

TAMER MOGAWER

ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA PARA SELEÇÃO DE SISTEMAS
DE COGERAÇÃO EM CICLO COMBINADO

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Transmissão e
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Julio Santana Antunes

Co-orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Guaratinguetá 2005

Mogawer, Tamer

Análise Técnica e Econômica para a seleção de sistemas de cogeração em ciclo combinado / Mogawer Tamer – Guaratinguetá : [s.n.], 2005

Bibliografia:

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, 2005.

Orientador: Prof. Dr. Júlio Santana Antunes

Co-orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA PARA SELEÇÃO DE
SISTEMAS DE COGERAÇÃO EM CICLO COMBINADO**

TAMER MOGAWER

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

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

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JÚLIO SANTANA ANTUNES
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
UNESP-FEG

Dr. VALDIR APOLINARIO DE FREITAS
RHODIA BRASIL

Dezembro de 2005

DADOS CURRICULARES

TAMER MOGAWER

NASCIMENTO	08.06.1978 – TAUBATÉ / SP
FILIAÇÃO	Mohamed Fawzy Mahmoud Ali Mogawer Soheir Abd el Menim Abd el Samad
1996/2000	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP
2000/ -	Engenheiro Técnico Comercial ALSTOM BRASIL Ltda.

de modo especial a minha família, que sempre me incentivou a seguir estudando e a completar este curso, e ao amigo “irmão” Rogério Faria, em memória.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço à Deus, pela minha vida, minha família e meus amigos.

Agradeço também:

- ao meu orientador, *Prof. Dr. Júlio Santana Antunes* e ao meu co-orientador *Prof. Dr. José Luz Silveira* que jamais deixaram de me incentivar e de me apoiar. Sem as suas orientações, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.
- aos meus pais *Mohamed Fawzy e Sohier Samad*, que sempre incentivaram meus estudos.
- aos meus amigos que sempre estiveram comigo nesta escalada, em especial ao Ricardo da Costa Rigolin e André Pinheiro.
- às secretárias da pós-graduação, em particular a Regina pela dedicação e ajuda no atendimento.
- à ALSTOM, pelo fornecimento das informações utilizadas neste estudo, e em particular nas pessoas dos engenheiros João Batista Daltrini e José Ferraz de Abreu Neto, por terem me cedido a oportunidade de realizar este curso.
- a todos que me apoiaram para que conseguisse vencer este desafio.

“Aos que praticam o bem, aconselha-se a
verdade e recomendam-se, uns aos outros, a
paciência e a perseverança”



ALCORAN

MOGAWER, TAMER. **Análise Técnica e Econômica para seleção de sistemas de cogeração em ciclo combinado.** 2005. 133f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

RESUMO

O setor elétrico brasileiro vem continuamente passando por crises energéticas; os consumidores, indústrias que dependem de energia para exercerem as suas atividades passaram a valorizar e a buscar fontes alternativas, confiáveis e ecologicamente adequadas com o objetivo de garantir o fornecimento de eletricidade de forma econômica, possibilitando desta maneira uma certa independência energética.

Neste contexto, este trabalho tem a finalidade de selecionar sistemas de cogeração utilizando ciclos combinados com conjuntos a gás associadas a caldeira de recuperação sem queima suplementar e turbina a vapor, assim como realizar o levantamento das curvas de produção de energia e eficiência para os ciclos obtidos.

Foram utilizados os parâmetros técnicos e construtivos das turbinas a gás e a vapor de uma mesma empresa fabricante, e através das curvas obtidas é possível selecionar o ciclo combinado mais adequado para cada situação desejada, tanto do ponto de vista energético quanto do ponto de vista econômico.

PALAVRAS-CHAVE: ciclo combinado, cogeração, turbina a gás, turbina a vapor

MOGAWER, TAMER. **Technical and economical analysis for selection cogeneration systems in combined cycle.** 2005. 133f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

ABSTRACT

The electric Brazilian sector is continually subject to energy crisis, the industrial consumers, that depends on energy to do its activities, is nowadays up to valorize and to look for alternative, trustful and environmental appropriate sources with the objective of guaranteeing the supply of electricity in an economic way and warranting a certain energy independence.

In this context, this work has the purpose of selecting cogeneration systems based on using combined cycles with gas turbines associated to heat recovery steam generators without supplementary burners and steam turbines, as well as accomplishing the rising of the curves of production of energy and efficiency for the obtained cycles.

The technical and constructive parameters of the gas and steam turbines were considered from the same manufacturing company, and through the obtained curves it is possible to select the more appropriate cycle for each process requirement, in the energy and economic point of view.

KEYWORDS: combined cycle, cogeneration, gas turbine, steam turbine.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2 – CICLOS TÉRMICOS PARA COGERAÇÃO

Figura 2.1 – Componentes de uma instalação a vapor simples.....	27
Figura 2.2 – Trabalho e transferência de calor	29
Figura 2.3 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Rankine ideal.....	32
Figura 2.4 – Diagrama temperatura-entropia	32
Figura 2.5 – Ciclo aberto e ciclo fechado.....	34
Figura 2.6 – Ciclo de ar-padrão de turbina a gás.....	35
Figura 2.7 – Ciclo de ar-padrão ideal Brayton	35
Figura 2.8 – Instalação de um ciclo combinado com turbina a gás e a vapor.....	36
Figura 2.9 – Ciclos térmicos de cogeração.....	39

CAPÍTULO 3 – ANÁLISE ENERGÉTICA E ECONÔMICA

Figura 3.1 – Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor	42
Figura 3.2 – Faixa de potência das turbinas a gás	43
Figura 3.3 – Faixa de potência das turbinas a vapor	45
Figura 3.4 – Sistema de turbina a gás associada à caldeira e turbina a vapor.....	47
Figura 3.5 – Fluxograma para seleção do ciclo combinado.	49
Figura 3.6 – Cp dos gases e do ar em função da temperatura.	50
Figura 3.7 – Exemplo de curva de seleção de ciclo combinado.....	51

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

Figura 4.1 – Potência da Turbina a Vapor (A53.1) x Potência do Ciclo Combinado (A53.1 + GT8C2).	65
--	----

Figura 4.2 – Potência da Turbina a Vapor (ST2) x Potência do Ciclo Combinado (ST2 + GT8C2).....	66
Figura 4.3 – Potência da Turbina a Vapor (A50) x Potência do Ciclo Combinado (A50 + GTX100).....	67
Figura 4.4 – Potência da Turbina a Vapor (A63) x Potência do Ciclo Combinado (A63 + GT11N2).....	68
Figura 4.5 – Potência da Turbina a Vapor (A63.1) x Potência do Ciclo Combinado (A63.1 + GT24).....	69
Figura 4.6 – Potência da Turbina a Vapor (ST3) x Potência do Ciclo Combinado (ST3 + GT26).....	70
Figura 4.7 – Potência da Turbina a Vapor (Z55) x Potência do Ciclo Combinado (Z55 + GT35).....	71
Figura 4.8 – Potência da Turbina a Vapor (ZM55) x Potência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10C).....	72
Figura 4.9 – Potência da Turbina a Vapor (ZM55) x Potência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10B).....	73
Figura 4.10 – Eficiência do Ciclo Combinado (A53.1 + GT8C2).....	74
Figura 4.11 – Eficiência do Ciclo Combinado (ST2 + GT8C2).....	75
Figura 4.12 – Eficiência do Ciclo Combinado (A50 + GTX100).....	76
Figura 4.13 – Eficiência do Ciclo Combinado (A63 + GT11N2).....	77
Figura 4.14 – Eficiência do Ciclo Combinado (A63.1 + GT24).....	78
Figura 4.15 – Eficiência do Ciclo Combinado (ST3 + GT26).....	79
Figura 4.16 – Eficiência do Ciclo Combinado (Z55 + GT35).....	80
Figura 4.17 – Eficiência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10C).....	81
Figura 4.18 – Eficiência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10B).....	82

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ECONÔMICA

Figura 5.1 – Custo de Energia Elétrica x Payback (A53.1 + GT8C2).....	84
---	----

Figura 5.2 – Custo de Energia Elétrica x Payback (ST2 + GT8C2).	85
Figura 5.3 – Custo de Energia Elétrica x Payback (A50 + GTX100).....	86
Figura 5.4 – Custo de Energia Elétrica x Payback (A63 + GT11N2).....	87
Figura 5.5 – Custo de Energia Elétrica x Payback (A63.1 + GT24).....	88
Figura 5.6 – Custo de Energia Elétrica x Payback (ST3 + GT26).	89
Figura 5.7 – Custo de Energia Elétrica x Payback (Z55 + GT35).	90
Figura 5.8 – Custo de Energia Elétrica x Payback (ZM55 + GT10C).....	91
Figura 5.9 – Custo de Energia Elétrica x Payback (ZM55 + GT10B).....	92
Figura 5.10 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A53.1 + GT8C2).....	93
Figura 5.11 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ST2 + GT8C2).....	94
Figura 5.12 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A50 + GTX100).....	95
Figura 5.13 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A63 + GT11N2).....	96
Figura 5.14 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A63.1 + GT24).	97
Figura 5.15 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ST3 + GT26).....	98
Figura 5.16 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (Z55 + GT35).....	99
Figura 5.17 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ZM55 + GT10C).....	100
Figura 5.18 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ZM55 + GT10B).....	101
Figura 5.19 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A53.1 + GT8C2).....	102
Figura 5.20 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ST2 + GT8C2).....	103
Figura 5.21 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A50 + GTX100).....	104

Figura 5.22 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A63 + GT11N2).....	105
Figura 5.23 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A63.1 + GT24).....	106
Figura 5.24 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ST3 + GT26).....	107
Figura 5.25 – Receita x Payback para o ciclo combinado (Z55 + GT35).....	108
Figura 5.26 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10C).....	109
Figura 5.27 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10B).....	110

ANEXO A – TURBINAS A GÁS DA EMPRESA FABRICANTE

Figura A.1 – Dados de performance da Typhoon.....	118
Figura A.2 – Dados de performance da Tornado.....	119
Figura A.3 – Dados de performance da Tempest.....	119
Figura A.4 – Dados de performance da Cyclone.....	119
Figura A.5 – Dados de performance da GT35.....	120
Figura A.6 – Dados de performance da GT10B.....	121
Figura A.7 – Dados de performance da GT10C.....	122
Figura A.8 – Dados de performance da GTX100.....	123

ANEXO B – TURBINAS A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE

Figura B.1 – Dimensões da turbina a vapor da serie A.....	130
Figura B.2 – Dimensões da Turbina a vapor da serie Z.....	131
Figura B.3 – Dimensões da Turbina a vapor da serie ZM.....	132
Figura B.4 – Dimensões da Turbina a vapor A63.1.....	133
Figura B.5 – Dimensões da Turbina a vapor A53.1.....	133

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

Tabela 4.1 – Possíveis ciclos combinados obtidos.....	61
Tabela 4.2 – Principais características das turbinas a gás	62
Tabela 4.3 – Principais características das turbinas a vapor	63
Tabela 4.4 – Principais características dos ciclos obtidos.....	64

ANEXO A – TURBINAS A GÁS DA EMPRESA FABRICANTE

Tabela A.1 – Principais características das turbinas a gás.....	116
Tabela A.2 – Pesos e Dimensões.....	117

ANEXO B – TURBINAS A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE

Tabela B.1 – Principais características das turbinas a vapor.....	126
Tabela B.2 – Dimensões e Pesos da A.50 e A.63.....	130
Tabela B.3 – Dimensões e Pesos da Z45 e Z55.....	131
Tabela B.4 – Dimensões e Pesos da ZM55.....	132
Tabela B.5 – Dimensões e Pesos da A63.1.....	133
Tabela B.6 – Dimensões e Pesos da A53.1.....	133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

C.C.	Câmara de Combustão
COMGÁS	Companhia de Gás do Estado de São Paulo
CR	Caldeira de recuperação
GT	Gas turbine
GTWH	Gas Turbine Word Handbook
MC	Motor de combustão
P	Pressão
PP	Unidade de processo
S	Entropia
ST	Steam turbine
T	Temperatura
TG	Turbina a gás
TV	Turbina a vapor
ISO	International Standards Organization

LISTA DE SÍMBOLOS

C_{comb}	Custo do combustível	<i>US\$/kWh</i>
C_{el}	Custo de energia elétrica	<i>US\$/kWh</i>
C_{eltg}	Custo de energia elétrica da turbina a gás	<i>US\$/kWh</i>
C_{eltv}	Custo de energia elétrica da turbina a vapor	<i>US\$/kWh</i>
CM_{cc}	Custo de manutenção da caldeira de vapor convencional	<i>US\$/kWh</i>
CM_{cr}	Custo de manutenção da caldeira de recuperação	<i>US\$/kWh</i>
CM_{stg}	Custo de manutenção da turbina a gás	<i>US\$/kWh</i>
CM_{stv}	Custo de manutenção da turbina a vapor	<i>US\$/kWh</i>
C_{oleo}	Custo do óleo combustível	<i>US\$/kWh</i>
c_p	Calor específico dos gases de exaustão da turbina	<i>kJ/kgK</i>
C_v	Custo de produção de vapor	<i>US\$/kWh</i>
C_{vc}	Custo de produção de vapor na caldeira convencional	<i>US\$/kWh</i>
E'	Potência elétrica e/ou mecânica produzida	<i>kW</i>
E_{comb}	Potência suprida pelo combustível	<i>kW</i>
E_{cr}	Fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão	<i>kW</i>
E_{gases}	Conteúdo energético dos gases da saída da turbina a gás	<i>kW</i>
E_p	Potência produzida pela turbina a gás	<i>kW</i>
E_{ptv}	Potência produzida pela turbina a vapor	<i>kW</i>
E_v	Fluxo de calor utilizado na forma de vapor	<i>kW</i>
E_{vapor}	Potência obtida através da evaporação na caldeira de recuperação	<i>kW</i>
f	Fator de anuidade	<i>1/ano</i>
f_1	Fator de produção de eletricidade na turbina a gás	
f_2	Fator de produção de vapor no sistema de cogeração	
g	Aceleração da gravidade	<i>m/s²</i>
G_{pel}	Ganho anual devido à venda de eletricidade	<i>US\$/ano</i>
G_{pv}	Ganho anual devido à produção de vapor	<i>US\$/ano</i>
h	Entalpia do fluxo energético	<i>kJ/kg</i>
h_5	Entalpia do vapor na saída da caldeira	<i>kJ/kg</i>
h_8	Entalpia da água de alimentação da caldeira	<i>kJ/kg</i>
H	Período de produção	<i>horas/ano</i>
I_{stg}	Custo de investimento para turbina a gás	<i>US\$</i>
I_{stv}	Custo de investimento para turbina a vapor	<i>US\$</i>
I_{vcc}	Custo de investimento para caldeira convencional	<i>US\$</i>
I_{vcr}	Custo de investimento para caldeira de recuperação	<i>US\$</i>
j	Taxa de juros	<i>%</i>
k	Período de amortização ou pay-back	<i>anos</i>
\dot{m}	Vazão em massa do fluxos energéticos	<i>kg/s</i>

\dot{m}_c	Consumo horário do gás natural	m^3/h
\dot{m}_{gases}	Vazão mássica do gás	kg/s
\dot{m}_{vapor}	Vazão mássica do vapor	kg/s
PCI	Poder Calorífico Inferior do gás natural	kJ/kg
P_{el}	Custo de compra da energia elétrica	$US\$/kWh$
\dot{Q}	Fluxo de calor transferido do volume de controle	kW
\dot{Q}_{entra}	Taxa total de transferência de calor	kW
R	Receita anual esperada	$US\$/ano$
S'	Energia térmica produzida	kW
T ₄	Temperatura na saída da turbina a gás	$^{\circ}C$
T _e	Temperatura dos gases de escape	$^{\circ}C$
v	Velocidade do fluxo energético	m/s
\dot{W}	Potência por unidade de tempo transferida do volume de controle	kW
\dot{W}_e	Potência de eixo	kW
Z	Cota da superfície de controle	m
η_{cr}	Rendimento da caldeira de recuperação	$\%$
η_{cvc}	Eficiência da caldeira de vapor convencional	$\%$
η_{GC}	Eficiência de geração de calor	$\%$
η_{GE}	Eficiência de geração de eletricidade	$\%$
η_{GT}	Eficiência global do ciclo	$\%$
η_t	Eficiência térmica da turbina gás	$\%$

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	21
1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	21
1.2 OBJETIVO DO TRABALHO	22
1.3 ESTRUTURA DA TESE	23
CAPÍTULO 2 – CICLOS TÉRMICOS PARA COGERAÇÃO.....	25
2.1 ASPECTOS GERAIS.....	25
2.2 CICLOS TÉRMICOS COM TURBINAS A VAPOR.....	26
2.2.1 Introdução	26
2.2.2 Descritivo de Sistemas de Potência a Vapor	27
2.2.3 O ciclo de Rankine.....	28
2.3 CICLOS TÉRMICOS COM TURBINAS A GÁS.....	33
2.3.1 Introdução	33
2.3.2 Descritivo de Sistemas de Potência a Gás.....	33
2.2.3 O ciclo de Ar-Padrão Brayton.....	34
2.4 CICLO TÉRMICO COMBINADO	36
2.5 COGERAÇÃO	37
2.5.1 Introdução	37
2.5.2 Principais ciclos utilizados na cogeração.....	38
CAPÍTULO 3 – ANÁLISE ENERGÉTICA E ECONÔMICA.....	41
3.1 CICLO PROPOSTO.....	41

3.2 TURBINAS A GÁS E A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE.....	43
3.2.1 Turbinas a gás.....	43
3.2.2 Turbinas a vapor	44
3.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	45
3.4 SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS E TURBINAS A VAPOR	46
3.4.1 Seleção dos possíveis ciclos combinados.....	46
3.4.2 Metodologia adotada.....	47
3.4.3 Levantamento da potência da turbina a vapor e do ciclo combinado.....	51
3.4.4 Caracterização do sistema de cogeração e cálculo da eficiência do ciclo.	52
3.5 ANÁLISE ECONOMICA.....	54
3.5.1 Introdução	54
3.5.2 Metodologia Adotada	54
3.5.2.1 Custo de Produção Anualizados.....	54
3.5.2.2 Custo de Investimentos.....	57
3.5.2.3 Custo de Manutenção	58
3.5.2.4 Custo de Produção de Vapor em Caldeira Convencional	58
3.5.2.5 Receita Anual	60
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ENERGÉTICA.....	
4.1 CICLOS OBTIDOS.....	61
4.2 CARACTERÍSTICAS DOS CICLOS OBTIDOS	62
CAPÍTULO 5 – RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ECONÔMICA.....	
5.1 ANÁLISE ECONÔMICA – (Dados Obtidos)	83
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS.....	
6.1 CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS.....	111
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	
ANEXO A – TURBINAS A GÁS DA EMPRESA FABRICANTE.....	
1.1 TYPHOON – 4,35 / 4,70 / 5,05 / 5,25 MW / TORNADO - 6,75 MW / TEMPEST - 7,9 MW / CYCLONE – 12,9 MW.....	117

1.1.1	Peso e dimensões.....	117
1.1.2	Dados de Performance.....	118
1.2	GT35 – 17 MW.....	120
1.2.1	Dados de Performance.....	120
1.3	GT10B – 25 MW.....	121
1.3.1	Dados de Performance.....	121
1.4	GT10C – 30 MW.....	121
1.4.1	Dados de Performance.....	122
1.5	GTX100 – 43 MW.....	122
1.5.2	Dados de Performance.....	123
1.6	GT8C2 – 57 MW.....	123
1.7	GT11N2 – 117 MW.....	124
1.8	GT13E2 – 165 MW.....	124
1.9	GT24 e GT26 – 171 MW e 268 MW.....	125
	ANEXO B – TURBINAS A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE..	126
1.1	ST1 – 9 MW.....	127
1.2	ST2 – 10 MW.....	127
1.3	ST3 – 40 MW.....	127
1.4	ST4 – 60 MW.....	127
1.5	ST5 – 150 MW.....	128
1.6	ST6 – 100 a 130 MW.....	129
1.7	KA 24-1 – 90 a 100 MW / KA 26-1 – 143 a 147 MW.....	129
1.8	STF15C / STF20C / STF30C – 120 a 330 MW.....	130
1.9	SERIE A – 6,3 a 12,5 MW.....	130
1.9.1	Dimensões – Valores máximos admissíveis.....	130
1.10	SERIE Z – 0,5 a 2,8 MW.....	131
1.10.1	Dimensões – Valores máximos admissíveis.....	131
1.11	SERIE ZM – 4,2 MW.....	132
1.11.1	Dimensões – Valores máximos admissíveis.....	132

1.12 SERIE A.1.....	133
1.12.1 Dimensões – Valores máximos admissíveis.....	133

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Com as crises do petróleo, em 1974 e 1979, que fizeram com que o preço do barril disparasse, criou-se uma nova consciência sobre a necessidade de se planejar o desenvolvimento das nações de acordo com as regras que preconizassem o uso racional da energia e a redução dos impactos ambientais.

A recessão da década de 1980 deixou o setor elétrico com uma capacidade de geração ociosa, adiando investimentos e projetos de expansão e ainda apresentando reflexos nos dias atuais, com a diminuição das reservas hídricas de baixo custo e com o aumento da necessidade de aceleração da expansão do parque gerador nacional. Passou-se então a buscar alternativas baseadas na geração descentralizada de potência, utilizando-se tecnologia disponíveis no mercado, com vistas aos aspectos ambientais e econômicos.

No contexto energético atual, que tende a valorizar fontes secundárias, confiáveis e ecologicamente adequadas com o objetivo de garantir o fornecimento de eletricidade, de forma econômica e independente de flutuações conjunturais, as plantas que produzem calor para processo são, na grande maioria, tecnicamente aptas a gerar eletricidade, constituindo um notável potencial elétrico complementar ainda não aproveitado, como deveria.

Neste mesmo contexto surge a idéia da associação de ciclos, visando o aproveitamento de partes dos rejeitos térmicos de um ciclo por outro. Tais ciclos são conhecidos como ciclos combinados.

Muitas dessas plantas operam na forma de sistemas de cogeração, que consistem na produção simultânea de energia elétrica e energia térmica a partir da queima de um único combustível, com a recuperação de parte do calor rejeitado, reduzindo-se desta forma as

perdas energéticas e aumentando-se a eficiência global do sistema, que são as principais vantagens desses ciclos combinados, juntamente com baixo custo específico de investimento.

Com o passar do tempo, observou-se uma expansão dessa prática para diversos setores, tanto terciário (comércio e serviços) quanto industrial, principalmente naqueles onde se constatou uma relação favorável entre a razão de demandas elétricas e térmicas com geração de excedentes, bem como naqueles que dispõem de resíduos industriais combustíveis, tal como ocorre em algumas indústrias como as de celulose e papel, química e petroquímica, dentre outros. (Hu, 1987).

Neste estudo foi realizado um levantamento de todas as turbinas a gás e a vapor fabricadas e comercialmente disponíveis pela empresa ALSTOM, que daqui em diante é denominada como a “empresa fabricante”, de modo a equacionar sistemas de cogeração em ciclo combinado, com turbinas a gás associadas à caldeira de recuperação sem queima suplementar e turbina a vapor.

Para o ciclo combinado utilizado neste estudo foram construídas curvas de capacidade de produção de energia elétrica em função da temperatura e da pressão, associando turbinas a gás e turbinas a vapor; também foi possível construir curvas de análise econômica como as curvas do custo de produção de energia elétrica, custo de produção de vapor e curvas que determinam o *payback* para cada um dos investimentos estudados.

1.2. OBJETIVO DO TRABALHO

O que se pretende com este trabalho é obtenção de ciclos combinados utilizando a turbinas a gás e a vapor da empresa fabricante, com a configuração do conjunto a gás associada à caldeira de recuperação e a turbina a vapor (ciclo combinado), podendo desta maneira realizar toda a análise energética necessária para traçar as curvas de capacidade de produção de potência para o ciclo combinado.

Além da análise energética é realizada a análise econômica para cada sistema de ciclo combinado selecionado neste estudo, no qual são determinados os custos de produção de energia elétrica e da produção de vapor, receita anual esperada e retorno de investimento (*pay-back*).

1.3. ESTRUTURA DA TESE

No capítulo 2 apresenta-se uma breve introdução sobre os ciclos a gás, ciclos a vapor, ciclos combinados e noções gerais sobre a cogeração.

No capítulo 3 apresentam-se as considerações sobre a configuração utilizada no desenvolvimento do presente trabalho (turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor), e de maneira sucinta a linha de turbinas a gás e a vapor utilizadas neste estudo, assim como as equações para a análise energética e seleção dos possíveis sistemas de cogeração para a configuração em estudo, e também as equações para a análise de viabilidade econômica.

No capítulo 4 mostram-se os resultados obtidos a partir da análise energética para a configuração adotada no capítulo 3.

No capítulo 5 são mostrados os resultados obtidos na análise de viabilidade econômica.

No capítulo 6 apresentam-se as conclusões e comentários finais.

No Anexo A tem-se as características técnicas e de operação das turbinas a gás utilizadas neste estudo.

No Anexo B apresenta-se as características técnicas e de operação das turbinas a vapor utilizadas neste estudo.

CAPÍTULO 2

CICLOS TÉRMICOS PARA COGERAÇÃO

2.1 ASPECTOS GERAIS

O processo fundamental de uma termoelétrica é a transformação da energia térmica disponibilizada pelos combustíveis em energia mecânica; este processo é realizado por diferentes equipamentos cuja construção é baseada em algum dos diversos ciclos termodinâmicos, entre eles o Ciclo Brayton e o Ciclo Rankine. Muitos dos conceitos teóricos foram estabelecidos e o desenvolvimento dos equipamentos se perpetua desde o século XIX.

Atualmente, a tecnologia de geração termoelétrica vive uma revolução e o seu principal agente é a aplicação das novas e eficientes plantas baseadas em turbinas a gás, cujo desenvolvimento dos sistemas eletrônicos de controle, de fluidodinâmica, de metalurgia e de novos materiais vêm sendo os principais agentes desta transformação.

Apesar dos ciclos a vapor terem os seus avanços limitados pela maturidade da sua tecnologia, pelo menos no que diz respeito à máquina motriz, as turbinas a vapor desempenham importante papel nesta revolução, participando em uma nova posição nos ciclos térmicos com recuperação de calor, tais como os ciclos de cogeração e os ciclos combinados.

As restrições ambientais à utilização de combustíveis como o carvão e óleos pesados vêm sendo reduzidas devido à utilização de modernas caldeiras de leito fluidizado e sistemas eficientes de tratamento de efluentes, revitalizando assim a aplicação das turbinas a vapor em Ciclos Rankine.

Neste capítulo foca-se atenção nos ciclos a gás e a vapor e sua integração em sistemas de ciclo combinado e cogeração, iniciando-se pela análise dos ciclos termoelétricos com turbinas a vapor e com turbinas a gás, também se descrevem

alguns dos arranjos práticos empregados na produção de potência e ilustra-se como estas instalações podem ser modeladas termodinamicamente.

Pode-se dividir os ciclos de geração de potência em três áreas principais de aplicação: instalações de potência a vapor, instalação de potência a gás e motores de combustão interna. A seguir descrevem-se as instalações de potência a vapor, nas quais o fluido de trabalho é alternadamente vaporizado e condensado, e também as turbinas a gás, nos quais o fluido de trabalho permanece no estado gasosos.

2.2 CICLOS TÉRMICOS COM TURBINAS A VAPOR

2.2.1 Introdução

A tecnologia das turbinas a vapor, que é conhecida e aplicada desde o final do século XIX e dominou o panorama mundial de geração termoelétrica no século XX, atingiu um limite de desenvolvimento que não avança desde a década de 1960 segundo Moran (2000).

Por sua característica básica de ciclo de combustão externa, em que o combustível é consumido externamente (caldeira) à máquina motriz (turbina a vapor), sua aplicação tradicional é com os combustíveis fósseis menos nobres e mais poluentes, tais como carvão mineral e óleos pesados derivados de petróleo como, por exemplo, o óleo combustível.

O desenvolvimento dos ciclos termoelétricos com turbinas a vapor atingiu um ponto limite de eficiência em torno dos 38 a 40% em centrais com centenas de megawatts de potência e complexas configurações com temperaturas de vapor máximas na faixa dos 540 a 560 °C. Grandes esforços foram feitos na década de 1960 com o objetivo de elevar a eficiência e melhorar o desempenho destes ciclos, porém não se obteve sucesso.

Com a pesquisa das perdas termodinâmicas e o desenvolvimento de soluções técnicas, na década de 1990 a eficiência destes ciclos se elevou, entretanto, embora tecnicamente viáveis, tais soluções esbarram na viabilidade econômica.

Utilizando complexos sistemas de geração de vapor que incluem diversos trocadores de calor, preaquecedores de ar, aquecedores intermediários, economizadores, superaquecedores e condensadores, consegue-se alcançar eficiências mais elevadas, porém, o desempenho das modernas plantas de geração a vapor está sendo penalizado pelos rígidos sistemas de controle ambiental que estão sendo atualmente implementados, provocando assim um aumento nos custos de instalação, operação e consumo da unidade, reduzindo a eficiência global dos ciclos a vapor.

2.2.2 Descritivo de Sistemas de Potência a Vapor

Segundo Moran (2000), os componentes básicos de uma instalação simplificada de potência a vapor movida a combustível fóssil são mostrados esquematicamente na Figura 2.1.

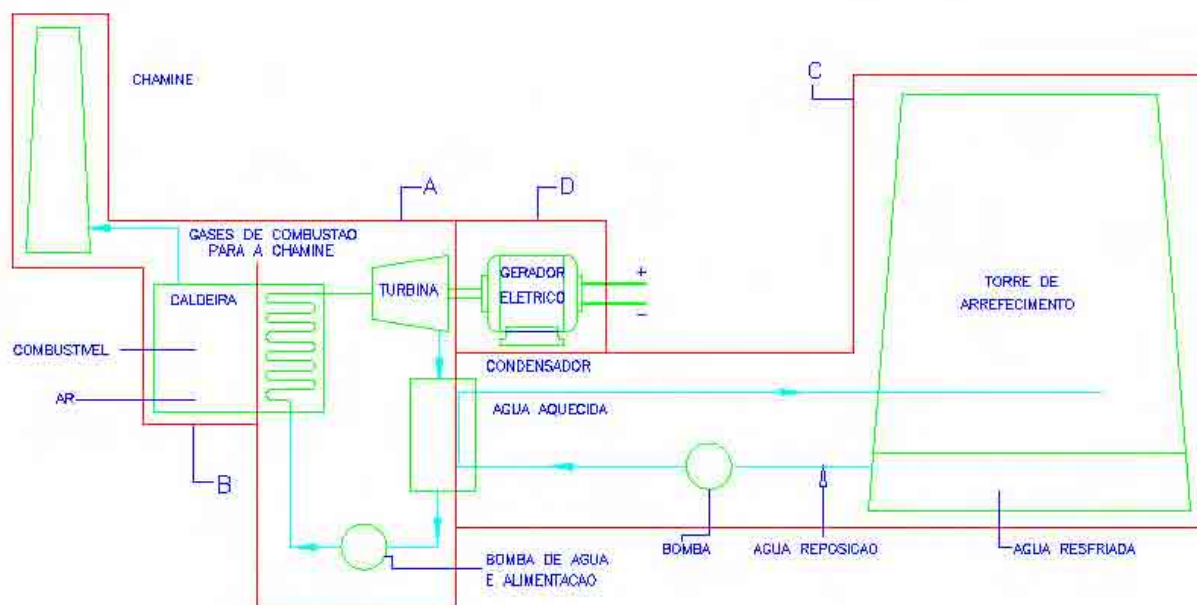


Figura 2.1 – Componentes de uma instalação a vapor simples.

A instalação mostrada na figura 2.1 pode ser dividida em quatro subsistemas principais (identificados pelas letras A, B, C e D) para um melhor entendimento e uma maior facilidade na análise termodinâmica.

O subsistema A é formado por quatro componentes interligados (turbina, condensador, bomba e caldeira) por onde o fluido de trabalho transita de forma cíclica. O vapor produzido na caldeira passa através da turbina, onde se expande até uma pressão mais baixa, saindo da turbina e passando através do condensador, onde irá sofrer a condensação para posteriormente passar pela bomba e retornar à caldeira, fechando assim o ciclo.

O subsistema B tem como uma das principais funções fornecer energia para vaporizar a água que passa pela caldeira, feita através da transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através da caldeira a partir dos gases quentes produzidos pela queima de um combustível fóssil.

O subsistema C é formado pela torre de resfriamento e por todo o circuito de água de arrefecimento. A água de arrefecimento é enviada para a torre de resfriamento, onde a parcela não aproveitada do combustível é rejeitada para a atmosfera e a água de arrefecimento é então recirculada através do circuito de arrefecimento (condensador, bomba e torre).

Por fim, o subsistema D compreende o eixo da turbina que é conectado a um gerador elétrico onde a energia térmica é convertida em energia elétrica.

Atualmente existe uma grande preocupação com as leis ambientais e de segurança que ditam o que é permitido nas interações entre os subsistemas mostrados na figura 2.1. A principal dificuldade para a instalação de um sistema de potência a vapor é o acesso a quantidades suficientes de água de arrefecimento; por esta razão e para minimizar os efeitos de poluição térmica, a maioria das instalações de potência utiliza torres de resfriamento. A segurança no processamento e na entrega de combustível, o controle de descargas poluentes e a remoção de rejeitos são questões que devem ser tratadas nas instalações que operam com combustível fóssil, de forma a garantir a segurança e a operação com um nível aceitável de impacto ambiental.

2.2.3 O Ciclo de Rankine

A Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica são fundamentos para a análise de um sistema de geração de potência, e se aplicam a componentes individuais de uma instalação, como turbinas, bombas, trocadores de calor, etc, e também se aplicam às

mais complexas instalações de potência. A seguir apresenta-se o ciclo de Rankine, que é o ciclo termodinâmico do qual a turbina a vapor faz parte.

Na Figura 2.2 apresenta-se um ciclo simples a vapor que opera segundo o ciclo de Rankine, formado por uma turbina, condensador, bomba e caldeira. Cada um destes componentes é considerado operando em regime permanente. A partir da saída da Caldeira (ponto 1) e prosseguindo através de cada componente pode-se desenvolver expressões para as transferências de energia, utilizando os princípios da conservação de massa e da conservação da energia e considerando as variações na energia cinética e potencial desprezíveis. A seguir apresentam-se as expressões obtidas após análise de cada um dos componentes segundo Moran (2000).

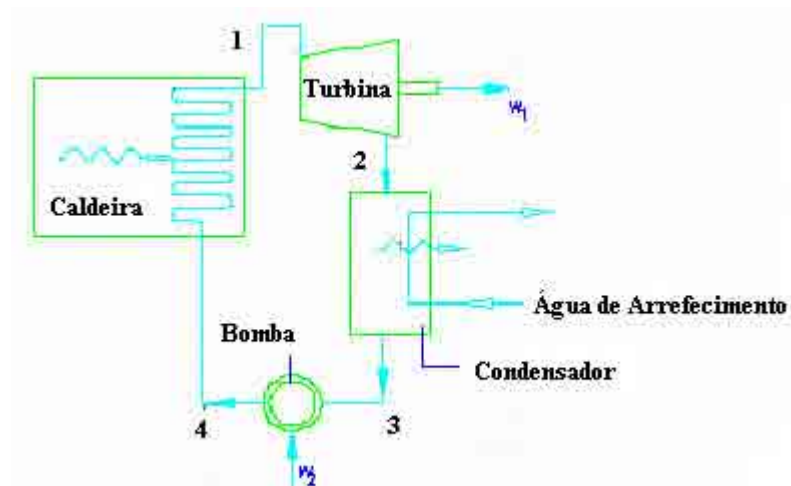


Figura 2.2 – Trabalho e transferência de calor.

Segundo Moran (2000), o vapor sai da caldeira (ponto 1) tendo pressão e temperatura elevadas, entra na turbina, onde se expande para produzir trabalho e posteriormente entrar no condensador (ponto 2) com uma pressão relativamente baixa. Desprezando a transferência de calor com as vizinhanças (turbina adiabática), os balanços de massa e energia sob a forma de fluxos para um volume de controle envolvendo a turbina simplificam-se no regime permanente a:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2.1)$$

na qual \dot{m} indica a vazão mássica do fluido de trabalho e $\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}$ é a taxa na qual o trabalho por unidade de massa de vapor que passa através da turbina é produzido.

No condensador, há transferência de calor do vapor para a água de arrefecimento escoando em uma corrente separada. O vapor é condensado e a temperatura da água de arrefecimento aumenta. Em regime permanente, os balanços de massa e energia sob a forma de taxa para um volume de controle envolvendo o condensador é:

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.2)$$

em que $\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}}$ é a taxa na qual o calor por unidade de massa de fluido de trabalho, passando através do condensador, é transferida do fluido de trabalho para a água de arrefecimento.

O líquido que deixa o condensador (ponto 3) passa através da bomba, sendo recalçado para a caldeira a uma pressão mais elevada. Tomando-se um volume de controle envolvendo a bomba e admitindo-se que não há transferência de calor alguma com relação às vizinhanças, os balanços de massa e de energia sob a forma de taxa são:

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (2.3)$$

sendo $\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}}$ a potência de entrada por unidade de massa passando através da bomba.

O fluido de trabalho completa um ciclo quando o líquido que deixa a bomba chega à caldeira, onde é evaporado até a saturação e superaquecido na caldeira. Tomando-se um volume de controle envolvendo a caldeira, os balanços de massa e de energia sob a forma de taxa são resumidos na expressão:

$$\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.4)$$

sendo $\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}}$ a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho por unidade de massa passando através da caldeira.

A eficiência térmica mede o percentual através do qual a energia fornecida ao fluido de trabalho passando através da caldeira é convertida em trabalho líquido disponível. Utilizando as quantidades e expressões apresentadas, define-se a eficiência térmica do ciclo mostrado na Figura 2.2 como sendo:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_b / \dot{m}}{\dot{Q}_{ent} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (2.5)$$

Como as equações acima foram desenvolvidas a partir de balanços de massa e energia sob a forma de taxa, elas se aplicam tanto ao desempenho real, quando irreversibilidades estão presentes, quanto ao desempenho idealizado, na ausência destes efeitos. As irreversibilidades dos vários componentes da instalação de potência podem afetar o desempenho global; mesmo assim, é importante considerar um ciclo ideal isentrópico, uma vez que este ciclo estabelece um limite superior para o desempenho do ciclo de Rankine.

A Figura 2.3 apresenta um diagrama que representa o ciclo de Rankine ideal, na qual o fluido de trabalho passa através dos vários componentes do ciclo simples a vapor, as quedas de pressão devidas ao atrito estariam ausentes na caldeira e no condensador, e o fluido de trabalho escoaria através destes componentes com pressão constante, os processos através da turbina e bomba seriam isentrópicos.

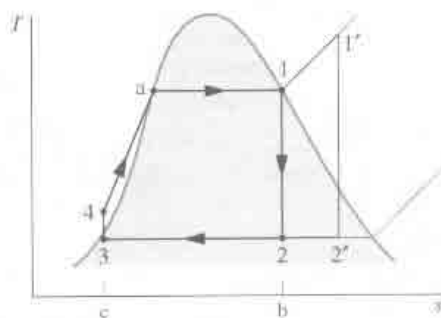


Figura 2.3 - Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Rankine ideal (Moran, 2000).

Os ciclos reais se afastam dos ciclos ideais devido às perdas que ocorrem no sistema, entre as principais podemos destacar as perdas na turbina, na bomba, nas tubulações e no condensador. A figura 2.4 apresenta um diagrama temperatura-entropia onde é representado o afastamento que ocorre entre o ciclo ideal e o ciclo real considerando as perdas que ocorrem na turbina e na bomba.

