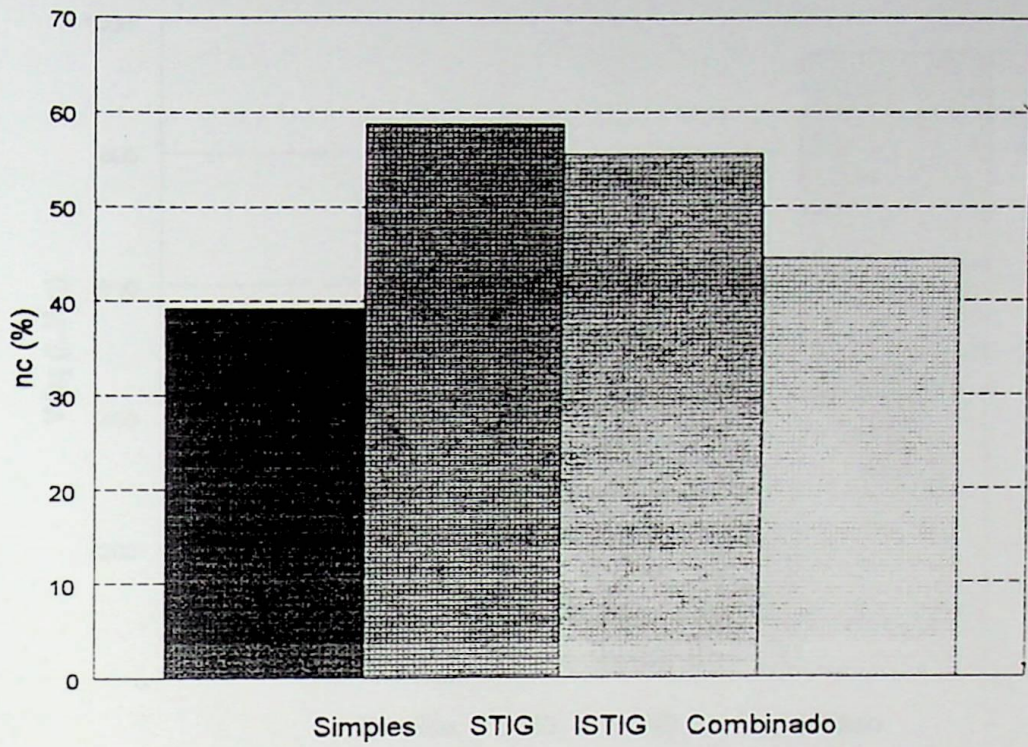


Figura 5.43 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para $T=1600$ K

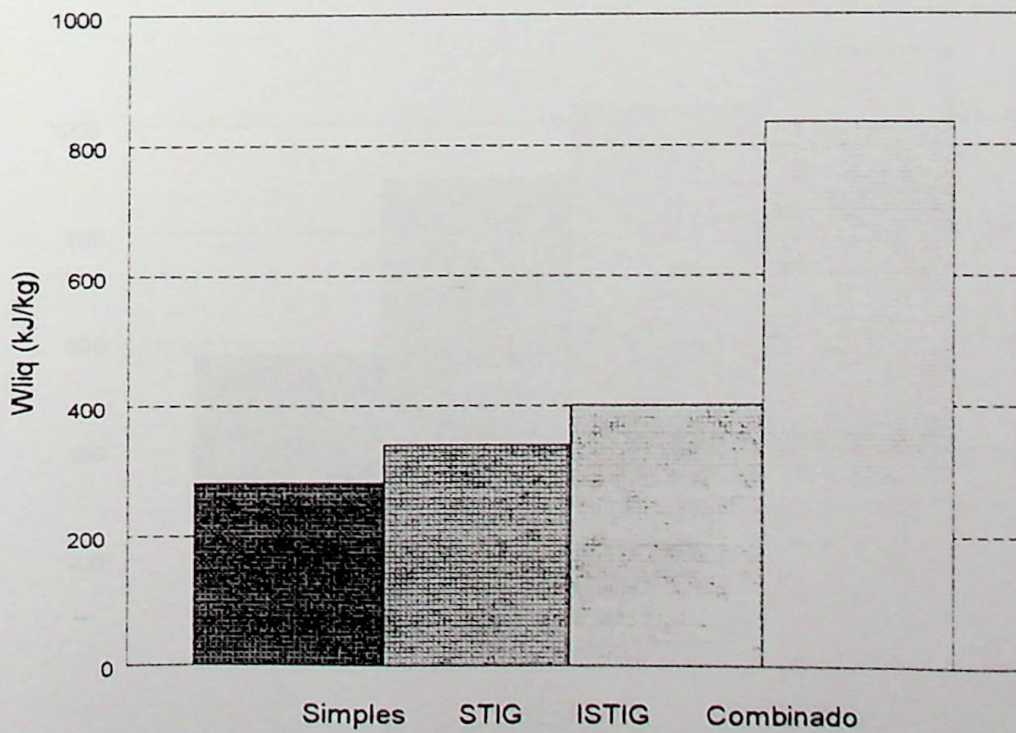


Figura 5.44 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T=1200$ K

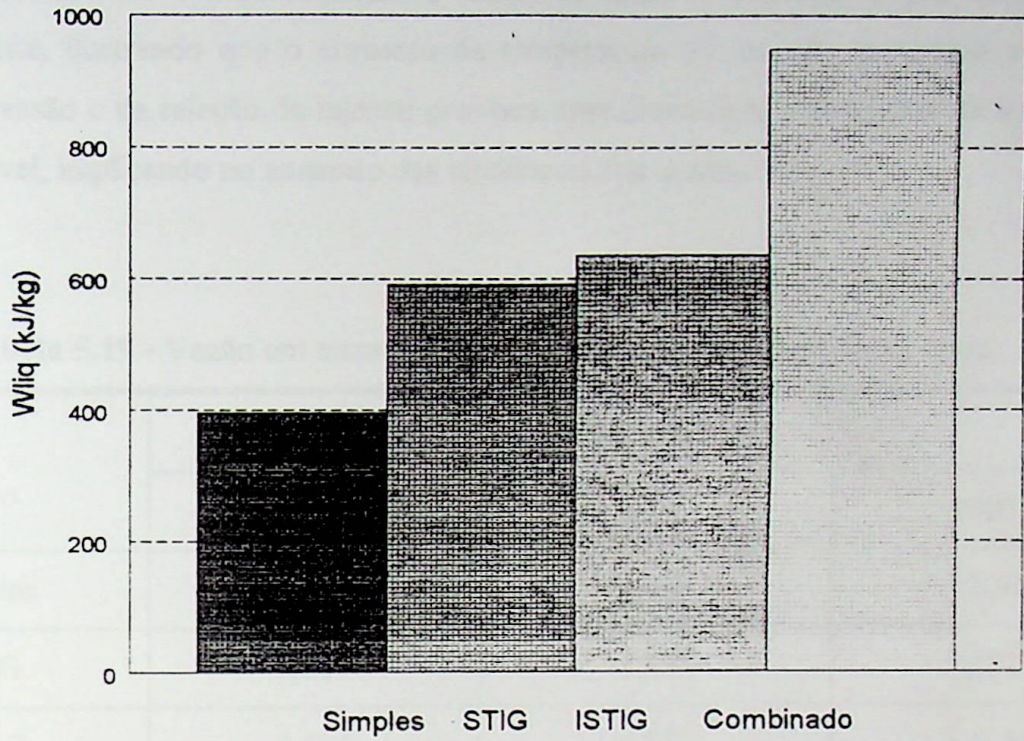


Figura 5.45 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T=1400$ K

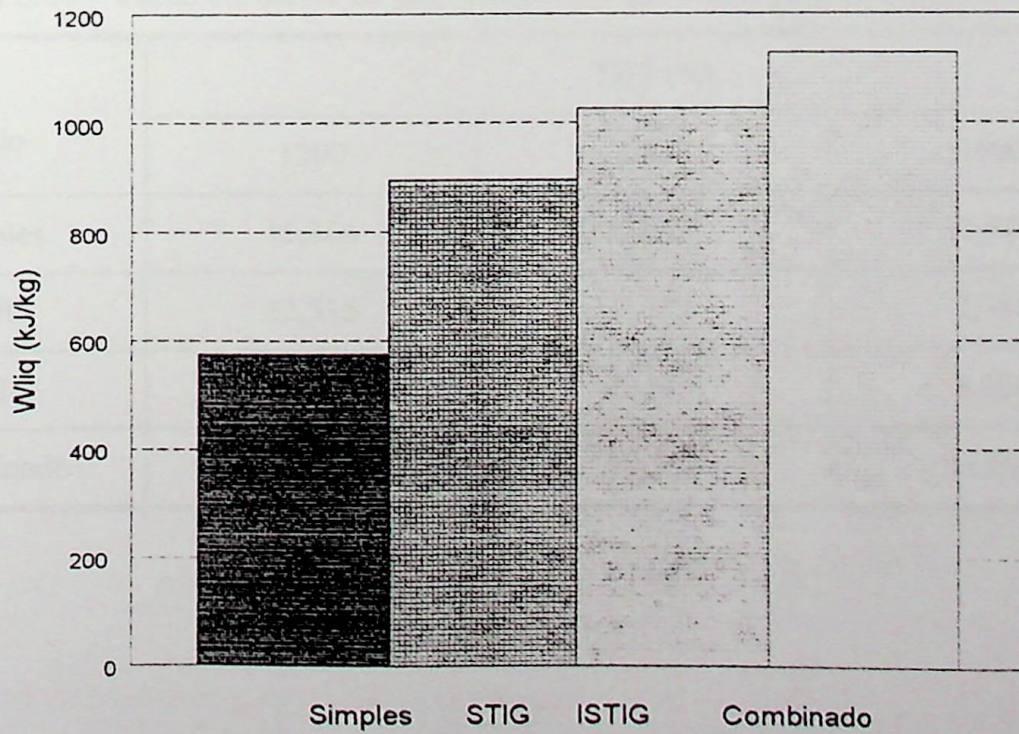


Figura 5.46 - Trabalho líquido dos ciclos para os melhores casos com $T=1600$ K

As Tabelas 5.19 e 5.20 mostram a massa de lenha e a massa de gás combustível, respectivamente, ilustrando que o aumento da temperatura de entrada da turbina a gás, da relação de pressão e da relação de injeção provoca uma diminuição das massas de lenha e de gás combustível, implicando no aumento das eficiências dos ciclos.

Tabela 5.19 - Vazão em massa de lenha dos ciclos para os melhores casos

Ciclo	TET (K)		
	1200	1400	1600
Simple	6,75	5,447	5,120
STIG	5,519	4,398	3,421
ISTIG	5,685	4,677	3,618
Combinado	6,75	5,447	5,120

Tabela 5.20 - Vazão em massa de gás combustível dos ciclos para os melhores casos

Ciclo	TET (K)		
	1200	1400	1600
Simple	15,306	12,352	11,609
STIG	12,515	9,973	7,756
ISTIG	12,891	10,607	8,204
Combinado	15,306	12,352	11,609

6 - ASPECTOS ECONÔMICOS DO EMPREGO DE BIOMASSA GASEIFICADA EM CICLOS COM TURBINAS A GÁS

Este tópico tem por objetivo a análise dos custos associados aos ciclos de potência com turbinas a gás empregando biomassa gaseificada, apresentando relações de custo para investimento e expectativas de custo da energia gerada, em cenários correspondentes a situações típicas. Convém observar que esta análise deve ser considerada como uma estimativa preliminar, já que a determinação exata de custos é difícil e só pode ser obtida com precisão diretamente com fornecedores de equipamentos e mesmo assim após a efetiva implantação de um projeto, quando já terão sido dados os custos não apenas de investimento como também de transporte, seguros, taxas, etc.