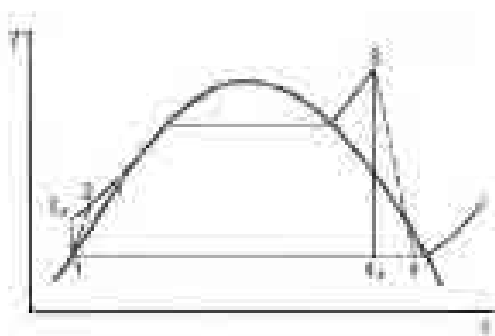


Figura 2.4 - Diagrama temperatura-entropia (Van Wylen, 1994).

O ponto 4s do diagrama apresenta o estado ideal enquanto o ponto 4 representa a condição real do vapor na saída da turbina, o mesmo ocorrendo para a bomba onde o ponto 2s é o estado final de um bombeamento isentrópico, enquanto o ponto 2 representa o estado final do processo real.

2.3 CICLOS TÉRMICOS COM TURBINAS A GÁS

2.3.1 Introdução

O desenvolvimento da tecnologia e das técnicas envolvendo turbinas a gás e ciclos simples a gás possibilitou a utilização deste tipo de ciclo devido às diversas vantagens proporcionadas pelo mesmo. Entre as principais vantagens destacam-se: o baixo custo específico da instalação, o curto espaço de tempo entre o comissionamento e a operação comercial, a rapidez de partida e de disponibilidade da máxima carga, a flexibilidade para suportar as variações bruscas de carga, facilidade no transporte. Outro ponto a favor das instalações de potência a gás é que elas são mais leves e mais compactas quando comparadas com as instalações a vapor.

As turbinas a gás ainda vêm apresentando significativos desenvolvimentos tecnológicos, buscando uma melhoria na eficiência térmica, que era uma das principais desvantagens da turbina a gás e dos ciclos que utilizam esta tecnologia.

Segundo Moran (2000), as turbinas a gás em ciclo aberto podem ser chamadas de turbinas de combustão interna, pois a energia liberada pelo combustível é diretamente transferida ao fluido de trabalho, composto pelo ar comprimido misturado aos gases de combustão, sem a necessidade de trocadores de calor para transferir energia entre a fonte de calor e o fluido de trabalho ou entre o fluido e o meio ambiente, uma vez que os gases de exaustão são descarregados diretamente na atmosfera.

Entre as principais aplicações das turbinas a gás destaca-se sua utilização para geração elétrica em horário de ponta, quando geralmente o sistema não atende integralmente às necessidades de consumidores, como geração elétrica na ocorrência de falha no suprimento principal e em casos de emergências devido à sua portabilidade, podendo assim atender temporariamente às necessidades de potência em emergências e regiões de difícil acesso.

2.3.2 Descritivo de Sistemas de Potência a Gás

A figura 2.5 ilustra como podem operar as instalações de potência com turbinas a gás (a) de modo aberto e (b) de modo fechado.

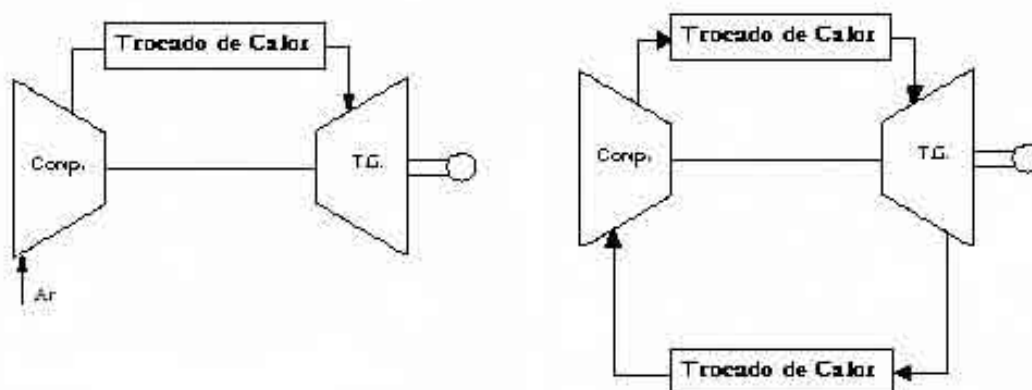


Figura 2.5 – (a) Ciclo Aberto (b) Ciclo Fechado.

No ciclo aberto mostrado na Figura 2.4a, o ar atmosférico entra no compressor, onde é comprimido até uma pressão mais elevada, passa para a câmara de combustão, onde é misturado com combustível, ocorrendo a combustão, resultando em produtos de combustão a uma temperatura elevada; estes produtos de combustão se expandem através da turbina e são em seguida descarregados nas vizinhanças. Parte da potência produzida é usada para acionar o compressor; e o restante fica disponível para gerar eletricidade. No ciclo fechado mostrado na Figura 2.4b, o gás que deixa a turbina passa através de um trocador de calor, onde é resfriado antes de entrar novamente no compressor.

2.3.3 Ciclo de Ar-Padrão Brayton

O ciclo de ar-padrão Brayton tem uma grande importância no estudo e análise dos ciclos a gás; ao utilizá-lo, consegue-se simplificar consideravelmente o estudo de instalações de potência que utilizam o conjunto a gás, pois, segundo Moran (2000), pode-se formular algumas hipóteses para este tipo de ciclo, como a que o ar (fluido de trabalho) é considerado como um gás ideal, e que o aumento de temperatura que resulta da combustão é realizado através de uma transferência de calor de uma fonte externa.

A figura 2.6 apresenta um ciclo Brayton (ciclo de ar-padrão), que considera as hipóteses formuladas acima, no qual o ar entra pelo compressor e ao sair da turbina

passa por um trocador de calor, onde ocorre a perda de calor para o meio, retornando assim ao compressor após completar o ciclo termodinâmico.

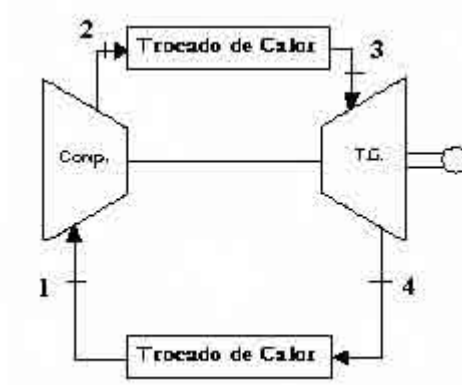


Figura 2.6 – Ciclo de ar-padrão de turbina a gás.

Segundo Moran (2000), o ciclo de ar-padrão ideal ignora as irreversibilidades associadas à circulação do ar através dos vários componentes do ciclo Brayton, ou seja, não há perda de carga por atrito e o ar escoava com pressão constante através dos trocadores de calor, e se as perdas por transferência de calor para o ambiente forem também ignoradas, os processos através da turbina e do compressor são considerados isentrópicos.

A figura 2.7 apresenta os diagrama P-V e T-S para o ciclo de ar-padrão ideal, onde segundo Moran (2000), as áreas podem ser interpretadas como trabalho e calor, respectivamente. No diagrama P-V, a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho fornecido ao compressor, e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho produzido pela turbina, já no diagrama T-S, a área 2-3-a-b-2 representa o calor adicionado, e 1-4-a-b-1 é o calor rejeitado.

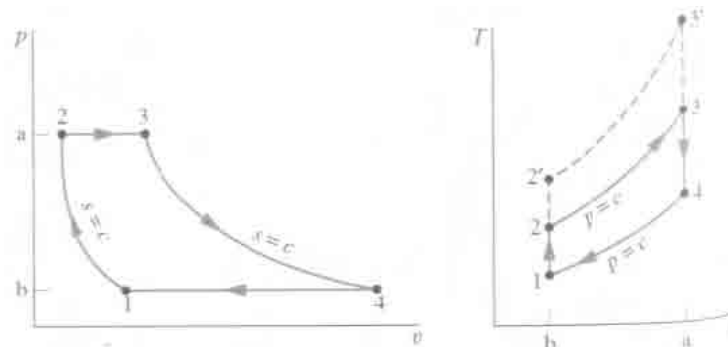


Figura 2.7 – Ciclo de ar-padrão ideal Brayton. (Moran, 2000).

2.4 CICLO TÉRMICO COMBINADO

Um ciclo de potência combinado une dois ciclos de potência de tal forma que, parte da energia descarregada através de calor de um dos ciclos é usada parcial ou integralmente pelo outro ciclo.

A figura 2.8 apresenta um ciclo combinado envolvendo um ciclo a gás e um ciclo a vapor. O gás que sai da turbina a gás a uma alta temperatura passa por um trocador de calor, que está acoplado à turbina a vapor, formando assim o ciclo combinado; desta forma, a transferência de calor para o ciclo a vapor é fornecida pelo ciclo a gás. Inúmeras são as vantagens da utilização de ciclos combinados, porém, segundo Moran (2000), este ciclo destaca-se por possuir uma elevada temperatura de adição de calor da turbina a gás e com baixa temperatura de rejeição de calor do ciclo de vapor, resultando assim em uma eficiência térmica maior do que qualquer um dos dois ciclos quando analisados individualmente.

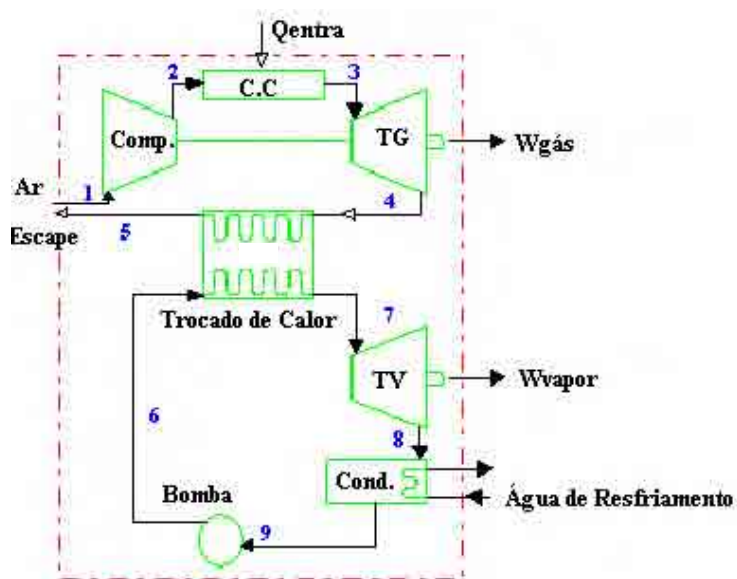


Figura 2.8 – Instalação de um ciclo combinado com turbina a gás e a vapor.

De acordo com Moran (2000), a eficiência térmica do ciclo combinado é dada por:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{entra}} \quad (2.9)$$

em que \dot{W}_{gas} é a potência líquida produzida pela turbina a gás, \dot{W}_{vap} é a potência

líquida produzida pelo ciclo a vapor e \dot{Q}_{entra} é a taxa total de transferência de calor para o ciclo combinado, incluindo uma transferência de calor adicional, se existir, para superaquecer o vapor que entra na turbina a vapor.

A relação para a energia transferida do ciclo a gás ao ciclo a vapor é obtida pela aplicação dos balanços de massa e energia a um volume de controle englobando o trocador de calor; considerando a operação em regime permanente, transferência de calor, energias cinéticas e potenciais desprezíveis, obtém-se o seguinte resultado:

$$\dot{m}_v(h_7 - h_6) = \dot{m}_g(h_4 - h_5) \quad (2.10)$$

na qual \dot{m}_v e \dot{m}_g são as vazões mássicas do vapor e do gás, respectivamente.

2.5 COGERAÇÃO

2.5.1 Introdução

A produção simultânea de energia elétrica/mecânica/térmica a partir da queima de um único combustível e ainda utilizando parte do calor rejeitado define-se como sendo cogeração, reduzindo-se desta forma as perdas energéticas e aumentando-se a eficiência global do sistema.

A cogeração vem sendo apontada como uma alternativa efetiva de racionalização energética e econômica, devido a melhor eficiência energética, tanto com relação ao desempenho na geração como também ao aproveitamento de disponibilidades energéticas residuais.

A cogeração consiste de tecnologias que apresentam potencial de aplicação tanto no setor industrial quanto no setor terciário (principalmente em hospitais, hotéis, aeroportos e hipermercados). No setor industrial, as empresas de papel e celulose, assim como as químicas e petroquímicas, açúcar e álcool, são as que apresentam maiores potenciais para a prática de cogeração (Antunes, 1999).

A cogeração vem sendo bastante utilizada em processos industriais e em redes de calefação para aquecimento residencial e de edifícios em países que tem o inverno bem rigoroso.

As tecnologias de cogeração, sob o ponto de vista do fluxo energético, são usualmente classificadas em dois grupos, de acordo com a ordem relativa de geração de potência e calor. Têm-se, assim, os regimes *bottoming* e *topping* (Balestieri, 2002).

Sistemas de cogeração que geram eletricidade quando a turbina está diretamente acoplada a um gerador operam segundo os chamados ciclos *topping*. O calor rejeitado dos gases de exaustão da turbina é recuperado na forma de vapor para os processos industriais (podendo também fornecer água quente ou fria). (Antunes, 1999). Estes sistemas podem utilizar turbinas a vapor, turbinas a gás e uma combinação destas com equipamentos motores.

Já em sistemas de cogeração que operam segundo os chamados ciclos *bottoming*, a caldeira de recuperação é alimentada pelos gases de exaustão da chaminé e o vapor resultante pode ser usado para acionar a turbina a vapor, após o que é utilizado como vapor para o processo. Neste tipo de ciclo, primeiro a energia térmica é usada no processo, e então o calor dos gases de exaustão é utilizado para a produção de energia elétrica ou mecânica. (Najjar et al, 1993; Kehlhofer, 1987).

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

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

2.5.2 Principais ciclos utilizados na Cogeração

Os principais ciclos utilizados em configurações de centrais de cogeração são:

- Ciclo Rankine ou a vapor;
- Ciclo Brayton a gás;
- Ciclo combinado (em geral, gás-vapor);
- Ciclo com motores de combustão interna.

A figura 2.9 mostra de uma maneira esquemática as configurações existentes e utilizadas em centrais de cogeração.

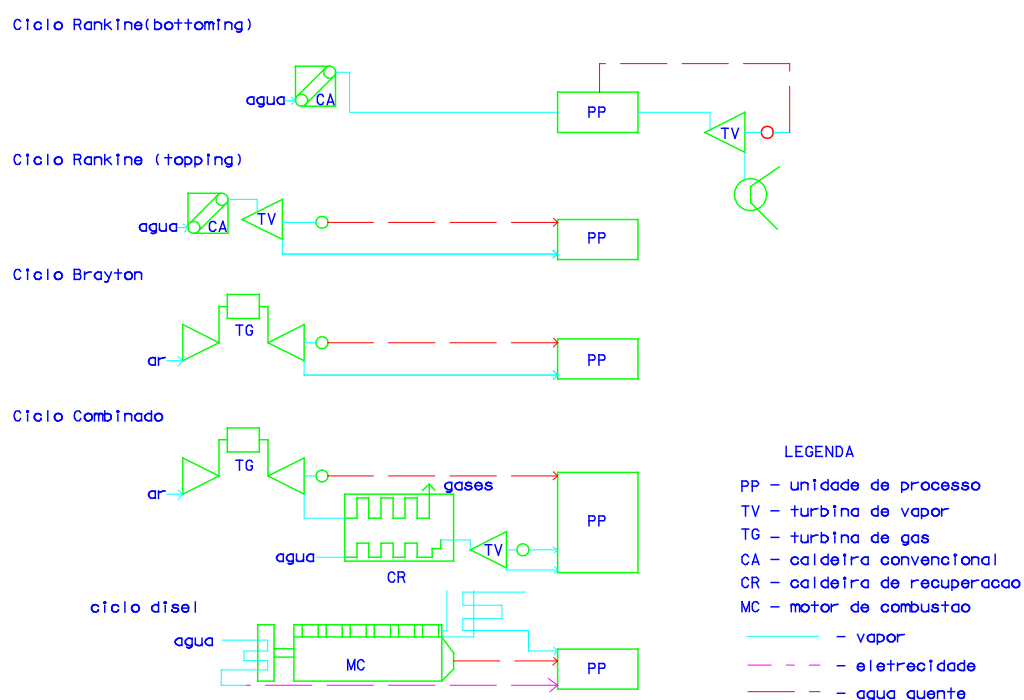


Figura 2.8 Ciclos Térmicos de Cogeração (Balestieri, 2002).

O ciclo a vapor é o mais empregado atualmente no país e pode ser operacionalizado pela existência de caldeiras aquatubulares de alta pressão associadas a turbinas de condensação e extração ou turbinas de contrapressão. As turbinas a vapor são acionadas por vapor na faixa de pressão de 0,2 a 1,10 MPa, e o vapor de escape, na faixa de 0,005 a 0,20 MPa, é empregado como calor de processo (Moran, 2000).

O ciclo a gás faz uso de um conjunto formado pelo compressor, câmara de combustão e turbina a gás, sendo os gases de exaustão resultantes da queima

aproveitados nos processos que admitem sua aplicação direta ou indiretamente como geração de vapor em caldeiras de recuperação.

Estes ciclos são considerados relativamente simples e permitem uma recuperação do calor residual de uma maneira mais fácil. Em uma instalação de cogeração, os gases de exaustão de uma turbina a gás, que em sua maioria situam-se na faixa de temperaturas de 400 a 600 °C (GTWH, 1997/1998), são utilizados em uma caldeira de recuperação, com ou sem queima suplementar de combustível, no aquecimento de fluidos de processo.

Os sistemas de ciclo combinado mais utilizados atualmente são os ciclos formados pelo conjunto a gás de ciclo aberto, colocadas em série com caldeiras de recuperação, nas quais é gerado vapor, sendo que este é expandido em uma turbina a vapor. O vapor de escape é utilizado como vapor de processo.

Em comparação com as tecnologias mencionadas acima, a tecnologia com ciclos combinados permite uma maior extração de potência e uma maior flexibilidade na relação de produção de eletricidade e calor, devido às várias possibilidades de arranjo que este ciclo apresenta.

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

Já nos sistemas de cogeração empregando motores diesel, o aproveitamento de calor ocorre com a utilização da energia contida nos gases de exaustão do motor e no seu fluido de refrigeração. Esta tecnologia apresenta, de uma forma geral, um rendimento térmico superior às demais, mas também graves restrições associadas à recuperação de calor, face aos baixos níveis de temperatura. A viabilidade de aplicação dos motores diesel em cogeração é limitada aos casos em que o processo requer grandes quantidades de calor em baixas temperaturas.

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

CAPÍTULO 3

ANÁLISE ENERGÉTICA E ECONÔMICA

3.1 CICLO PROPOSTO

O ciclo proposto e utilizado neste estudo é o ciclo combinado gás-vapor (conjunto a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor), que é entendido como uma operação em conjunto da turbina a gás com a turbina a vapor, em que parte do calor rejeitado pelo ciclo gás é utilizada na caldeira de recuperação para gerar vapor superaquecido, que irá alimentar a turbina a vapor. A pressão de saída do vapor da turbina é tal que o vapor pode ser utilizado no processo (Kehlhofer e Plancherel, 1982).

Devido ao fato da operação de turbinas a gás ser caracterizado por alta temperatura de saída dos gases de exaustão e a operação de turbina a vapor por baixas temperaturas na saída, uma alta eficiência do ciclo é conseguida, que é a principal razão do sucesso desse ciclo durante os últimos anos (Wunsch, 1978).

Esses sistemas têm estruturas flexíveis para fornecer uma grande faixa de potência e energia térmica de modo a se ajustarem às mais variadas aplicações. Os sistemas mais comuns são:

- Geração de vapor para as condições do processo associado à caldeira de recuperação de calor com ou sem queima suplementar.

- Turbina a vapor sem retorno de condensado e gases de exaustão para o processo associado à caldeira de recuperação de calor com um ou dois níveis de pressão, sem queima suplementar, caldeira de recuperação com um nível de pressão e com queima suplementar.

- Turbina a vapor com extração e condensação do vapor associada à caldeira de recuperação de calor com um ou dois níveis de pressão, sem queima suplementar, caldeira de recuperação com um nível de pressão e com queima suplementar.

Segundo Chase (1994), o esquema mais simples utilizado para cogeração em ciclo combinado é aquele que emprega um sistema de turbina a gás, caldeira de recuperação de calor com um nível de pressão sem queima suplementar, e turbina a vapor sem retorno de condensado, como mostra a figura 4.1.

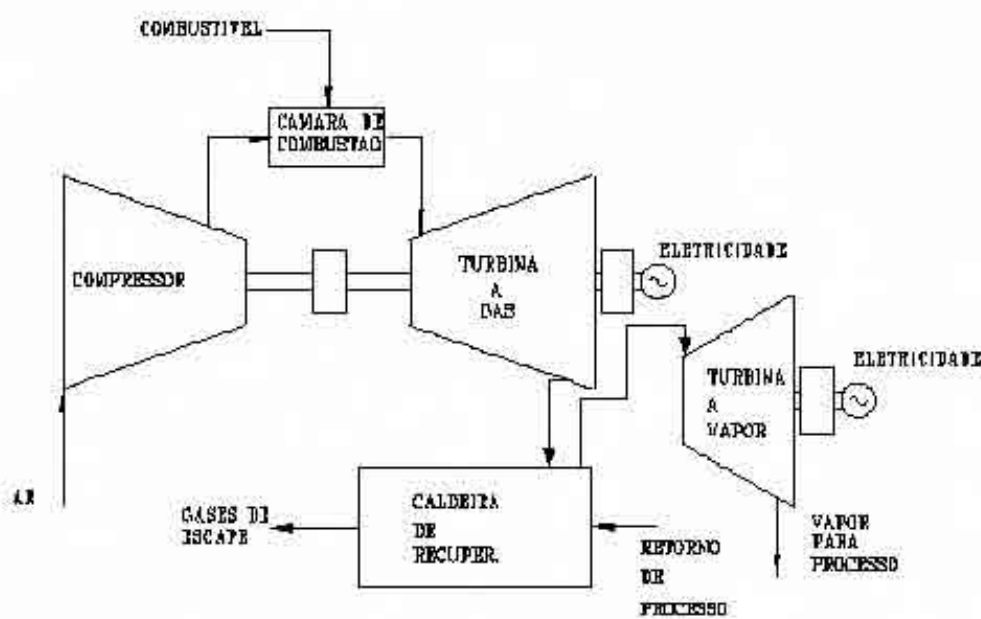


Figura 3.1 – Sistema de Turbina a gás associada à Turbina a vapor (ciclo combinado).

Para o estudo desenvolvido neste trabalho, deseja-se que o sistema de cogeração opere com conjunto a gás associado à caldeira de recuperação e turbinas a vapor, em que ambas as turbinas (gás e vapor) são da empresa fabricante.

A partir da análise energética, é possível selecionar quais os sistemas de cogeração empregando turbinas a gás associadas a turbinas a vapor que melhor atendem às necessidades energéticas do processo.

A partir da análise econômica é possível determinar e quantificar os custos de operação e investimento requerido para os sistemas de cogeração obtidos através da análise energética e se os mesmos apresentam um retorno adequado de investimento.

3.2 TURBINAS A GÁS E A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE

A seguir é apresentada a faixa das turbinas a gás e a vapor da empresa fabricante que foram utilizadas neste estudo; as demais informações técnicas e de operação destas turbinas encontra-se nos Anexos A e B.

3.2.1 Turbinas a Gás

A gama de turbinas a gás utilizadas neste estudo cobre uma grande faixa de produtos, inclusive máquinas para 50 e 60 Hz. Estas unidades podem operar em ciclo simples ou em ciclos combinado, funcionando com gás natural, óleos ou gás de carvão. A figura 3.2 apresenta a faixa disponível das turbinas a gás da empresa fabricante.

No Anexo A apresentam-se detalhadamente as principais características de cada uma das turbinas a gás apresentadas na figura 3.2.

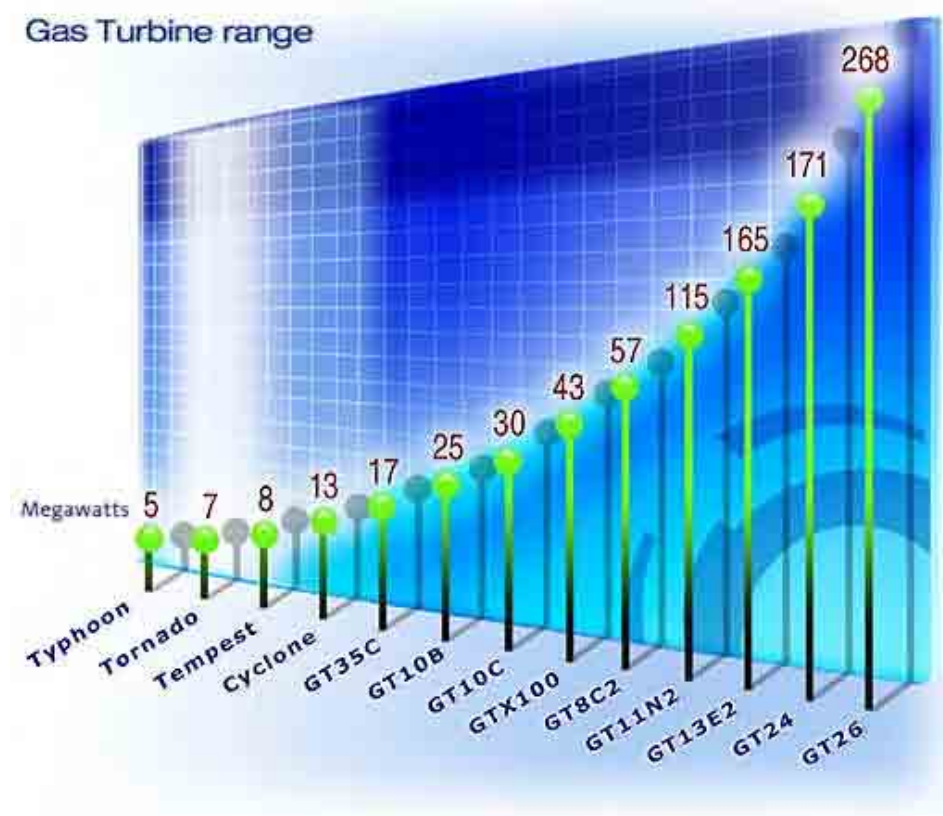


Figura 3.2 – Faixa de potência das turbinas a gás (Catálogo do fabricante).

3.2.2 Turbinas a Vapor

As turbinas a vapor utilizadas neste estudo são empregadas em centrais de geração elétrica e uso industrial, podendo ser turbinas de condensação, contrapressão com ou sem reaquecimento, sendo também projetadas para processo de simples ou múltiplas extrações de vapor.

As turbinas a vapor para a produção de energia estão disponíveis para ampla faixa de aplicações, incluindo:

- Produtores independentes e estações de geração de energia;
- Reforma de turbinas;
- Ciclos combinados de geração de energia e calor;
- Indústrias de papeis;
- Processos industriais em gerais.

Dentre as diversas áreas em que as turbinas a vapor podem ser empregadas pode-se destacar as usinas termoeletricas, nas quais a turbina a vapor predominantemente tem potência superior a 100 MW, e plantas industriais em que as turbinas a vapor apresentam potências inferiores a 100 MW.

Devido às diferentes aplicações e a faixas de potência a empresa fabricante adota um critério de separar as turbinas a vapor em várias linhas ou famílias, podendo-se destacar a linha conhecida como ST, que é constituída por sete máquinas, podendo ser de contrapressão (turbinas G) ou condensação (turbinas V).

Pode-se também destacar as linhas A, Z e K, que complementam as famílias de turbinas a vapor de maior destaque produzidas pela empresa fabricante.

Na figura 3.3 destaca-se a faixa disponível das turbinas a vapor que foram utilizadas neste estudo.

No Anexo B apresentam-se detalhadamente as principais características de cada uma das turbinas a vapor apresentadas na figura 3.3.

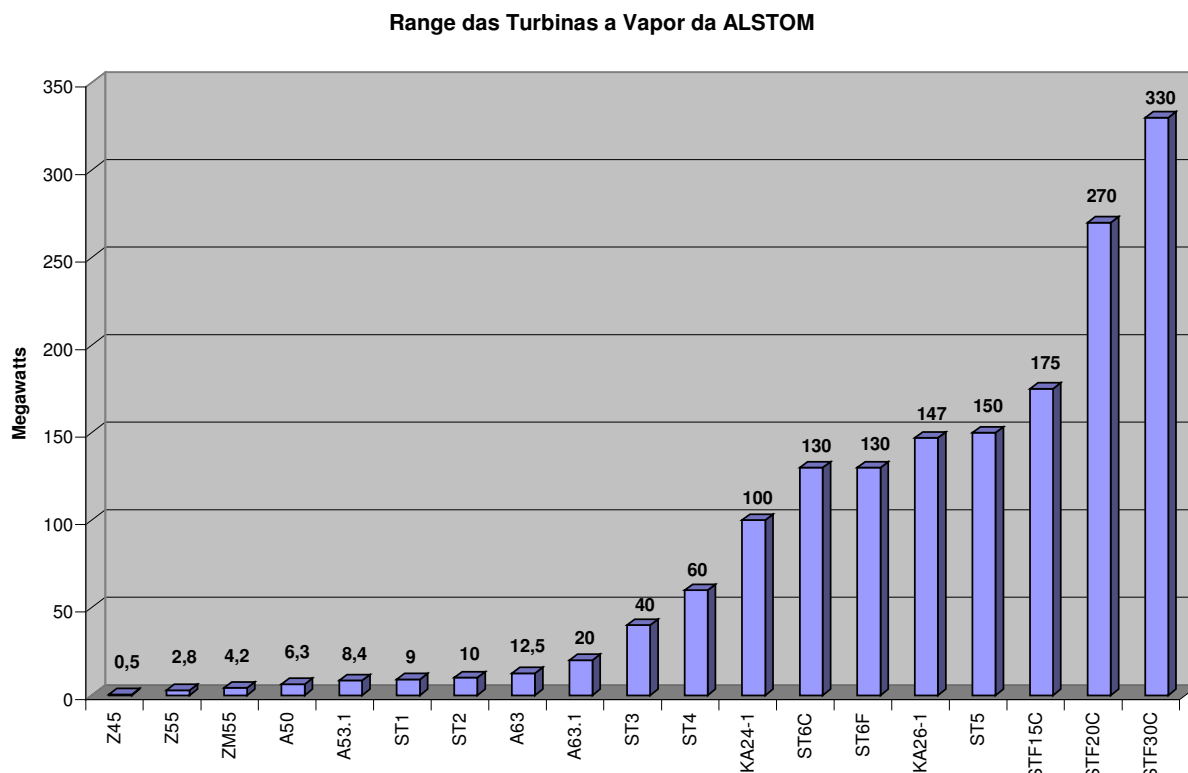


Figura 3.3 – Faixa de potência das turbinas a vapor.

3.3 ANALISE TERMODINÂMICA

As plantas que operam com uma configuração que proporciona a cogeração obedecem tecnicamente às equações básicas da Termodinâmica, tomando-se volumes de controle, para regime permanente, sobre o conjunto para cada componente da configuração analisada, permitindo assim quantificar as potências envolvidas no processo proposto, e que pode ser expressa pela seguinte equação segundo Van Wylen e Sontag (1994):

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

sendo,

\dot{Q} como sendo o fluxo de calor transferido do volume de controle em análise, em kW.

\dot{W} a potência por unidade de tempo transferido do volume de controle, em kW.

\dot{m} a vazão em massa de fluxos energéticos (vapor, gases, etc.), dado em kg/s.

h a entalpia do fluxo energético, em kJ/kg.

v a velocidade do fluxo energético, em m/s.

z a cota da superfície de controle com passagem de fluxo energético, em m.

g a aceleração da gravidade, em m/s^2 .

3.4 SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS E TURBINAS A VAPOR

A seleção dos sistemas combinados de turbinas a gás e vapor foi realizada utilizando-se os equipamentos comercialmente disponíveis no mercado pela empresa fabricante. Os dados desses sistemas foram determinados sob as condições ISO (temperatura de 15 °C, nível do mar, com 60% de umidade relativa).

Através da consulta aos catálogos do referido fabricante, foi possível obter uma série de informações de fundamental importância para o desenvolvimento e análise do ciclo proposto. Entre as informações obtidas pode-se destacar as seguintes: Código da máquina, potência de eixo, razão de pressão, fluxo e temperatura dos gases de exaustão, rotação, peso, dimensões e o consumo específico de calor (*Heat Rate*), que segundo Moran (2000), é a quantidade de energia adicionada ao ciclo por transferência de calor, usualmente em kJ, para produzir uma unidade de trabalho líquido disponível, usualmente em kWh. Desta maneira, a taxa de calor, que é inversamente proporcional à eficiência térmica, possui unidade de kJ/kWh.

3.4.1 Seleção dos possíveis ciclos combinados

A figura 3.4 mostra o esquema de um sistema de cogeração, que inclui o conjunto a gás associada à caldeira de recuperação e a turbina a vapor, o qual servirá como base para a seleção dos possíveis sistemas de ciclo combinado.

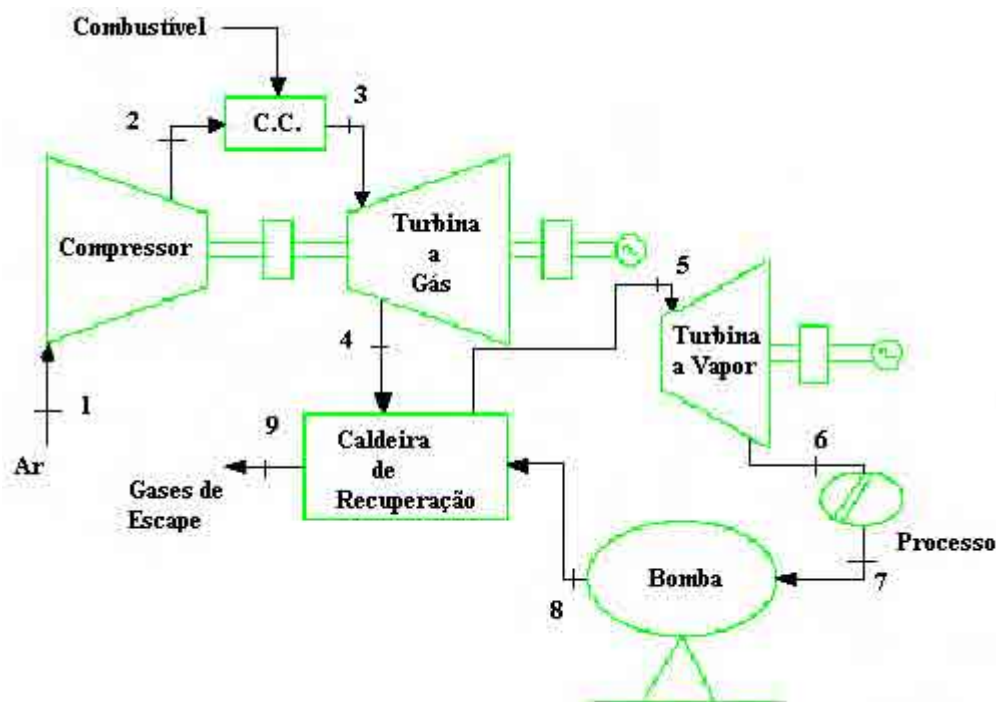


Figura 3.4 Sistema de turbina a gás associada à caldeira e turbina a vapor.

Através dos dados técnicos fornecidos pelo fabricante das turbinas a gás e turbinas a vapor e através das equações termodinâmicas, de acordo com procedimentos indicados por Wu (1991) e Taki (1991), foi possível realizar o equacionamento de sistema de ciclo combinado utilizando turbina a gás associada à caldeira de recuperação, podendo assim verificar a ocorrência de possíveis ciclos combinados e posteriormente realizar o levantamento das curvas de produção de energia elétrica e de eficiência para o ciclo proposto.

3.4.2 Metodologia Adotada

Para a seleção dos possíveis ciclos combinados, partiu-se dos dados técnicos da turbina a vapor e através das equações que serão mostradas a seguir foi possível traçar as curvas para a seleção das turbinas a gás que poderiam se combinar com a turbina a vapor pré-selecionada. Devido à consideração realizada neste estudo de que, todo o vapor produzido pela turbina a vapor será utilizado no processo, optou-se pela seleção dos ciclos combinados a partir do processo, turbina a vapor e por fim a definição da turbina a gás.

Para caldeira de recuperação define-se eficiência como sendo (Silveira, 1994):

$$\eta_{cr} = E_{vapor} / E_{gases} \quad (3.2)$$

sendo,

η_{cr} : Rendimento da caldeira de recuperação [-];

E_{vapor} : Energia obtida através da evaporação na caldeira de recuperação [kW];

E_{gases} : Conteúdo energético dos gases da saída da turbina a gás [kW].

A análise energética é feita de maneira específica para cada equipamento. Para se calcular a energia obtida através da evaporação na caldeira de recuperação utiliza-se a equação:

$$E_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_5 - h_8) \quad (3.3)$$

sendo,

h_5 : Entalpia do vapor na saída da caldeira [kJ/kg];

h_8 : Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg].

O calor recuperado dos gases de exaustão na saída da turbina pode ser calculado através da equação:

$$E_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_e) \quad (3.4)$$

sendo,

\dot{m}_{gases} : Vazão mássica através da turbina [kg/s];

c_p : calor específico a pressão constante dos gases de exaustão da turbina [kJ/kgK];

T_4 : Temperatura dos gases na saída da turbina [°C];

T_e : Temperatura de escape para a atmosfera [°C].

ou em função da Energia obtida através da evaporação na caldeira de recuperação

$$E_{gases} = E_{vapor} / \eta_{cr} \quad (3.5)$$

Aplicando-se os equacionamentos acima, e considerando um volume de controle ao redor da caldeira de recuperação, obtém-se:

$$\dot{m}_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot (h_5 - h_8) / \eta_{\text{cr}} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_e) \quad (3.6)$$

A figura 3.5 apresenta um fluxograma simplificado mostrando as etapas para a seleção do ciclo combinado proposto.

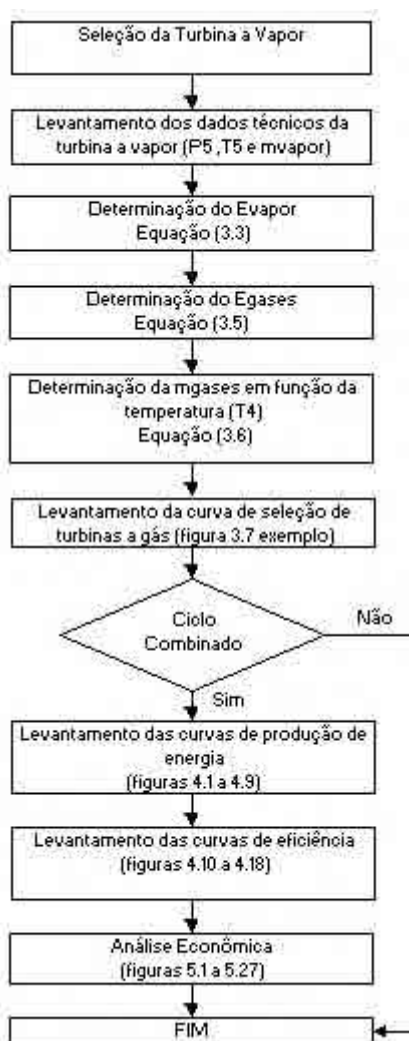


Figura 3.5 Fluxograma para seleção do ciclo combinado.

As seguintes considerações são feitas para a seleção dos sistemas de ciclo combinado utilizando turbinas a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor:

• Calor específico à pressão constante dos gases de exaustão da turbina (c_p) é determinado a partir do gráfico mostrado na figura 3.6 utilizando um valor médio de temperatura de saída das turbinas.

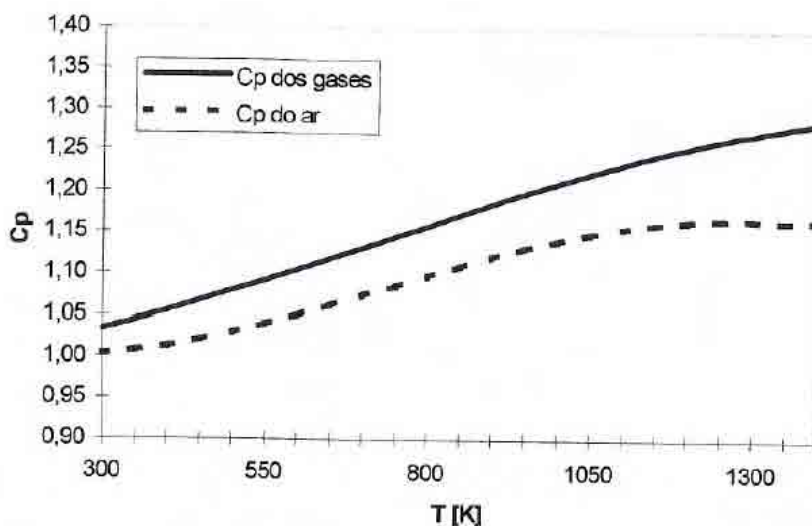


Figura 3.6 C_p dos gases e do ar em função da temperatura (Tuna, 1999).

• Temperatura dos gases de escape (T_e) para a atmosfera situa-se entre 130 °C e 180 °C, fixado inicialmente em 150 °C. Pode-se realizar a correção da temperatura dos gases da saída da caldeira de recuperação através da temperatura de *pinch point*, evitando a possível condensação de alguns componentes dos gases na caldeira de recuperação.

• Rendimento da caldeira de recuperação podendo variar de 60 a 80 %, adotado em 70%.

• Temperatura dos gases na saída da turbina, podendo variar de 400 a 720 °C.

• As entalpias do vapor e do líquido respectivamente, h_5 (saída da caldeira de recuperação) e h_8 (água de alimentação da caldeira), em kJ/kg K, são obtidas através das tabelas das propriedades termodinâmicas.

Com as considerações observadas acima, e a partir da equação 3.6 é possível obter as curvas de seleção de turbinas a gás a partir de uma turbina a vapor pré-selecionada para operarem em ciclo combinado. Na figura 3.7 é apresentado uma curva exemplo em que foi possível selecionar uma turbina a gás modelo GT8C2 a partir da turbina a vapor do modelo A53.1.

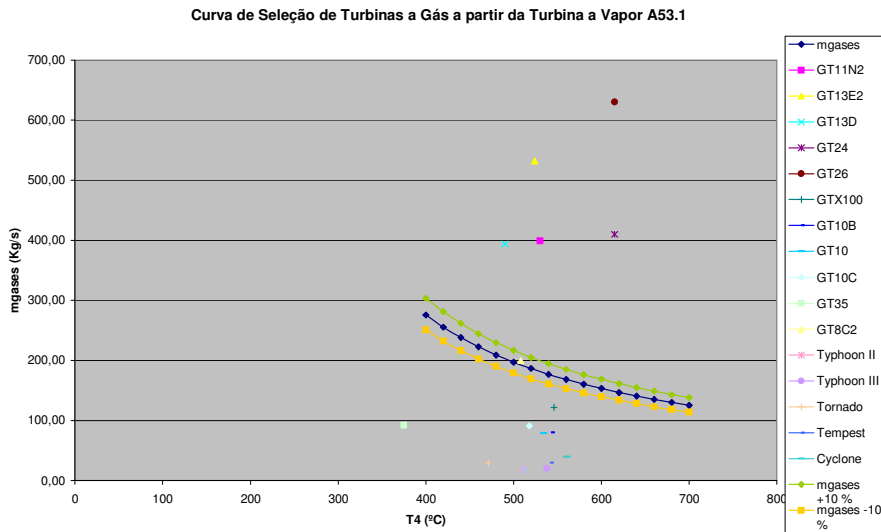


Figura 3.7 Exemplo de curva de seleção de ciclo combinado.

Traçou-se um limite superior e um limite inferior para a curva de vazão mássica, e os pontos que estiverem dentro deste limite são turbinas a gás que podem se combinar com a turbina a vapor formando assim o ciclo combinado. Os pontos que ficaram situados abaixo do limite inferior são turbinas a gás que não atendem a necessidade do processo sem o emprego de queima suplementar e os pontos que ficaram acima do limite superior são turbinas a gás que atendem as necessidades do processo, porém, irão operar com um desperdício de energia.

3.4.3 Levantamento da potência da turbina a vapor e do ciclo combinado

Após a seleção da turbina a gás e da turbina a vapor é possível determinar a potência da turbina a vapor e do ciclo combinado realizando um volume de controle na turbina a vapor, sendo:

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + W_{\text{eixo}} \quad (3.7)$$

como,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{vapor}} \quad (3.8)$$

$$W_{\text{eixo}} = \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot (h_5 - h_6) \quad (3.9)$$

A partir das equações mostradas acima se obtêm as curvas de potência da turbina a vapor e do ciclo combinado variando a pressão na saída da turbina a vapor de 0,1 MPa a 1 MPa e variando da temperatura de saturação até 400 °C.

Para cada um dos pontos das curvas de potência obtida foi realizada uma verificação se a segunda Lei da Termodinâmica é atendida para cada um dos pontos de pressão e temperatura. Através dos dados termodinâmicos (temperatura e pressão) de cada um das turbinas a vapor selecionadas, podem-se levantar as entropias na entrada e na saída da turbina a vapor, onde, a entropia na saída da turbina a vapor tem que ser sempre maior do que na entrada para que a segunda Lei da Termodinâmica seja atendida.

3.4.4 Caracterização do sistema de cogeração e cálculo da eficiência do ciclo

O sistema de cogeração pode ser caracterizado por um parâmetro adimensional conhecido como BETA (Balestieri, 2002) que é determinado pela razão da energia elétrica e/ou mecânica produzida pela energia térmica produzida, e pode ser representada pela equação:

$$\text{BETA} = \frac{E'}{S'} \quad (3.10)$$

sendo,

E' – Energia elétrica e/ou mecânica produzida [kW];

S' – Energia térmica produzida [kW]

O valor de BETA depende do tipo de equipamento de cogeração utilizado, e das condições de operação, podendo variar de 0,10 a 0,50 para tecnologias com ciclo a vapor, entre 0,30 a 0,80 para ciclos a gás e entre 0,60 a 1,50 para os ciclos combinados (Balestieri, 2002).

A eficiência de geração de eletricidade, a eficiência de geração de calor e a eficiência global do ciclo, segundo Pantalena (1999), podem ser determinadas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$\eta_{GE} (\%) = \frac{(E_p + E_{ptv})}{m_c * PCI} \quad (3.11)$$

$$\eta_{GC} (\%) = \frac{m_{gases} * C_p * (T_4 - T_e)}{m_c * PCI} \quad (3.12)$$

$$\eta_{GT} (\%) = \eta_{GE} + \eta_{GC} \quad (3.12a)$$

O consumo horário do gás natural (\dot{m}_c) pode ser obtido através da seguinte equação em (m³/h):

$$\dot{m}_c = \left(\frac{HEATRATE * (E_p + E_{ptv}) * 293 \times 10^{-6} * 3600}{\eta_{gerador} * PCI} \right) \quad (3.13)$$

As seguintes considerações são feitas para a realização dos cálculos de eficiência do ciclo combinado segundo Pantalena (1999):

- $\eta_{Gerador} = 95 \%$
- P.C.I = 37.000 kJ/Nm³

A partir das equações mostradas acima se obtêm as curvas de eficiência e do BETA para pressões variando de 0,1 MPa a 1 MPa.

3.5 ANALISE ECONÔMICA

3.5.1 Introdução

O objetivo de uma análise econômica é quantificar os custos de operação e os investimentos requeridos para determinar se o sistema de cogeração proporciona um retorno adequado do investimento.

A viabilidade econômica de um sistema de cogeração depende do custo de produção de eletricidade conseguir cobrir os custos suplementares em relação aos sistemas convencionais de atendimento.

A análise de viabilidade econômica de um sistema de cogeração depende dos seguintes fatores: gastos com aquisição, instalação, operação e manutenção de cada componente do sistema, inflação, taxas de juros, tempo de retorno do investimento, custos dos combustíveis, tempo de vida dos equipamentos, capacidade do sistema, receita obtida com a venda dos produtos do sistema, impostos e taxas.

As decisões de investimentos em cogeração são feitas usualmente com base nos custos e nas receitas ou taxas de retorno esperado.

3.5.2 Metodologia Adotada

Abaixo será apresentada a metodologia utilizada neste estudo para a configuração de um sistema de ciclo combinado utilizando turbina a gás associada a caldeira de recuperação e turbina a vapor.

3.5.2.1 Custos De Produção Anualizados

A metodologia adotada segue os procedimentos descritos e adaptados da metodologia usada por Kehlhofer (1987) e de Boehm (1987), de acordo com sugestão de Silveira (1994).

A obtenção dos custos anualizados de energia elétrica para turbina a gás (C_{eltg}), em US\$/kWh, para o sistema selecionado, é dado por:

$$C_{eltg} = \frac{I_{stg} \cdot f \cdot 1,3}{H \cdot E_p} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_{cr})}{E_p + E_{ptv}} + CM_{stg} \quad (3.14)$$

e o custo anualizado de energia elétrica para a turbina a vapor (C_{eltv}), em US\$/kWh, para o sistema selecionado, é dado por:

$$C_{eltv} = \frac{I_{stv} \cdot f \cdot 1,2}{H \cdot E_{ptv}} + \frac{C_{comb} \cdot E_{cr} \cdot f_1}{E_p + E_{ptv}} + CM_{stv} + CM_{cr} \cdot f_1 \quad (3.15)$$

O custo anualizado de energia elétrica é dado pela média proporcional, considerando os dois custos de produção de energia elétrica definidos acima, ou seja, o custo anualizado de energia elétrica, em US\$/kWh, é dado por:

$$C_{el} = \frac{E_p \cdot C_{eltg} + E_{ptv} \cdot C_{eltv}}{E_{ptv} + E_p} \quad (3.16)$$

sendo, o fator de anuidade (f), em l/ano, dado pela equação,

$$f = \frac{q^k \cdot (q-1)}{q^k} \quad (3.17)$$

com,

$$q = \frac{1+j}{100} \quad (3.18)$$

em que k é o período de amortização ou “pay-back”, dado em anos.

O fator de produção de energia elétrica pela turbina a vapor (f_1) é dado por,

$$f_1 = \frac{E_{ptv}}{E_{ptv} + E_v} \quad (3.19)$$

O custo anualizado da produção de vapor (C_v), em US\$/kWh, para o sistema em estudo é dado por:

$$C_v = \frac{I_{ver} \cdot f \cdot 1,2}{H \cdot E_v} + \frac{C_{comb} \cdot E_{cr} \cdot f_2}{E_v} + CM_{cr} \cdot f_2 \quad (3.20)$$

sendo o fator de produção de vapor (f_2) no sistema de cogeração, dado por:

$$f_2 = \frac{E_v}{E_{ptv} + E_v} \quad (3.21)$$

Os fatores multiplicativos de 1,3 e 1,2 nas equações (4.7) e (4.8 e 4.13) referem-se aos custos de instalação e demais obras civis. Neste caso não são levados em consideração os custos indiretos assim como os custos referentes às torres de resfriamento, tratamento de água, sistema condensado, entre outros que podem levar estes fatores a índices de até 3,4 para plantas instaladas.

Muitos dos dados necessários para a resolução das equações mostradas acima são provenientes da análise energética dos sistemas selecionados, como por exemplo, a potência produzida pela turbina a gás (E_p), a potência produzida pela turbina a vapor (E_{ptv}), a potência residual dos gases (E_{cr}), a potência na forma de vapor (E_v) e a potência suprida pelo combustível (E_{comb}).

Foram realizadas as seguintes considerações para a elaboração da análise econômica:

- $H = 7.000$ h/ano (Silveira, 1994);
- $C_{comb} = 0,19603$ US\$/Nm³ (Comgás, 2005).

O período de amortização (k) é determinado em função das variáveis citadas acima, através de procedimento iterativo.

3.5.2.2 Custos de Investimentos

Para sistemas de turbinas a gás os valores de custo de investimento são apresentados na literatura em função da potência elétrica instalada. Neste estudo utilizam-se as equações de custo de investimento para turbinas a gás segundo as sugestões de Antunes (1999).

Para potências de eixo menores que 9000 kW, a equação para o custo do investimento é dada de acordo com a sugestão de Antunes (1999) por (em US\$/kW):

$$I_{stg} = 2.10^{-5} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,2078 \cdot \dot{W}_e + 982,65 \quad (3.22)$$

Para potências de eixo maiores que 9000 kW e menores que 40000 kW, a equação para o custo do investimento, segundo Antunes (1999), é dado por (em US\$/kW):

$$I_{stg} = 3.10^{-11} \cdot \dot{W}_e^3 + 2.10^{-6} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,045 \cdot \dot{W}_e + 776,63 \quad (3.23)$$

Para potências de eixo maiores que 40000 kW a equação para o custo do investimento, segundo Antunes (1999), é dado por (em US\$/kW):

$$I_{stg} = 6.10^{-9} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,00222 \cdot \dot{W}_e + 387,89 \quad (3.24)$$

Para o custo do investimento em caldeira de recuperação de calor (I_{vcr}) sem queima suplementar de combustível (incluindo torres de resfriamento adicionais, equipamentos auxiliares e de comando) utiliza-se a equação a seguir, definida conforme a técnica de Boehm (Boehm, 1987) e ajustada segundo Morais (Morais et al., 1992) em função da produção de vapor \dot{m}_v em kg/h, com um fator multiplicativo de 10 % referente ao custo de instalação da caldeira de recuperação e válida para valores de produção maiores que 800 kg/h e menores que 4.000 kg/h.

$$I_{vcr} = 1,1.160000.(m_v/1500)^{0,81} \quad (3.25)$$

sendo este custo dado em US\$; para valores fora desta faixa de produção de vapor, o custo do investimento em caldeiras de recuperação considera-se como sendo 30% do custo do investimento no sistema de turbina a gás associado.

O investimento em turbina a vapor (I_{stv}) em US\$ é dado, segundo Balestieri (1994), por:

$$I_{stv} = (m_v/6,4).1000 \quad (3.26)$$

sendo o fluxo mássico dado em kg/h.

Nos custos de investimentos de todos os equipamentos mencionados acima, pode-se considerar um acréscimo de aproximadamente 15 % devido aos aumentos dos preços destes equipamentos e devido à variação da inflação americana.

3.5.2.3 Custo de Manutenção

Para o custo de manutenção do sistema de turbina a gás (CM_{stg}), Pullian (Pullian, 1989) utiliza o valor 0,012 US\$/kWh e Hess (Hess, 1990) e Taki (Taki, 1991) o valor de 0,017 US\$/kWh. Neste trabalho é adotado o valor de 0,015 US\$/kWh (Silveira, 1998).

O custo de manutenção da caldeira de recuperação (CM_{cr}) é assumido como sendo 0,008 US\$/kWh (Silveira, 1998), e o custo de manutenção da turbina a vapor (CM_{stv}) é adotado como sendo de 0,017 US\$/kWh.

3.5.2.4 Custo de Produção de Vapor em Caldeira Convencional

Para efeito do estudo de viabilidade econômica, o investimento em cogeração deve ser comparado com um sistema que produz unicamente vapor, ou seja, com o investimento em equipamentos convencionais (caldeira a vapor convencional).

A equação abaixo é utilizada para cálculo do custo da produção de vapor (C_{vc}) em US\$/kWh, em caldeiras convencionais queimando óleo combustível.

$$C_{vc} = \frac{I_{vcc} \cdot f}{H \cdot E_v} + \frac{C_{oleo}}{\eta_{cvc}} + CM_{cc} \quad (3.27)$$

Se a caldeira convencional já estiver amortizada, recomenda-se utilizar a equação abaixo:

$$C_{vc} = \frac{C_{oleo}}{\eta_{cvc}} + CM_{cc} \quad (3.28)$$

A eficiência da caldeira de vapor convencional (η_{cvc}) é adotado como sendo de 85% (Silveira, 1994).

Segundo Silveira (Silveira, 1994), o custo de manutenção da caldeira de vapor convencional (CM_{cc}) é fixado em 0,012 US\$/kWh e o custo de investimento em caldeiras convencionais de vapor (I_{vcc}), em US\$, para vazão mássica de vapor entre 200 e 10.000 kg/h, é dado pela equação,

$$I_{vcc} = 1,2 \cdot 16000 \cdot (\dot{m}_v / 1000)^{0,64} \quad (3.29)$$

sendo que o fator multiplicativo 1,2 refere-se à taxa de instalação, considerada de 20% sobre o investimento. Para valores de vazão mássica de vapor maiores que 10 t/h, considera-se o investimento em caldeiras como sendo,

$$I_{vcc} = (0,035 \cdot \dot{m}_v + 0,5) \cdot 10^6 \quad (3.30)$$

sendo que a vazão mássica de vapor é dada em t/h (Balestieri, 1994).

3.5.2.5 Receita Anual

O benefício ou receita anual decorrente da instalação do sistema de cogeração é determinado pela soma dos ganhos associados à produção de eletricidade e calor útil, que, segundo Antunes (1999), pode-se determinar pela seguinte equação:

$$G_{pel} = (E_p + E_{ptv}) \cdot H \cdot (P_{el} - C_{el}) \quad (3.31)$$

Quanto ao ganho anual devido à produção de vapor (G_{pv}), em US\$/ano, este pode ser determinado pela equação

$$G_{pv} = E_v \cdot H \cdot (C_{vc} - C_v) \quad (3.32)$$

A receita anual esperada (R), em US\$/ano é dada pela soma dos ganhos devido à produção de eletricidade e devido à produção de vapor pelo sistema de cogeração.

$$R = G_{pel} + G_{pv} \quad (3.33)$$

Com as considerações acima, para cada sistema de turbina a gás associado com caldeira de recuperação e turbina a vapor, determina-se o valor do “pay-back” (k).

Para encontrar o valor de “pay-back”, deve-se atribuir valores para k até que se obtenha um valor para receita maior ou igual a zero.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

4.1 CICLOS OBTIDOS

O estudo desenvolvido neste trabalho visa identificar um sistema de cogeração que opere com turbinas a gás associadas à caldeira de recuperação e turbinas a vapor em que ambas as turbinas (gás e vapor) são da mesma empresa fabricante.

Portanto, a partir da análise energética, mostrada no capítulo anterior, e com os dados técnicos das turbinas fornecidas pelo fabricante, foi possível selecionar quais as turbinas a gás e a vapor podem operar em conjunto formando assim um sistema de cogeração em ciclo combinado. A Tabela 4.1 mostra as possíveis combinações utilizando as turbinas a gás e a vapor comercialmente disponíveis pela empresa fabricante.

Tabela 4.1 – Possíveis ciclos combinados obtidos

Ciclo	Turbinas a Gás	Turbinas a Vapor
1	GT8C2	A53.1
2	GT8C2	ST2
3	GTX100	A50
4	GT11N2	A63
5	GT24	A63.1
6	GT26	ST3
7	GT35	Z55
8	GT10C	ZM55
9	GT10B	ZM55

4.2 CARACTERÍSTICAS DOS CICLOS OBTIDOS

Abaixo se apresenta, em forma de tabela, as principais características das turbinas a gás e das turbinas a vapor dos ciclos obtidos e descritos acima.

Na tabela 4.2 apresentam-se as potências, *heat rate*, fluxo de massa, rotação e a temperatura de exaustão das turbinas a gás utilizadas nos ciclos combinados deste estudo. Maiores informações referentes às características técnicas destas turbinas encontram-se no anexo A.

Tabela 4.2 – Principais Características das Turbinas a Gás

Turbina	Potência (MW)	Heat Rate (BTU / kWh)	Fluxo de Massa (kg/s)	Rotação (rpm)	Temperatura de Exaustão (°C)
GT8C2	57	10.035	200	6.210	508
GTX100	43	9.215	122	6.600	546
GT11N2	114	10.200	880	3.600	530
GT24	171	9.348	532	3.000	524
GT26	268	9.222	630	3.000	524
GT35	17	10.670	92,3	3.600	375
GT10C	29,1	9.970	91,10	7.700	518
GT10B	24,8	9.970	80,40	6.500	543

Na tabela 4.3 apresenta-se a potência, pressão de vapor vivo, rotação e a temperatura de vapor vivo das turbinas a vapor utilizadas nos ciclos combinados deste estudo. Maiores

informações referentes às características técnicas destas turbinas encontram-se no anexo B.

Tabela 4.3 – Principais Características das Turbinas a Vapor

Turbina	Potência (MW)	Pressão Vapor Vivo (MPa)	Rotação (rpm)	Temperatura de Vapor Vivo (°C)
A53.1	8,4	6,5	7.500	485
A50	6,3	4,3	7.500	450
A63.1	20,0	6,5	6.000	485
A63	12,5	4,3	6.000	450
ST2	10	8,0	9.000	480
ST3	40	11,0	9.000	510
Z55	2,85	6,3	6.000	450
ZM55	4,20	4,3	6.000	450

A partir das equações mostradas no capítulo anterior e com as características das turbinas a gás e das turbinas a vapor fornecidas pela empresa fabricante, foi possível determinar uma série de características termodinâmicas para os possíveis ciclos combinados, podendo desta maneira traçar a curva da potência da turbina a vapor pela potência do ciclo combinado para as diversas faixas de temperatura e pressão.

Na Tabela 4.4 apresentam-se algumas das principais características obtidas no estudo realizado, como a potência produzida pela turbina a gás e pela turbina a vapor, potência suprida pela combustível, quantidade de calor entregue à água na caldeira de recuperação.

Tabela 4.4 – Principais características dos ciclos obtidos

Ciclo	Ep - gás (kW)	Eptv - vapor (kW)	E processo vap. (kW)	E_{comb} (kW)
1	57.000	8.400	40.818,7	163.401,87
2	57.000	10.000	45.620,9	163.401,87
3	43.000	6.300	30.837,3	113.195,35
4	114.000	12.500	59.302,5	332.177,20
5	171.000	20.000	98.455,1	456.645,95
6	268.000	40.000	212.537,6	706.032,52
7	17.000	2.850	14.406,6	51.817,70
8	29.100	4.200	21.348,9	82.880,61
9	24.800	4.200	21.348,9	70.633,65

Nas figuras 4.1 a 4.9 apresentam-se às curvas de potência para os possíveis ciclos combinados utilizando turbinas a gás associadas à caldeira de recuperação e a turbinas a vapor.

Nas figuras 4.10 a 4.18 apresentam-se às curvas de eficiência de geração de eletricidade, a eficiência de geração de calor, a eficiência global do ciclo e o parâmetro adimensional conhecido como BETA.

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (A53.1) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (A53.1 + GT8C2)

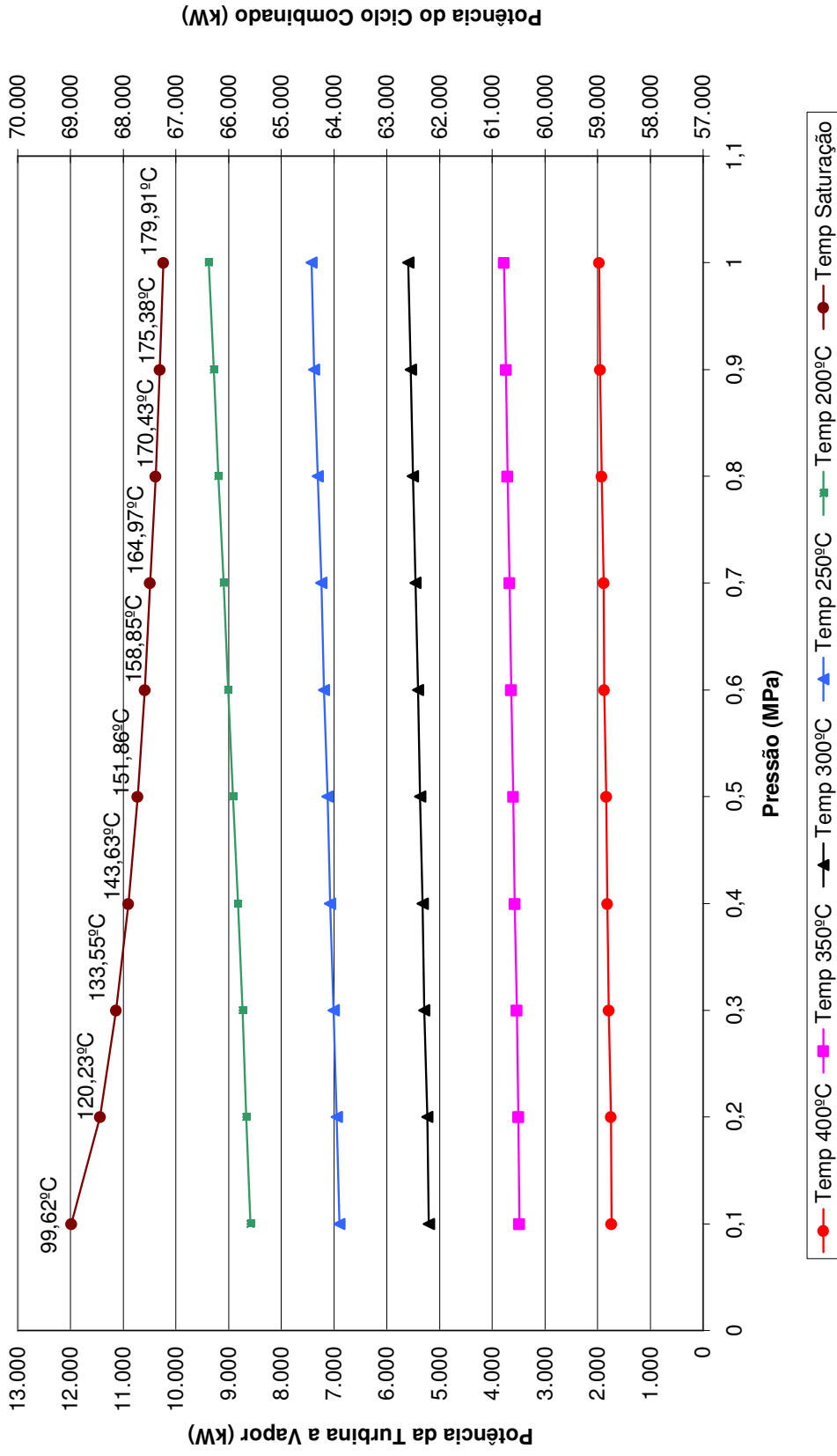


Figura 4.1 – Potência da Turbina a Vapor (A53.1) x Potência do Ciclo Combinado (A53.1 + GT8C2)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (ST2) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (ST2 + GT8C2)

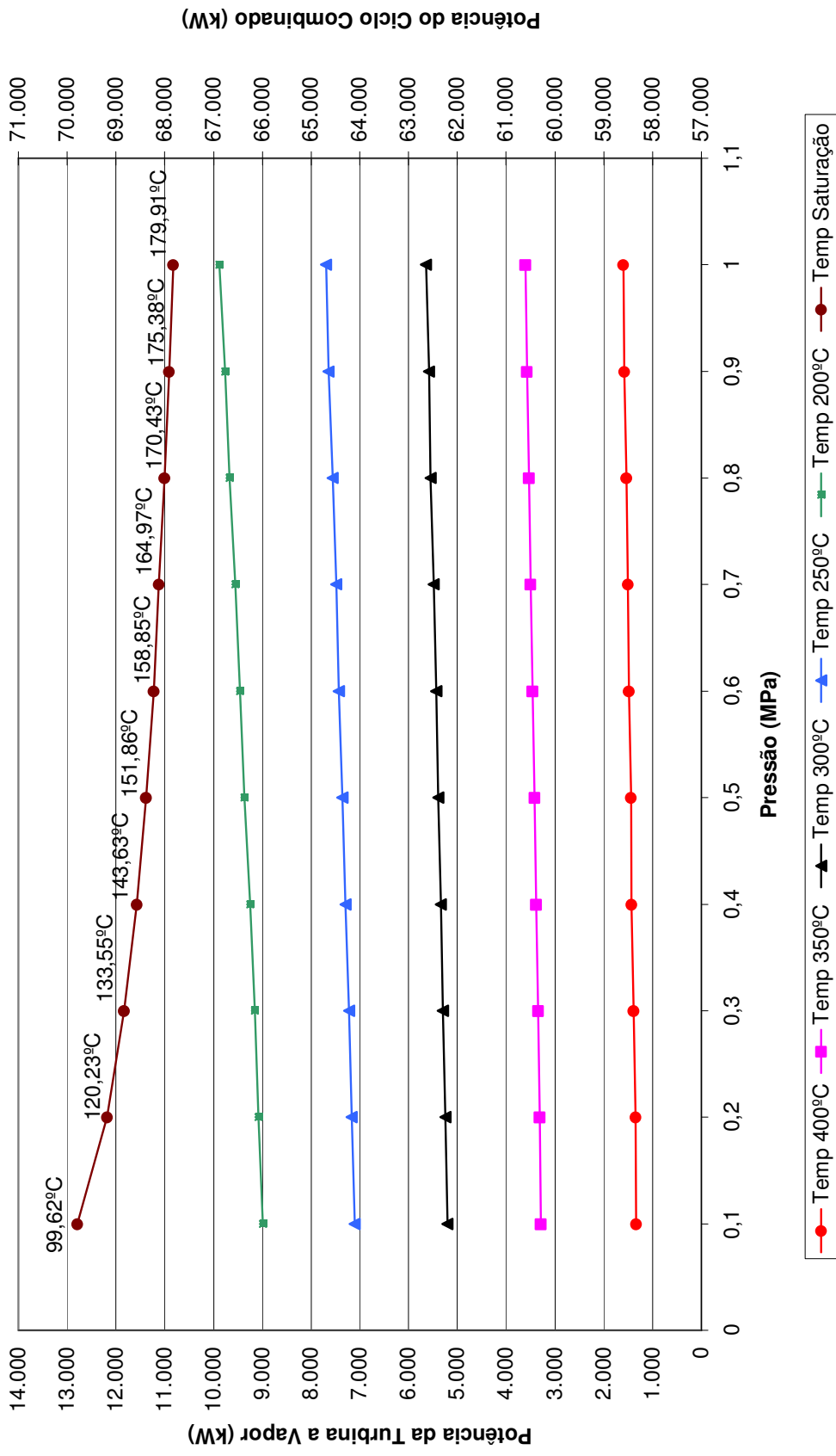


Figura 4.2 - Potência da Turbina a Vapor (ST2) x Potência do Ciclo Combinado (ST2 + GT8C2)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (A50) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (A50 + GTX100)

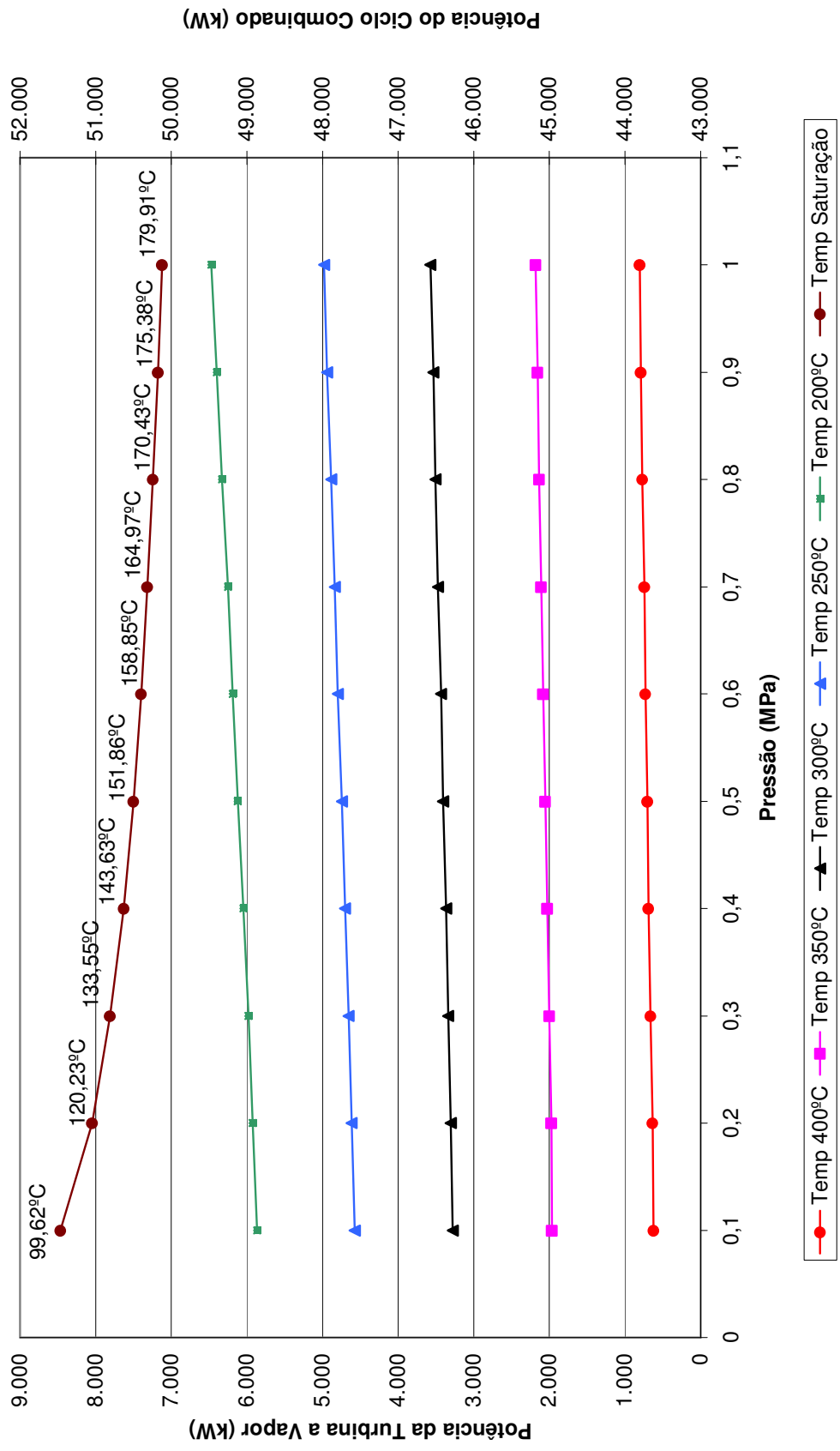


Figura 4.3 - Potência da Turbina a Vapor (A50) x Potência do Ciclo Combinado (A50 + GTX100)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (A63) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (A63 + GT11N2)

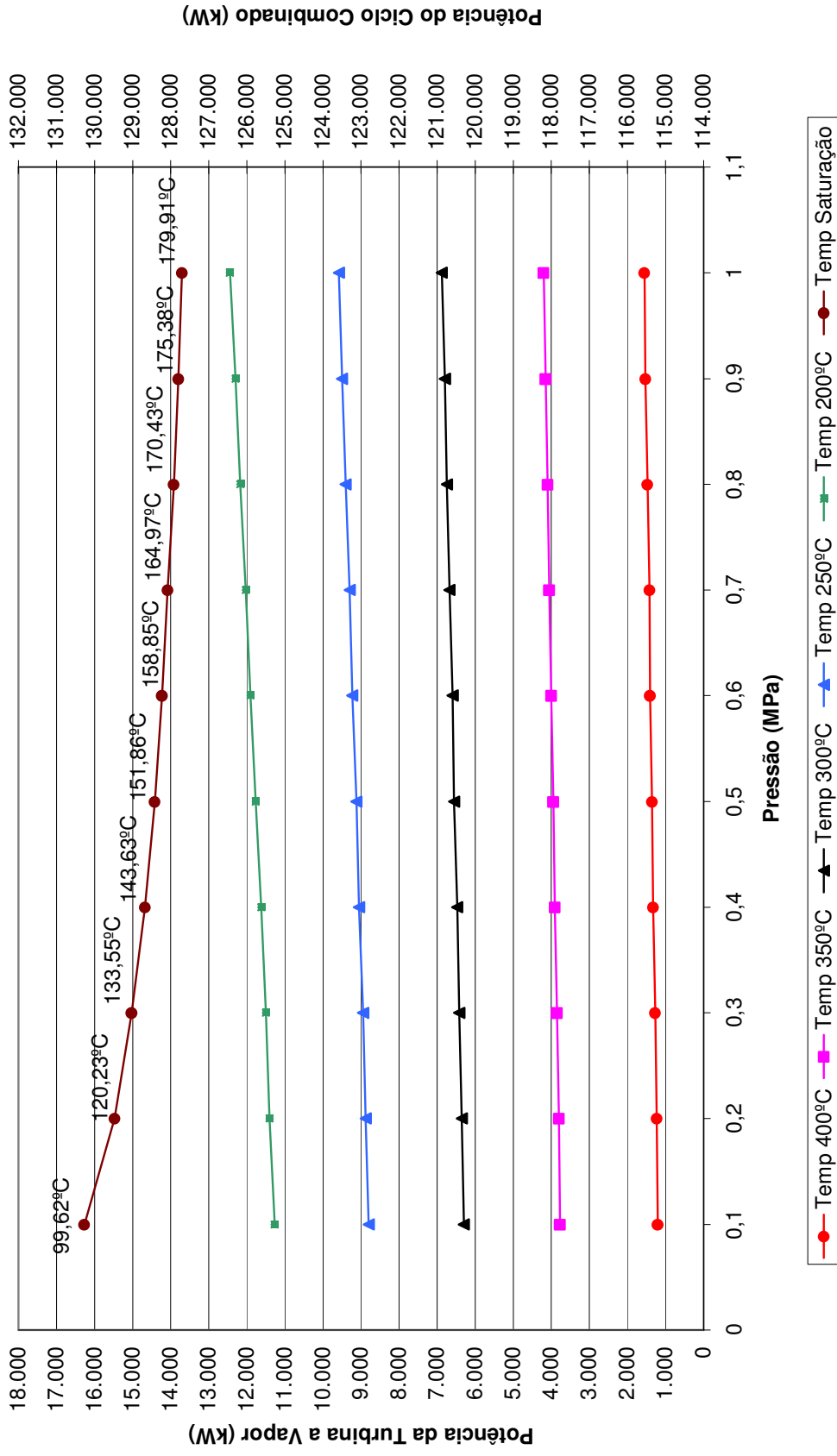


Figura 4.4 - Potência da Turbina a Vapor (A63) x Potência do Ciclo Combinado (A63 + GT11N2)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (A63.1) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (A63.1 + GT24)