6.1 - Relações fundamentais de custo

Os custos da energia produzida em um ciclo de potência podem ser divididos em duas classes gerais: custos de capital e custos operacionais. Os custos de capital são a parcela associada aos investimentos necessários para a implantação do empreendimento energético, fundamentalmente correspondente ao custo dos equipamentos, mas ainda deve incluir o custo da terra, o custo da construção civil, montagem, taxas, seguros e juros associados ao investimento. Normalmente, grande parte destes custos é constituída pelo investimento em bens de capital e juros (Culp Jr., 1975).

Por outro lado, os custos operacionais são aqueles que incluem todas as despesas incorridas durante a operação da planta, tais como salários de pessoal, custo do combustível, manutenção e algumas taxas.

Neste estudo os custos considerados são os custos de investimento, custos de operação e manutenção e o custo do combustível, que permitirão a estimativa do custo da energia gerada. As expressões definidas a seguir permitem estimar tais parcelas de custo a partir de indicadores da planta em questão e são baseadas em Lundberg (1991) e Nogueira (1993).

6.1.1 - Custo de investimento, operação e manutenção

O custo unitário de investimento, operação e manutenção (US\$/MWh) pode ser expresso

por:

$$C_{inv,OM} = (1 + C_{OM}) \frac{C \text{ FRC}}{P \text{ H FC}} \quad (6.1)$$

onde as variáveis empregadas são:

- C_{OM} - custo relativo anual de operação e manutenção, dado como função do investimento total na planta. Este custo será admitido como sendo 2% do custo total de investimento, embora possa ser de até 5%, especialmente na fase de implantação do empreendimento, (-);
- C - custo de investimento, (US\$);
- FRC - fator de recuperação de capital, (-);
- P - capacidade ou potência elétrica da instalação, (MW);
- H - número de horas do ano, 8760 h;
- FC - fator de capacidade, dado pela fração do tempo anual em que a planta é operada, (-).

O custo de investimento, tipicamente uma função da tecnologia adotada e do nível de desempenho da planta, é a soma do custo dos diversos equipamentos componentes da planta, mais os custos de implantação, que por sua vez devem incluir transporte, seguros, taxas, instrumentação e controle, obras civis, montagem, etc. Tais custos podem ser considerados como uma função do investimento em equipamentos, apresentando-se na Tabela 6.1 algumas relações para seus principais componentes, dadas por Craig et al. (1994), para ciclos combinados empregando biomassa gaseificada em turbinas a gás.

Assim, os custos globais de investimento em uma planta utilizando biomassa gaseificada podem ser estimados pela seguinte expressão:

$$C = 2,15 \sum_{\text{comp}} C_{\text{comp}} \quad (6.2)$$

Por sua vez, o custo dos equipamentos convencionais componentes de plantas térmicas pode ser estimado a partir da equação geral a seguir, apresentada por Bohem (1987):

$$C_{\text{comp}} = C_R \left(\frac{S}{S_R} \right)^m \quad (6.3)$$

Tabela 6.1 - Custos de investimento adicionais como função dos custos dos equipamentos

item	percentual do investimento em equipamento
Instalação	15
Tubulação	45
Instrumentação	10
Obras Cíveis e infra-estrutura	10
Auxiliares	25
Subestação elétrica	10
Total	115

onde:

- C_R - custo do equipamento de referência, válido para uma capacidade de referência S_R ;
 S - capacidade do equipamento;
 m - fator de escala, correlacionando o custo e o porte do equipamento.

Os valores do custo do equipamento de referência, da capacidade de referência e do fator de escala são mostrados na Tabela 6.2 (Nogueira, 1993).

A metodologia apresentada não inclui o gaseificador de biomassa, cujo custo deve ser estimado de outra forma. Durante a elaboração do presente trabalho foram apresentados diversos estudos relacionados com os custos de sistemas BIG, como Craig et al (1994) e Consonni e Larson (1994), que avançam significativamente neste campo, inclusive procurando caracterizar o efeito da pressurização do gaseificador. Ainda assim, são estudos preliminares e não pode-se considerar disponível, no momento, estimativas confiáveis para o custo de sistemas de gaseificação em diversas potências. Como uma solução para este impasse, visando estimar o custo da energia gerada em diversas configurações de ciclos, adotou-se o valor apresentado por Walter e Llagostera (1995), 7.900 mil US\$, válido para o gaseificador pressurizado de uma planta com capacidade de 60 MW. Certamente que, para uma mesma capacidade instalada, cada configuração irá necessitar de um gaseificador de distinto porte, em função de seu desempenho, contudo tal suposição não pôde ser incluída nesta abordagem, tendo sido considerada pouco expressiva. Segundo os mesmos autores, o custo da caldeira de recuperação pode ser considerado como uma percentagem do custo da turbina a gás, sendo que esta percentagem está em torno de 17%.

Tabela 6.2 - Estimativa de custos dos equipamentos

Equipamento	Capacidade			Fator de Escala (m)	Custo FOB de Refer. (milUS\$)
	Faixa de validade	Referência (S _R)	Unidade		
Turbinas a Vapor	0,1-2,0	1,6	MW	0,50	567
	2,0-60	18	MW	0,69	3.650
Turbinas a Gás (inclui gerador)	0,5 1,0	1,08	MW	0,54	910
	10-40	33	MW	1,03	11.200
Caldeira de recuperação para turbina a gás	1,5-20	3	ton/h	0,75	160
Condensador resfriado a água	0,5-100	10	MW	0,55	3.000

Não foi possível, também, determinar os custos de uma turbina a gás com resfriamento intermediário. Entretanto, avaliações dos custos globais para ciclos BIG - STIG com turbinas deste tipo, apresentadas por Consonni et al (1994), indicam valores inferiores aos valores correspondentes aos ciclos BIG-STIG básicos. Assim, de modo conservador, adotou-se para a turbina com intercooler um custo unitário similar às máquinas convencionais, de certo modo admitindo que os custos adicionais associados ao trocador de calor seriam compensados pela compactação do estágio posterior de compressão e pelo ganho de potência.

O fator de recuperação de capital, que é função da taxa de juros considerada e do período de amortização, geralmente adotado igual ao tempo de operação da planta, permite transformar o investimento em uma série de pagamentos anuais:

$$FRC = \frac{i}{(1 - (1+i)^{-n})} \quad (6.4)$$

com:

i - taxa de juros, (% a.a.);

n - vida prevista para a planta, (anos).

Vale observar aqui a grande variação que resulta nos custos da energia produzida em decorrência de adotar-se um valor maior ou menor para a taxa de juros ou de desconto, cujo valor

deve ser estimado em uma ampla faixa. Existe assim a necessidade de arbitrar-se taxas de juros que possam ser consideradas factíveis ou correspondentes ao valor efetivo de mercado para os recursos financeiros, aspectos ainda sujeitos a existência de eventuais mecanismos creditícios. Sob tais condições, o estudo de sensibilidade que se apresentará adiante se torna fundamental na determinação da viabilidade de empreendimentos energéticos.

6.1.2 - Custo do combustível

O custo unitário do combustível utilizado para a geração de energia elétrica depende do desempenho da planta e do custo unitário, em base térmica, do combustível utilizado, e em termos de (US\$/MWh), pode ser dado por:

$$C_{\text{comb}} = \frac{3,6 L_{\text{comb}}}{\eta_c} \quad (6.5)$$

*em
(negativa e letra (2003))
 $C_{\text{comb}} = \frac{L_{\text{comb}}}{3,6 \eta_c}$*

onde:

L_{comb} - preço do combustível, (US\$/GJ);

η_c - eficiência térmica do ciclo, (-).

Como uma referência dos valores de custos a considerar para a biomassa, tem-se a Tabela 6.3 (Carpentieri et al., 1993), apresentando o custo médio de produção da lenha para o Nordeste brasileiro, tendo sido considerado o eucalipto com umidade de 33%. Naturalmente que os preços de mercado poderão ser superiores, contudo deverão situar-se neste entorno.

6.2 - Estimativa do custo da energia gerada

Considerando as definições anteriores, o custo unitário da energia gerada pode ser expresso pela soma das equações (6.1) e (6.5):

$$C_{\text{eg}} = (1 + C_{\text{OM}}) \frac{C \text{ FRC}}{P \text{ HFC}} + \frac{3,6 L_{\text{comb}}}{\eta_c} \quad (6.6)$$

Tabela 6.3 - Custo unitário da lenha em Estados do nordeste brasileiro

Estado	Custo (\$/GJ)
Alagoas	1.98
Bahia	2.14
Ceará	2.24
Maranhão	1.97
Paraíba	2.15
Pernambuco	2.37
Piauí	2.27
Rio Grande do Norte	2.48
Sergipe	2.07

De posse desta expressão e considerando um cenário definido pelos valores apresentados na Tabela 6.4, pode ser efetuado um estudo de sensibilidade, cujos resultados são dados nas figuras e tabelas a seguir.

Tabela 6.4 - Cenário considerado para o estudo de sensibilidade dos custos de energia

variável	símbolo	valor
custo relativo de O&M	C_{OM}	0,02
taxa de juros	i	5, 10 e 15%
vida da planta	n	15 e 20 anos
fator de capacidade	FC	50, 60, 70, 80 %
custo do combustível	L_{comb}	2,18 e 3,5 US\$/GJ
capacidade	P	30 MW

Os valores utilizados para a eficiência nas diversas configurações consideradas para os ciclos de potência estudados refletem o melhor valor calculado para três casos de temperatura máxima de ciclo considerada (1200, 1400 e 1600 K), conforme mostra a Tabela 5.15 do capítulo anterior, deixando portanto como variável livre neste caso a relação de pressão na turbina a gás. Tal seleção apoia-se no pressuposto de que a temperatura máxima em um ciclo é uma limitação

tecnológica e determina a relação de pressão a ser adotada visando o máximo desempenho. Considerando ainda que as relações de custo para os sistemas de gaseificação são ainda limitadas a potências instaladas ao redor de 30 MW, os estudos de custo da energia gerada serão efetuados para este valor.

6.3 - Resultados da análise econômica

Apresentam-se a seguir os resultados da análise econômica comparando-se os ciclos térmicos com turbinas a gás empregando biomassa gaseificada. Na obtenção dos custos de investimento, é importante ressaltar algumas observações:

- o gaseificador é considerado como possuindo um porte fixo, de modo que seu custo será constante;
- a turbina a gás, cuja potência líquida foi fixada em 30 MW, também possuirá um custo constante;
- o custo da caldeira de recuperação será estimado como sendo uma percentagem do custo da turbina a gás;
- o porte da turbina a vapor dependerá da massa de vapor nela expandida, que é uma função da temperatura, sendo portanto seu custo variável em função da mesma,
- o porte do condensador depende também da massa de vapor, e por conseguinte, seu custo também será variável.

Baseando-se nestas observações e considerando que o ciclo simples de turbina a gás, o ciclo com injeção de vapor e o ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário apresentam os mesmos componentes básicos, verifica-se que o custo de investimento para estes ciclos serão os mesmos, independente da temperatura máxima de operação. Este custo foi estimado em 42.480,58 mil US\$. Em contrapartida, o custo de investimento para o Ciclo Combinado será variável, uma vez que o custo da turbina a vapor e do condensador depende da massa de vapor. A Tabela 6.5 mostra estes custos.