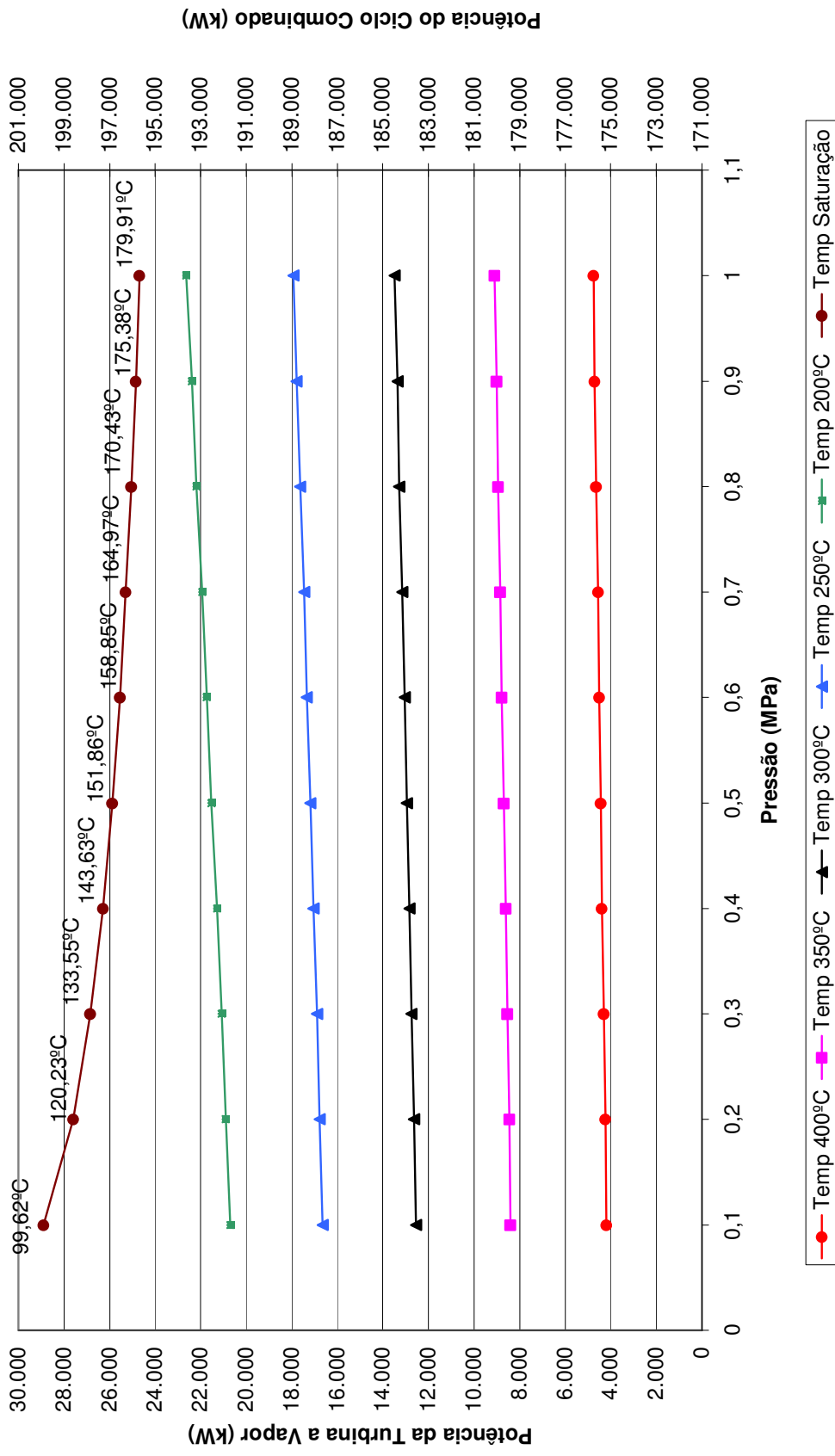


Figura 4.5 - Potência da Turbina a Vapor (A63.1) x Potência do Ciclo Combinado (A63.1 + GT24)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (ST3) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (ST3 + GT26)

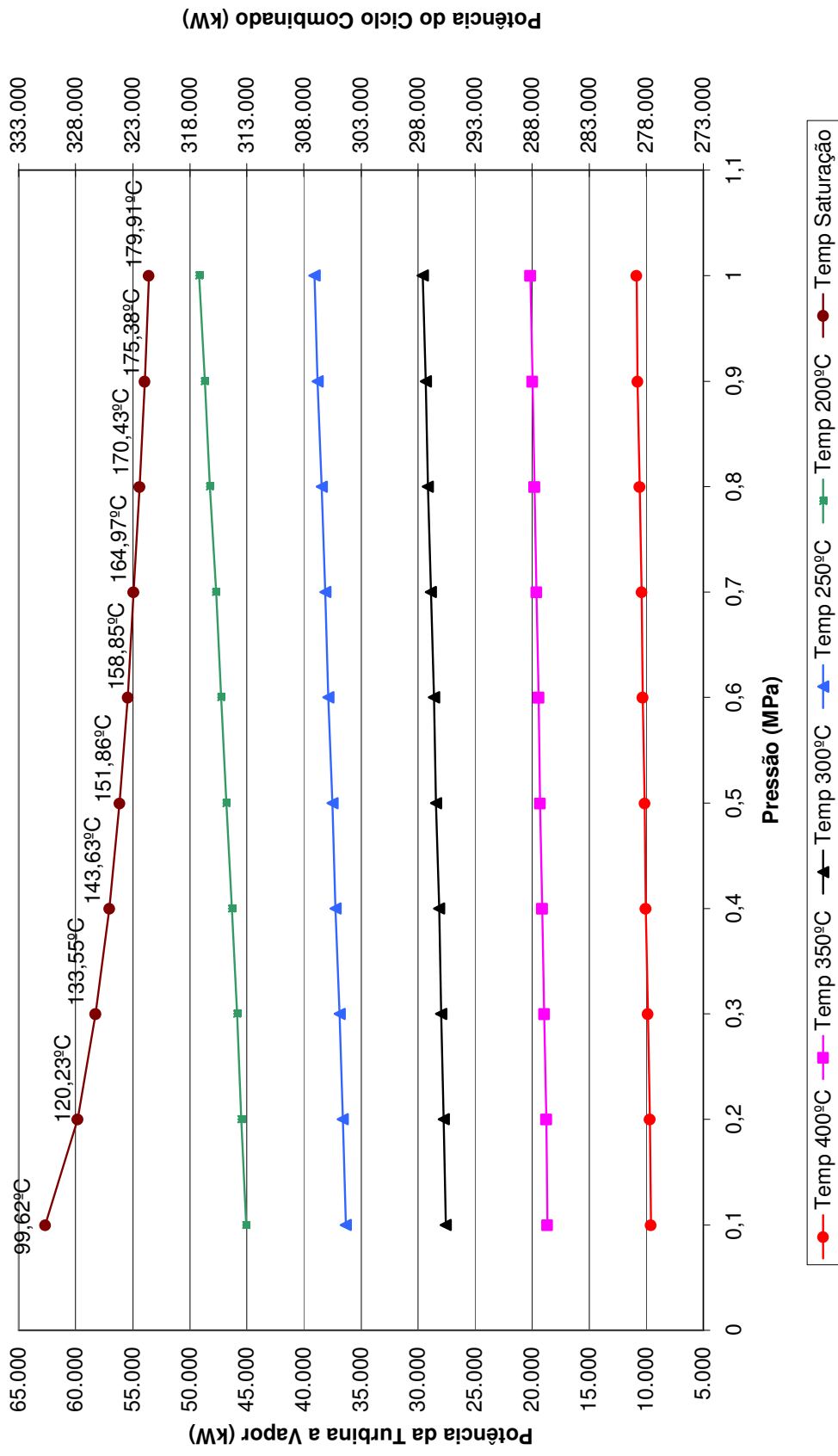


Figura 4.6 - Potência da Turbina a Vapor (ST3) x Potência do Ciclo Combinado (ST3 + GT26)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (Z55) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (Z55 + GT35)

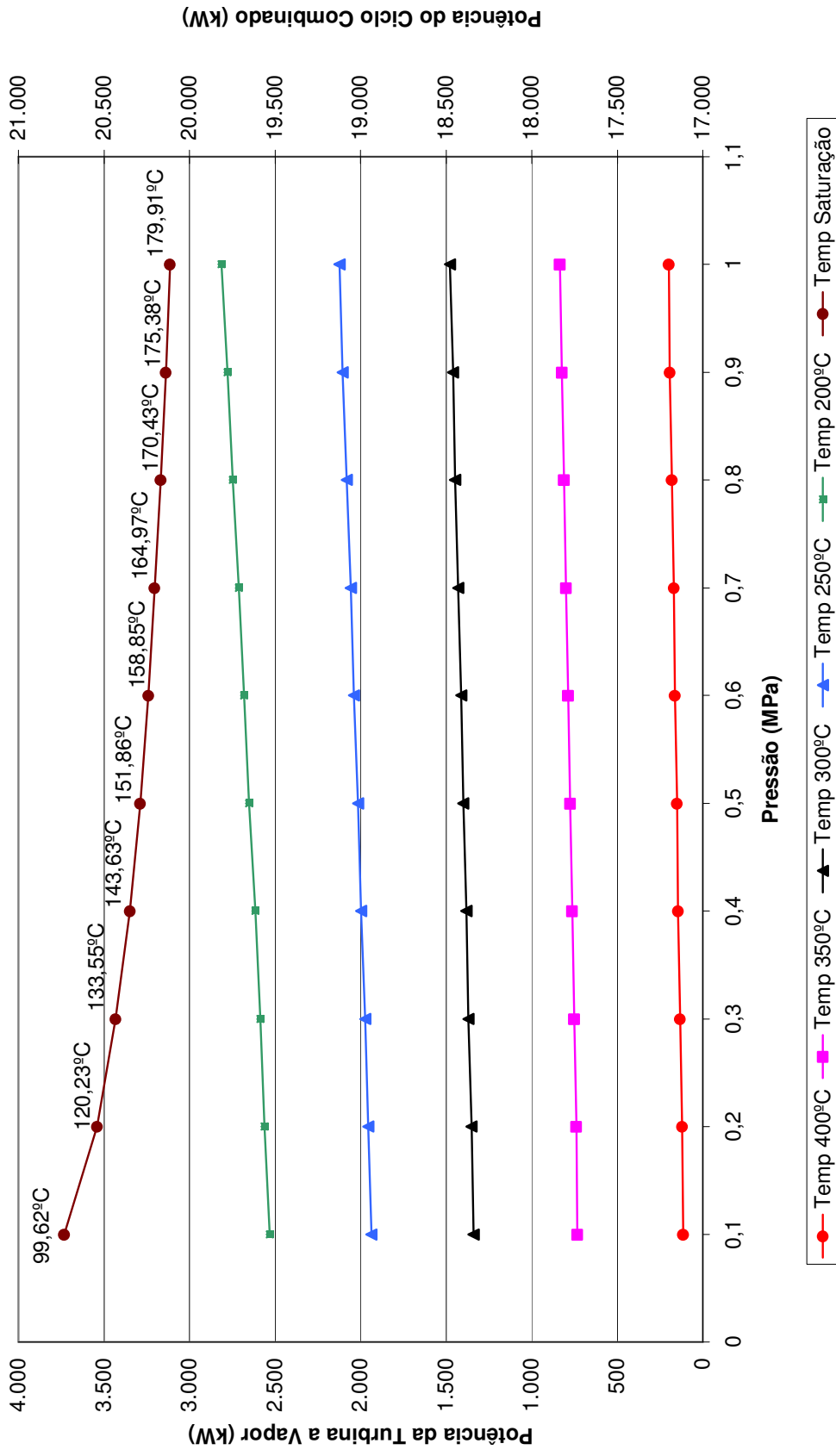


Figura 4.7 - Potência da Turbina a Vapor (Z55) x Potência do Ciclo Combinado (Z55 + GT35)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (ZM55) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10C)

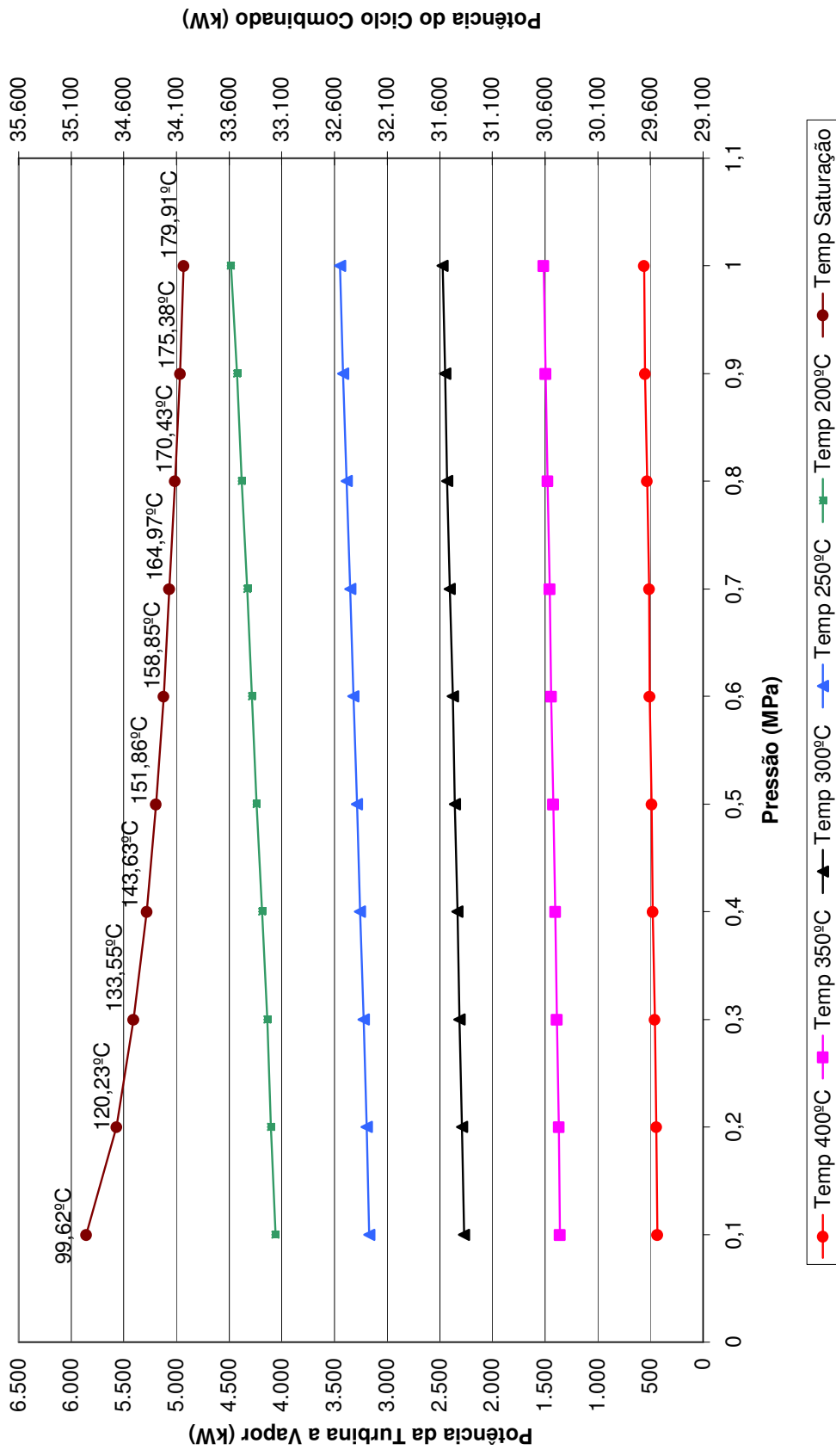


Figura 4.8 - Potência da Turbina a Vapor (ZM55) x Potência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10C)

POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR (ZM55) x POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10B)

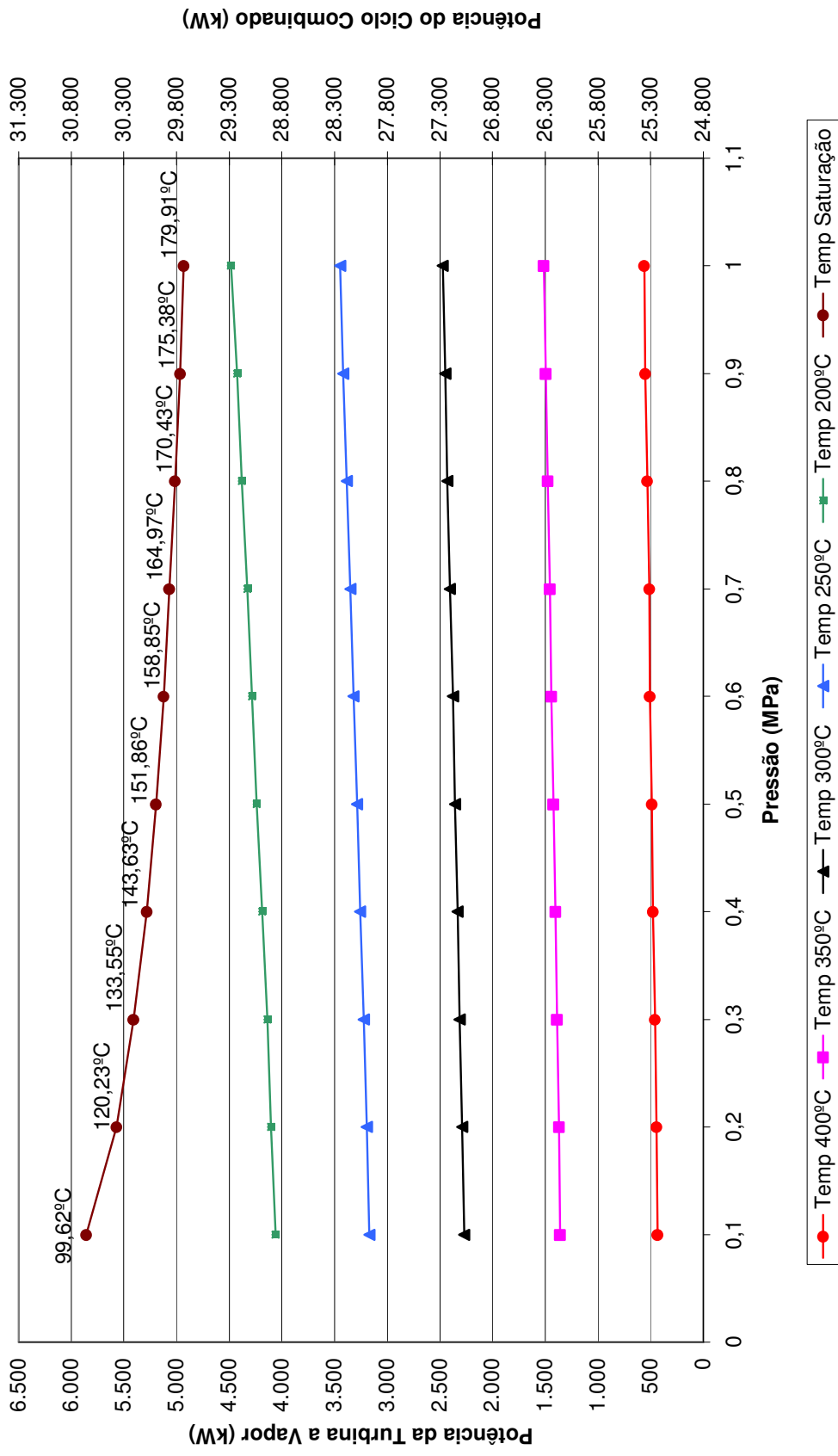


Figura 4.9 – Potência da Turbina a Vapor (ZM55) x Potência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10B)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (A53.1 + GT8C2)

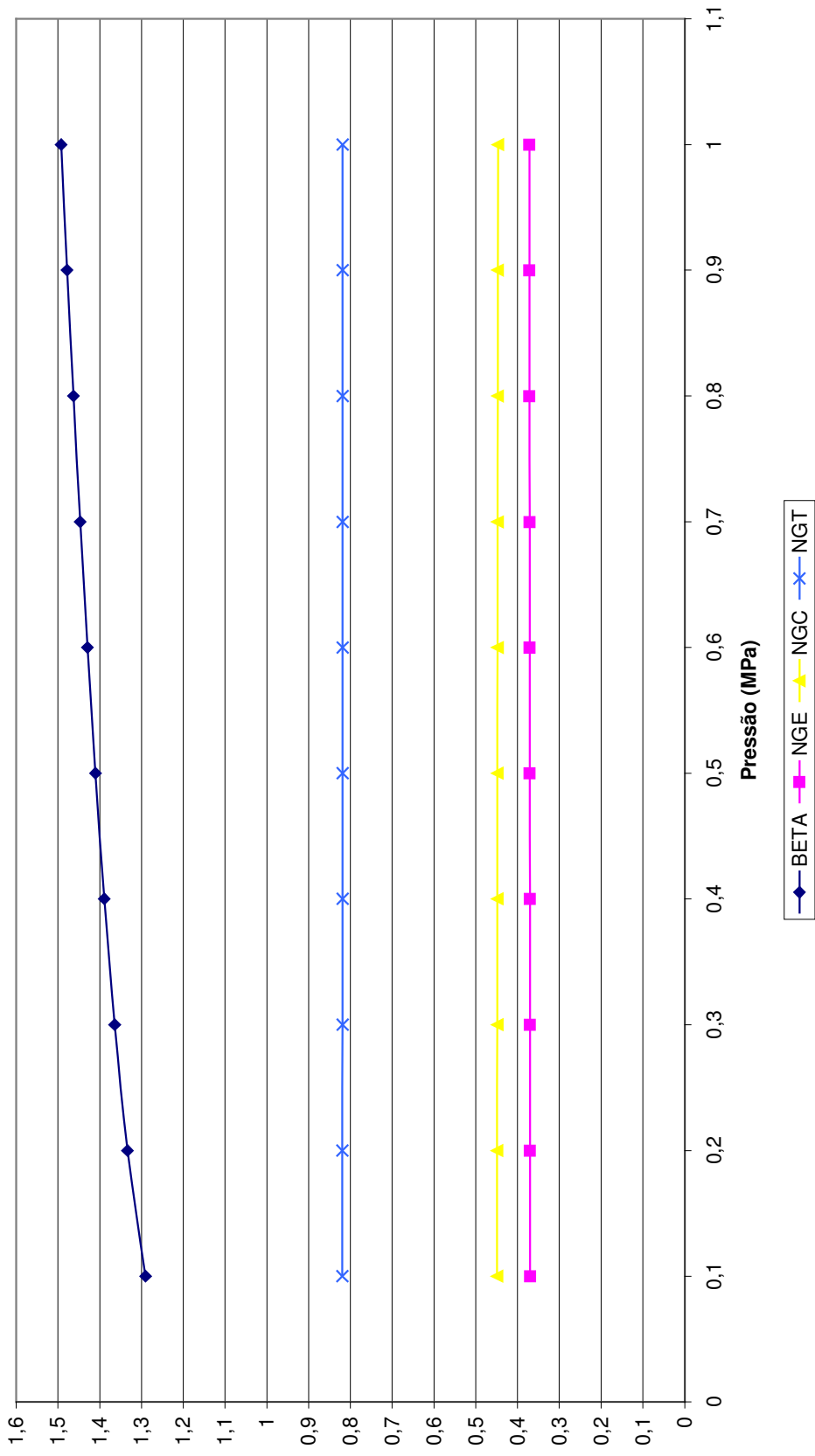


Figura 4.10 – Eficiência do Ciclo Combinado (A53.1 + GT8C2)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (ST2 + GT8C2)

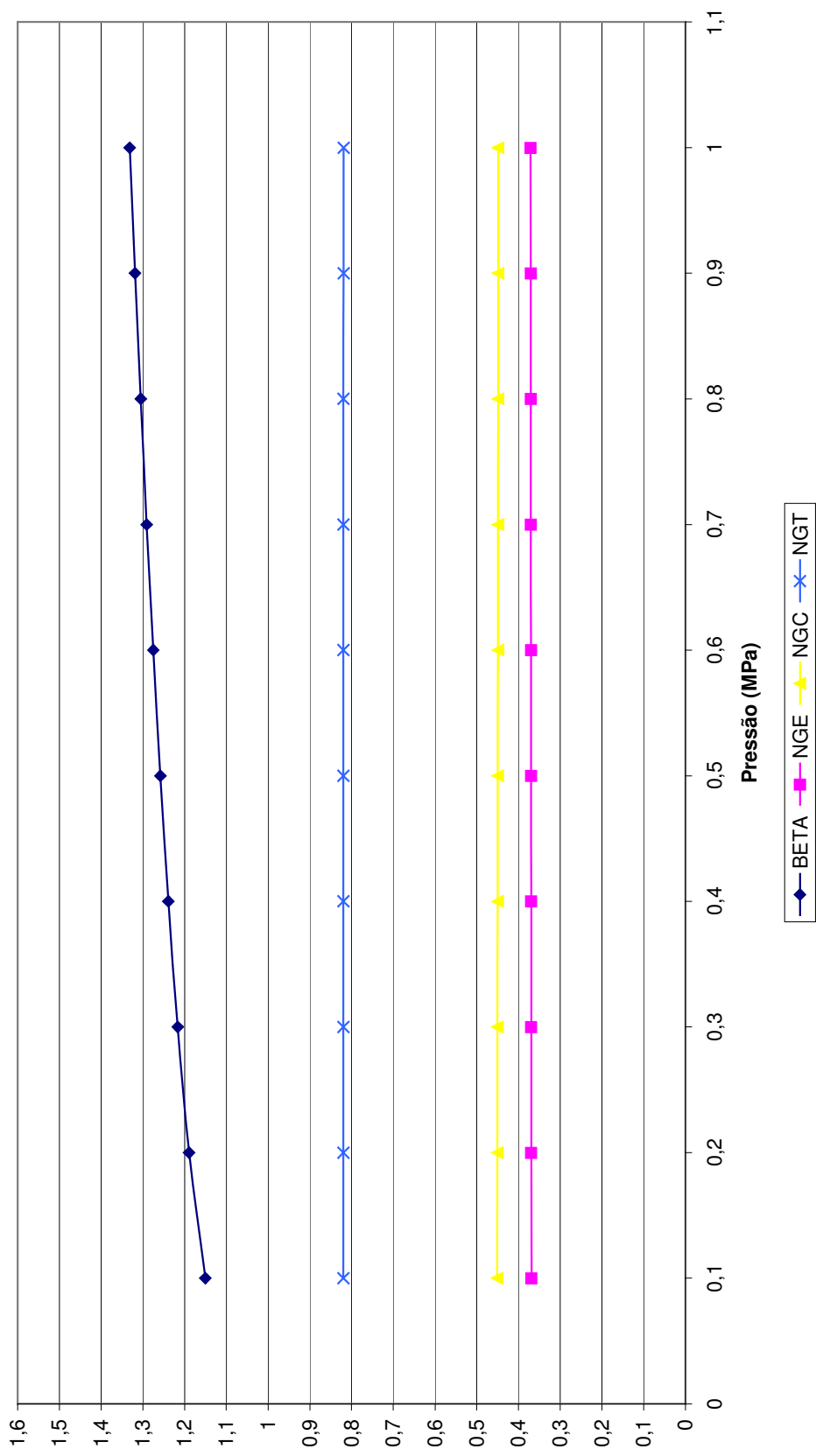


Figura 4.11 – Eficiência do Ciclo Combinado (ST2 + GT8C2)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (A50 + GTX100)

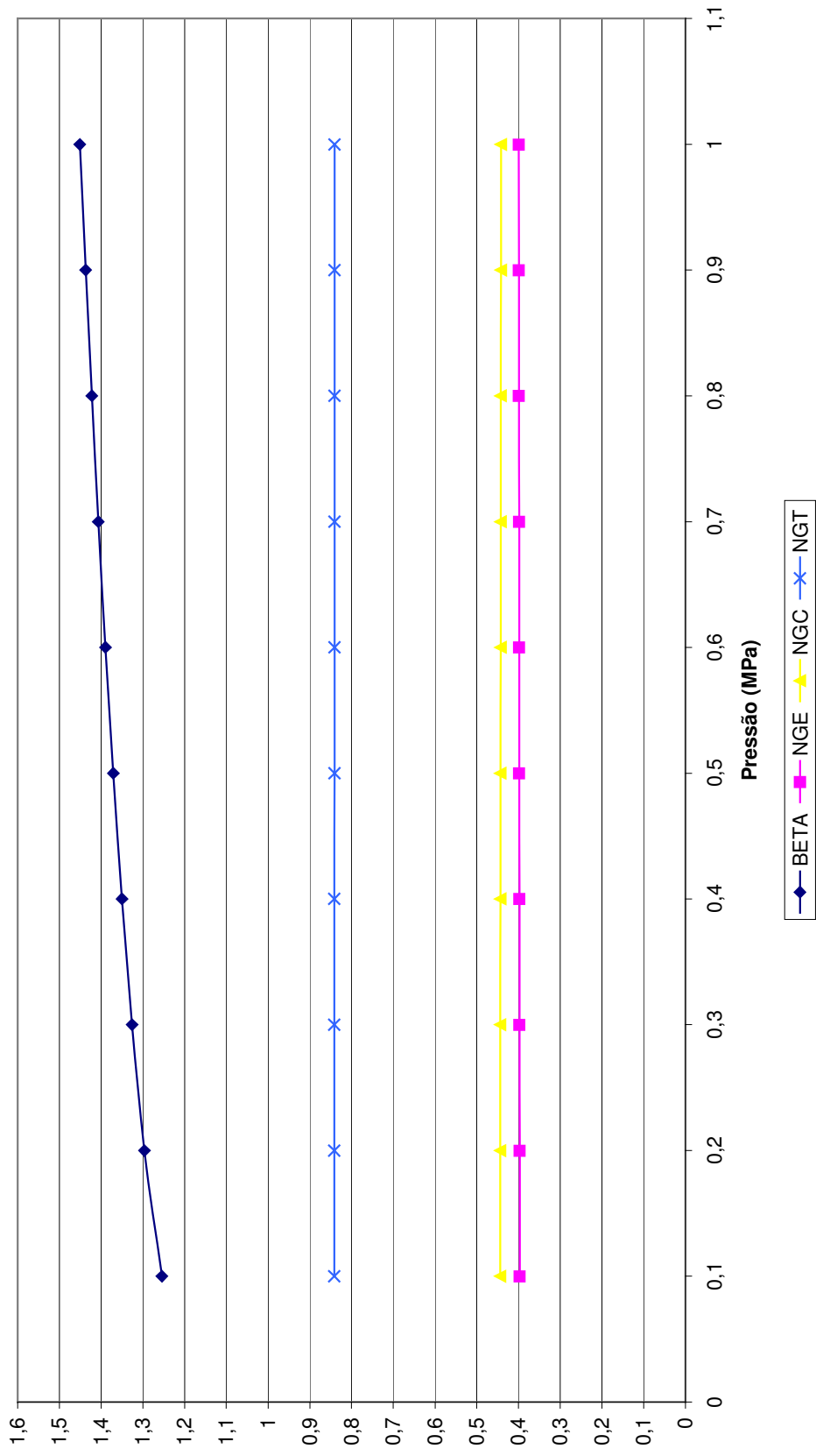


Figura 4.12 – Eficiência do Ciclo Combinado (A50 + GTX100)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (A63 + GT11N2)

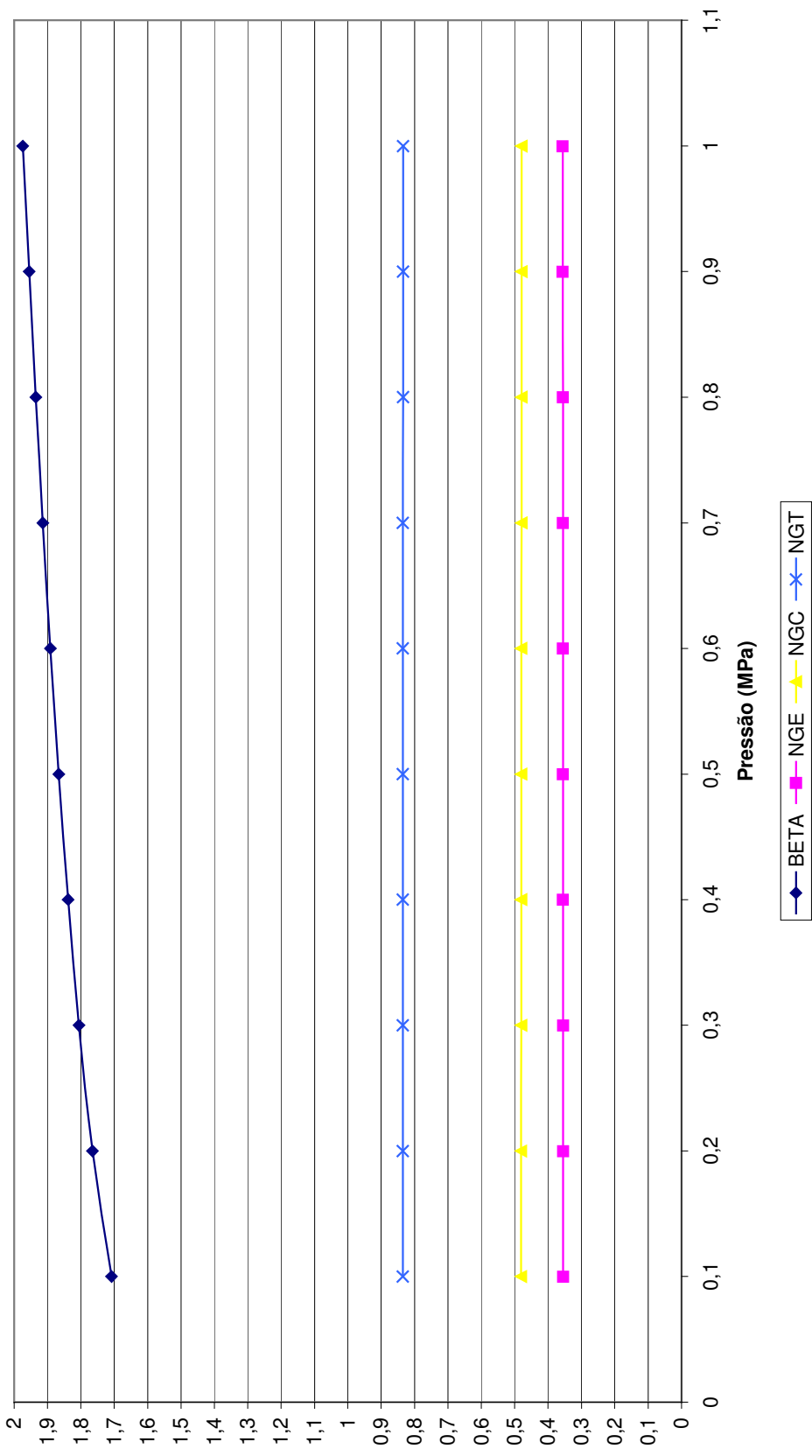


Figura 4.13 – Eficiência do Ciclo Combinado (A63 + GT11N2)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (A63.1 + GT24)

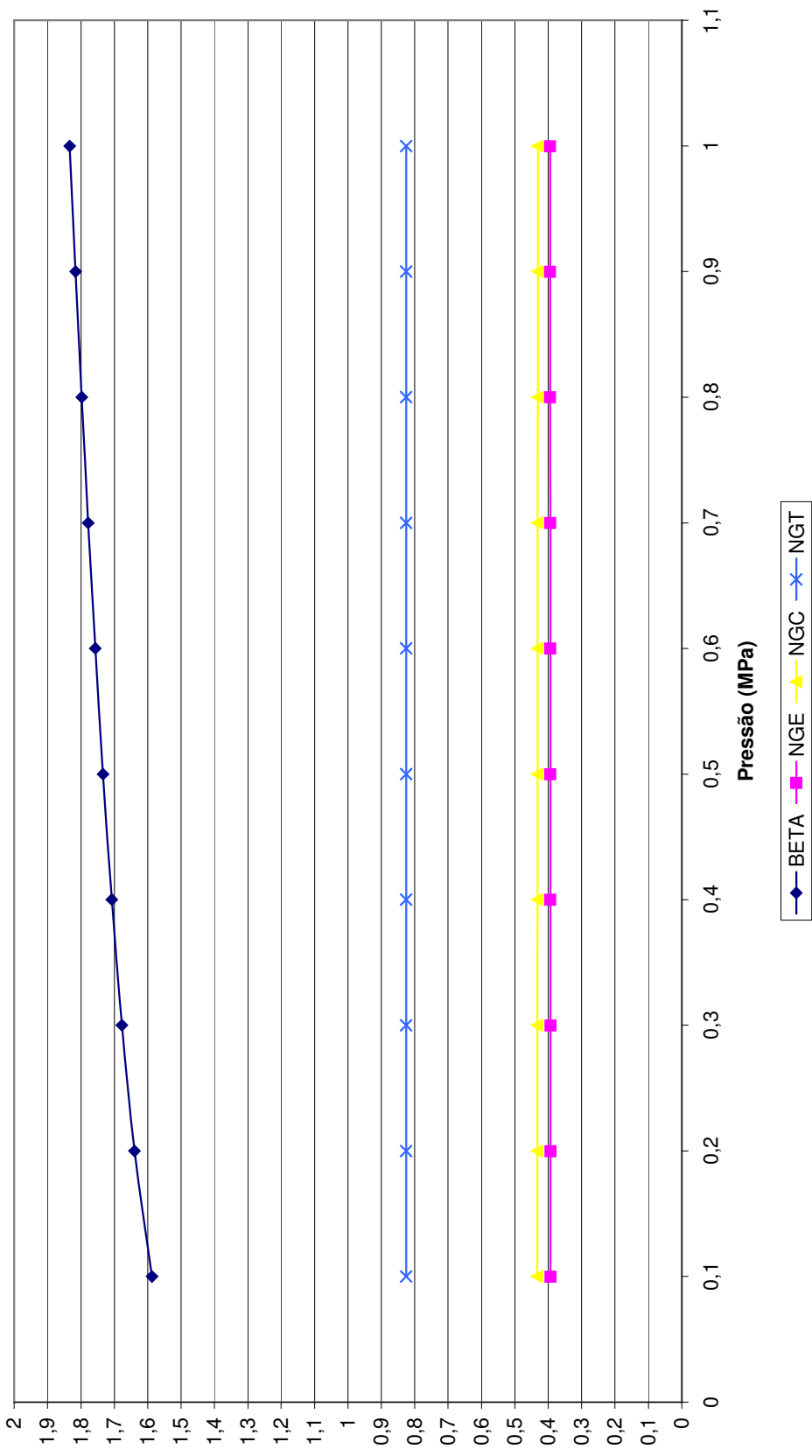


Figura 4.14 – Eficiência do Ciclo Combinado (A63.1 + GT24)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (ST3 + GT26)

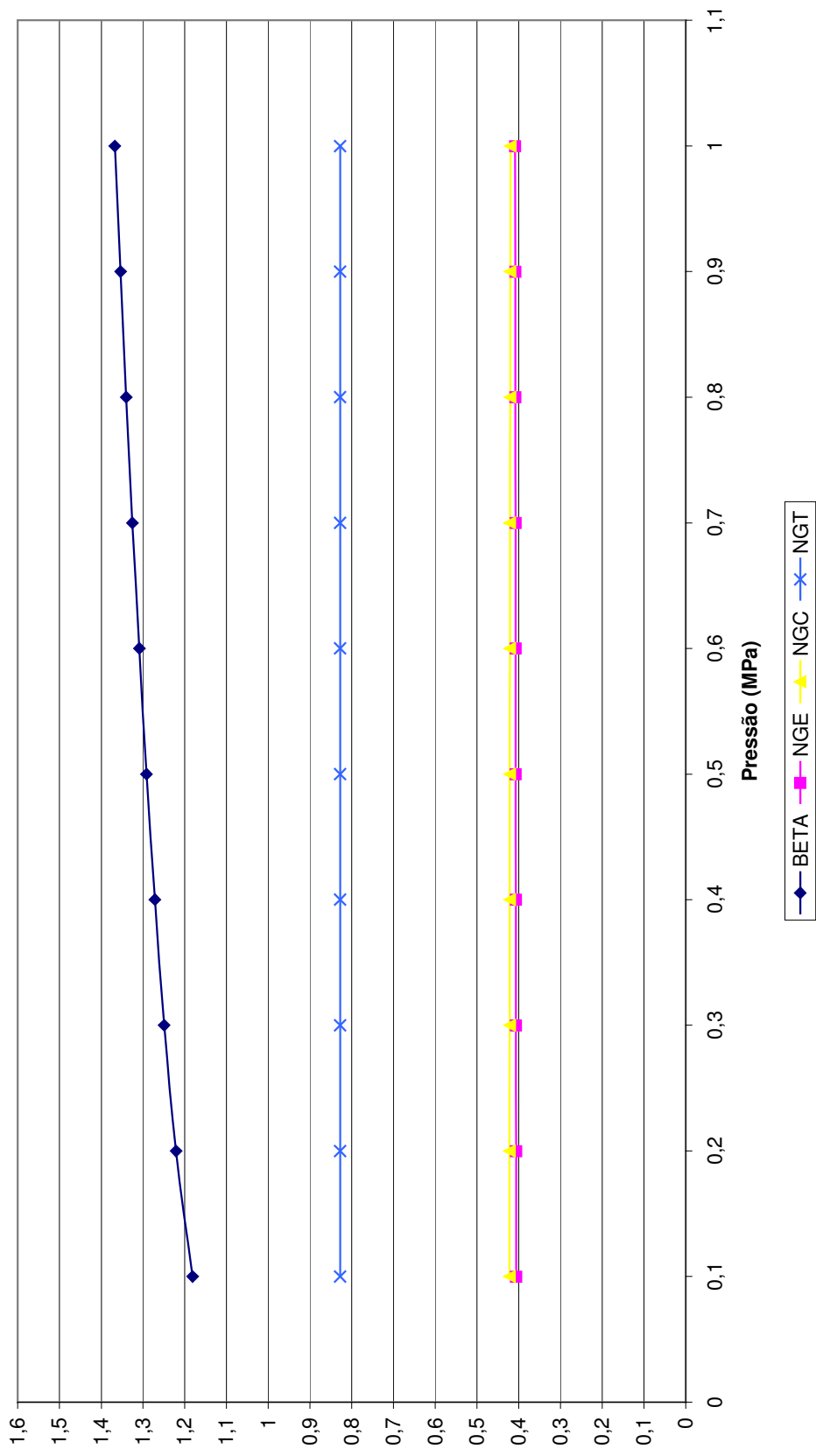


Figura 4.15 – Eficiência do Ciclo Combinado (ST3 + GT26)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (Z55 + GT35)

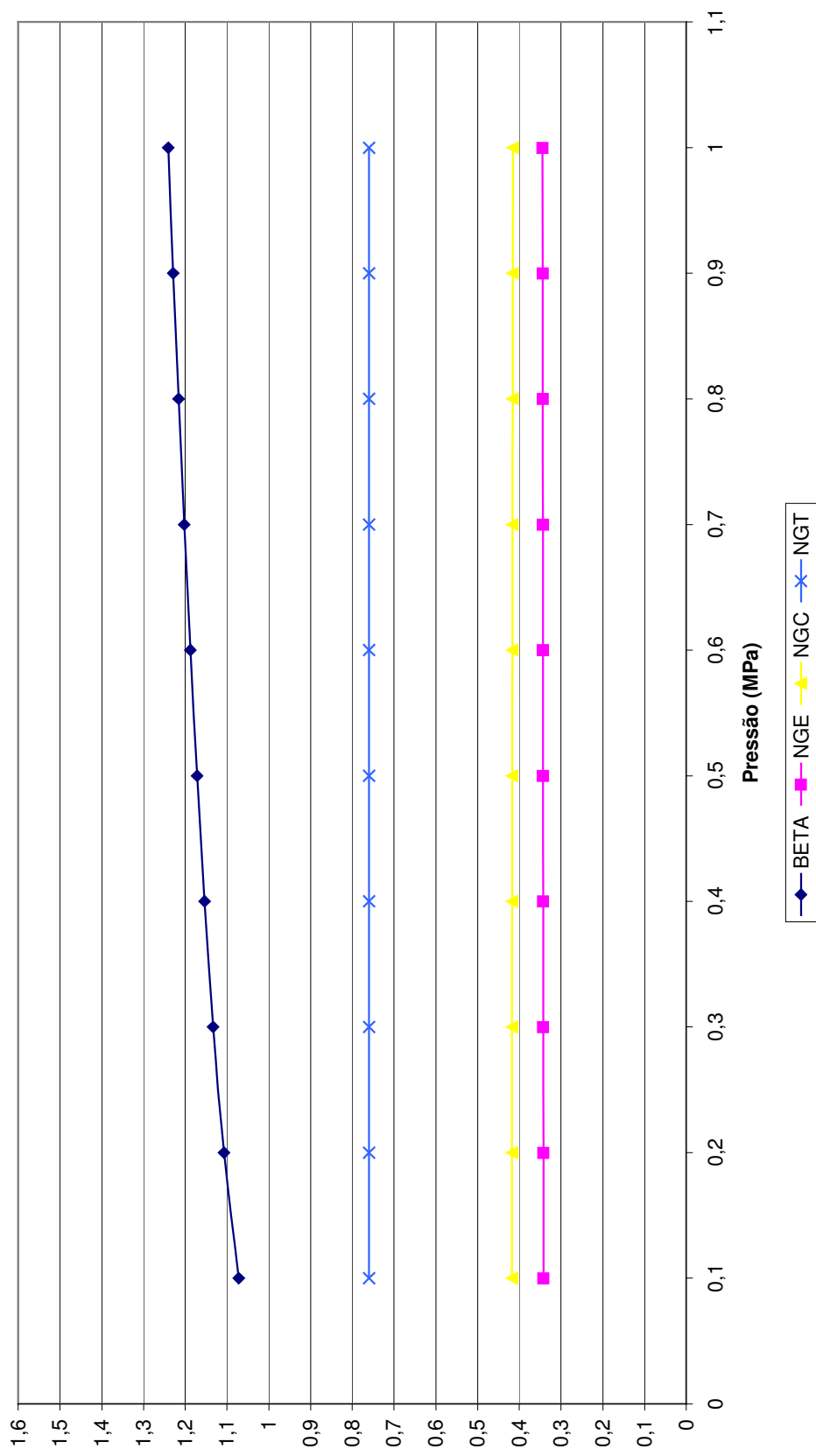


Figura 4.16 – Eficiência do Ciclo Combinado (Z55 + GT35)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10C)

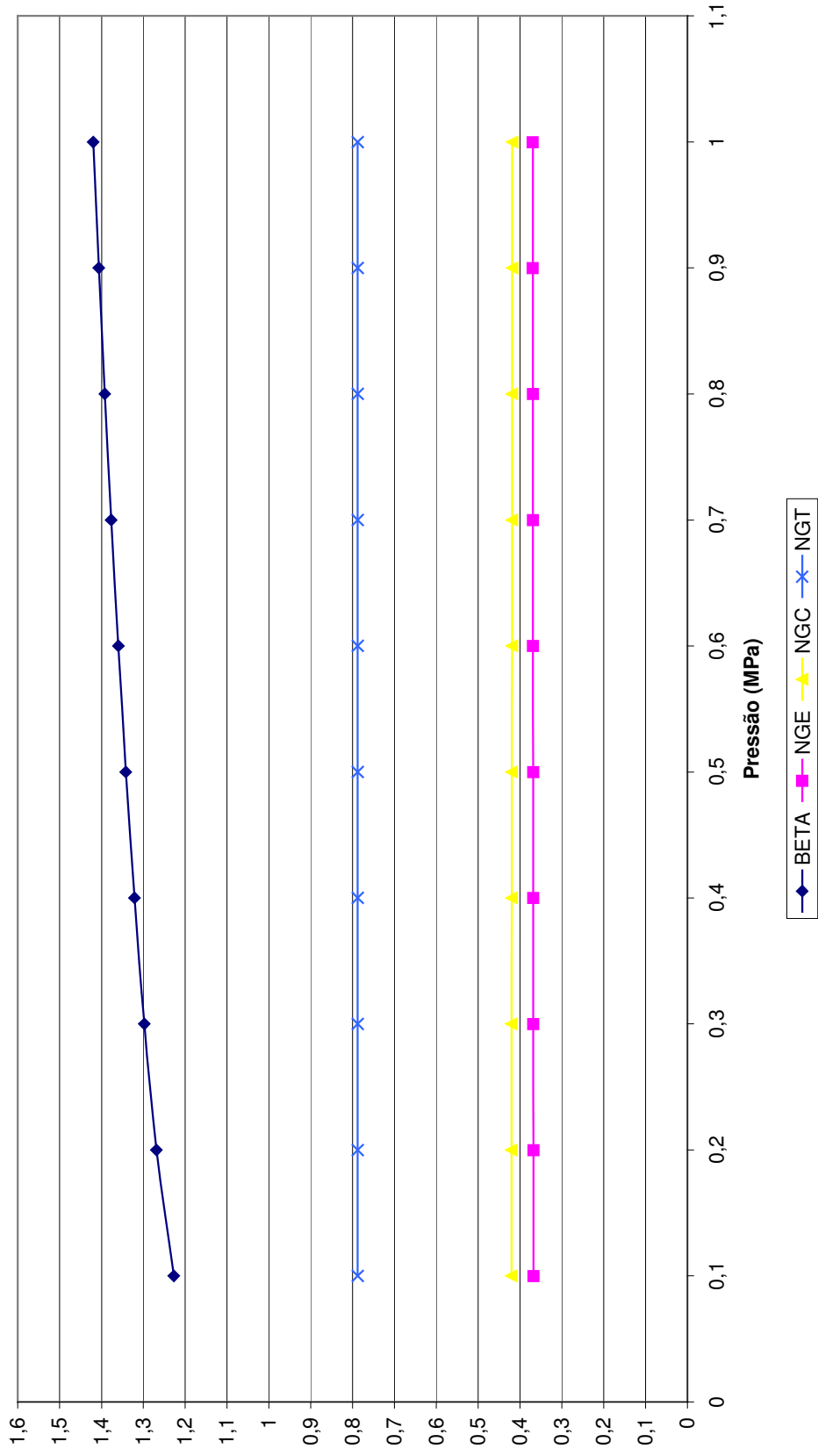


Figura 4.17 – Eficiência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10C)

EFICIÊNCIAS DO CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10B)

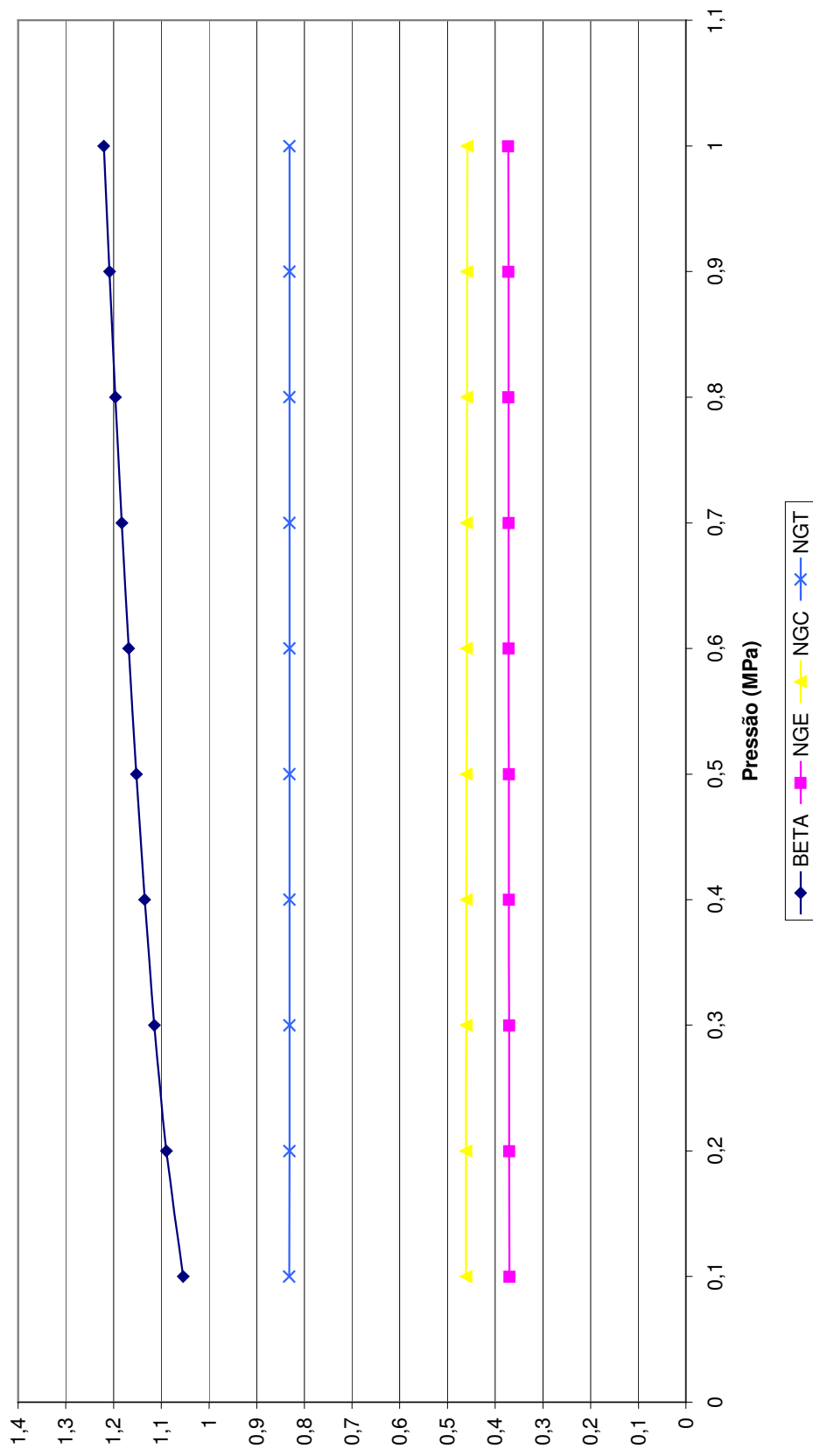


Figura 4.18 – Eficiência do Ciclo Combinado (ZM55 + GT10B)

CAPÍTULO 5

RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA ANÁLISE ECONÔMICA

5.1 ANÁLISE ECONÔMICA – Dados Obtidos

Apartir da definição dos ciclos combinados que podem operar com as turbinas a gás e a vapor comercialmente disponíveis pela empresa fabricante pode-se realizar a análise econômica para os ciclos obtidos e que foram destacados no capítulo anterior.

Utilizando algumas informações provenientes da análise energética e outras provenientes do mercado, pode se realizar a análise energética para os sistemas de ciclo combinado utilizando as turbinas a gás e a vapor.

Como resultado desta análise econômica podem-se obter os custos de produção de eletricidade, que envolvem os custos de operação, manutenção e os custos de investimentos requeridos para estes ciclos combinados, assim como, os custos de produção de vapor.

Foi obtida também a receita de cada um destes ciclos, o que possibilitou a determinação de quando seria o retorno esperado (*payback*) para estes ciclos combinados, podendo-se desta maneira verificar a viabilidade de cada um dos ciclos obtidos.

Nas figuras 5.1 a 5.9 apresentam-se as curvas de custo de produção de eletricidade x *payback*, nas figuras de 5.10 a 5.18 as curvas de custo de produção de vapor x *payback* e nas figuras de 5.19 a 5.27 as curvas de receita x *payback* para os possíveis ciclos combinados utilizando turbinas a gás associadas a caldeira de recuperação e a turbinas a vapor.

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A53.1 + GT8C2)

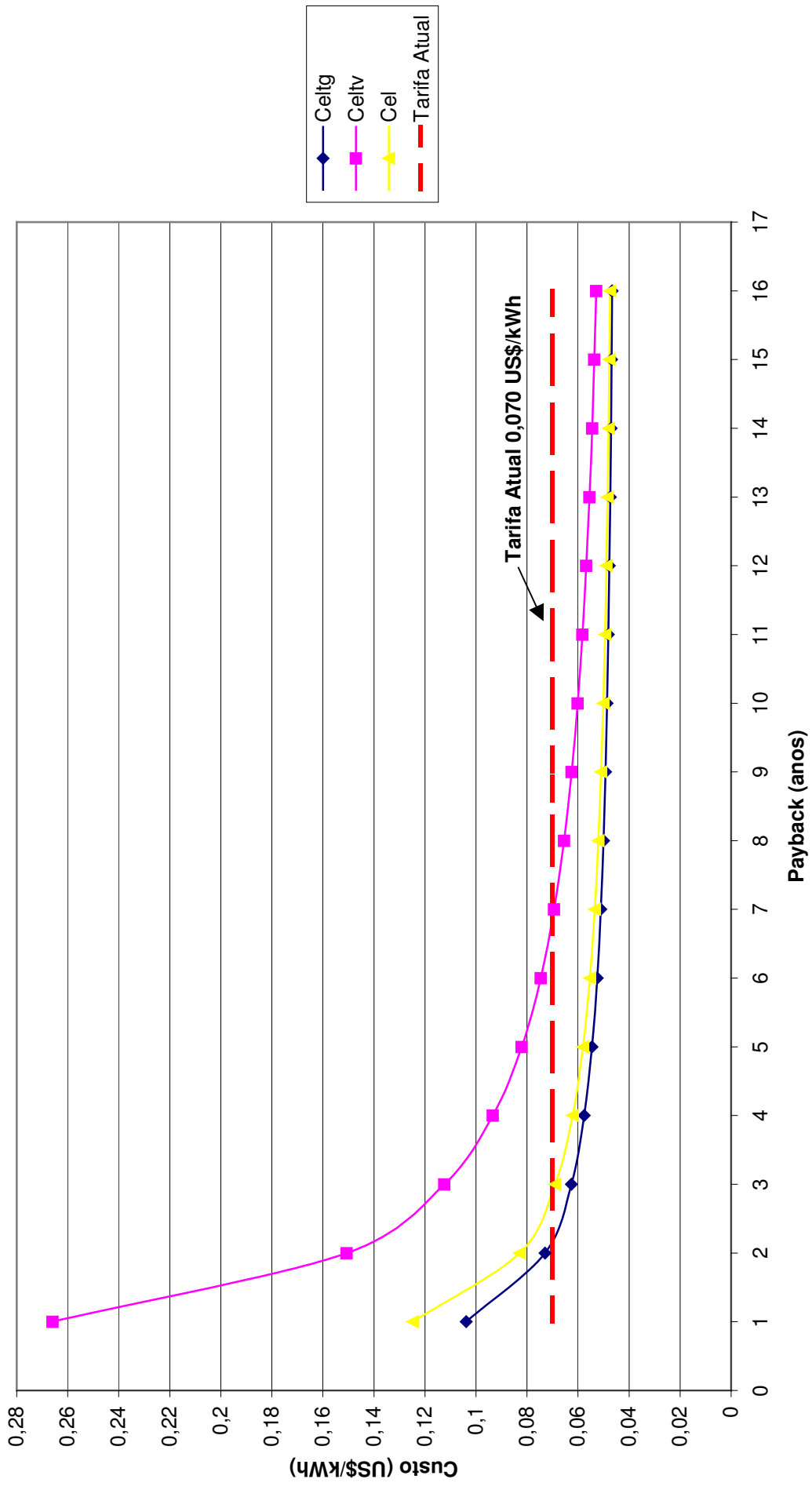


Figura 5.1 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (A53.1 + GT8C2)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST2 + GT8C2)

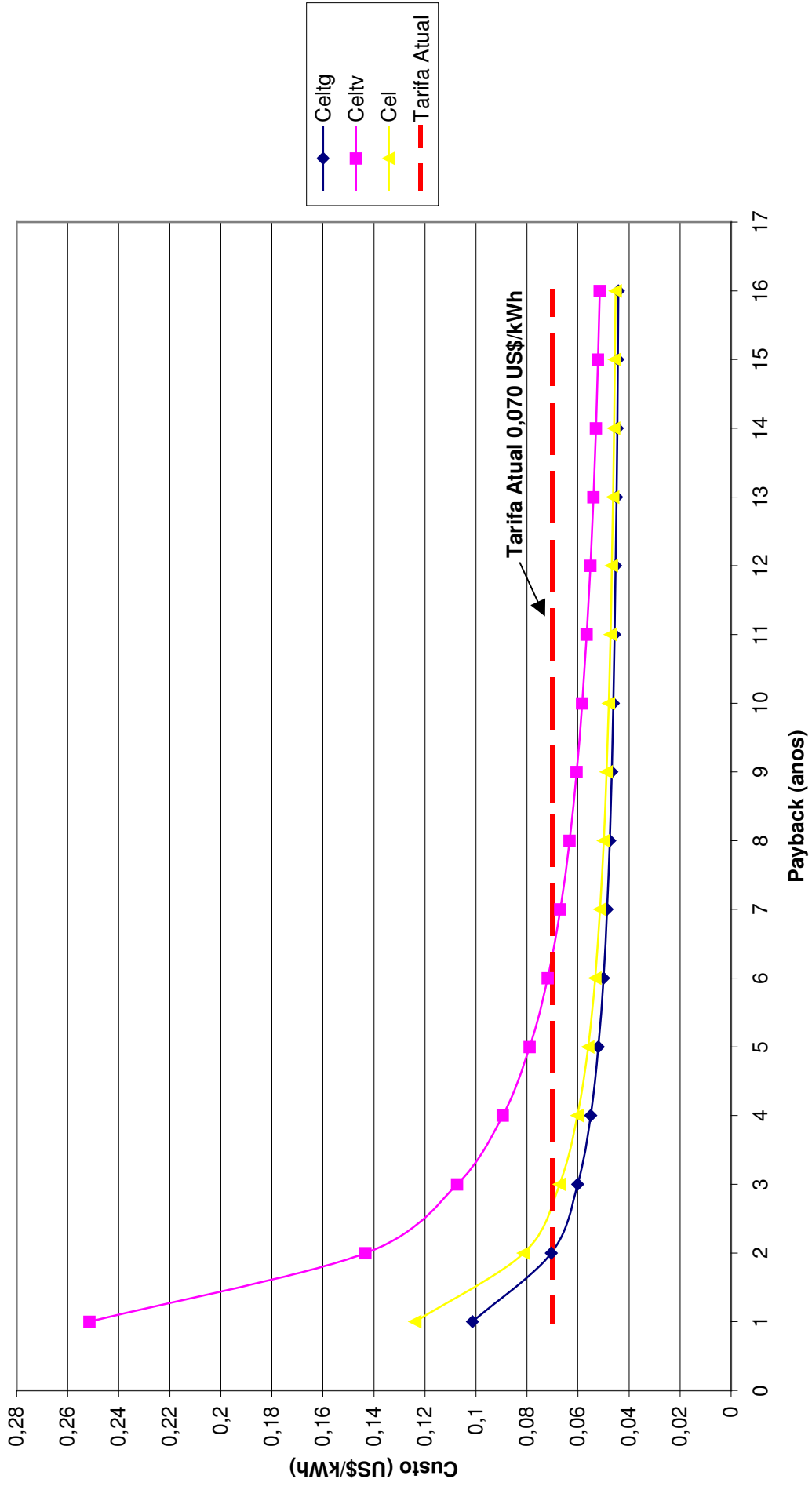


Figura 5.2 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (ST2 + GT8C2)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A50 + GTX100)

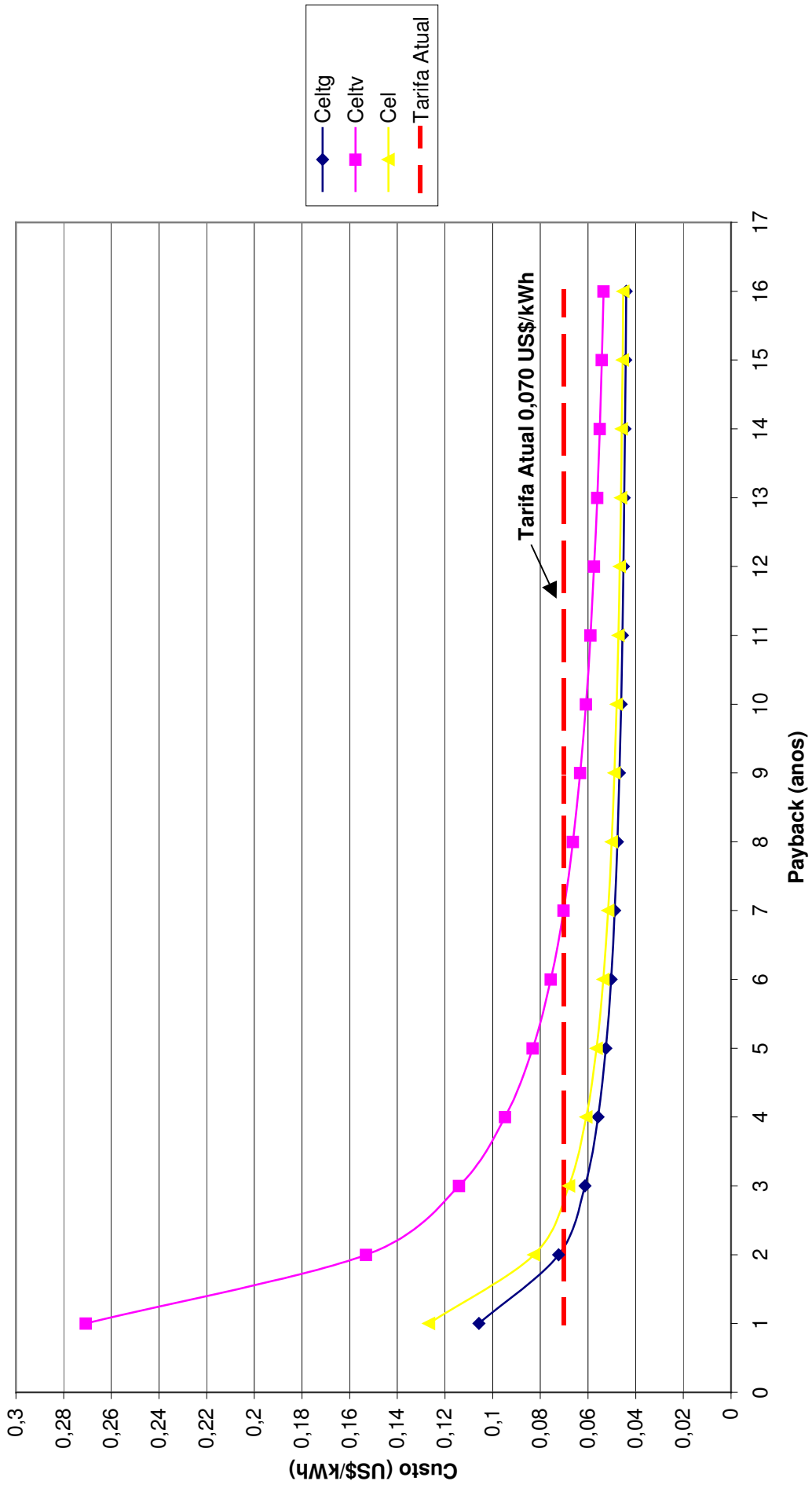


Figura 5.3 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (A50 + GTX100)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63 + GT11N2)

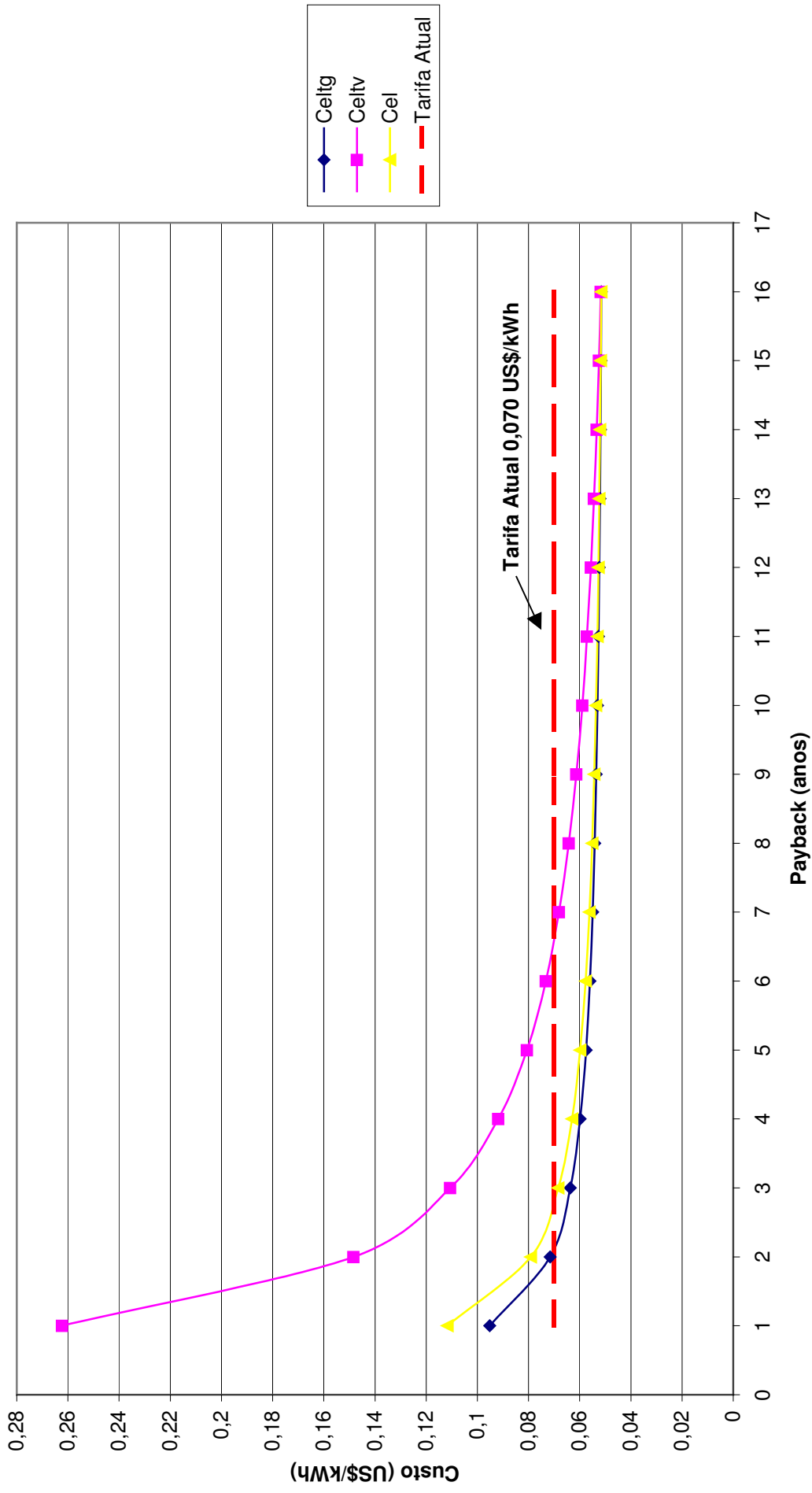


Figura 5.4 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (A63 + GT11N2)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63.1 + GT24)

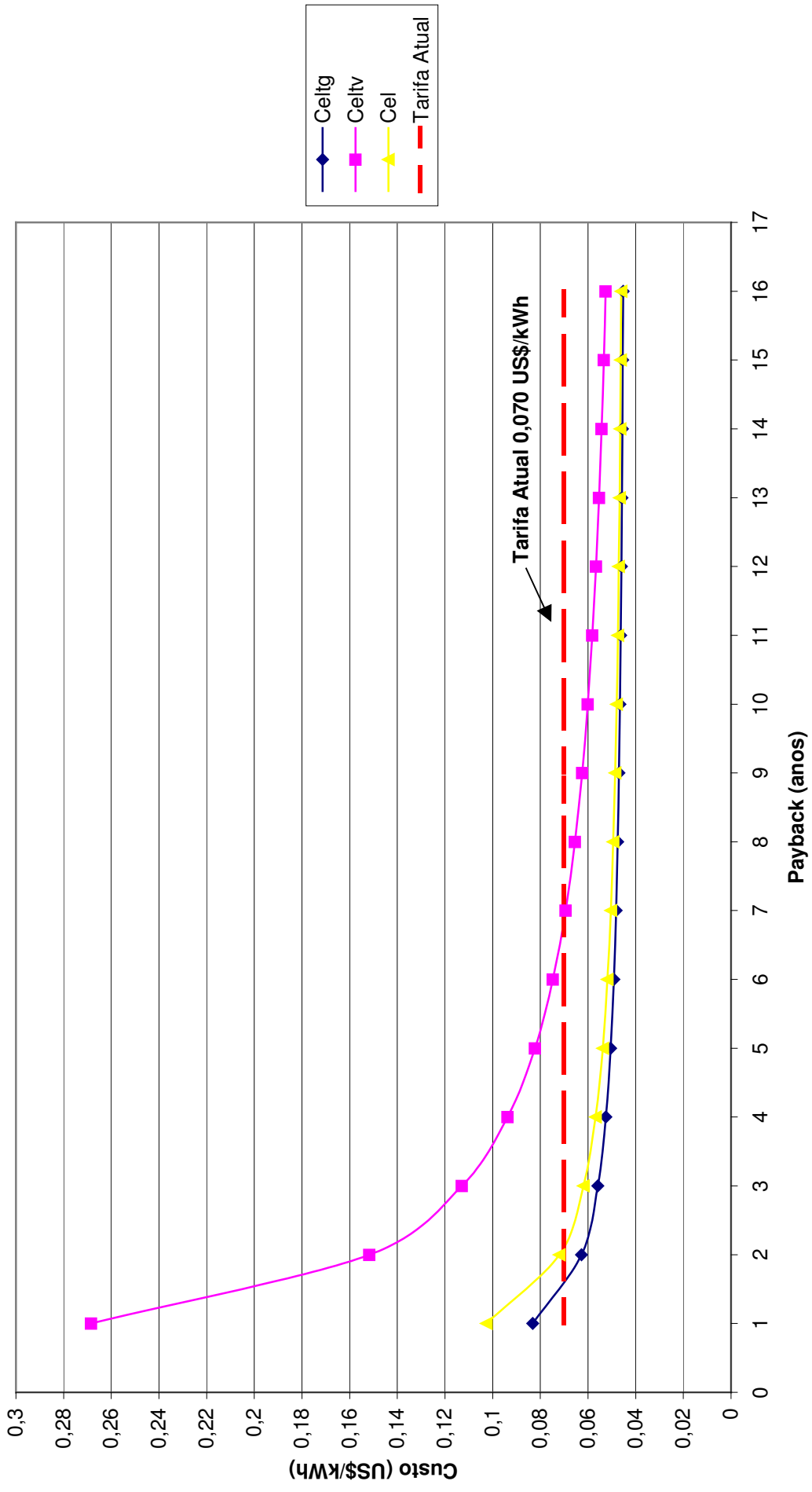


Figura 5.5 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (A63.1 + GT24)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST3 + GT26)

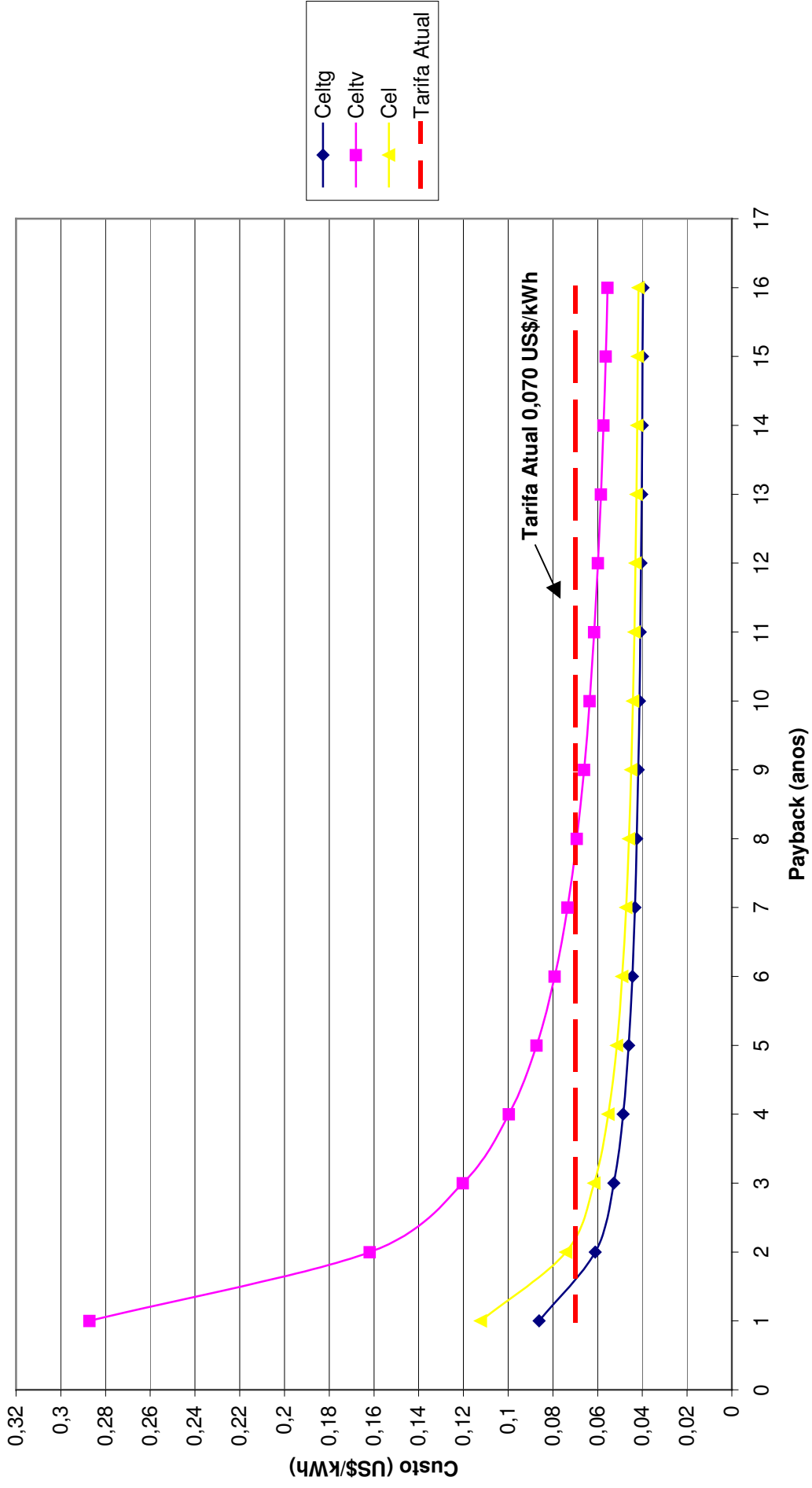


Figura 5.6 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (ST3 + GT26)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (Z55 + GT35)