Tabela 6.5 - Custo de investimento para o ciclo combinado

Temperatura (K)	Custo (mil US\$)
1200	54.295,26
1400	51.164,64
1600	52.743,39

Para a variação da taxa de juros e da vida da planta, conforme mostrado na Tabela 6.4, tem-se os valores para o fator de recuperação de capital diretamente dados pela Equação 6.4.

Conforme dito anteriormente, existe uma variação nos custos da energia elétrica gerada em decorrência de adotar-se um maior ou menor valor para a taxa de juros e para a vida da planta. Pode-se verificar que o maior custo de investimento, operação e manutenção será obtido para um fator de recuperação de capital igual a 0,1710, para o caso de 15 anos de vida prevista para a planta e 15% de taxa de desconto, e o menor custo será obtido para um fator de recuperação de capital de 0,0802, agora para 20 anos de vida da planta e 5% da mesma taxa.

A potência da turbina a vapor (Tabela 6.6), no ciclo combinado, varia em função da massa de vapor expandida na mesma, massa esta resultante da diferença entre a massa de vapor produzida na caldeira de recuperação e massa necessária no gaseificador.

Tabela 6.6 - Potência da turbina a vapor em função da massa de vapor expandida

T(K)	1200	1400	1600
m_{ver}	11,581	7,342	9,02
m_{vexp}	9,201	5,421	7,215
P_{TV} (W)	5084,9	2996,1	3987,3

O custo de investimento, operação e manutenção do ciclo combinado para as temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K são mostrados na Tabela 6.7, onde verifica-se que este custo é praticamente o mesmo para esta variação de temperatura, e portanto serão representados por somente uma curva nas Figuras 6.1 e 6.2. Estas figuras mostram o custo de investimento, operação e manutenção para variações do fator de capital (0,1710 e 0,0802) e das temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K, referentes ao Ciclo Simples (CS), STIG, ISTIG e Ciclo Combinado (CC).

O custo do combustível é uma função da eficiência global do ciclo térmico, e esta por sua vez depende da temperatura máxima de entrada da turbina a gás. Conforme referido anteriormente, as eficiências consideradas são as máximas de cada ciclo operável (sem restrições) para as temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K, deixando como variáveis livres a relação de pressão e a relação de injeção para o caso dos ciclos STIG e ISTIG. Este custo é mostrado na Tabela 6.8 para dois preços distintos do combustível (lenha) : 2,18 (média dos custos em Estados do nordeste brasileiro) e 3,5 US\$/GJ (valor típico para o Estado de Minas Gerais).

Tabela 6.7 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo combinado em função da temperatura

T (K)	1200	1400	1600
FRC=0,1710	61,63	61,75	61,80
	51,35	51,46	51,50
	44,02	44,10	44,14
	38,52	38,60	38,62
FRC=0,0802	28,90	28,96	28,98
	24,09	24,13	24,15
	20,64	20,69	20,70
	18,06	18,10	18,10

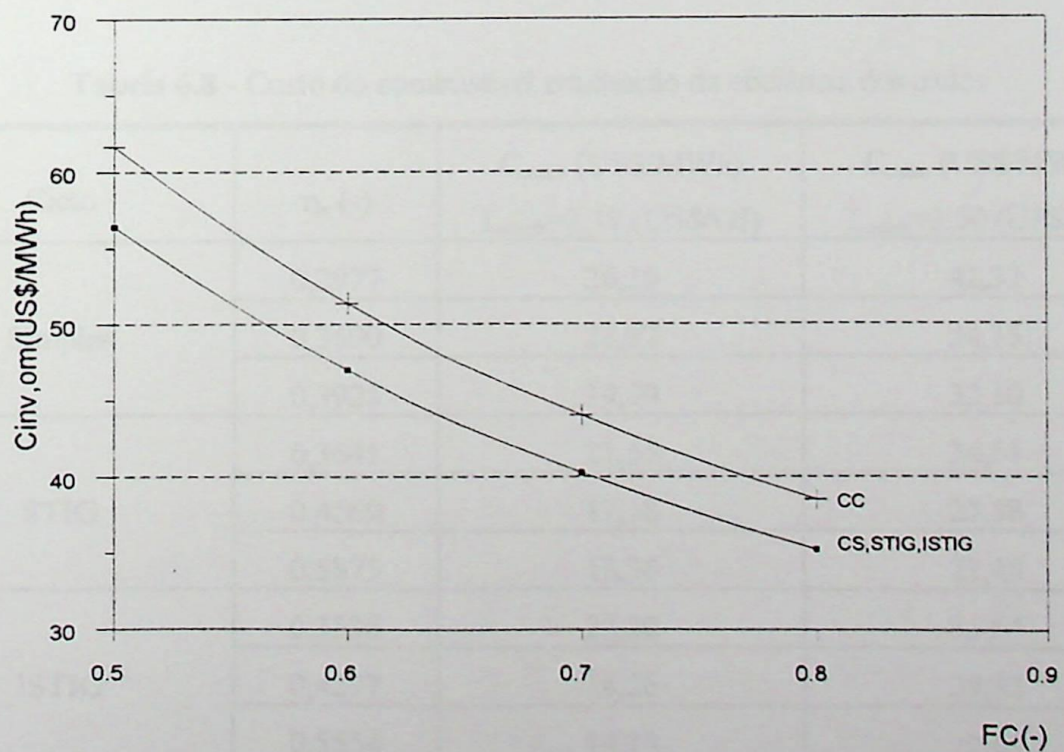


Figura 6.1 - Custo de investimento, operação e manutenção dos ciclos térmicos para FRC = 0,1710 e $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ

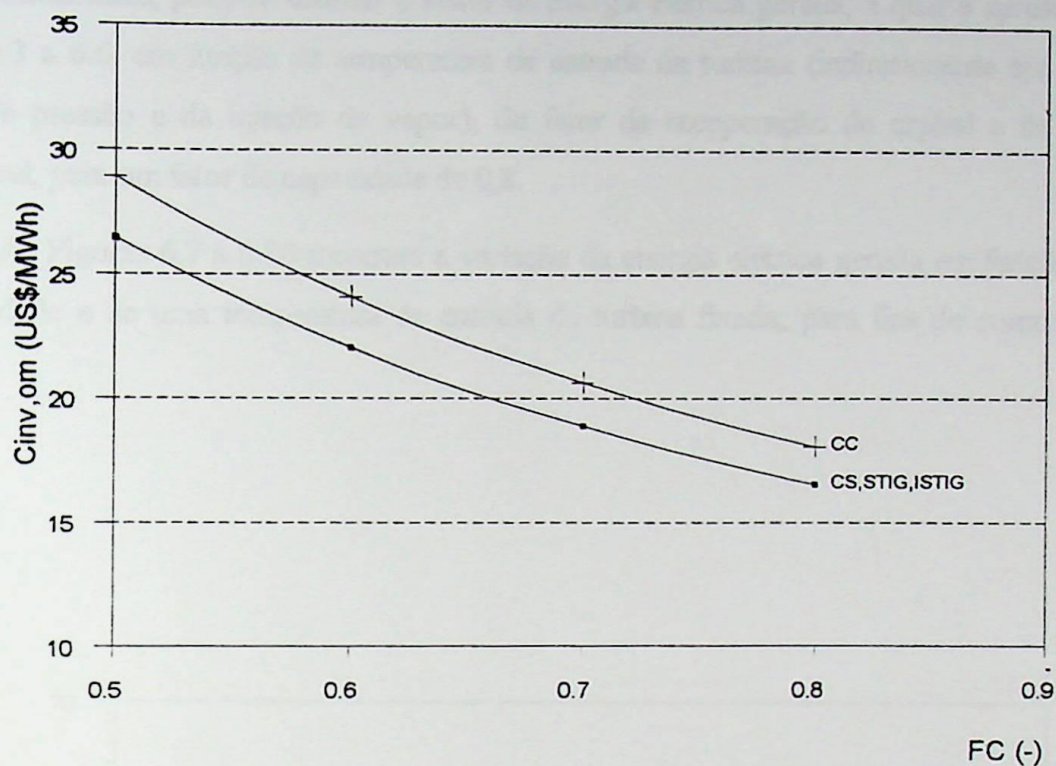


Figura 6.2 - Custo de investimento, operação e manutenção dos ciclos térmicos para $FRC = 0,0802$ e $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ

Tabela 6.8 - Custo do combustível em função da eficiência dos ciclos

Ciclo	η_c (-)	C_{comb} (US\$/MWh)	
		$L_{comb}=2,18$ (US\$/GJ)	$L_{comb}=3,50$ (US\$/GJ)
Simples	0,2977	26,36	42,32
	0,3690	21,27	34,15
	0,3925	19,99	32,10
STIG	0,3641	21,55	34,61
	0,4569	17,18	27,58
	0,5875	13,36	21,45
ISTIG	0,3535	22,20	35,64
	0,4297	18,26	29,32
	0,5554	14,13	22,69
Combinado	0,3482	22,54	36,18
	0,4058	19,34	31,05
	0,4447	17,65	28,33

Finalmente, pode-se estimar o custo da energia elétrica gerada, a qual é apresentado nas Figuras 6.3 a 6.6, em função da temperatura de entrada da turbina (indiretamente em função da relação de pressão e da injeção de vapor), do fator de recuperação de capital e do preço do combustível, para um fator de capacidade de 0,8.

As Figuras 6.7 a 6.10 mostram a variação da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade e de uma temperatura de entrada da turbina fixada, para fins de comparação em 1400 K.

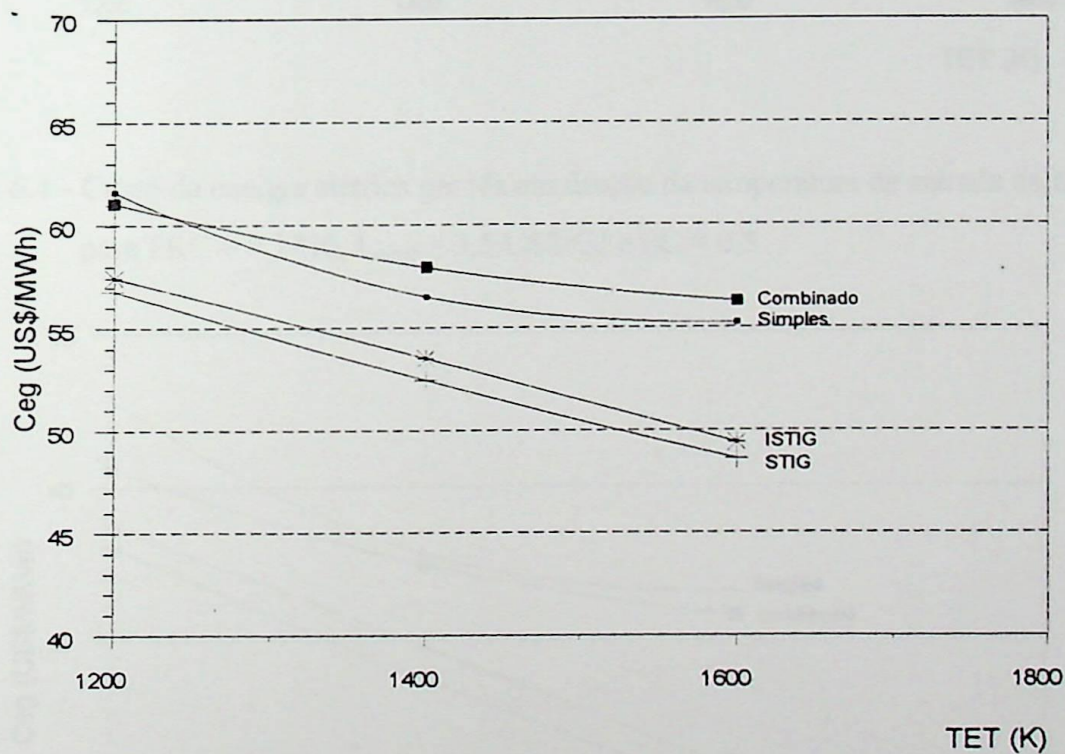


Figura 6.3 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC = 0,1710$, $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ e $FC = 0,8$

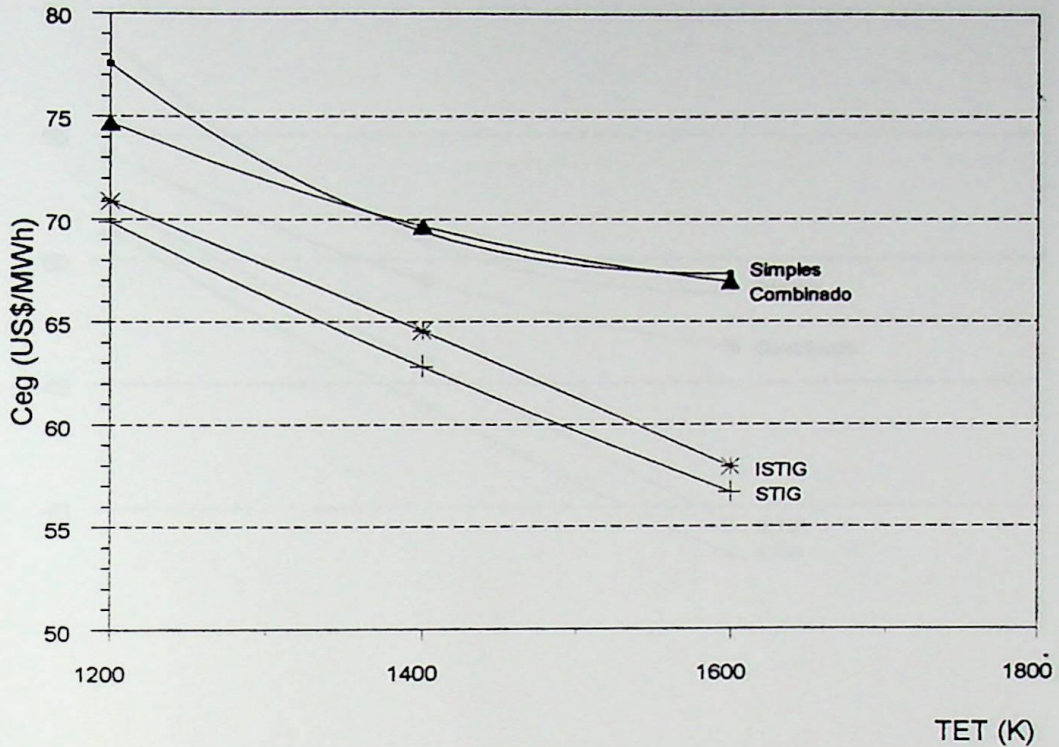


Figura 6.4 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC = 0,1710$, $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ e $FC = 0,8$

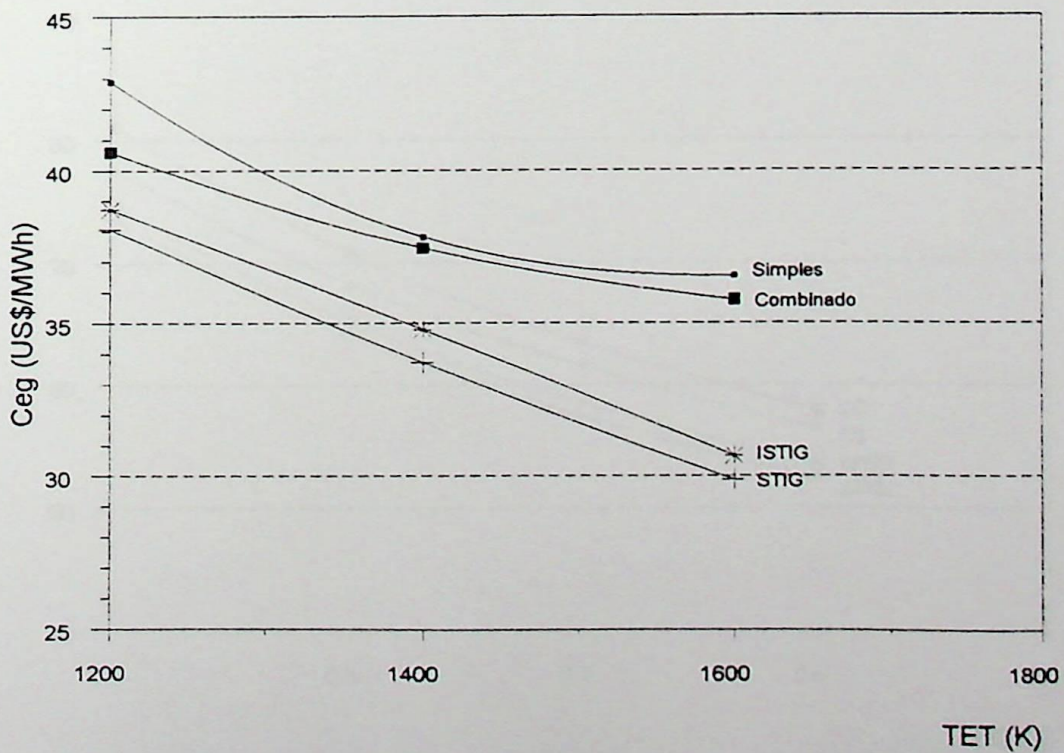


Figura 6.5 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC = 0,0802$, $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ e $FC = 0,8$

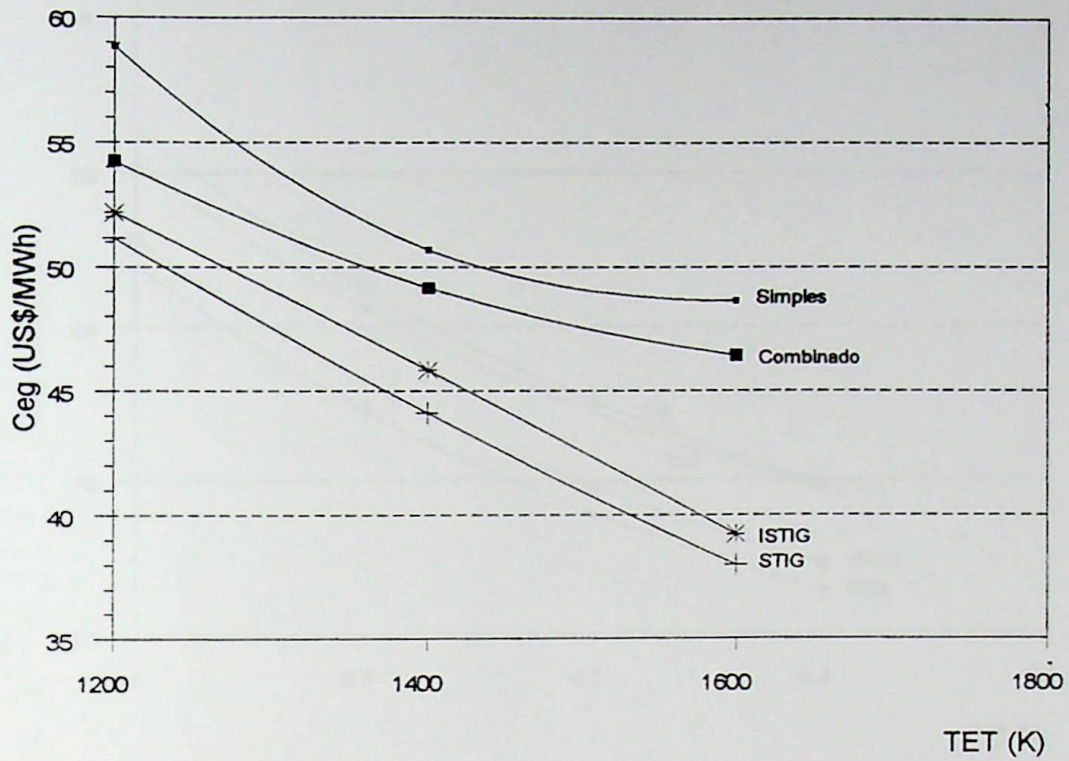


Figura 6.6 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC = 0,0802$, $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ e $FC = 0,8$

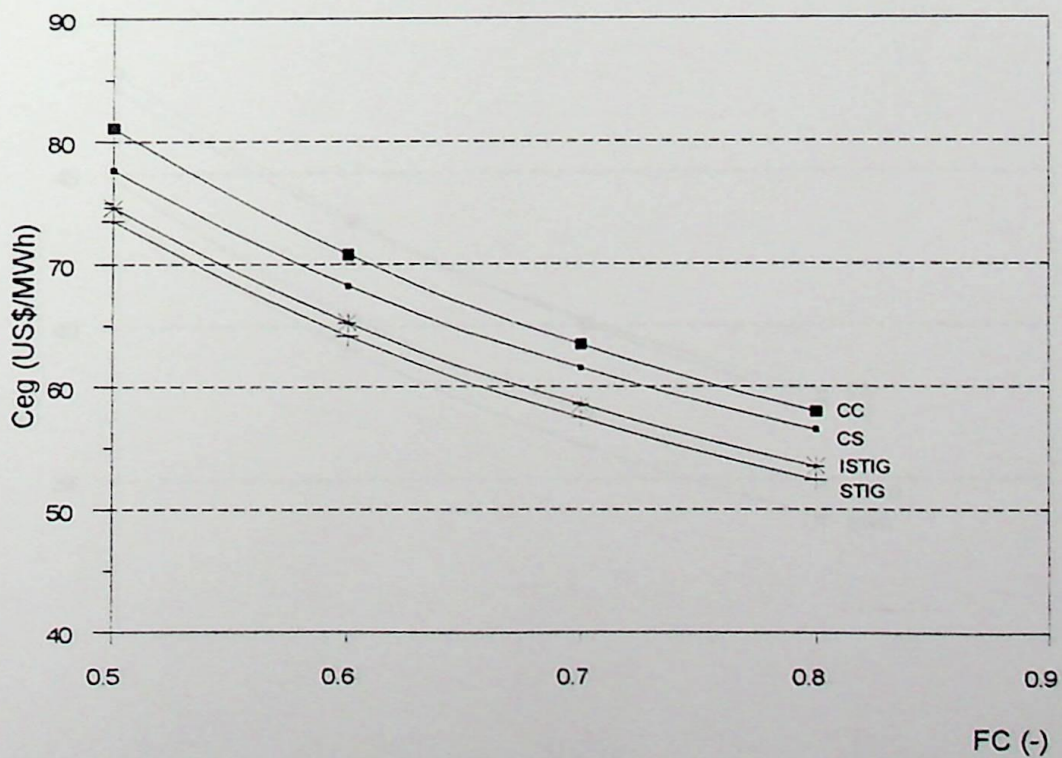


Figura 6.7 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para $FRC = 0,1710$, $TET = 1400$ K e $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ