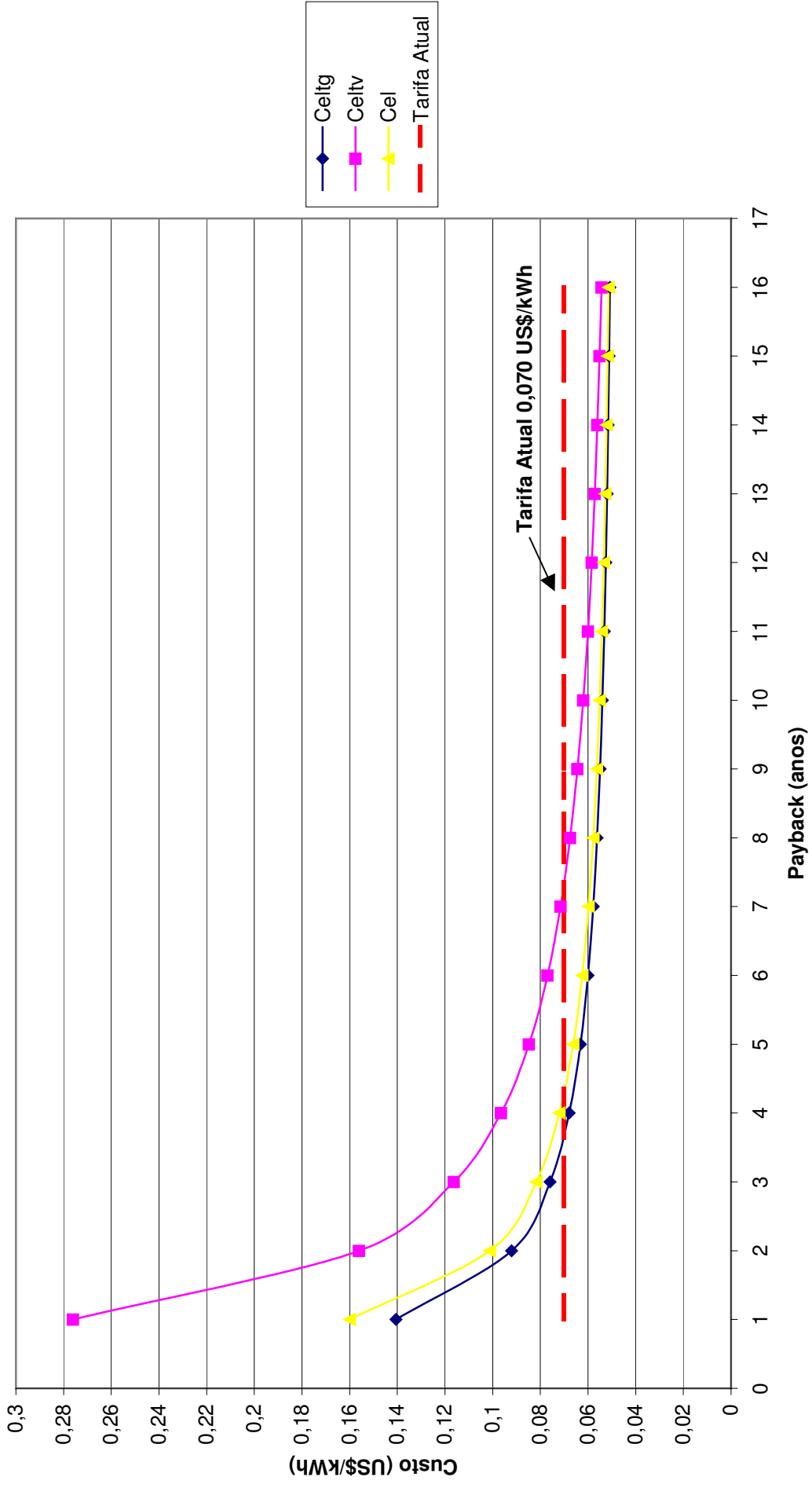


Figura 5.7 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (Z55 + GT35)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10C)

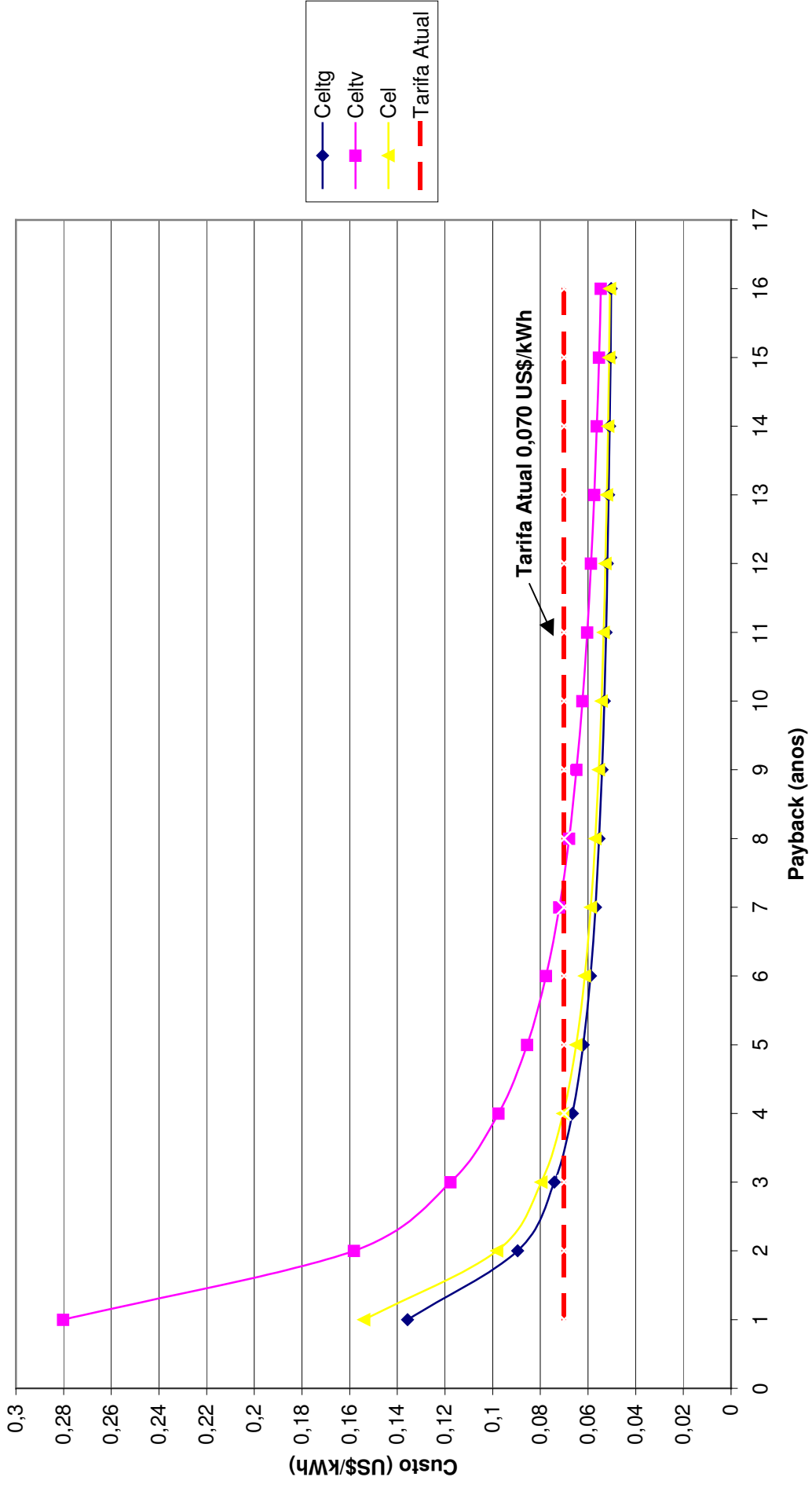


Figura 5.8 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10C)

CUSTO DE ENERGIA ELETRICA x PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10B)

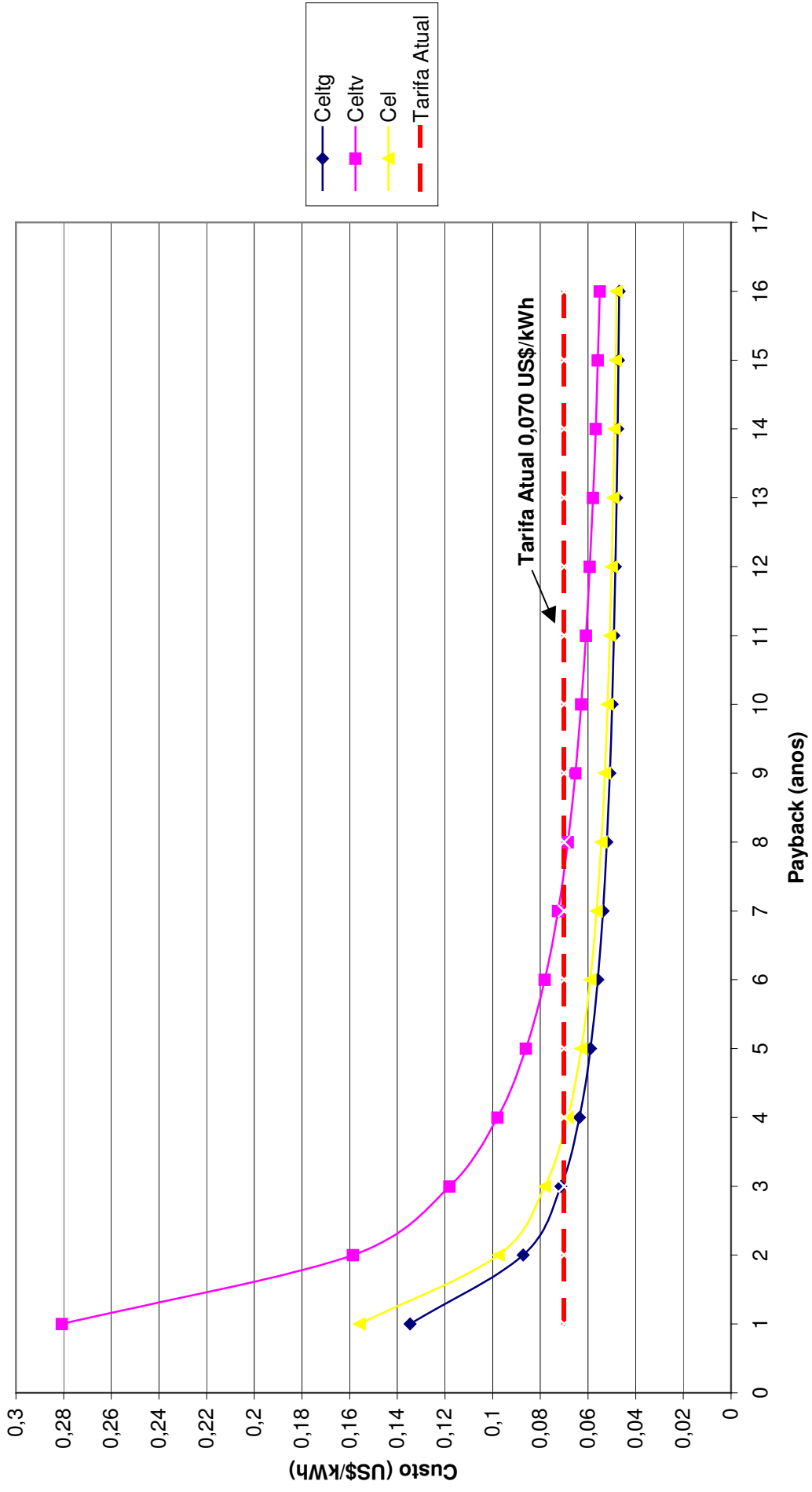


Figura 5.9 – Custo de Energia Elétrica x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10B)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A53.1 + GT8C2)

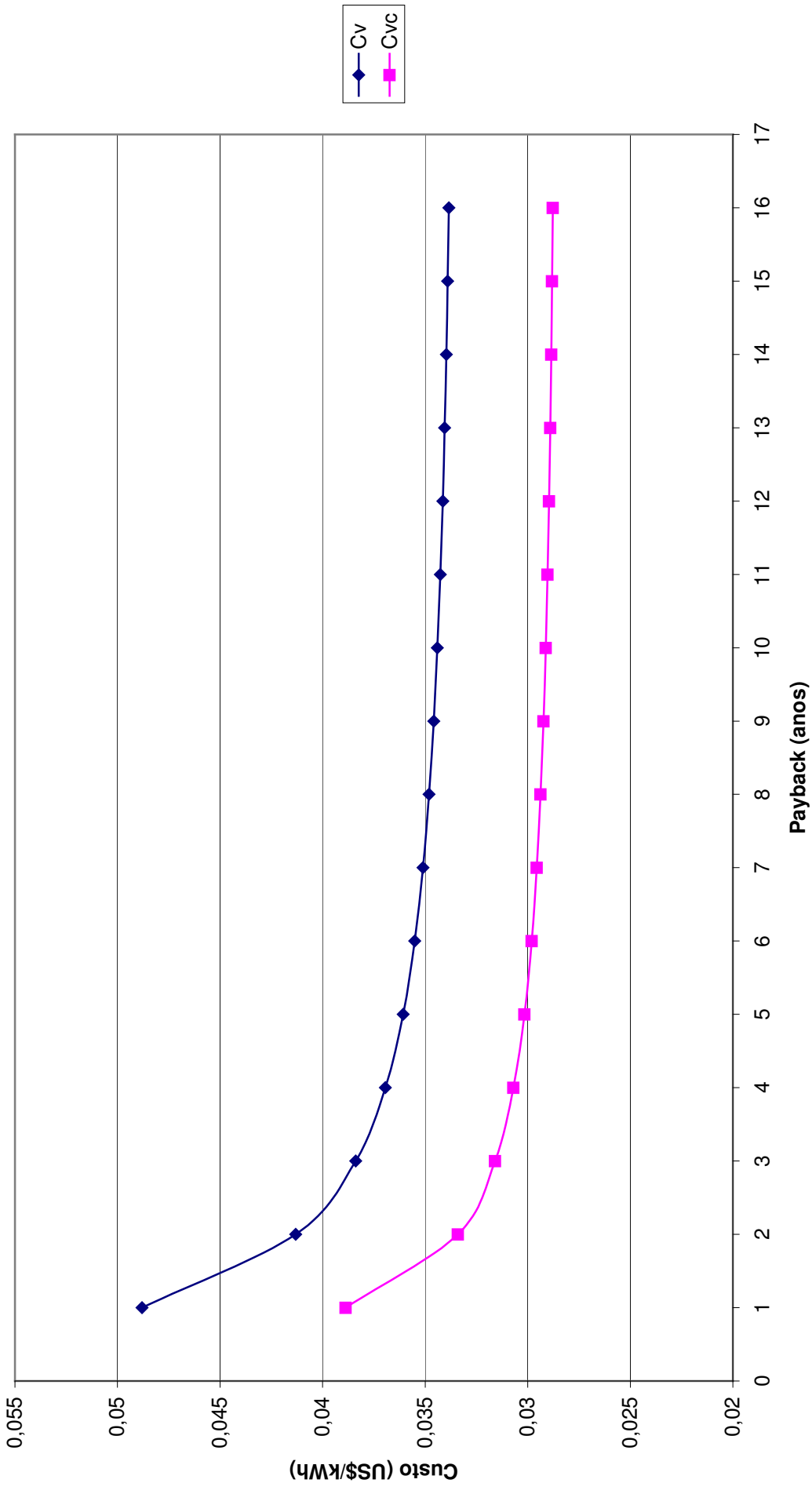


Figura 5.10 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A53.1 + GT8C2)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST2 + GT8C2)

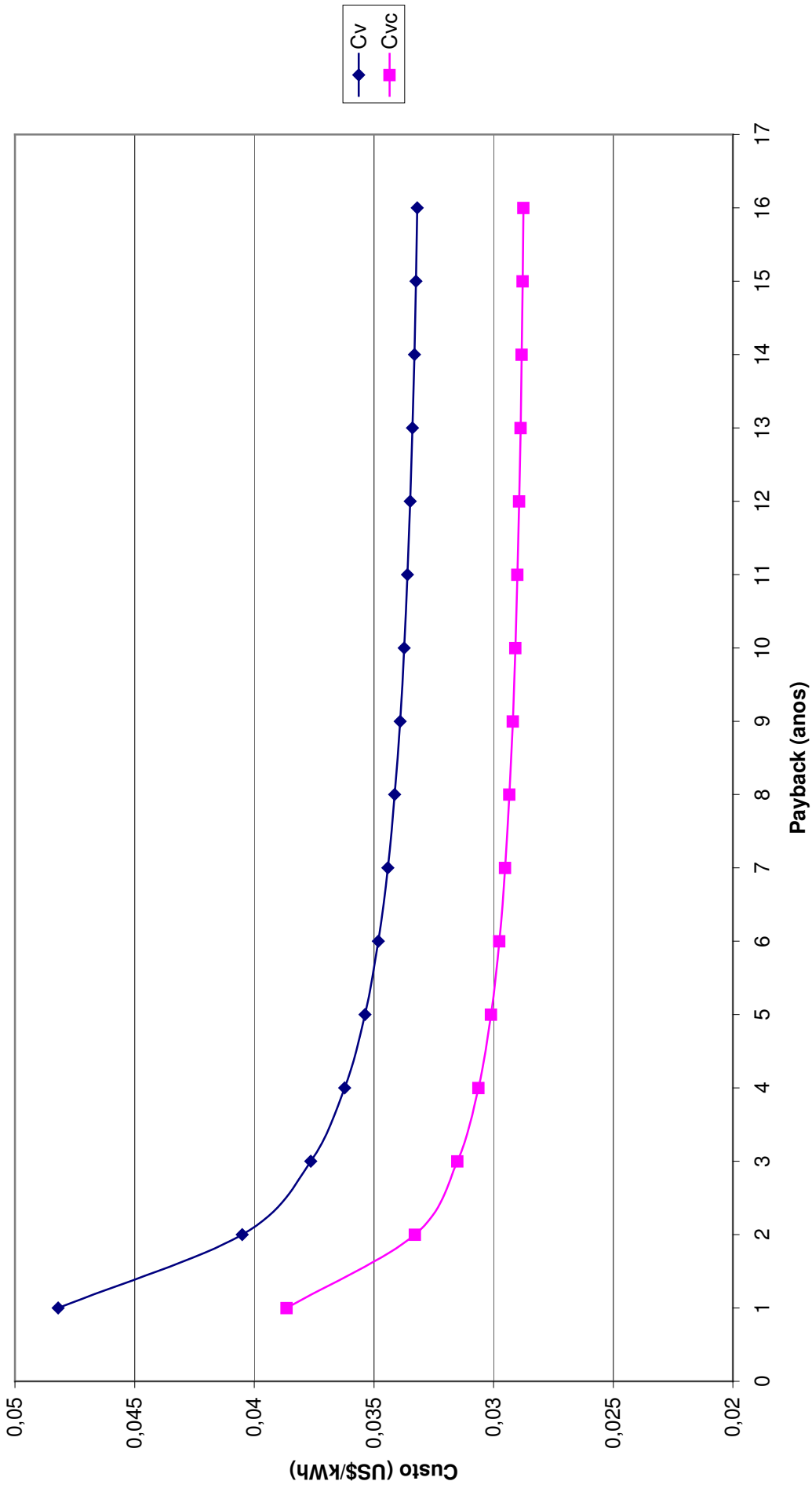


Figura 5.11 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ST2 + GT8C2)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A50 + GTX100)

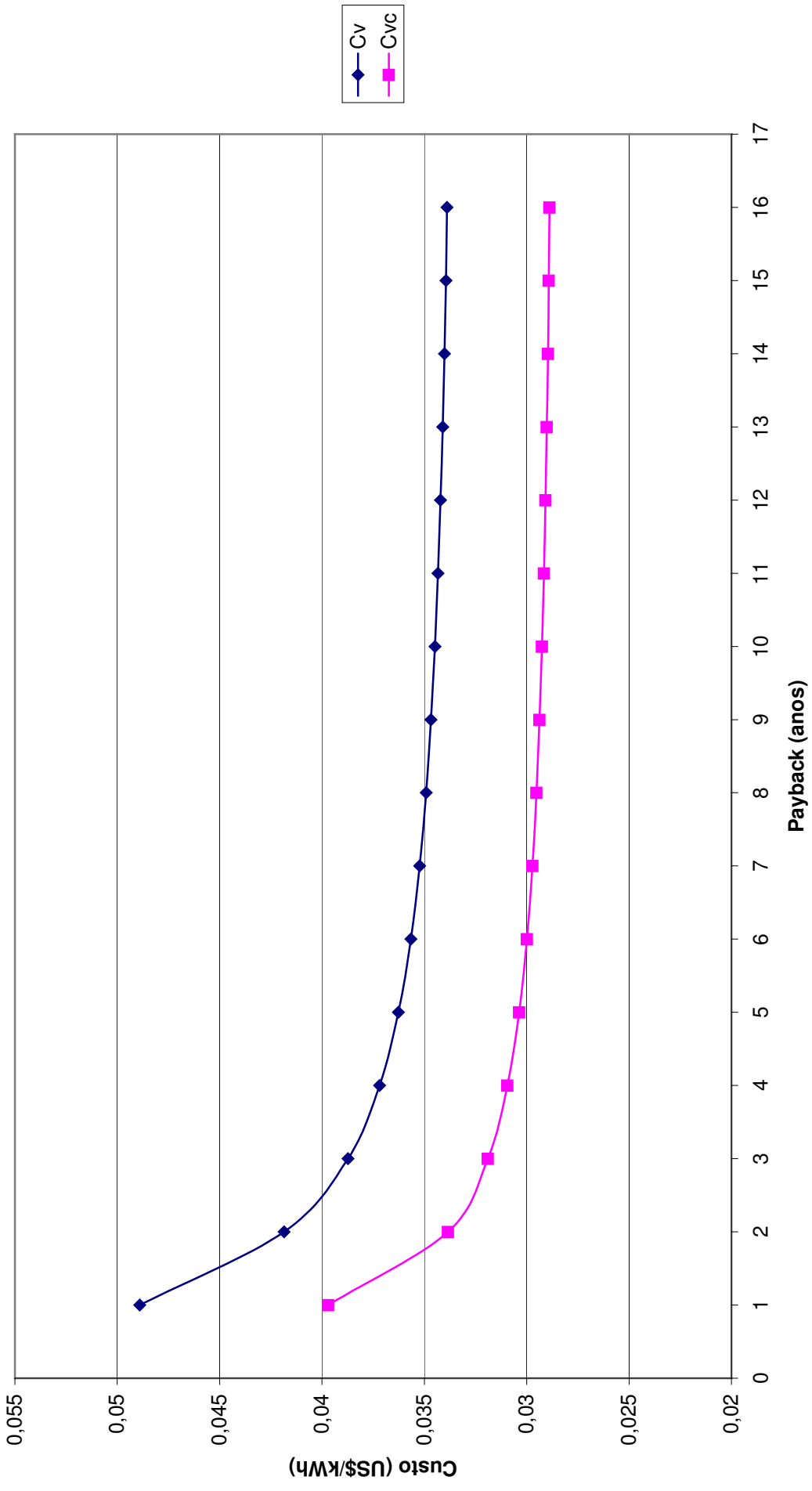


Figura 5.12 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A50 + GTX100)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63 + GT11N2)

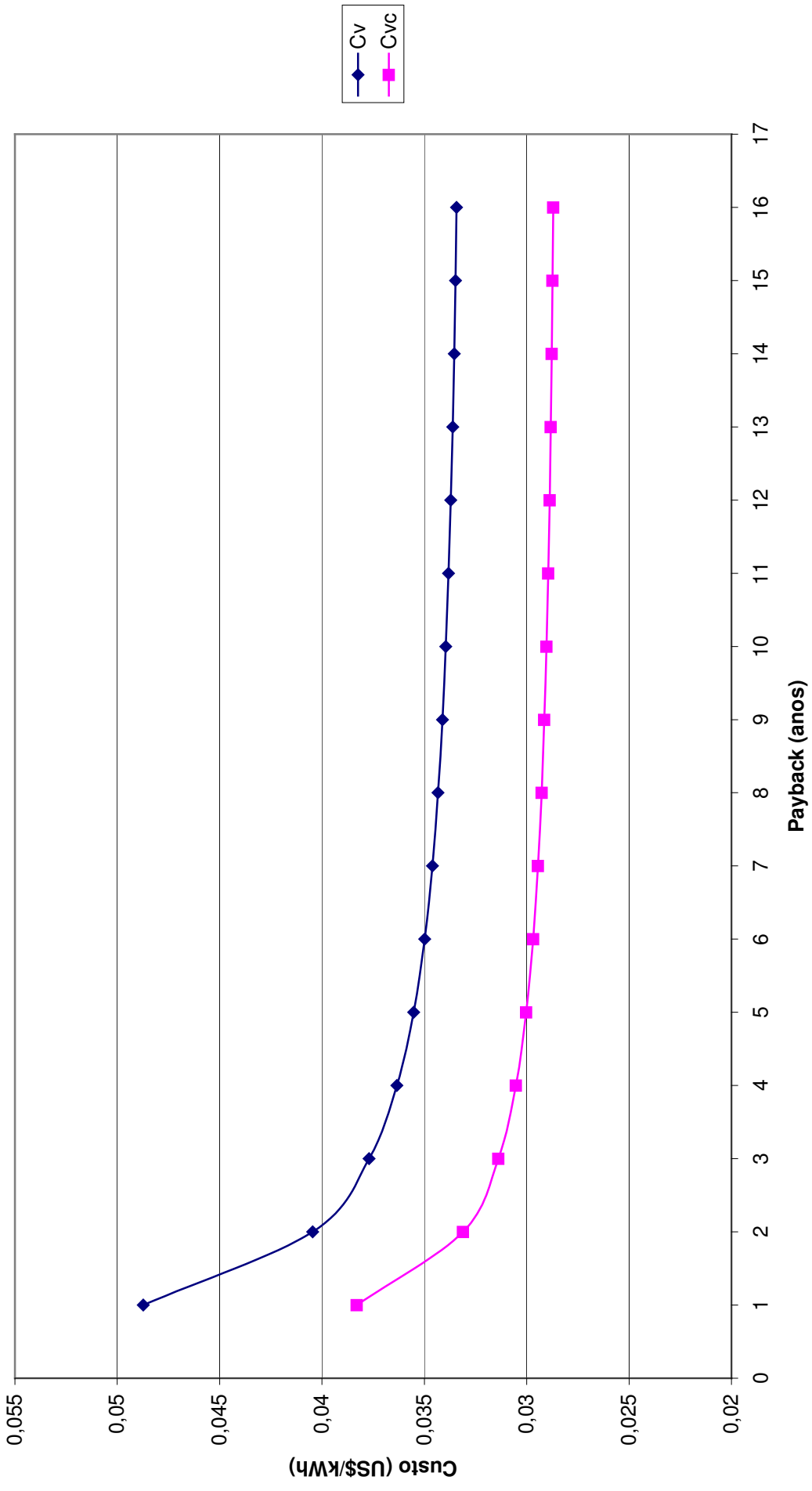


Figura 5.13 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A63 + GT11N2)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPORE X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63.1 + GT24)

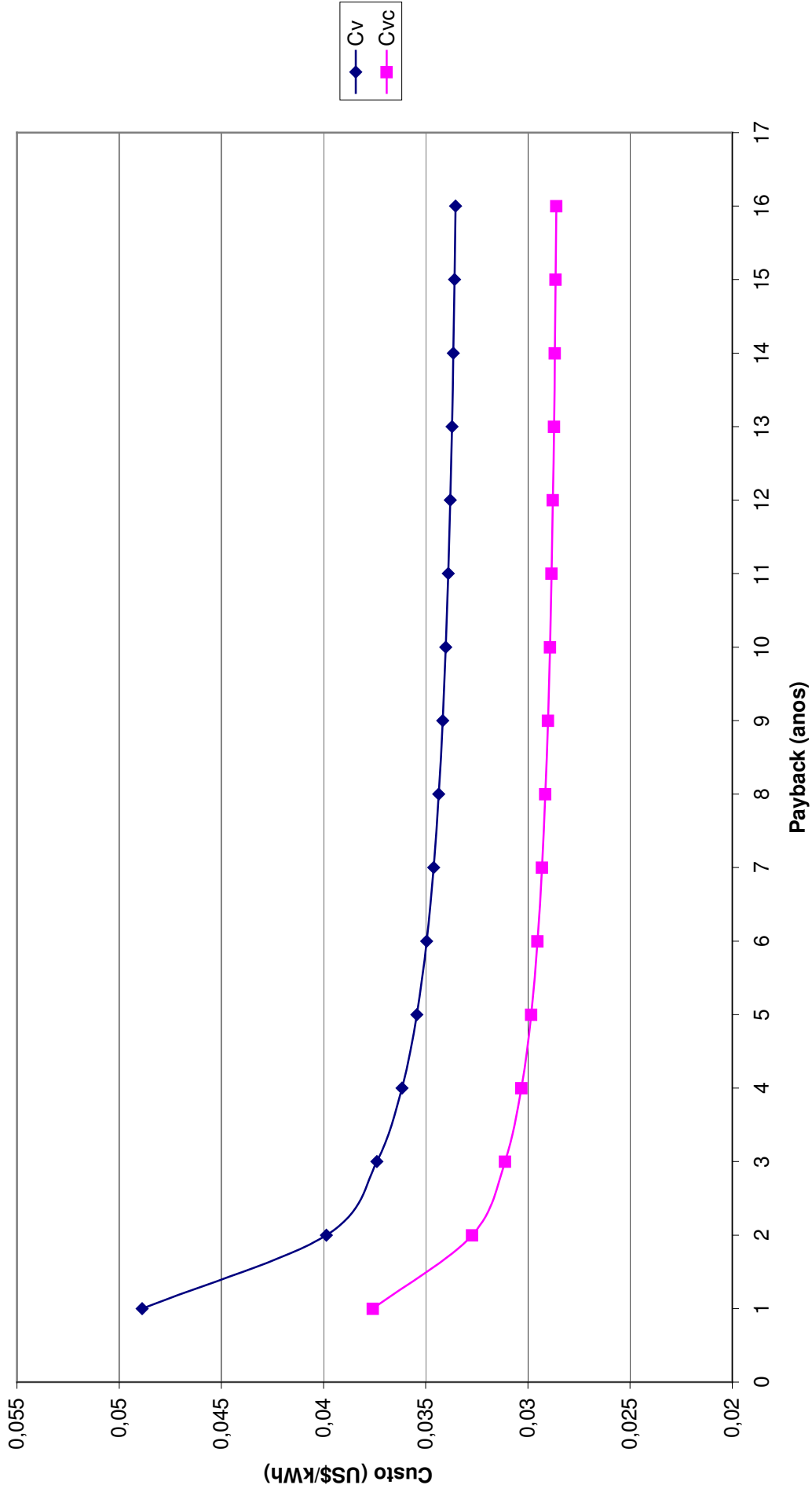


Figura 5.14 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (A63.1 + GT24)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPORE X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST3 + GT26)

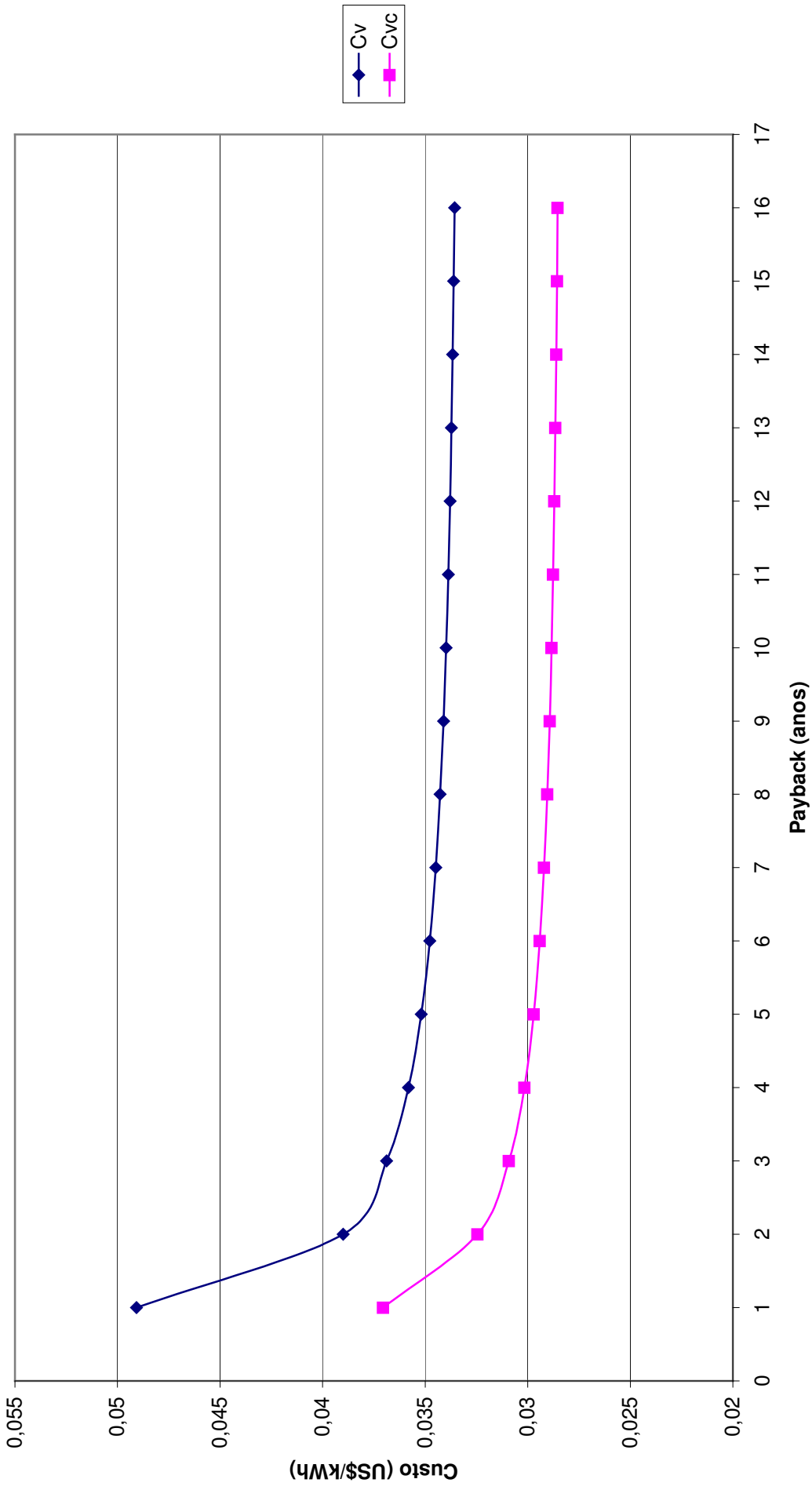


Figura 5.15 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ST3 + GT26)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOUR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (Z55 + GT35)

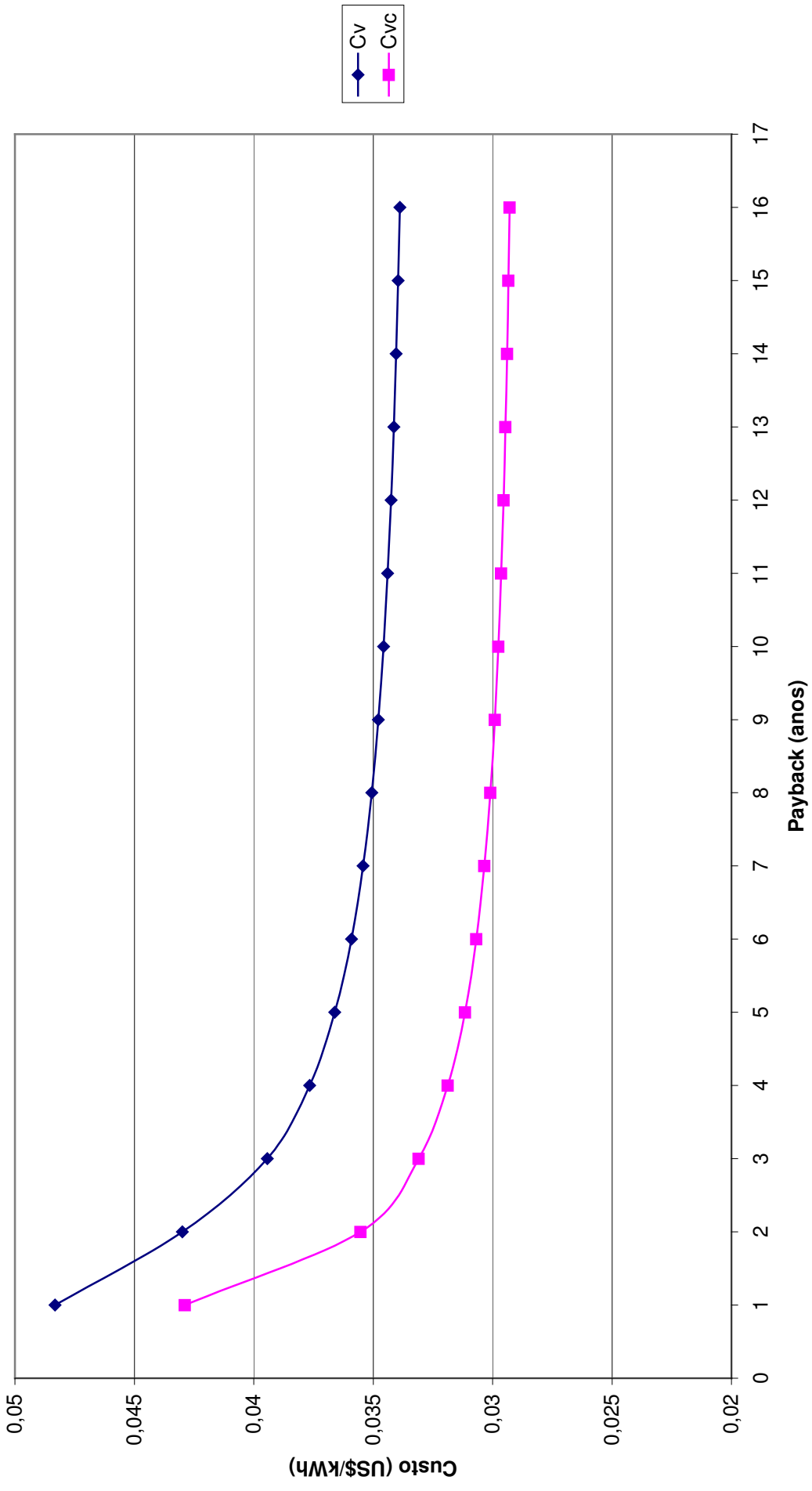


Figura 5.16 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (Z55 + GT35)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10C)

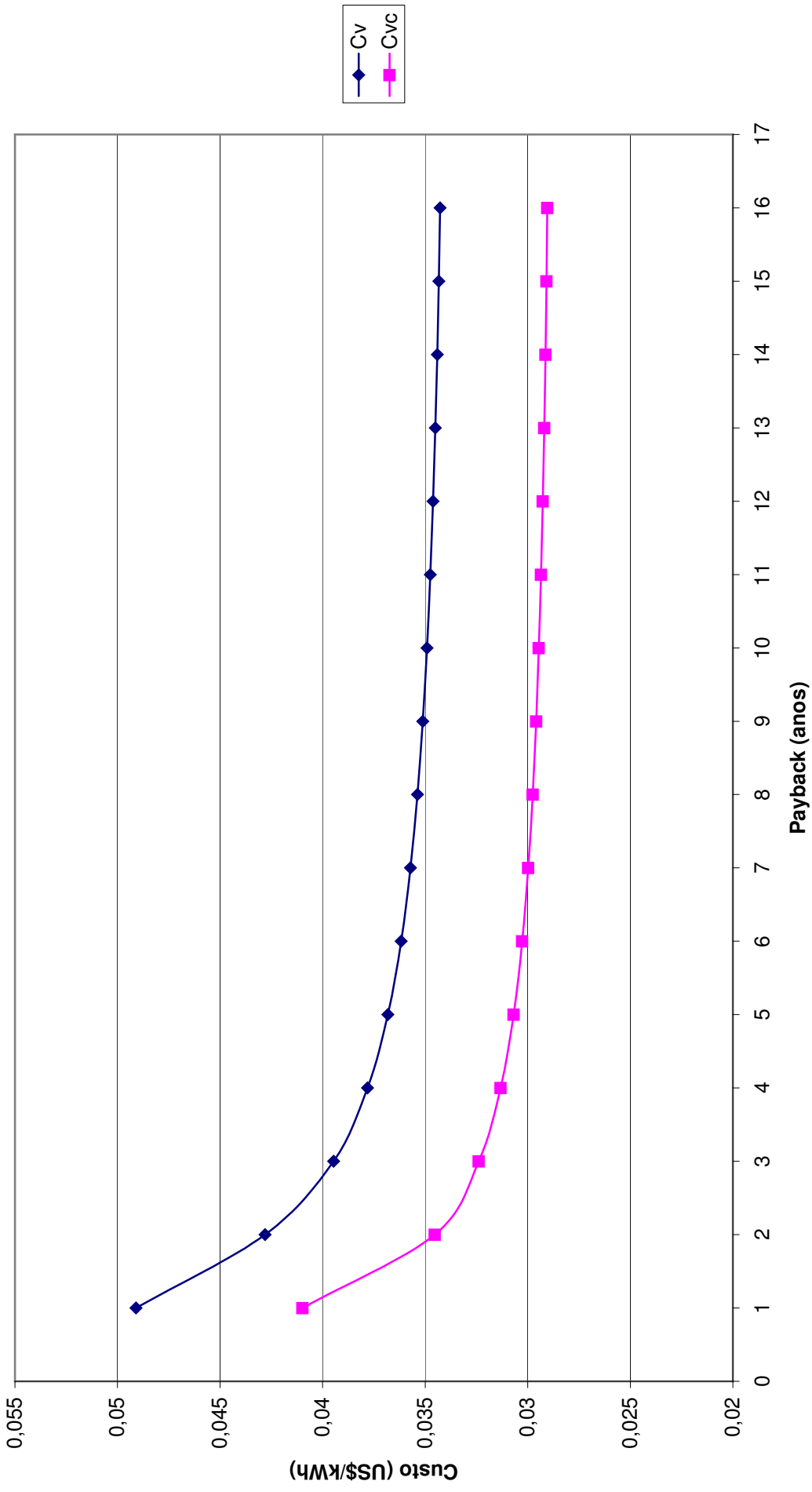


Figura 5.17 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ZM55 + GT10C)