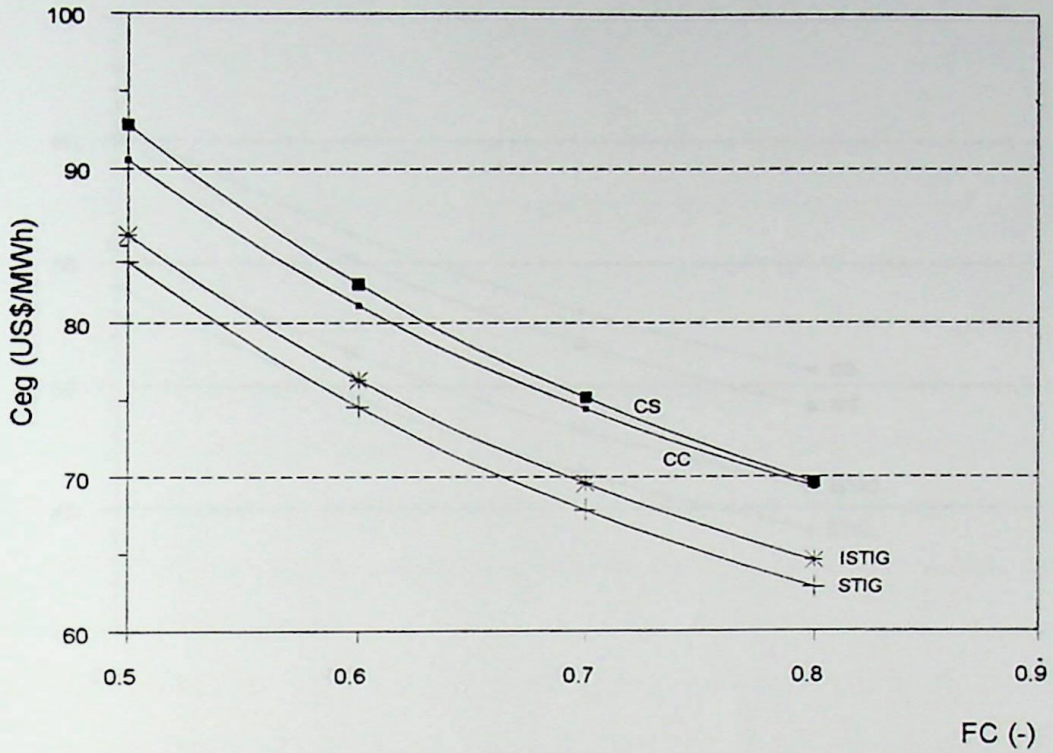


Figura 6.8 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,1710, TET = 1400 K e Lcomb = 3,5 US\$/GJ

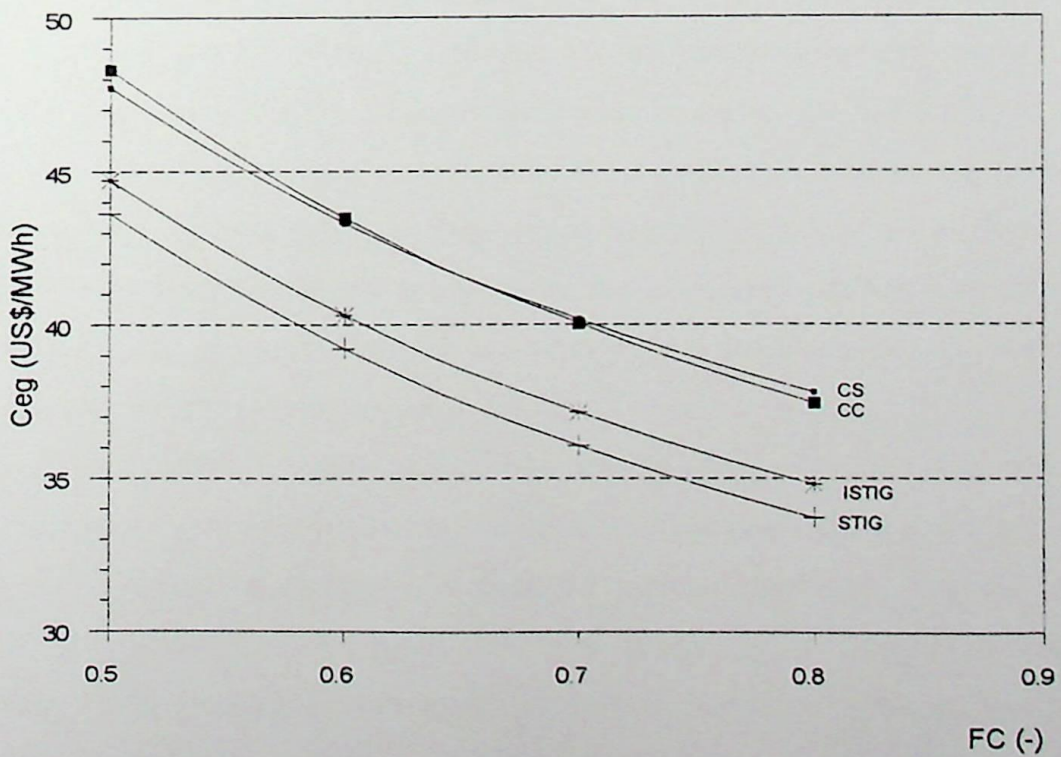


Figura 6.9 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC = 0,0802, TET = 1400 K e Lcomb = 2,18 US\$/GJ

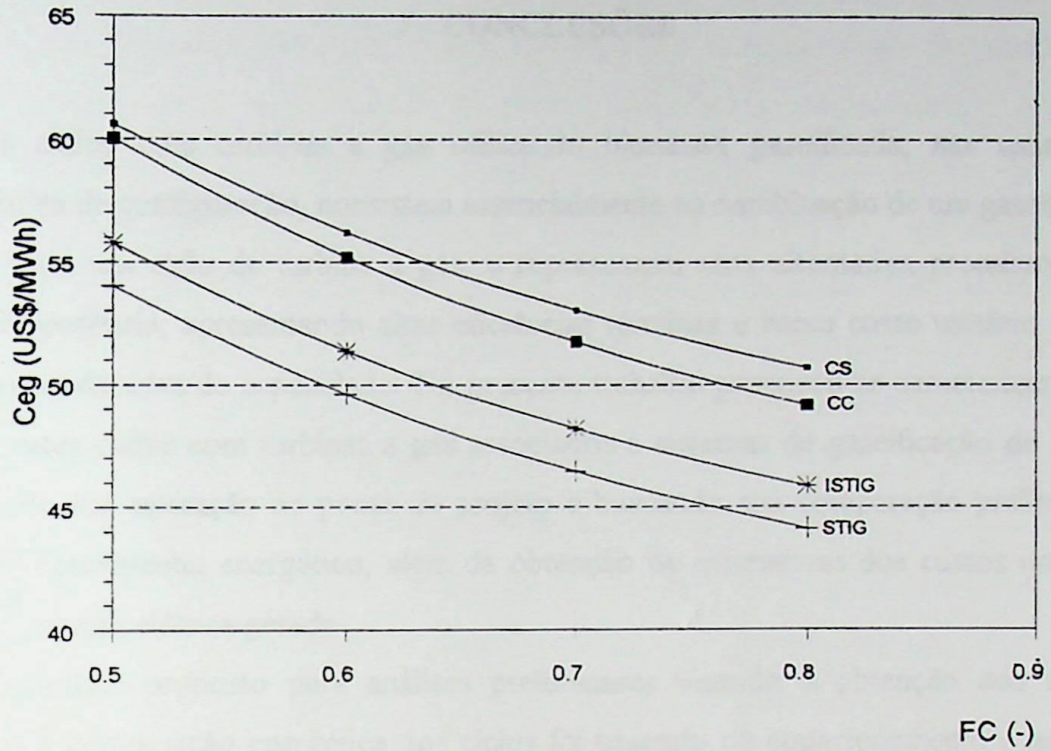


Figura 6.10 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para $FRC = 0,0802$, $TET = 1400\text{ K}$ e $Lcomb = 3,5\text{ US\$/GJ}$

7 - CONCLUSÕES

Os ciclos com turbinas a gás utilizando biomassa gaseificada, nas suas diversas possibilidades de configuração, consistem essencialmente na combinação de um gaseificador de biomassa com um ciclo de turbina a gás, e representam uma alternativa promissora para a geração de potência, apresentando altas eficiências térmicas e baixo custo unitário de capital em escalas moderadas de capacidade. No presente trabalho procurou-se caracterizar, modelar e simular estes ciclos com turbinas a gás associados a sistemas de gaseificação de biomassa, considerando sua operação no ponto de projeto e buscando sua comparação preliminar com relação ao desempenho energético, além da obtenção de estimativas dos custos unitários de potência e energia elétrica gerada.

O modelo proposto para análises preliminares visando a obtenção dos resultados necessários à comparação energética dos ciclos foi baseado no equacionamento e modelagem termodinâmica destes, através de simulação computacional em um programa desenvolvido para esta finalidade. A potência considerada na turbina a gás foi de 30 MW, uma vez que uma planta de potência empregando biomassa gaseificada é geralmente de pequeno porte, tipicamente da ordem de 50 MW ou menos, quer seja por condições de abastecimento de biomassa, quer seja pela eficiência da turbina a gás em relação à turbina a vapor. Para cada ciclo foram explorados os efeitos das variáveis básicas na análise das turbinas a gás, ou seja, a relação de pressão no compressor, a temperatura de entrada da turbina, bem como o efeito da relação de injeção, ou fração de massa de vapor injetado na turbina a gás. Esses e outros parâmetros (variáveis) típicos foram estimados ou avaliados dentro de faixas tecnologicamente viáveis, considerando-se como critérios de desempenho a eficiência apenas do ciclo ou do sistema completo, incluindo o gaseificador.

Os resultados obtidos confirmam as expectativas de que os ciclos mais eficientes, são aqueles que incorporam o aproveitamento do calor rejeitado pela turbina a gás, seja através da injeção de vapor na turbina a gás, seja através de um ciclo combinado. Confirma-se também, que é bastante interessante do ponto de vista energético, a adoção do resfriamento intermediário. Estes resultados evidenciam o efeito favorável da operação dos ciclos sob pressões e temperaturas elevadas, possibilidades limitadas pelas características metalúrgicas do material empregado nas palhetas das turbinas e pelas tecnologias de resfriamento. Um ponto importante a ser observado é que a disponibilidade de vapor é determinada pela vazão de gases na saída da turbina a gás e se reduz com o incremento da eficiência, sendo que as necessidades

de vapor no gaseificador devem prevalecer sobre as demandas para injeção na turbina e para a turbina a vapor. Contudo, como verificado, os ciclos de maior eficiência apresentam menor disponibilidade relativa de vapor, atenuando as vantagens citadas anteriormente.

A análise de sensibilidade dos custos unitário e da energia gerada foi realizada considerando distintos cenários de preços do combustível, fatores de capacidade, taxas de juros e vida da planta, indicando preliminarmente a viabilidade da implantação desta tecnologia para as condições brasileiras, cujo setor elétrico indica custos marginais da ordem de 60 US\$/MWh. Os resultados obtidos, considerando-se as configurações de melhor desempenho da modelagem termodinâmica, indicam que os ciclos mais complexos parecem permitir a geração de energia elétrica sob menores custos, a notável exceção dos ciclos combinados, cujos resultados são similares aos do ciclo simples. No sentido de se reduzirem os custos da energia elétrica gerada, fica evidente a importância de se assegurar um suprimento de combustível a baixos preços e operar com turbinas de última geração, capazes de suportar elevadas temperaturas em seus estágios iniciais. Vale observar ainda a grande variação que resulta nos custos da energia produzida em decorrência de adotar-se um valor maior ou menor para a taxa de juros, cujo valor, em princípio deve ser estimado em uma ampla faixa. Existe assim, a necessidade de se arbitrar taxas de juros que possam ser consideradas factíveis ou correspondentes ao valor efetivo de mercado para os recursos financeiros. É também relevante e decisiva as características de operação, como o número de horas anuais que a planta deverá operar.

Quanto a sugestões para trabalhos futuros destaca-se:

- a) O estudo dos ciclos em regime, ou seja, fora do ponto de projeto;
- b) Uma análise mais aprofundada no gaseificador pressurizado, modelando e simulando as condições de projeto e operação, de modo a possibilitar uma avaliação integrada dos fluxos envolvidos, para várias capacidades de gaseificação e conseqüente provimento do sistema global (gaseificador, turbina a gás, turbina a vapor, no caso de ciclo combinado e caldeira de recuperação).

Devido a abrangência do tema, é natural que o presente trabalho apresente limitações, tais como o estudo no ponto de projeto e a utilização de relações conhecidas somente por citações indiretas para a avaliação dos fluxos mássicos do gaseificador, simplificando desta forma a modelagem do sistema de gaseificação, mas que não impedem, de maneira alguma a determinação das configurações dos ciclos térmicos, principal objetivo do presente trabalho.

ANEXO 1 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Este anexo tem por finalidade apresentar equações que permitam o cálculo das propriedades termodinâmicas utilizadas no programa computacional.

A.1 - Propriedades termodinâmicas dos gases

Dentre as propriedades dos gases, apresentar-se-á os calores específicos e as entalpias.

A.1.1 - Calores específicos

As equações para o cálculo dos calores específicos (Wark, 1983), admitindo que variem somente com a temperatura, são da seguinte forma:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (A.1)$$

onde:

C_p - calor específico molar a pressão constante de uma substância, (kJ/kgmol.K);

T - temperatura, (K);

a, b, c, d - coeficientes representativos de cada substância, (-).

A Tabela A.1 apresenta as equações do calor específico para as substâncias e a Tabela A.2 sua faixa de validade, os erros máximo e médio e a massa molecular das substâncias.

O calor específico molar médio para uma processo é definido por:

$$C_{p_m} = \frac{\int_{T_i}^{T_f} C_p dT}{T_f - T_i} \quad (A.2)$$

onde:

T_i - temperatura inicial do processo, (K);

T_f - temperatura final do processo, (K).

Tabela A.1 - Equações para o calor específico

Substância	Fórmula	a	b	c	d
Nitrogênio	N ₂	28.90	-0.1571E-2	0.8081E-5	-2.8730E-9
Oxigênio	O ₂	25.48	1.5200E-2	-0.7155E-5	1.3120E-9
Monóxido de Carbono	CO	28.16	0.1675E-2	0.5372E-5	-2.2220E-9
Hidrogênio	H ₂	29.11	-0.1916E-2	0.4003E-5	-0.8704E-9
Dióxido de Carbono	CO ₂	22.26	5.9810E-2	-3.5010E-5	7.4690E-9
Vapor d'água	H ₂ O	32.24	0.1923E-2	1.0550E-5	-3.5950E-9
Metano	CH ₄	19.89	5.0240E-2	1.2690E-5	-11.010E-9
Etileno	C ₂ H ₄	3.95	15.640E-2	-8.3440E-5	17.600E-9

Tabela A.2 - Faixa de utilização e erro para as equações do calor específico e massa molecular das substâncias

Fórmula	Faixa (K)	Erro (%)		Massa Molecular (kg/kgmol)
		máximo	médio	
N ₂	273-1800	0.59	0.34	28.016
O ₂	273-1800	1.19	0.28	32.000
CO	273-1800	0.89	0.37	28.010
H ₂	273-1800	1.01	0.26	2.016
CO ₂	273-1800	0.67	0.22	44.010
H ₂ O	273-1800	0.53	0.24	18.016
CH ₄	273-1500	1.33	0.57	16.040
C ₂ H ₄	273-1500	0.54	0.13	28.054

Para o Argônio, com relação aos calores específicos a pressão e volume constante admitiu-se que não sofressem variação com a temperatura. A Tabela A.3 apresenta estas propriedades, além da massa molecular (Van Wylen e Sonntag, 1976).

Tabela A.3 - Calor específico a pressão e volume constante e massa molecular do Argônio

Substância	Fórmula	Cp(kJ/kmol.K)	Cv(kJ/kmol.K)	M (kg/kmol)
Argônio	Ar	20.9488	12.6395	18.016

Fazendo uso da equação (A.1) e (A.2), o calor específico molar médio a pressão constante de uma substância será:

$$C_{p_m} = \frac{a (T_f - T_i) + \frac{b}{2} (T_f^2 - T_i^2) + \frac{c}{3} (T_f^3 - T_i^3) + \frac{d}{4} (T_f^4 - T_i^4)}{T_f - T_i} \quad (A.3)$$

O calor específico molar médio para uma mistura de substâncias:

$$C_{p_m} = \sum_{\text{comp}} Y_{\text{comp}} C_{p_{\text{comp}}} \quad (A.4)$$

onde:

Y_{comp} - frações molares das substâncias componentes da mistura;

$C_{p_{\text{comp}}}$ - calores específicos molares a pressão constante das substâncias componentes da mistura.

A.1.2 - Entalpias

A entalpia de um gás em qualquer temperatura T e pressão P é expressa por:

$$h_{(T,P)} = h_f + \Delta \bar{H} \quad (A.5)$$

e:

$$\Delta \bar{H} = h_{(T,P)} - h_f = \int_{T_0}^T C_p dT \quad (A.6)$$

onde:



h_f - entalpia de formação, definida à temperatura de referência ($T_0 = 298 \text{ K}$) e à pressão de referência ($P_0 = 0.101325 \text{ MPa}$).

Conforme mostrou-se no capítulo 4, a entalpia de interesse é a variação de entalpia $\Delta \bar{H}$, ou seja, a entalpia sensível. Esta entalpia é uma função da temperatura e da pressão, no entanto, a pressões suficientemente baixas, isto é, quando o gás em questão obedece o modelo do gás ideal, a entalpia sensível é somente função da temperatura (Bejan, 1988).

A.2 - Propriedades termodinâmicas do vapor d'água

As equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor d'água nas condições saturada e superaquecida são apresentadas a seguir, segundo Liley e Irvine (1984). Os erros máximos para estas propriedades estão na faixa de 0.15% para temperaturas menores que 625 K, e em temperaturas superiores a 625 K na faixa de 1%, devido às incertezas associadas com a região crítica. A temperatura crítica para o vapor d'água é $T_{\text{crit}} = 647.3 \text{ K}$.

A nomenclatura utilizada é:

T - temperatura, (K);

P - pressão, (MPa);

h - entalpia, (kJ/kg);

s - entropia, (kJ/kg.K).

A.2.1 - Líquido e vapor saturado

A seguir são apresentadas as equações para o cálculo da temperatura e pressão de saturação, e das entalpias e entropias para a condição saturada.

A.2.1.1 - Temperatura de saturação

$$T_{\text{sat}} = A + \frac{B}{\ln P_{\text{sat}} + C} \quad (\text{A.7})$$

Com as seguintes condições:

Para

$$0.000611 \leq P_{\text{sat}} < 12.33 \text{ MPa e } 273.16 \leq T_{\text{sat}} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.8})$$

tem-se:

$$A = 0.426776\text{E}2$$

$$B = -0.389270\text{E}4$$

$$C = -0.948654\text{E}1$$

Para

$$12.33 \leq P_{\text{sat}} \leq 22.1 \text{ MPa e } 600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.9})$$

tem-se:

$$A = -0.387592\text{E}3$$

$$B = -0.125875\text{E}5$$

$$C = -0.152578\text{E}2$$

A.2.1.2 - Pressão de saturação

$$\ln P_{\text{sat}} = \sum_{N=0}^9 A(N) T_{\text{sat}}^N + \frac{A(10)}{T_{\text{sat}} - A(11)} \quad (\text{A.10})$$

e:

$$273.16 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.11})$$

Os coeficientes assumem os seguintes valores:

$$A(0) = 0.104592\text{E}2$$

$$A(1) = -0.404897\text{E}-2$$

$$A(2) = -0.417520\text{E}-4$$

$$A(3) = 0.368510\text{E}-6$$

$$A(4) = -0.101520\text{E}-8$$

$$A(5) = 0.865310\text{E}-12$$

$$A(6) = 0.903668\text{E}-15$$

$$A(7) = -0.199690E-17$$

$$A(8) = 0.779287E-21$$

$$A(9) = 0.191482E-24$$

$$A(10) = -0.396806E4$$

$$A(11) = 0.395735E2$$

A.2.1.3 - Entalpia do líquido saturado

$$h_{ls} = h_{lspc} \left(A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_c^N \right) \quad (A.12)$$

com:

$$T_c = \frac{T_{crit} - T_{sat}}{T_{crit}} \quad (A.13)$$

onde:

h_{ls} - entalpia do líquido saturado, (kJ/kg);

h_{lspc} - entalpia do líquido saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Nas equações posteriores que aparecerem o termo T_c , a equação (A.13) será utilizada. Os coeficientes assumem os valores a seguir.

Se

$$273.16 \leq T_{sat} < 300 \text{ K} \quad (A.14)$$

então:

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 6.24698837E2$$

$$E(2) = -2.34385369E3$$

$$E(3) = -9.50812101E3$$

$$E(4) = 7.16287928E4$$

$$E(5) = -1.63535221E5$$

$$E(6) = 1.66531093E5$$

$$E(7) = -6.47854585E4$$

$$h_{lspc} = 2.0993E3$$

Se

$$300 \leq T_{sat} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.15})$$

então:

$$A = 8.839230108E-1$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = -2.67172935$$

$$E(2) = 6.22640035$$

$$E(3) = -1.31789573E1$$

$$E(4) = -1.91322436$$

$$E(5) = 6.87937653E1$$

$$E(6) = -1.24819906E2$$

$$E(7) = 7.21435404E1$$

$$h_{lspc} = 2.0993E3$$

Se

$$600 \leq T_{sat} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.16})$$

então:

$$A = 1.0$$

$$B = 4.41057805E-1$$

$$C = 5.52255517$$

$$D = 6.43994847$$

$$E(1) = 1.64578795$$

$$E(2) = 1.30574143$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$h_{lspc} = 2.0093E3$$

A.2.1.4 - Entalpia do vapor saturado

$$h_{vs} = h_{vscr} \left(A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_c^N \right) \quad (A.17)$$

onde:

h_{vs} - entalpia do vapor saturado, (kJ/kg);

h_{vscr} - entalpia do vapor saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Os coeficientes são expressos para o seguinte intervalo de variação de temperatura:

$$273.16 \leq T_{sat} \leq 647.3 \text{ K} \quad (A.18)$$

sendo:

$$A = 1.0$$

$$B = 4.57874342E-1$$

$$C = 5.08441288$$

$$D = 1.48513244$$

$$E(1) = 4.81351884$$

$$E(2) = 2.69411792$$

$$E(3) = 7.39064542$$

$$E(4) = 1.04961689E1$$

$$E(5) = 5.46840036$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$h_{vscr} = 2.0993E3$$

A.2.1.5 - Entropia do líquido saturado

$$s_{ls} = s_{lspc} \left(A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_c^N \right) \quad (A.19)$$

onde:

s_{ls} - entropia do líquido saturado, (kJ/kg);

s_{lspc} - entropia do líquido saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Os coeficientes assumem os valores a seguir.