CUSTO DA PRODUÇÃO DE VAPOR X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10B)

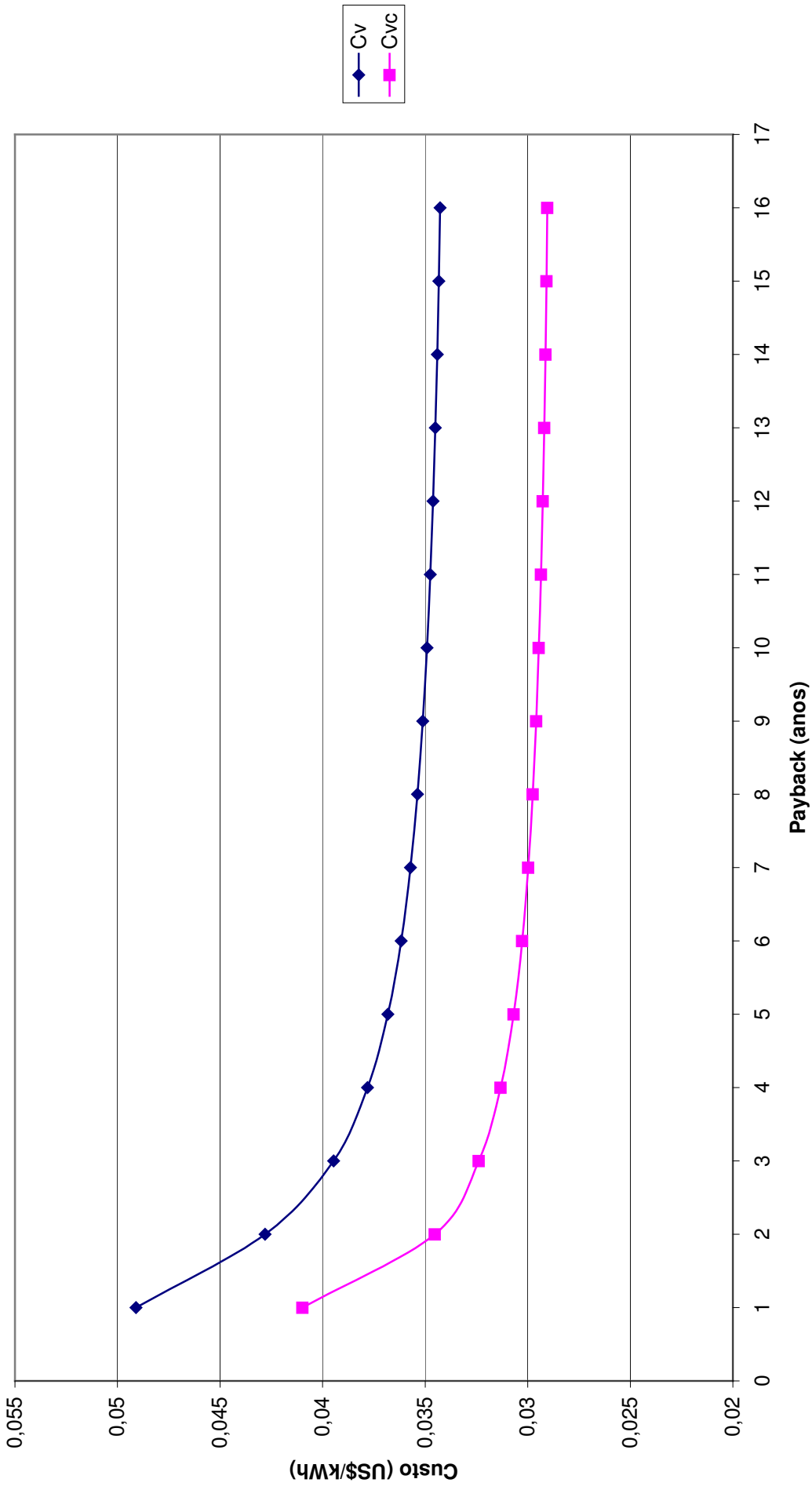


Figura 5.18 – Payback e Custo da Produção de Vapor no sistema convencional e no ciclo combinado (ZM55 + GT10B)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A53.1 + GT8C2)

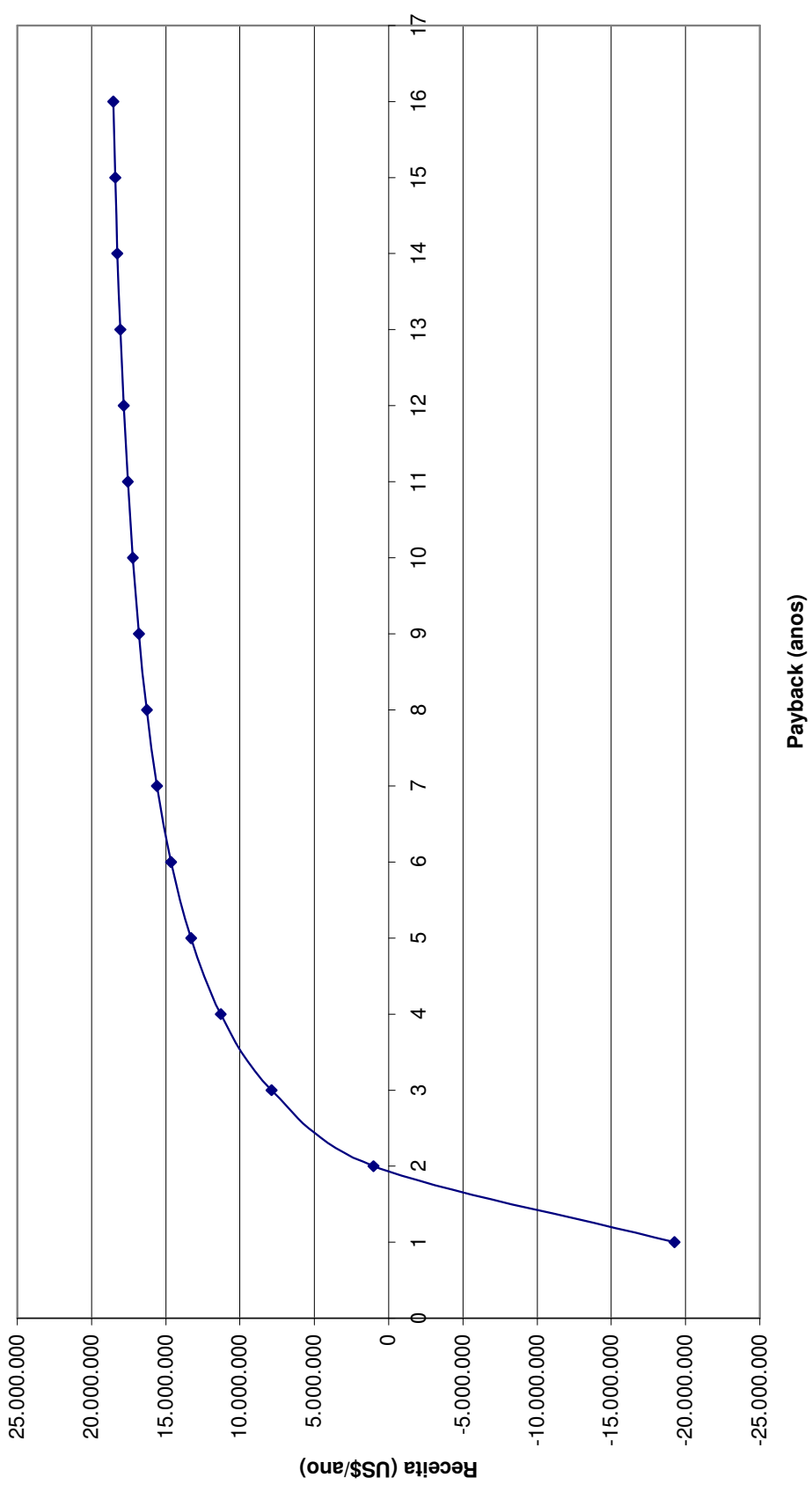


Figura 5.19 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A53.1 + GT8C2)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST2 + GT8C2)

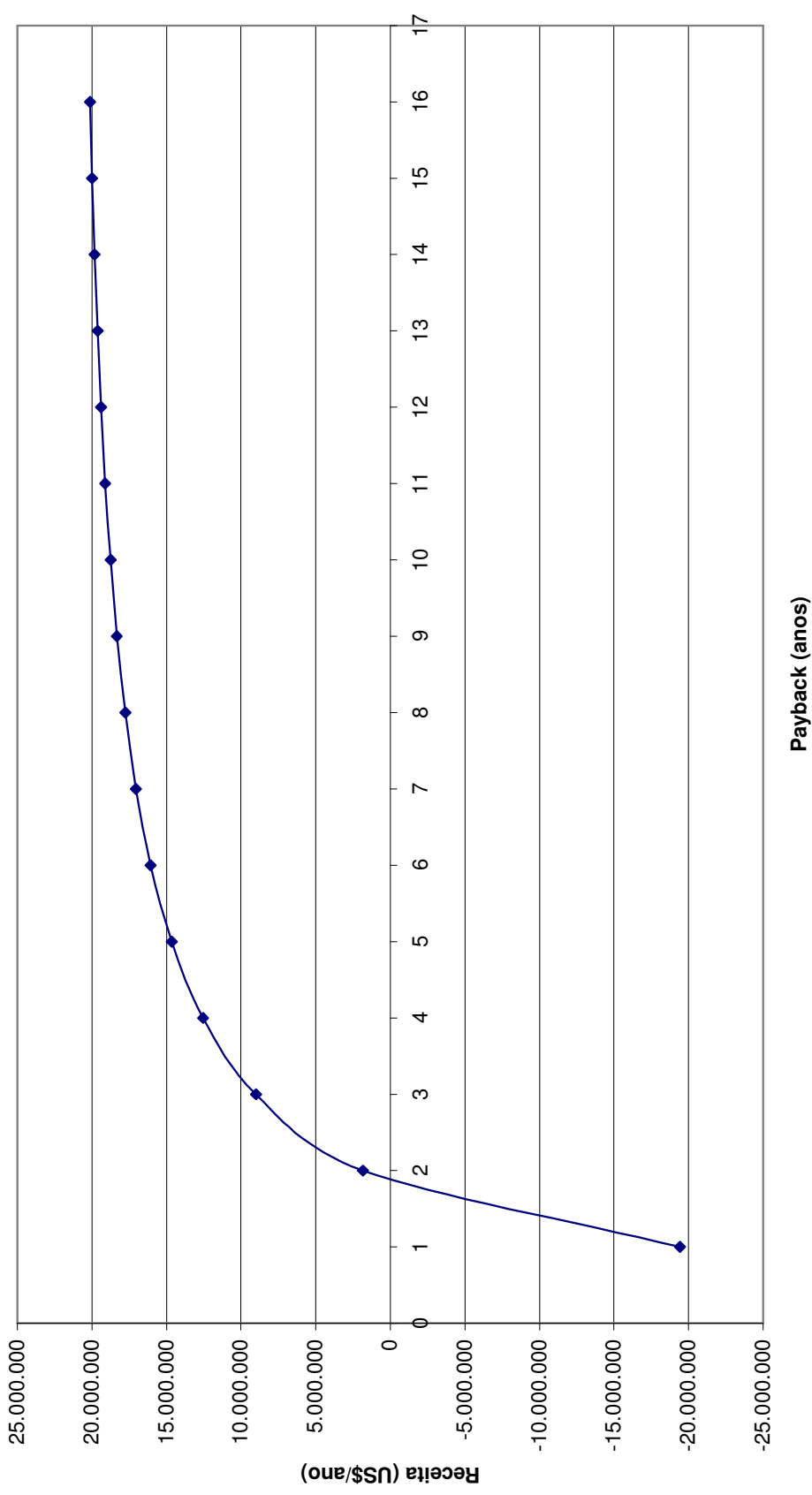


Figura 5.20 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ST2 + GT8C2)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A50 + GTX100)

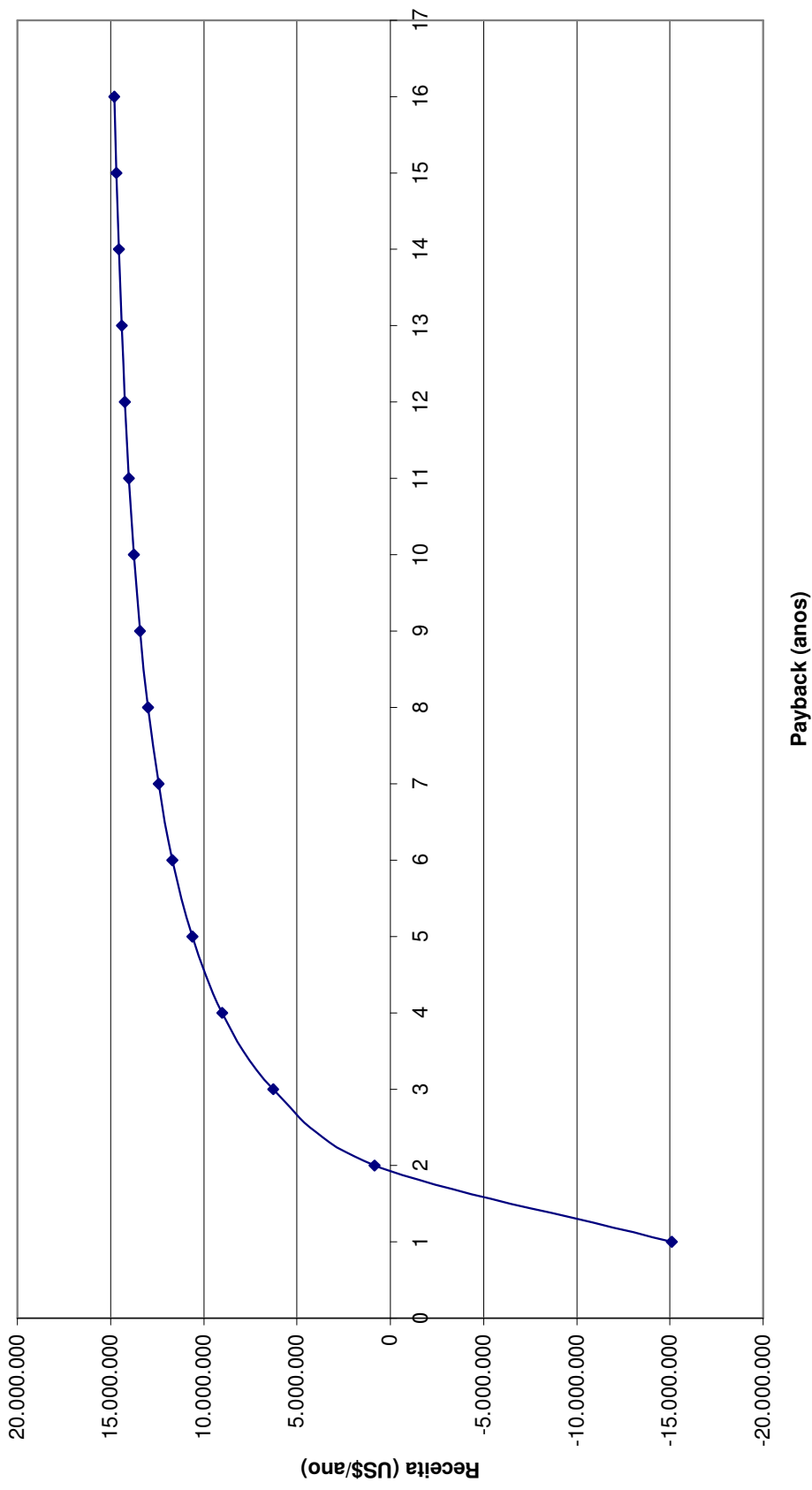


Figura 5.21 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A50 + GTX100)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63 + GT11N2)

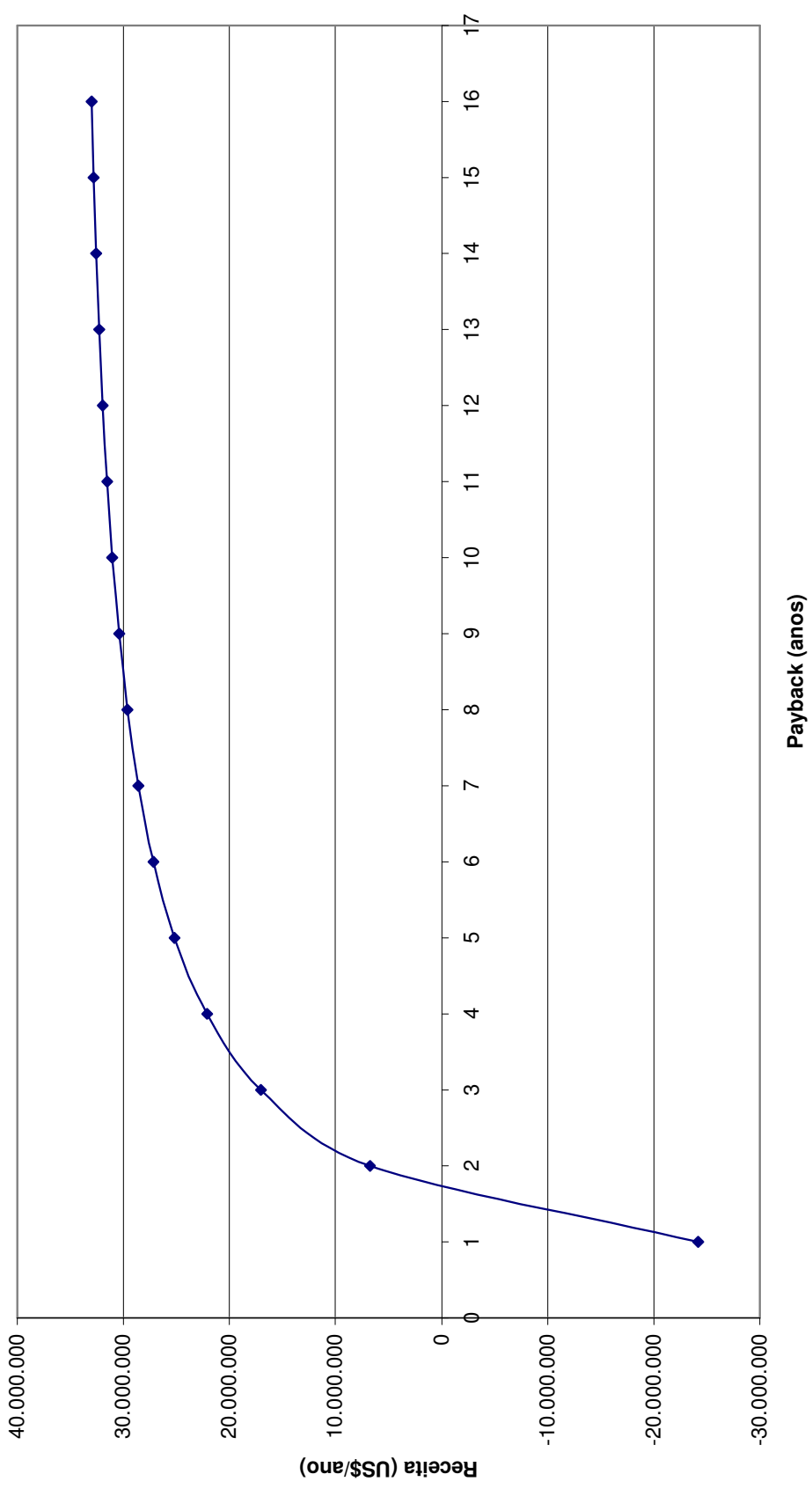


Figura 5.22 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A63 + GT11N2)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (A63.1 + GT24)

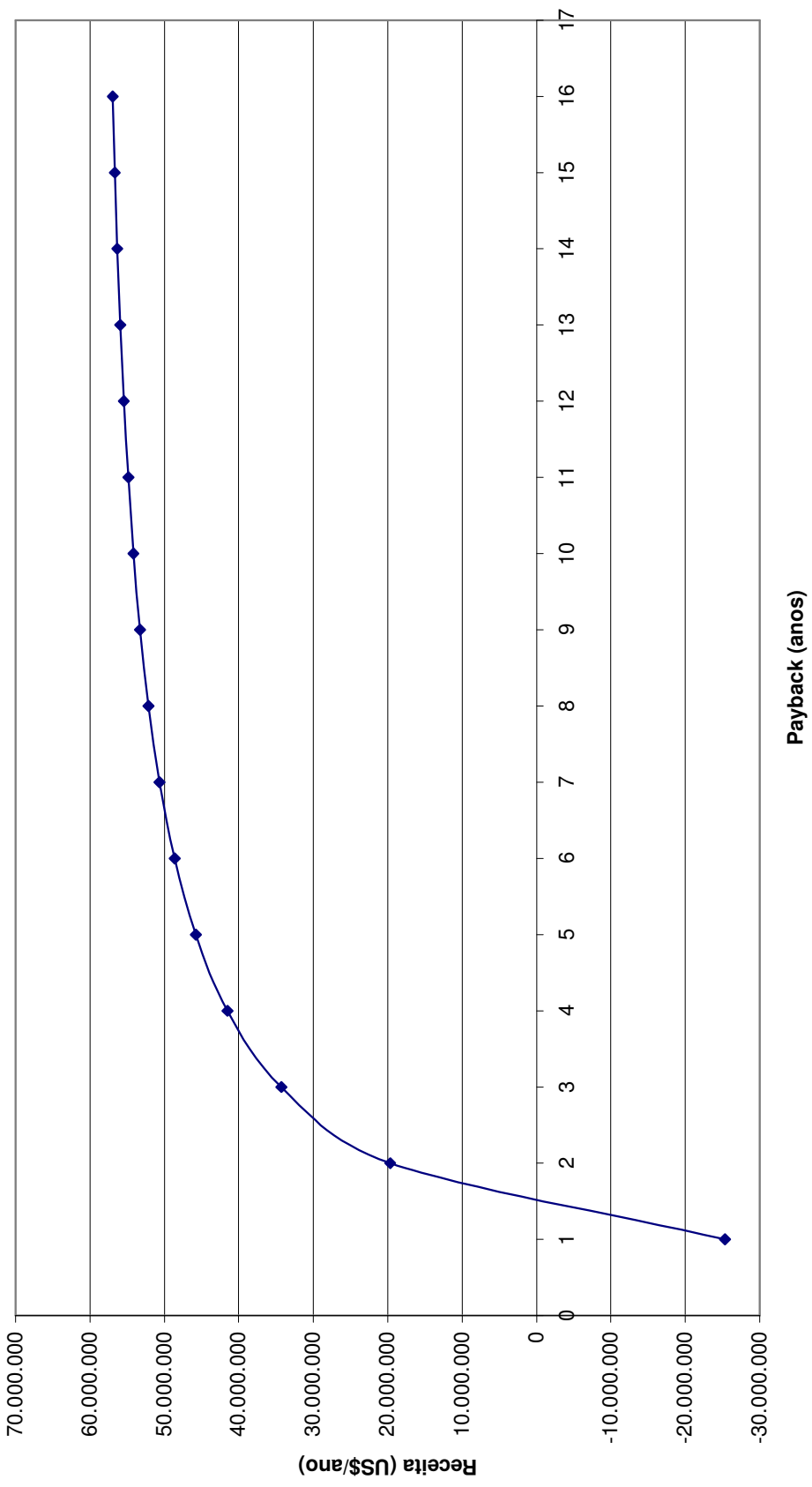


Figura 5.23 – Receita x Payback para o ciclo combinado (A63.1 + GT24)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ST3 + GT26)

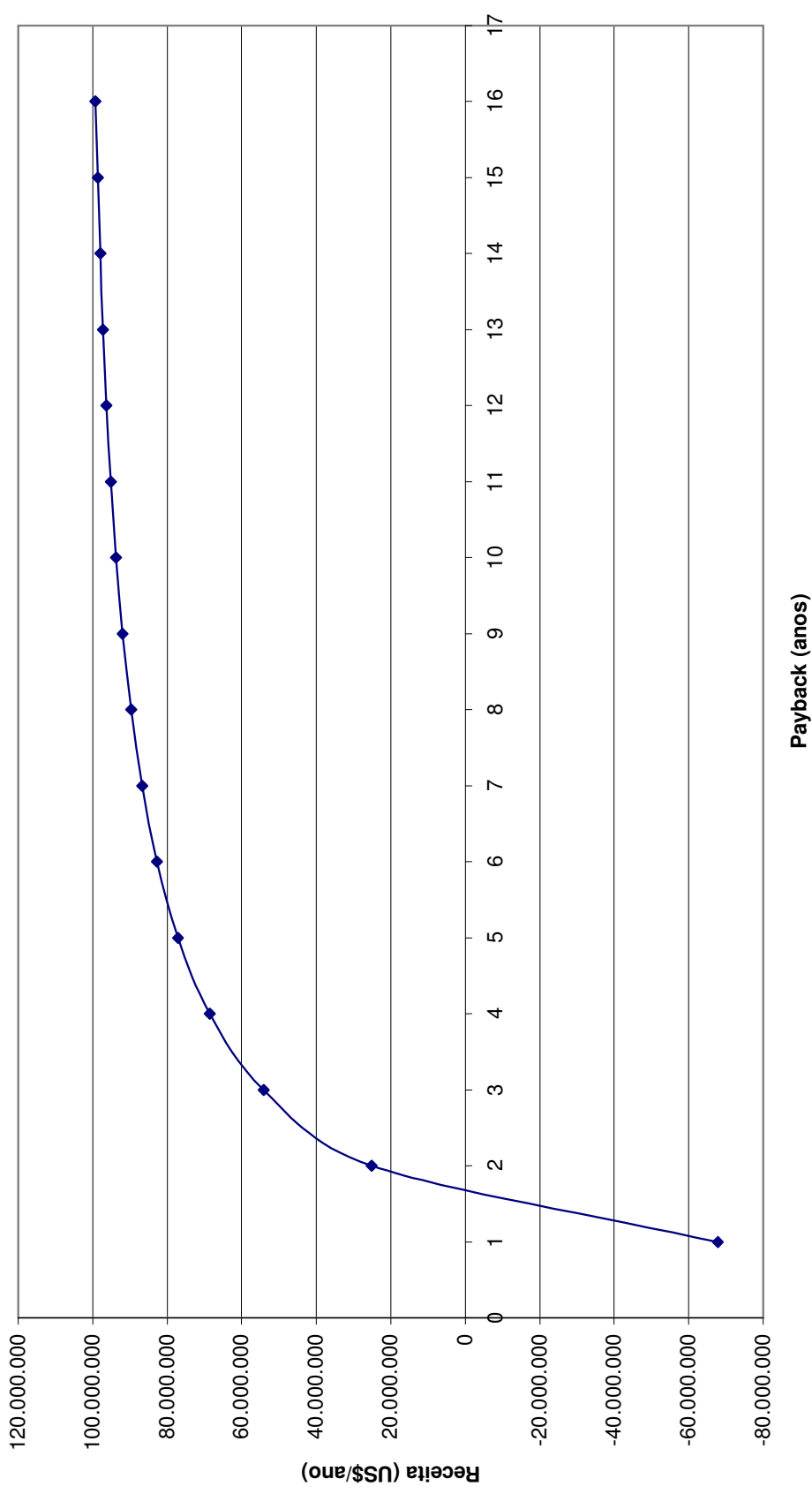


Figura 5.24 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ST3 + GT26)

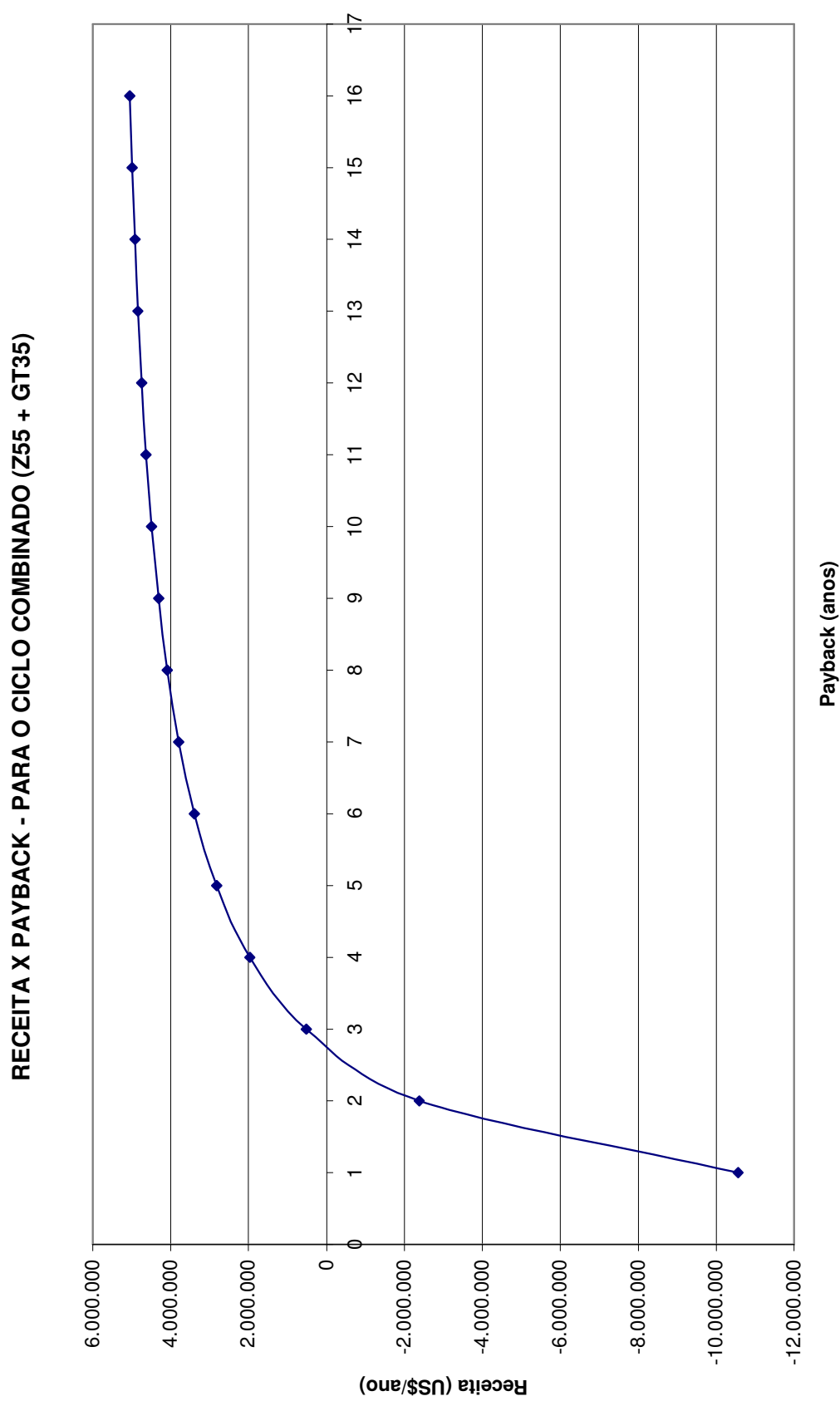


Figura 5.25 – Receita x Payback para o ciclo combinado (Z55 + GT35)

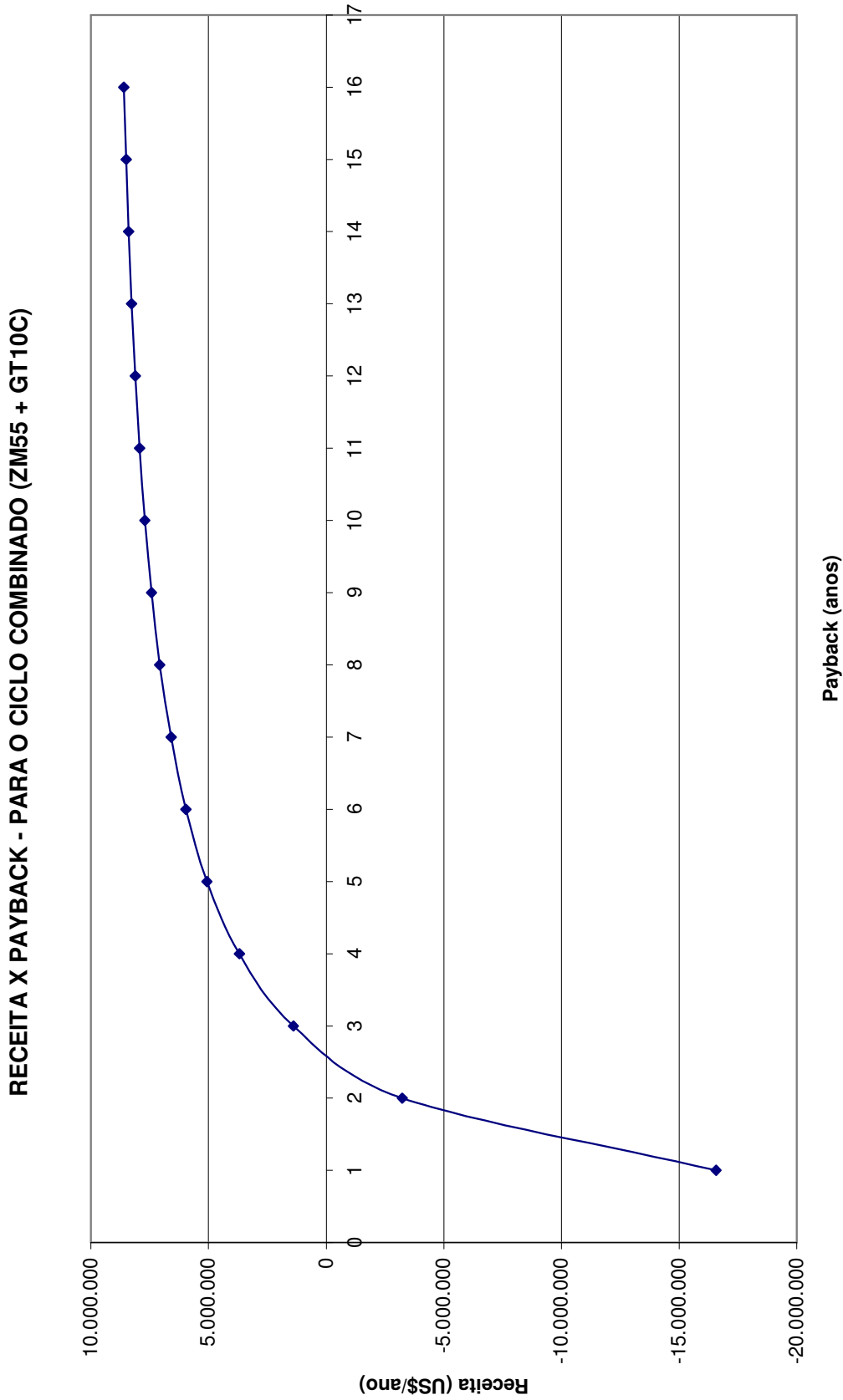


Figura 5.26 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10C)

RECEITA X PAYBACK - PARA O CICLO COMBINADO (ZM55 + GT10B)

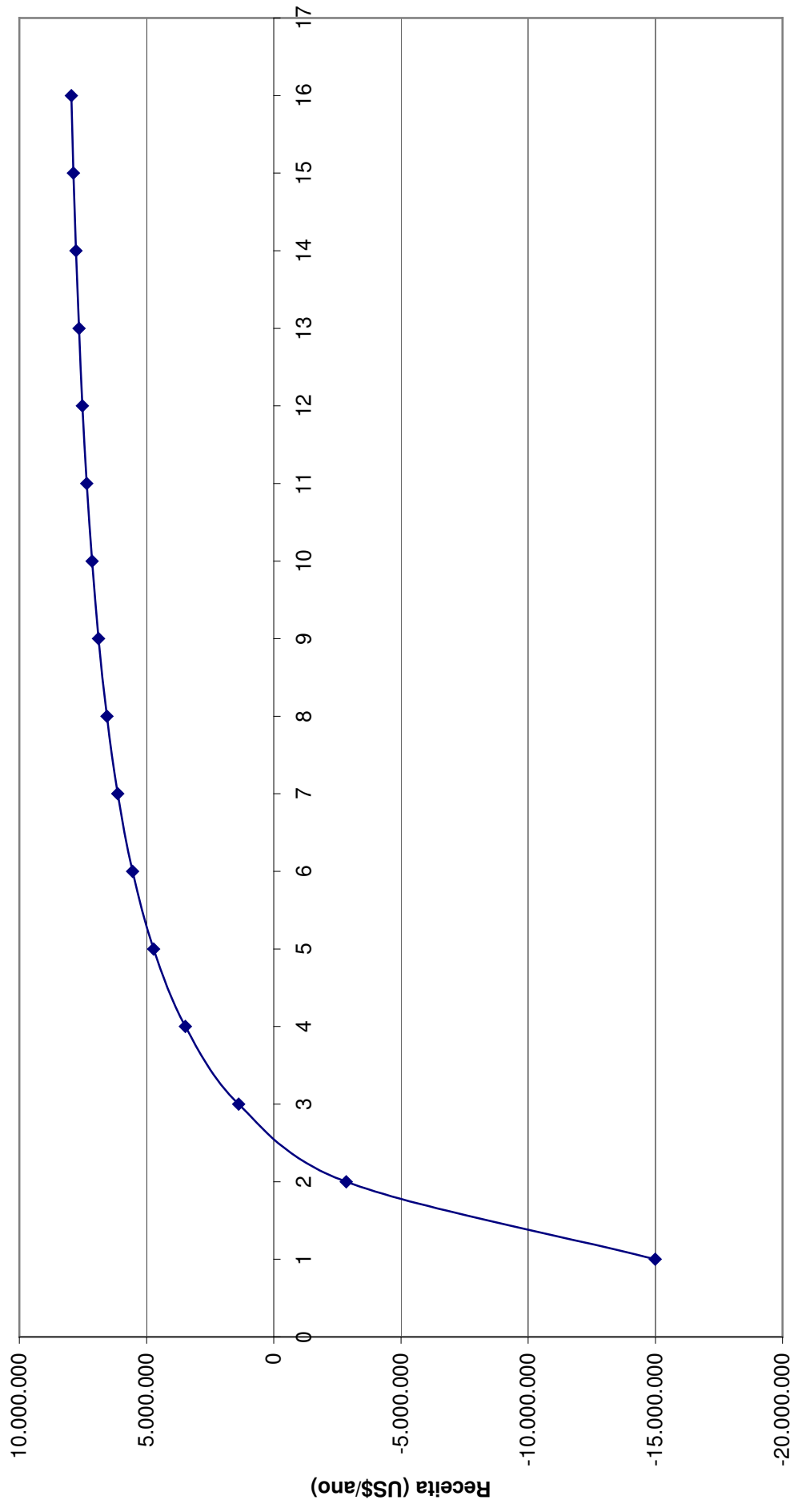


Figura 5.27 – Receita x Payback para o ciclo combinado (ZM55 + GT10B)

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS

6.1. CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS

As diversas crises que afetaram e ainda continuam afetando o setor energético fazem com que as fontes alternativas de energia passem cada vez mais a ter uma maior importância no contexto energético atual, e como consequência desta elevada importância vem a necessidade de um maior desenvolvimento para estes tipos de fontes energéticas.