Para

$$273.16 \leq T_{sat} < 300 \text{ K} \quad (A.20)$$

tem-se:

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 1.83692956E3$$

$$E(2) = 1.47066352E4$$

$$E(3) = 4.31466046E4$$

$$E(4) = 4.86066733E4$$

$$E(5) = 7.99750960E3$$

$$E(6) = 5.83339887E4$$

$$E(7) = 3.31400718E4$$

$$s_{lspc} = 4.4289$$

Para

$$300 \leq T_{\text{sat}} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.21})$$

tem-se:

$$A = 9.12762917\text{E-}1$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 1.75702956$$

$$E(2) = 1.68754095$$

$$E(3) = 5.82215341$$

$$E(4) = 6.33354786\text{E}1$$

$$E(5) = 1.88076546\text{E}2$$

$$E(6) = 2.52344531\text{E}2$$

$$E(7) = 1.28058531\text{E}2$$

$$S_{\text{spec}} = 4.4289$$

Para

$$600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.22})$$

tem-se:

$$A = 1.0$$

$$B = 3.24817650\text{E-}1$$

$$C = 2.990556709$$

$$D = 3.2341900$$

$$E(1) = 6.78067859\text{E-}1$$

$$E(2) = 1.91910364$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$S_{lspc} = 4.4289$$

A.2.1.5 - Entropia do vapor saturado

$$S_{vs} = S_{vspc} \left(A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_c^N \right) \quad (A.23)$$

Para

$$273.16 \leq T_{sat} \leq 647.3 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 1.0$$

$$B = 3.77391E-1$$

$$C = 2.78368$$

$$D = 6.93135$$

$$E(1) = 4.34839$$

$$E(2) = 1.34672$$

$$E(3) = 1.75261$$

$$E(4) = 6.22295$$

$$E(5) = 9.99004$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$S_{vspc} = 4.4289$$

A.2.2 - Vapor superaquecido

As equações para o cálculo da entalpia e entropia na condição superaquecida são apresentadas a seguir.

A.2.2.1 - Entalpia do vapor superaquecido

$$h_{v\text{sup}} = \sum_{N=0}^2 A(N) T^N - A(3) \exp\left(\frac{T_{\text{sat}} - T}{M}\right) \quad (\text{A.24})$$

Os coeficientes assumem os valores a seguir.

$$A(0) = B11 + B12 P + B13 P^2$$

$$A(1) = B21 + B22 P + B23 P^2$$

$$A(2) = B31 + B32 P + B33 P^2$$

$$A(3) = B41 + B42 T_{\text{sat}} + B43 T_{\text{sat}}^2 + B44 T_{\text{sat}}^3 + B45 T_{\text{sat}}^4$$

$$B11 = 2.04121E3$$

$$B12 = 4.040021E1$$

$$B13 = 4.8095E-1$$

$$B21 = 1.610693$$

$$B22 = 5.472051E-2$$

$$B23 = 7.517537E-4$$

$$B31 = 3.383117E-4$$

$$B32 = 1.975736E-5$$

$$B33 = 2.87409E-7$$

$$B41 = 1.70782E3$$

$$B42 = 1.699419E1$$

$$B43 = 6.2746295E-2$$

$$B44 = 1.0284259E-4$$

$$B45 = 6.4561298E-8$$

$$M = 4.5E1$$

A.2.2.2 - Entropia do vapor superaquecido

$$s_{v\text{sup}} = \sum_{N=0}^4 A(N) T^N + B1 \ln(10 + B2) - \sum_{N=0}^4 C(N) T_{\text{sat}}^N \exp\left(\frac{T_{\text{sat}} - T}{M}\right) \quad (\text{A.25})$$

Os coeficientes:

$$A(0) = 4.6162961$$

$$A(1) = 1.039008E-2$$

$$A(2) = 9.873085E-6$$

$$A(3) = 5.43411E-9$$

$$A(4) = 1.170465E-12$$

$$B1 = 4.650306E-1$$

$$B2 = 1.0E-3$$

$$C(0) = 1.777804$$

$$C(1) = 1.802468E-2$$

$$C(2) = 6.854459E-5$$

$$C(3) = 1.184424E-7$$

$$C(4) = 8.142201E-11$$

A.3 - Entalpia do líquido comprimido

A entalpia do líquido comprimido é listada abaixo (Hurtado, 1993):

$$h_{lc} = 2.823 (T - T_r) + \frac{11.83E-3}{2} (T^2 - T_r^2) - \frac{35.05E-6}{3} (T^3 - T_r^3) + \frac{36.02E-9}{4} (T^4 - T_r^4) \quad (A.26)$$

Nesta equação T_r é a temperatura de referência, e a sua faixa de validade está compreendida no intervalo de 273 a 623 K.

ANEXO 2 - VARIAÇÕES DE COMPOSIÇÃO E CARACTERÍSTICAS DA BIOMASSA GASEIFICADA E GASEIFICADORES

Este Anexo ilustra as variações de composição e características do gás combustível oriundo do gaseificador, bem como diversos tipos de gaseificadores e processos de gaseificação (CHESF/BRASCEP, 1987).

2.1 - Alguns processos de gaseificação da madeira

Tipos de gaseificadores	Normal	Lacotte	Winkler	Davy	Creusout	Technor	Gás d'água
Características							
Madeira enfiada	30 % umidade	30 % umidade	10 % umidade 30 mm	30 % umidade 15 a 25 cm	Cavacos	30-35 % umidade 15-25 cm	carvão
Gás produzido	pobre	pobre(enriquecido com O ₂)	pobre e vapor d'água	pobre (enriquecido com O ₂)	pobre	pobre	gás d'água
PCS (kcal/Nm ³)	1.190	2.300	1.180	2.600	1.170	1.250	4.500
Eficiência	80 %	85 %	82 %	85 %	82 %	82 %	60 %
Temperatura do gás	750°C	500-600°C	800-900°C	650°C	600°C	600-800°C	600°C

2.2 - Características dos gases produzidos por diversos processos de gaseificação

Processo de Gaseificação		“Lacotte” 50% umidade	“Creusot- Loire”	CESP/ “Winkler”	“Davy”	“Winkler”	“Purox”	“Moore- Canadá”	“Eletrotérmico” CESP
Composição dos gases (%)	CO	21	19	40,8	31,7	30,7	49	21,8 a 26,0	40,74
	H ₂	44,5	15	41,3	37,6	33,2	30	17,4 a 19,8	51,28
	CO ₂	32	9	15,1	19,9	13,6	15	9,2 a 11,9	5,32
	CH ₄	0,2	0,5	1,6	2,9	0,8	3	3,0 a 3,6	1,10
	N ₂	2,3	43	1,1	0,4	0,1	1	-	-
	Outros	-	13,0	-	7,5	21,6	2	42,0- 45,4	1,56
PCS (kcal/Nm ³)		1.808	1.170	2.457	2.210	1.760	2546	1.396 a 1.642	2.667
PCI (kcal/Nm ³)		1.614	1.101	2.264	2.022	1.609	2.390	1.279 a 1.541	2.435
Eficiência (% - PCS)									90,1
Eficiência (% - PCI)									84,6
Massa específica (kg/Nm ³)					0,91	0,85			1,07

ANEXO 3 - ESTRUTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

O programa computacional desenvolvido foi idealizado para simular as configurações citadas anteriormente, sendo constituído de um programa principal e várias rotinas, que interrelacionam com o programa principal e entre si. Estes elementos que compõem o programa geral são:

- Programa principal: programa que gerencia a simulação dos ciclos.
- Rotina para leitura de dados.
- Rotina para cálculo do estado de referência.
- Rotina para cálculo da pressão de saturação.
- Rotina para cálculo do calor específico molar médio dos componentes de um gás.
- Rotina para cálculo do calor específico médio de uma mistura de gases e da relação isentrópica.
- Rotina para cálculo do processo de compressão (incluindo ou não intercoolers).
- Rotina para cálculo da entalpia sensível do: CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , CH_4 , C_2H_4 .
- Rotina para cálculo da entalpia sensível do argônio.
- Rotina para cálculo do número de moles dos componentes por mol de oxigênio no ar úmido, na equação da combustão.
- Rotina para cálculo do excesso de ar, do poder calorífico inferior e das relações ar/combustível e combustível/ar.
- Rotina para cálculo da massa molecular do ar.
- Rotina para cálculo da massa molecular do combustível.
- Rotina para cálculo do processo de expansão.
- Rotina para cálculo do ciclo simples.
- Rotina para cálculo do ciclo com injeção de vapor e com injeção de vapor e resfriamento intermediário.
- Rotina para cálculo do ciclo combinado.
- Rotina para cálculo da entalpia do líquido comprimido.
- rotina para cálculo da entalpia do vapor superaquecido.

- Rotina para cálculo da temperatura de saturação da água/vapor d'água.
- Rotina para cálculo da entalpia do vapor saturado.
- Rotina para cálculo da entropia do vapor superaquecido.
- Rotina para cálculo da entropia do líquido saturado.
- Rotina para cálculo da entropia do vapor saturado.
- Rotina para cálculo da entalpia do líquido saturado.
- Rotinas para impressão dos resultados.

ANEXO 4 - ENTRADA DE DADOS DO PROGRAMA

1- REFERÊNCIA

ALTITUDE LOCAL (m)..... = 0.000
TEMPERATURA (K)..... = 288.0
UMIDADE RELATIVA (-)..... = 0.700

2- COMPRESSOR(ES)

RELAÇÃO DE PRESSÃO (-)..... = 15.00
PERDA DE PRESSÃO NA ENTRADA (-)..... = 0.010
EFICIENCIA POLITRÓPICA (-)..... = 0.890

3- INTERCOOLER(S)

NÚMERO DE INTERCOOLERS (-)..... = 0
PERDA DE PRESSÃO PERCENTUAL (-)..... = 0.010
EFETIVIDADE (-)..... = 0.850

4- FRAÇÕES MOLARES DOS COMPONENTES DO GÁS COMBUSTÍVEL

FRAÇÃO MOLAR DE CO (-)..... = 0.1572
FRAÇÃO MOLAR DE H2 (-)..... = 0.1190
FRAÇÃO MOLAR DE CO2 (-)..... = 0.1205
FRAÇÃO MOLAR DE CH4 (-)..... = 0.0465
FRAÇÃO MOLAR DE N2 (-)..... = 0.2713
FRAÇÃO MOLAR DE H2O (-)..... = 0.2781
FRAÇÃO MOLAR DE C2H4 (-)..... = 0.0071

5- CÂMARA DE COMBUSTÃO

TEMPERATURA DO GÁS COMB. NA ENTRADA (K)..... = 823.0
PERDA DE PRESSÃO PERCENTUAL (-)..... = 0.030
EFICIÊNCIA (-)..... = 0.990

6- TURBINA

TEMPERATURA MÁXIMA DE ENTRADA (K)..... = 1400.0
EFICIÊNCIA POLITRÓPICA (-)..... = 0.900
POTÊNCIA LÍQUIDA GERADA (KW)..... = 30000.0
EFICIÊNCIA MECÂNICA COMP/TURBINA..... = 0.980

7- CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

PRESSÃO DE OPERAÇÃO (MPa).....	= 5.200
EFICIÊNCIA (-).....	= 0.980
PERDA DE PRESSÃO PERCENTUAL (-).....	= 0.020
TEMPERATURA DE PINCH-POINT (C).....	= 30.00
DIFERENÇA TERMINAL DE TEMPERATURA (C).....	= 50.00
GRAU DE SUPERAQUECIMENTO (C).....	= 110.00
TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO (K).....	= 300.0