Neste estudo foi abordada uma configuração de ciclo combinado utilizando o conjunto a gás associado à caldeira de recuperação e a turbina a vapor, onde parte do calor que seria rejeitado do conjunto a gás é reaproveitado no ciclo a vapor aumentando desta maneira a eficiência térmica do ciclo e ao mesmo tempo permitindo a redução nos custos energéticos, fazendo com que esta configuração se torne atrativa na busca de uma maior independência energética e um menor custo para o sistema.

A partir do levantamento dos principais parâmetros técnicos e construtivos dos treze modelos de turbinas a gás e dos dezenove modelos de turbinas a vapor comercialmente disponíveis pela empresa fabricante e através de equacionamento termodinâmico foi possível selecionar nove ciclos combinados que podem ser empregados na cogeração.

Para cada um dos nove ciclos combinados obtidos, pode-se levantar as curvas de capacidade de produção de potência da turbina a vapor e do ciclo combinado, para as faixas de pressão variando de 0,1 a 1,0 MPa e para temperaturas variando de 400 °C até a temperatura de saturação, podendo desta maneira selecionar o sistema de cogeração utilizando o ciclo combinado mais adequado para cada situação e para cada necessidade do processo.

As curvas obtidas de eficiência também podem auxiliar na seleção do ciclo combinado desejado, pois apresentam as eficiências de geração de eletricidade, geração

de calor, e a eficiência global do ciclo, permitindo desta forma uma outra análise dos possíveis sistemas de cogeração.

Nas curvas de potência do ciclo combinado, pode-se verificar que à medida que a temperatura aumenta menor será a potência da turbina a vapor e por consequência do ciclo combinado, já para a pressão nota-se o contrário, pois, conforme a pressão aumenta a potência da turbina a vapor e do ciclo combinado aumenta, com exceção feita para a temperatura de saturação.

Outro ponto importante deste estudo é referente à análise econômica, onde pode-se determinar o *pay-back* para os nove ciclos combinados obtidos. Pode-se notar que o *pay-back* na maioria dos casos variou na faixa de 1,5 a 2 anos com exceção de alguns casos que apresentaram o *pay-back* acima dos dois anos. Portanto, pode-se concluir que todos os ciclos apresentados neste estudo apresentam um retorno de investimento atraente, com um maior destaque para os ciclos que apresentaram um retorno de investimento de até 2 anos.

Como sugestão para futuros trabalhos pode-se destacar a:

- Inclusão da análise exergética para os ciclos obtidos;
- Ampliação do estudo realizado utilizando as turbinas a gás e a vapor dos demais fabricantes;
- Elaboração de um programa computacional em Visual Basic, Delphi ou HTML que facilite o desenvolvimento e a análise tanto energética quanto econômica para o ciclo proposto;
- Incorporação do efeito das emissões de poluentes na análise econômica;
- Comparação de critérios para seleção dos ciclos combinados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALSTOM, *Catálogos de Turbinas a gás e Turbinas a vapor.*

<http://www.alstom.com>

ANTUNES, J.S.; *Código Computacional para Análise de Sistemas de Cogeração com Turbinas a Gás.* Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

BAHARNA, N.; *Energy savings with combined cycle system for water production,* Número 23, São Paulo, 1992

BALESTIERI, J.A.P.; *Cogeração Geração Combinada de Eletricidade e Calor.* Editora da UFSC, Florianópolis, 2002.

BALESTIERI, J.A.P.; *Planejamento de Centrais de Cogeração: Uma Abordagem Multiobjetivo.* Tese de Doutorado, Universidade de Campinas, 1994.

BOEHM, R.; *Design Analysis of Thermal Systems.* John Wiley, New York, 1987.

CHASE, D.L., TOMLINSON, L.O., DAVIDSO, T.L., SMITH, R.W. and MASLAK, C.E.; *GE Combined-Cycle Product Line and Line and Performance.* 38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, 1994.

COMGÁS.

<http://www.Comgas.com.br> (Outubro de 2005)

Gas Turbine world 1997 handbook. Southport, Pequot Publish in, 1997.

HU, S.D.; *Cogeneration*, Reston Publishing Company, Reston, 1987.

KEHLHOFER, R.A.; *Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat and Electricity*. BBC Brown Boveri Rev.,v.8,nº 80, 1987.

KEHLHOFER, R.A. and PLANCHERL; A.; *The Combined Cycle Power Plants Series KA 9,11 and 13*. BBC Brown Boveri Rev.,nº11, 1982.

KOVACIK,J.; *Cogeneration applications considerations*, General Eletric, Gas Turbine Reference Library, p. 13, New York, 1984.

MORAIS, P.B, BONINI, M.V.V., ENNES, S.A.W., ARANTES, R.L., OLIVEIRA Jr., S. e CESPEDES, J.F.P.; *Cogeração e Auto-geração no Setor Comercial e de Serviços Públicos*. Relatório Final da Sub-Comissão entre Eletropaulo, COMGÁS, CESP, CPFL e IPT, São Paulo, 1992.

MORAN, M. J. and SHAPIRO, H.N.; *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. Editora Ltc, 2000.

NAJJAR, Y.S.H., AKYURT, M., AL-RABGHI, O.M. and ALP, T. *Cogeneration With Gas Turbines Engines – Review Paper*. Heat Recovery Systems &CHP, London, 1993.

PANTALENA, A.; *Cogeração para Lactínios de Pequenos e Médio Portes*. Tese (Mestrado) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

SILVEIRA, J.S.; *Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários: Estudos de casos para o Setor Terciário*. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, 1994.

SILVEIRA, J.S.; *Estudo de Sistemas de Cogeração Aplicado à Fabricação de Papel e Celulose*. Tese (Mestrado) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá-Instituto de Engenharia Mecânica, 1990.

TAFT, M.; *A comprehensive classification of combined cycle and cogeneration plant*, Journal of Power and Energy , Vol.205, pp. 145-159, 1991.

TAKI, Y.; *Design and analysis of a compact gas turbine for CHP system*, pp. 149-160, Pergamon Press Publishing, London, 1991.

TUNA, C.E; *Um Método de Análise Exergoeconômica para Otimização de Sistemas Energéticos*. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.E.; *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, tradução da 3ª ed. Americana, São Paulo Editora Edgar Blucher, 1994, 318p.

WU, C.; *Power Optimization – Gas Heat Engine*, Vol. 31, Nº 6, pp. 561-565, Pergamon Press Publishing, London, 1991.

WUNSCH, A.; *Combined Gas/Steam Turbine Power Plants The Present State of Progress and Future Developments*. BBC Brown Boveri Rev., nº10, 1978.

ANEXO A

MODELOS DE TURBINAS A GÁS DA EMPRESA FABRICANTE

A Tabela A.1 apresenta os modelos de turbinas a gás utilizadas neste estudo, assim como as principais características técnicas necessárias para a realização dos cálculos apresentados neste trabalho.

Tabela A.1 – Principais Características das Turbinas a Gás

Modelo	Potência (MW)	Heat Rate (Btu/kWh)	Velocidade da Turbina (rpm)	Razão de Pressão	Eficiência Elétrica (%)	Fluxo de massa dos gases de exaustão (kg/s)	Temperatura dos gases de exaustão (°C)
GT26	268,0	9.222	3.000	32:1	37,0	630	630
GT24	171,0	9.348	3.600	32:1	36,5	410	410
GT13E2	165,1	9.560	3.000	14,6:1	35,7	532	524
GT11N2 (50 Hz)	114,7	10.200	3.600	15,5:1	33,4	400	530
GT11N2 (60 Hz)	116,5	10.050	3.600	15,5:1	33,9	400	530
GT8C2	57,0	10.035	6.210	17,6:1	34,0	200	508
GTX100	43,0	9.720	6.600	20:1	37,0	122	546
GT10C	29,1	10.000	6.500	18:1	36,0	91,1	518
GT10B	24,8	10.535	7.700	14:1	34,2	80,4	543
GT35	17,0	11.180	3.600	12:1	32,1	92,3	375
Cyclone	12,9	10.296	14.100	16,7:1	33,7	38,89	561
Tempest	7,9	10.874	14.010	13,7:1	32,8	29,45	542
Tornado	6,75	10.850	11.053	12,3:1	33,1	28,98	471
Typhoon	4,35 5,25	11.404 11.500	16.500 17.400	13,0:1 14,9:1	32,7 34,1	17,7 20,8	510 537

A seguir são apresentados maiores detalhes dos modelos de turbinas a gás, apresentados na tabela A.1.

1.1 TYPHOON – 4,35 / 4,70 / 5,05 / 5,25 MW / TORNADO – 6,75 MW / TEMPEST – 7,9 MW / CYCLONE – 12,9 MW

A Turbina a Gás denominada Typhoon, Tornado, Tempest e Cyclone são utilizadas para aplicações de geração de eletricidade e cogeração, oferecendo alta eficiência e confiança operando em uma gama extensiva de combustíveis gasosos e líquidos.

O design destas turbinas é exclusivamente simples, compacto e ainda de fácil transporte e instalação. O equipamento incorpora a turbina de gás, mancal, gerador e todos os sistemas montadas em um única base, controles da turbina, painel de controle do gerador, centro de controle de motor também podem ser montados.

Estas turbinas são a unidade ideal para geração de energia industrial, particularmente em cogeração, em aplicações em que a alta temperatura de exaustão passa por uma unidade de recuperação de calor ou caldeira, podendo desta maneira atingir eficiências térmicas globais de até 95%.

Vapor ou água quente geradas são usadas em processo industrial ou distrito que necessitam de aquecimento. O vapor gerado também pode ser usado em menor escala em pequenos ciclos combinados junto com uma turbina a vapor.

As principais características destas turbinas são: Sistemas de combustão com baixas emissões, cumprindo com as mais estritas legislações, manutenção local, tamanho compacto com baixa relação de peso por energia, baixos custos de instalação.

1.1.1 Peso e dimensões

A Tabela A.2 apresenta as principais características com relação ao e peso e as dimensões das turbinas a gás Typhoon, Tornado e Tempest.

Tabela A.2 – Pesos e Dimensões

Modelo	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Peso (Kg)
TYPHOON	10,0	2,40	3,20	35.460
TORNADO	12,5	2,40	3,30	56.250
TEMPEST	12,3	2,40	3,58	57.000
CYCLONE	18,6	2,70	3,90	75.000

1.1.2 Dados de performance

As figuras que se seguem apresentam os principais dados de performance para as turbinas a gás Typhoon, Tornado, Tempest e Cyclone.

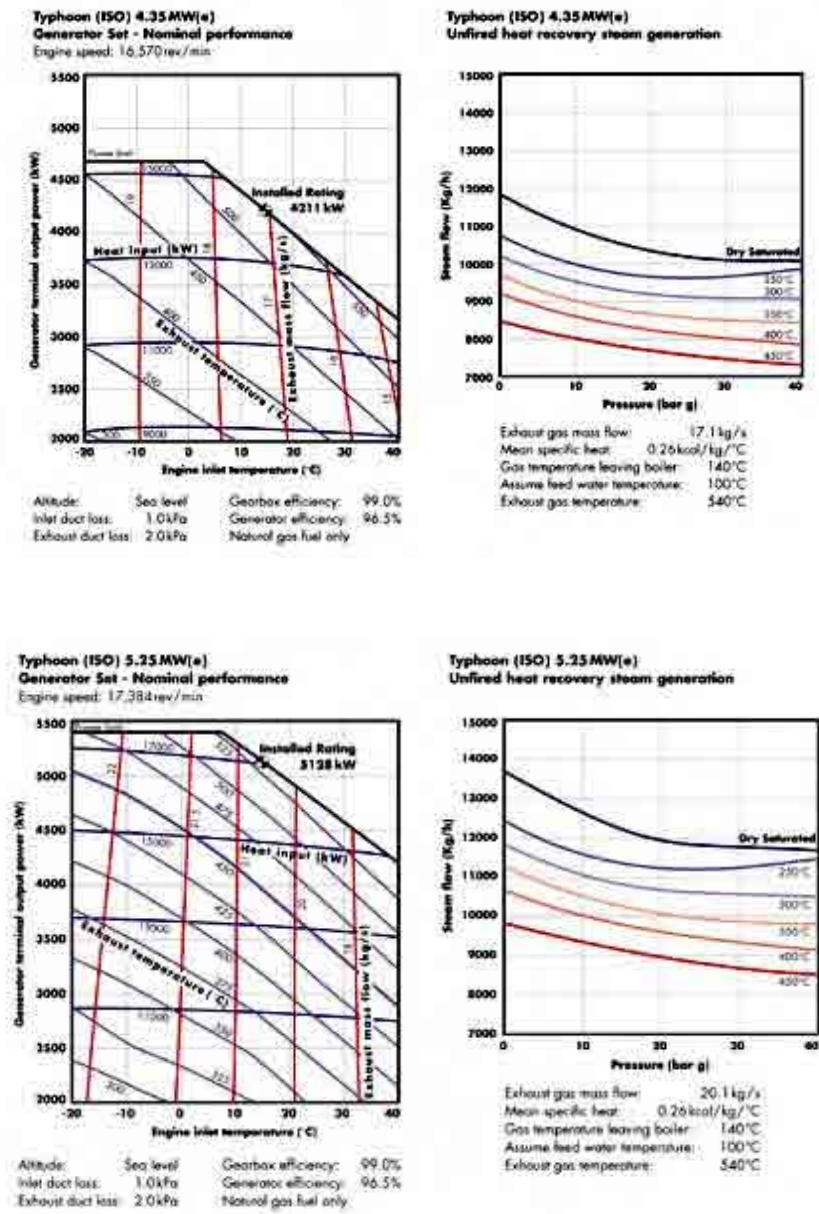


Figura A.1 – Dados de performance da Typhoon.

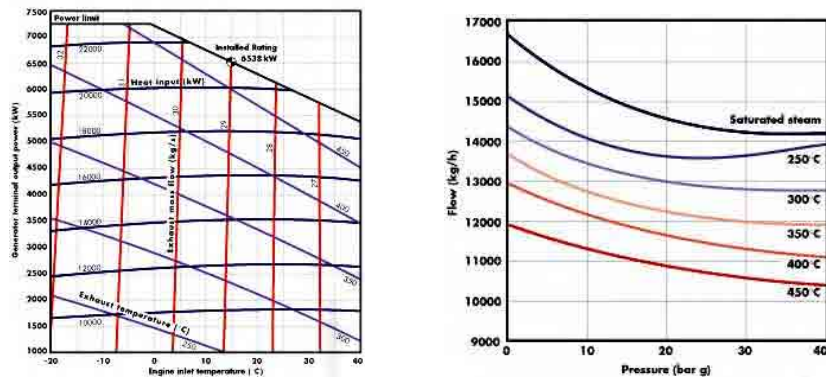


Figura A.2 – Dados de performance da Tornado

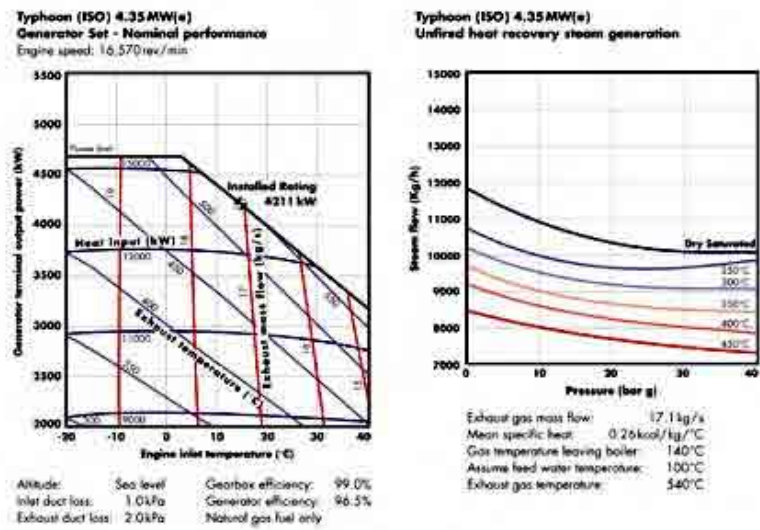


Figura A.3 – Dados de performance da Tempest.

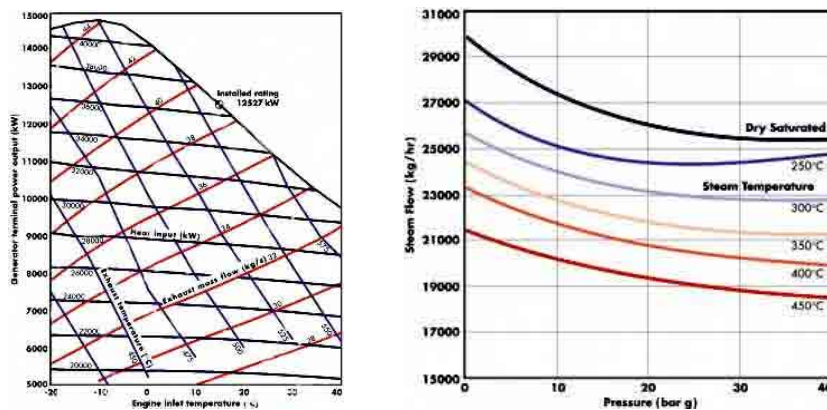


Figura A.4 – Dados de performance da Cyclone.

1.2 GT35 - 17 MW

A Turbina a gás GT35 tem um peso leve, alta eficiência, podendo gerar em um range de potência que varia de 15-20 MW. As características de designe especiais da GT35 fazem dela ideal para a geração de eletricidade de uma maneira mais econômica.

Esta turbina tem muitas aplicações com uma alta disponibilidade, facilidade de manutenção (onde podem ser trocados módulos completos rapidamente), alta eficiência e uma flexibilidade de combustível. Entre várias aplicações podemos destacar a sua utilização em indústrias, em propulsão marinha e em setores localizados “off-shore”.

1.2.1 Dados de Performance

As figuras que se seguem apresentam os principais dados de performance para as turbinas a gás GT35.

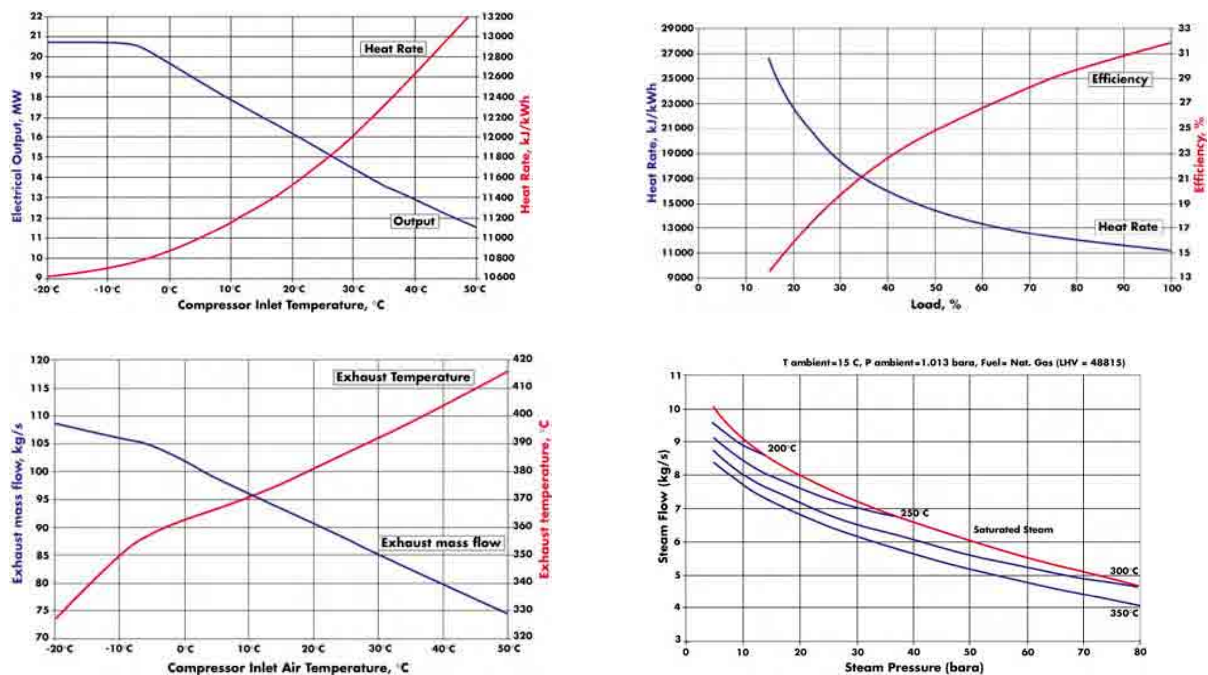


Figura A.5 – Dados de performance da GT35.

1.3 GT10B - 25 MW

A Turbina a gás GT10B é compacta e tem um peso leve, podendo gerar uma potência de até 25 MW com 34,2 % de eficiência em ciclo aberto. As características de designe especiais da GT10B fazem dela ideal para a cogeração e ciclos combinados devido a suas ótimas características de exaustão.

A GT10B satisfaz a necessidade por equipamentos para aplicação industrial, satisfazendo as exigências de baixos custos, com baixos custos de combustíveis, instalação e manutenção. Essa turbina foi especificamente projetada para serviço contínuo, onde a manutenção é realizada facilmente, e também pode ser utilizada uma larga gama de combustíveis tanto para líquidos quanto para gás natural, devido a este e outras características essa turbina é muito utilizada em instalações “offshore”.

As principais características da GT10B são: Baixas emissões, baixo consumo de combustível, curto tempo de instalação e baixa manutenção.

1.3.1 Dados de Performance

As figuras que se seguem apresentam os principais dados de performance para as turbinas a gás GT10B.

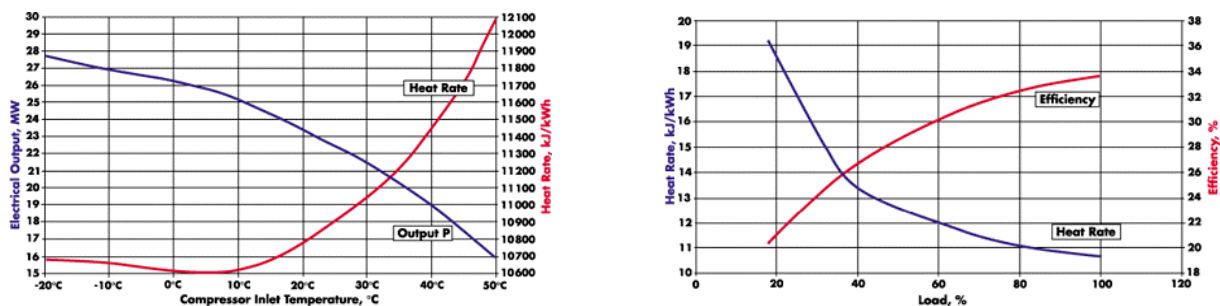


Figura A.6 – Dados de performance da GT10B.

1.4 GT10C - 30 MW

Especialmente projetado para produzir mais energia, a turbina GT10C é uma nova versão da GT10B.

A GT10C tem uma produção de energia por volta de 29.1 MW e uma eficiência térmica de 36% em ciclos simples. Esta máquina pode ser usada para geração de energia em ciclo combinado e também em aplicações de cogeração, podendo operar com gás ou combustível líquido.

A turbina GT10C é equipada com lâminas de perfil avançadas que melhoram fluxo de gás e o compressor de 11 fases revisado produz uma relação de pressão mais alta e um aumento em fluxo de massa pela máquina. Isto resulta em maior produção de poder e eficiência mais alta. Seu designe global assegura fácil acesso de serviço ao combustor e queimadores. As unidades de controle digital estão baseadas no projeto comprovado da GT10B.

As principais características da GT10C são a capacidade de utilização de bi-combustível e fácil manutenção.

1.4.1 Dados de Performance

As figuras que se seguem apresentam os principais dados de performance para as turbinas a gás GT10C.

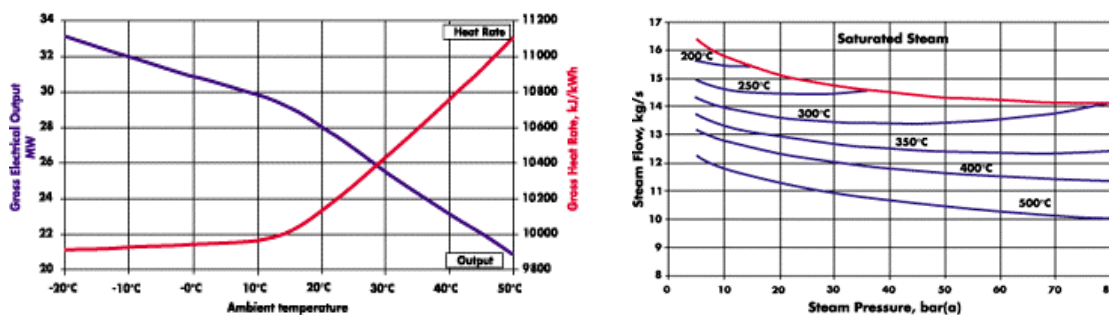


Figura A.7 – Dados de performance da GT10C.

1.5 GTX100 - 43 MW

A Turbina GTX100 combina projeto industrial seguro, robusto com alta eficiência, baixos níveis de emissões utilizando a mais recente tecnologia de turbinas a gás, permitindo implementar soluções rápidas e baratas para ciclos combinados de calor e geração de energia. Além disso, é ecologicamente correta e de fácil instalação.

Projetado para operação industrial contínua, a GTX100 é a escolha óbvia onde confiança, preocupações ambientais e baixos custos são fatores fundamentais. Em instalações de ciclo combinadas, esta turbina dispõe custos muito competitivos. Também oferece eficiência alta em operação de ciclo simples, e sua capacidade de produção de calor é poderosa em instalações de cogerações. Sendo assim, GTX100 torna-se uma escolha ideal para a indústria de processo.

As principais características da GTX100 são: Baixas emissões, projetado de maneira modular para facilidade de manutenção, design único aumentando a simplicidade e confiabilidade, baixo consumo de combustível.

1.5.1 Dados de Performance

As figuras que se seguem apresentam os principais dados de performance para as turbinas a gás GTX100.

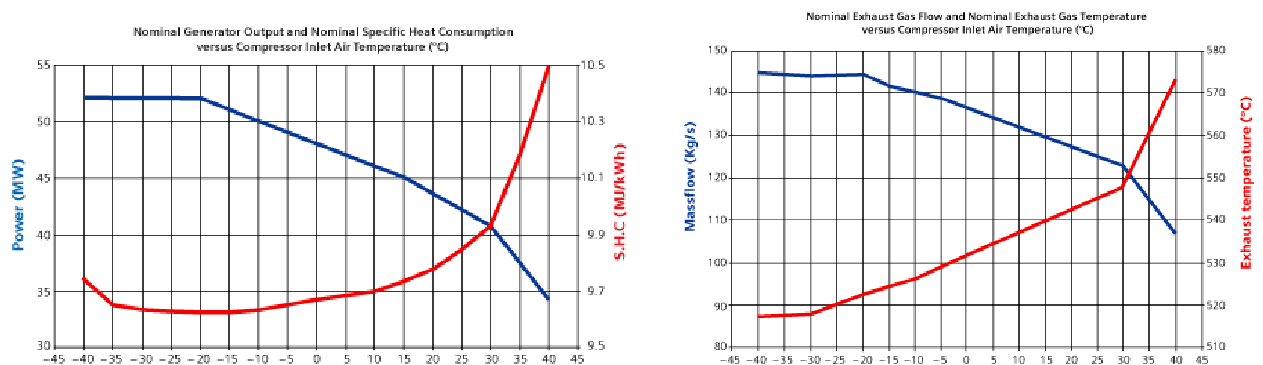


Figura A.8 – Dados de performance da GTX100.

1.6 GT8C2 - 57MW

A turbina a gás é o coração de uma planta de geração de energia, sendo assim é preciso poder contar com uma boa turbina para poder trabalhar sem interrupções. A turbina a gás GT8C2 é projetada justamente para cumprir com estas exigências. Seu desempenho é maior devido as baixas perdas de pressão dispostas pela introdução de um combustor anular e um perfil de lâmina de compressor melhorado.

O GT8C2 retém as melhores características de design de seu antecessor seguro, o GT8C. Outras características, como entrada de ar, e aerodinâmica, foram melhoradas.

O GT8C2 opera em gás natural e óleo diesel. A temperatura de entrada da turbina é de aproximadamente moderada (1100°C / 2012 °F) permanece inalterado em relação ao seu antecessor GT8C. Isto produz uma combinação de longa vida dos componente e alta eficiência.

As principais características da GT8C2 são: quilowatt hora competitivo, alta disponibilidade e eficiência, excelente manutenção, baixas emissões ambientais.

1.7 GT11N2 - 117MW

A Turbina a gás GT11N2 foi desenvolvida devido a necessidade de uma unidade capaz de gerar 115 MW para ambas as frequências de 50 e 60 Hz. Com o seu desenvolvimento tecnológico e sua alta flexibilidade de combustível torna-se uma unidade de grande aplicação para ciclos simples de baixo custo e ciclos combinados de alta eficiência e com baixas emissões ambientais.

Desta maneira a GT11N2 é capaz de produzir mais energia com custos específicos relativamente baixos para satisfazer as exigências das indústrias de geração de energia.

As principais características da GT11N2 são: Flexibilidade de combustível, alta disponibilidade e eficiência, excelente manutenção, baixas emissões ambientais.

1.8 GT13E2 - 165MW

A turbina a gás GT13E2 tem mais de 1.000.000 horas de operação acumulada mundialmente, tendo desta maneira um registro inigualável de confiança, isto faz da GT13E2 uma unidade ideal para produtores de energia que precisam assegurar confiança de geração enquanto, ao mesmo tempo, necessitam reduzir o custo por quilowatt hora de eletricidade produzida.

A GT13E2 é ideal para faixas de potências de 165 MW e opera com uma eficiência de 35,7 % em ciclo simples. Já em aplicações de ciclo combinadas, a GT13E2 apresenta

excelentes eficiência podendo chegar aos 55%, oferecendo ainda baixos custos competitivos para a geração de eletricidade.

A GT13E2 é a mais recente na família da turbina a gás GT13, da qual há mais de 150 unidades em operação mundial. O seu projeto incorpora componentes novos e materiais convencionais, desta maneira essa unidade se torna muito confiável podendo chegar até os níveis do 98 % de confiança.

As principais características da GT13E2 são: quilowatt hora competitivo, alta disponibilidade e eficiência, baixo custo de manutenção, baixas emissões ambientais.

1.9 GT24 e GT26 - 171MW e 268MW

Os produtores de energia que utilizam em suas plantas turbinas a gás nos modelos GT24 e GT26 desfrutam de vantagens inerentes significantes.

As novas tecnologias desenvolvidas nestes modelos permitem que as câmaras de combustão individualmente controladas habilitem as GT24 e GT26 fundaram ciclo combinado melhorando a sua eficiência. A 50% carga, eles são aproximadamente 15% mais eficiente que plantas semelhantes que usam turbinas de gás convencionais, porém, em aplicações de ciclo combinadas, a GT24 e GT26 podem produzir uma taxa interna de retorno significativamente mais alta em comparação com as turbinas convencionais.

As principais características da GT24 e GT26 são: quilowatt hora competitivo, alta disponibilidade e eficiência, baixo custo de manutenção, baixas emissões ambientais.

ANEXO B

MODELOS DE TURBINAS A VAPOR DA EMPRESA FABRICANTE

A Tabela B.1 apresenta os modelos de turbinas a vapor utilizadas neste estudo, assim como as principais características técnicas necessárias para a realização dos cálculos apresentados neste trabalho.

Tabela B.1 – Principais Características das Turbinas a Vapor

Modelo	Potência (kW)	Temperatura de Vapor Vivo (°C)	Pressão de Vapor Vivo (MPa)	Contrapressão (MPa)
A50	6.300	450	4,3	0,5
A63	12.500	450	4,3	0,5
A53.1	8.400	485	6,5	1,0
A63.1	20.000	485	6,5	1,0
Z45	500	450	5,3	0,8
Z55	2.850	450	6,3	1,6
ZM55	4.200	450	4,3	0,5
ST1	9.000	450	5,0	2,0
ST2	10.000	480	8,0	1,0
ST3	40.000	510	11,0	1,6
ST4	60.000	520	12,0	2,5
ST5	150.000	540	14,0	1,6
ST6	130.000	585	16,5	4,0
KA24-1	100.000	565	16,0	3,7
KA26-1	147.000	565	11,4	3,4
STF15C	175.000	565	17,5	4,5
STF20C	270.000	565	16,5	4,2
STF30C	330.000	565	16,5	4,2

A seguir são apresentados maiores detalhes dos modelos de turbinas a vapor, apresentados na tabela B.1.

1.1 ST1 – 9 MW

A ST1 oferece uma grande flexibilidade de aplicações e soluções econômicas na produção de energia e calor. Esta série foi projetada para atender demandas específicas em variados tipos de aplicação: Entre as diversas aplicações industriais temos as plantas de geração de energia (ciclos combinados e cogeração), indústrias químicas e refinarias, indústria de papel e celulose, indústria metalúrgica, indústria automobilística, indústria têxtil, indústria alimentícia, ou como um acionamento mecânico.

1.2 ST2 – 10 MW

A ST2 é uma turbina a vapor de carcaça simples montada sobre um quadro base, isso representa uma solução baseada em um longo tempo de experiência em acionamentos mecânicos e de geradores para variadas aplicações industriais, este tipo de montagem proporciona ao layout umas características robustas, essenciais para o acionamento de compressores e bombas em indústrias químicas e petroquímicas.

Entre as vantagens que essa máquina oferece podemos destacar que ela proporciona um design compacto, minimizando os espaços, e uma alta eficiência o que nos proporciona soluções econômicas.

1.3 ST3 – 40 MW

A ST3 é uma turbina que pode alcançar faixas de potências de até 40 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais de grande porte.

Essa máquina é montada sobre um quadro base, o que proporciona um rápido planejamento do layout, um pequeno prazo de entrega, fácil acesso aos componentes mecânicos facilitando a manutenção e principalmente alta eficiência.

1.4 ST4 – 60 MW

A ST4 é uma turbina que pode alcançar faixas de potências de até 60 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais de grande porte.

Essa máquina é montada sobre uma base quadrada, o que proporciona um rápido planejamento do layout, um pequeno prazo de entrega, fácil acesso aos componentes mecânicos facilitando a manutenção.

A Turbina a vapor ST4 apresenta como suas principais características um design compacto, alta confiabilidade e alta eficiência de tecnologia comprovada. Seu design compacto e modular permitem uma grande variedade de configurações, podendo assim, satisfazer as necessidades de cada cliente de uma maneira mais econômica.

Outra característica importante da ST4 é a sua flexibilidade operacional. Contrapressão ou condensando com extrações controladas e a possibilidade de várias sangrias permite a seleção de ótimas soluções para a maioria das aplicações industriais.

1.5 ST5 – 150 MW

A ST5 é uma turbina que pode alcançar faixas de potências de até 150 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais de grande porte.

Essa máquina é montada sobre uma base quadrada, o que proporciona um rápido planejamento do layout, um pequeno prazo de entrega, fácil acesso aos componentes mecânicos facilitando a manutenção e principalmente alta eficiência.

A ST5 é uma turbina a vapor que se encaixa na gama de turbinas de médio porte, tendo alto desempenho em todos os seus modos de operação, podendo ter seus geradores operando com uma velocidade de rotação de 3.000 ou 3.600 rpm. A série de turbinas a ST5 é projetada e fabricada para suprir demandas específicas e conhecidas de geração de energia para aplicações com ou sem aquecimento, com condensação e contrapressão.

A ST5 tem um design modular permitindo dessa maneira uma maior flexibilidade, apresentando as seguintes características como sendo os principais benefícios: Planejamento prévio e rápido do layout, curto prazo de entrega, alta eficiência, larga gama de aplicações, alta confiabilidade e disponibilidade, fundação simples.

1.6 ST6 – 100 a 130 MW

A ST6 é uma turbina que pode alcançar faixas de potências de 100 até 130 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais de grande porte.

Essa máquina é montada sobre uma base quadrada, o que proporciona um rápido planejamento do layout, um pequeno prazo de entrega, fácil acesso aos componentes mecânicos facilitando a manutenção e principalmente alta eficiência.

A série de turbinas a vapor ST6 é projetada e fabricada para suprir demandas específicas e conhecidas de geração de energia para aplicações com ou sem aquecimento, com condensação e contrapressão.

Para fazer o melhor uso das grandes mudanças no fluxo volumétrico de entrada e saída, a expansão da turbina ST6 é dividida em dois módulos diferentes: um de alta-pressão (HP) e um de baixa-pressão (LP). O uso de dois módulos separados que operam a diferentes velocidades é melhor design para o coeficiente de expansão destas turbinas. Os dois módulos podem ser combinados para gerar uma configuração que é muito satisfatório para uma determinada aplicação específica. Porém cada módulo também pode ser utilizado separadamente, por exemplo, o módulo de alta-pressão pode ser usado como uma unidade de contrapressão separada.

1.7 KA24-1 – 90 a 100 MW / KA26-1 – 143 a 147 MW

As turbinas KA24-1 e KA26-1 apresentam um sistema compacto sendo utilizadas principalmente em ciclos combinados com turbinas a gás. A KA24-1 e a KA26-1 são turbinas que podem alcançar faixas de potências de 90 até 147 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais e ciclos combinados de grande porte.

1.8 STF15C/STF20C/STF30C – 120 a 330 MW

As turbinas STF15C / STF20C / STF30C são turbinas que alcançam faixas de potências de 120 até 330 MW, podendo ser aplicada em usinas termelétricas e plantas industriais e ciclos combinados de grande porte.

1.9 SERIE A – 6,3 A 12,5 MW

As Turbinas da serie A, são turbinas de contrapressão de múltiplos estágios, com aplicações tanto para geração de energia como aplicações mecânicas em geral.

1.9.1 Dimensões - Valores máximos admissíveis

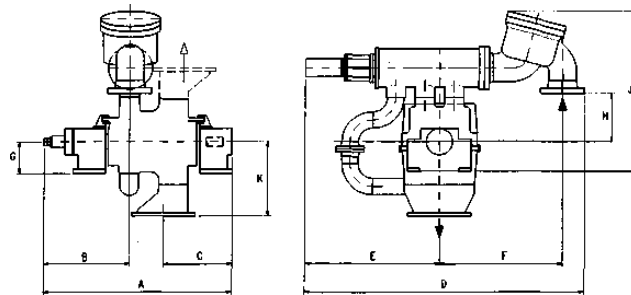


Figura B.1 – Dimensões da Turbina a Vapor da série A

As Tabelas B.2 e a figura B.1 apresentam as dimensões em (mm/inch) e o peso em (kgf/ibf) das turbinas da serie A.

Tabela B.2 - Dimensões e Pesos da A.50 e A63.

	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	PESO
A50	1690	600	730	2600	1370	960	460	450	1580	940	4500
	66,5	23,6	28,4	102,4	53,9	37,8	18,1	17,7	62,2	37,0	9950
A63	2370	1000	890	3740	1800	1640	400	750	2180	1000	6800
	93,3	39,4	35,0	147,2	70,9	64,6	15,7	29,5	85,8	39,4	15000

1.10 SERIE Z – 0,5 A 2,8 MW

As máquinas das serie Z são Turbinas de simples estágio de contrapressão usadas em aplicações industriais, também satisfazendo as exigências das refinarias de petróleo, indústrias químicas, petroquímicas e indústrias de açúcar, álcool entre outras.

Também podem ser usadas em qualquer aplicação para os acionamentos auxiliares, tais como bomba de água, alimentação de caldeiras, ventiladores, moinhos e