8- PARÂMETROS DO CICLO

TIPO DE CICLO (1,2,3,4).....	= 2
RELAÇÃO DE INJEÇÃO (ENTRE 0 E 1).....	= 0.040

9- TURBINA A VAPOR

EFICIÊNCIA (-).....	= 0.85
PRESSÃO NA SAÍDA (Mpa).....	= 0.008

ANEXO 5 - SAÍDA TÍPICA DOS RESULTADOS DO PROGRAMA

TURBINA A GÁS COM INJEÇÃO DE VAPOR (STIG)

ESTADO DE REFERÊNCIA

ALTITUDE LOCAL (m).....	=	.000
TEMPERATURA DE REFERÊNCIA (K)...	=	288.000
UMIDADE RELATIVA (-).....	=	.700
PRESSÃO DE REFERÊNCIA (Mpa).....	=	.101325
PRESSÃO DE SATURAÇÃO (Mpa).....	=	.001691
FRAÇÃO MOLAR DO N2 NO AR (-).....	=	.771285
FRAÇÃO MOLAR DO O2 NO AR (-).....	=	.207448
FRAÇÃO MOLAR DO Arg NO AR (-).....	=	.009290
FRAÇÃO MOLAR DO CO2 NO AR (-).....	=	.000296
FRAÇÃO MOLAR DO H2O NO AR (-).....	=	.011680

CARACTERÍSTICAS DO(S) COMPRESSOR(ES)

PERDA DE PRESSÃO NA ENTRADA (-).....	=	.010
PERDA DE PRESSÃO NA ENTRADA (Mpa).....	=	.001
RELAÇÃO DE PRESSÃO TOTAL (-).....	=	15.000
EFICIÊNCIA POL. COMPRESSOR (-).....	=	.890
TRABALHO TOTAL DE COMPRESSÃO (kJ/kg)...	=	405.552

CARACTERÍSTICAS DO(S) INTERCOOLER(S)

NÚMERO DE INTERCOOLER(S) (-)	=	0
PERDA DE PRESSÃO NO(S) INTERC. (MPa)...	=	.010
EFETIVIDADE DO(S) INTERCOOLER(S)(-).....	=	.850

PARÂMETROS DO PROCESSO DE COMPRESSÃO

Tent	Pent	Tsai	Psai
K	MPa	K	MPa
288.0	.1013	671.8	1.5047

RELAÇÃO ISENTRÓPICA PARA O AR - K..... = 1.3857

CALOR ESPECÍFICO MÉDIO PARA O AR (kJ/kg.K)..... = 1.0356

CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL (GÁS DE MADEIRA)

1. COMPOSIÇÃO DO GÁS

FRAÇÃO MOLAR DE CO (-).....	= .1572
FRAÇÃO MOLAR DE H2 (-).....	= .1190
FRAÇÃO MOLAR DE CO2 (-).....	= .1205
FRAÇÃO MOLAR DE CH4 (-).....	= .0465
FRAÇÃO MOLAR DE N2 (-).....	= .2713
FRAÇÃO MOLAR DE H2O (-).....	= .2781
FRAÇÃO MOLAR DE C2H4 (-).....	= .0071

2. PROPRIEDADES

PODER CALORÍFICO INFERIOR (kJ/kg).....	= 5102.364
TEMPERATURA NA ENTRADA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO (K).....	= 823.000
MASSA MOLECULAR (kg/kmol).....	= 23.502

CARACTERÍSTICAS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

PERDA DE PRESSÃO (-).....	= .03000
EFICIÊNCIA DE COMBUSTÃO (-).....	= .99000

EXCESSO DE AR (-).....	= 3.33907
RELAÇÃO AR/COMB. ESTEQUIOMÉTRICA(-).....	= 1.49309
RELAÇÃO AR/COMB.REAL(-).....	= 4.93566
RELAÇÃO COMB./AR REAL (-).....	= .20261

CARACTERÍSTICAS DA TURBINA

RELAÇÃO DE PRESSÃO (-).....	= 14.122
EFICIÊNCIA POLITRÓPICA (-).....	= .900
TEMPERATURA MÁX. ENTRADA (K).....	= 1400.000
TRABALHO ESPECÍFICO (kJ/kg).....	= 748.904
POTÊNCIA LÍQUIDA (kW).....	= 30000.00

PARÂMETROS DO PROCESSO DE EXPANSÃO

Tent	Pent	Tsai	Psai	TRABALHO
(K)	(MPa)	(K)	(MPa)	(kJ/kg)
1400.00	1.4595	804.27	.1034	748.90

RELAÇÃO ISENTRÓPICA PARA O GÁS COMB (-).....	= 1.30311
CALOR ESPECÍFICO MÉDIO PARA O GÁS COMBUSTIVEL (kJ/kg K).....	= 1.25712

CARACTERÍSTICAS FINAIS DO CICLO A GÁS

TRABALHO ESPECÍFICO LÍQUIDO (kJ/kg).....	= 453.3773
CONSUMO ESPEC. COMBUSTÍVEL (kg/kwh)...	= 1.6088
EFICIÊNCIA TÉRMICA (-).....	= .4386

VAZÕES MÁSSICAS DO CICLO (kg/s)

MASSA DE COMBUSTÍVEL CONSUMIDO.....	= 12.437
MASSA DE AR FORNECIDO À CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	= 61.382
MASSA DE AR NECESSÁRIA À GASEIFICAÇÃO...	= 5.121
MASSA DE AR DE COMPRESSÃO.....	= 66.504
MASSA DE LENHA.....	= 5.485
MASSA DE VAPOR NECESSÁRIA À GASEIF.....	= 1.934
MASSA DE VAPOR INJETADO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	= 2.455
MASSA DOS GASES DE COMBUSTÃO.....	= 76.274
MASSA DE VAPOR GERADO NA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	= 11.261

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSUMPÇÃO, R. M. V. Gaseificação de madeira e carvão vegetal - princípios e aplicações. In: *Uso da madeira para fins energéticos*, CETEC, Belo Horizonte, 1981.
- BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley, New York, 1988.
- BOHEM, R. F. *Design Analysis of Thermal Systems*, John Wiley, New York, 1987.
- BORGLIN, Stig H. A Contribution to the Calculation of Open Gas Turbine Processes. *ASME COGEN-TURBO, IGTI*-vol. 6, 1991, p. 115-129.
- BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1982.
- CARPENTIERI, A. E. Future biomass-based power generation in Northeast Brazil, *Biomass and Bioenergy*, 4(3), 1993.
- CERRI, G. Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Transactions of the ASME, vol. 109, 1987, P. 46-54.
- CHESE - COMPANHIA HIDROELÉTRICA DO SÃO FRANCISCO; BRASCEP ENGENHARIA LTDA. *Fontes Energéticas Brasileiras, Inventário/Tecnologia, Biomassa Florestal (Madeira)*, vol. III: Tecnologias. Rio de Janeiro, 1987.
- COHEN, H.; ROGERS, E. F. C.; SARAVANAMUTOO, H. I. H. *Gas Turbine Theory*. Longman, London, 1972.
- CONSONNI, S.; LARSON, E. D. Biomass-Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles: Part B-Performance Calculations and Economic Assessment. *ASME COGEN-TURBO, IGTI*-vol. 9, 1994, p. 611-623.
- COPERSUCAR - Cooperativa de Produtores de Cana, Açúcar e Álcool do Estado de São Paulo. *Gasification Technology Report*. RT-687, CTC-Centro de Tecnologia Copersucar, Piracicaba, 1994.
- CRAIG, K. R. et al. Cost and Performance Potential of Advanced Integrated Biomass Gasification Combined Cycle Power Systems. *ASME COGEN-TURBO, IGTI*-vol 9, 1994, p. 641-653.
- CULP JR, A. W. *Principles of Energy Conversion*. Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha, 1979.
- D'ÁVILA, S.G.; MAKRAY, Z. T. Gaseificadores de madeira - aspectos técnicos e econômicos. In: *Uso da madeira para fins energéticos*, CETEC, Belo Horizonte, 1981.

- DONATELLI, J. L. M. Análise Termodinâmica Aplicada à Central Termoelétrica da Cia Siderúrgica de Tubarão - CST. [Itajubá]. 221 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1993.
- EL-WAKIL, M. M. Powerplant Technology. McGraw-Hill, New York, 1984.
- FRAIZE, W. E.; KINNEY, C. Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles. *Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME*, vol. 101, 1979, p. 217-227.
- HURTADO, Y. H. S. Simulação e Análise Exergética de Ciclos Combinados com Turbinas a Gás/Turbinas a Vapor. [Itajubá]. 157 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1993.
- LARSON, E. D.; WILLIAMS, R. H. Steam Injected Gas Turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME*, vol. 109, 1987, p. 55-63.
- LARSON, E. D.; WILLIAMS, R. H. Biomass-Gasifier Steam-Injected Gas Turbine Cogeneration. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Transactions of the ASME*, vol. 112, Abril 1990, p. 158-163.
- LILEY, P.; IRVINE, T. Steam and Gas Tables with Computer Equations. Academic Press, New York, 1984.
- LORA, E. S.; SANCHEZ, C. G. La gasificación del bagazo de cana de azucar. *International Seminar on Commercial Energy Generation in the Cane Industry*, Guatemala City, 1994.
- LUNDBERG, M. Latent Heat Utilization in Steam-Injected Gas Turbine Applications, *ASME COGEN-TURBO, IGTI*-vol. 6, 1991, p. 6-18.
- MARTINS, H. Madeira como fonte de energia. In: *Uso da madeira para fins energéticos*, CETEC, Belo Horizonte, 1980.
- NESTLÉ - Companhia Industrial e Comercial Brasileira de Produtos Alimentares. *Biomassa, a opção energética da Nestlé*, São Paulo, 1983.
- NEWHALL, J. L. et alli. Biomass Combustion in Gas-Turbine-Based Systems. *ASME COGEN-TURBO, IGTI*-vol. 7, 1992, p. 159-164.
- NOGUEIRA, L. A. H. Aspectos da utilização de Turbinas a Gás Aeroderivativas em Cogeração, XI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Rio de Janeiro, 1991.
- NOGUEIRA, L. A. H. Estimativa de Custos em Sistemas de Cogeração, GENERCO, Itajubá, MG, 1993.
- PALMER, A. C.; RAGLAND, K. W. Dynamic Simulation of a Biomass Fired Downdraft

- Combustor-Gas Turbine. ASME COGEN-TURBO, IGTI-vol. 7, 1992, p. 165-172.
- PENEDO, W. R. Madeira, carvão e gusa. In: *Uso da madeira para fins energéticos*, CETEC, Belo Horizonte, 1980.
- SOROKA, G.; KAMALI, K. Modular Remotely Operated, Fully Steam-Injected Plant for Utility Application. ASME COGEN-TURBO, 1987, p. 55-60.
- VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, 2ª ed. São Paulo, Edgard Blücher, 1976.
- WALTER, A. C. S. Viabilidade e Perspectivas da Cogeração no setor Sucroalcooleiro. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, 1994.
- WALTER, A. C.; LLAGOSTERA, J. Exergetic and Thermo-economic Analysis of Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Power Systems. ASME COGEN-TURBO, IGTI-vol. 8, 1994.
- WARK, K. *Thermodynamics*. Fourth Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, 1983.
- WILLIAMS, R. H.; LARSON, E. D. Advanced - Gasification based Biomass Power Generation. In *Renewable Energy: Sources for Fuels and Electricity* (ed. Johansson, T. B.; Kelly, H.; Reddy, A. K. N.; Williams, R.), Island Press, Washington, 1993.

DATA 05.10.1997
PROC.
PED. PPG
LIV. Alvarado
RS

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
8200902

NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA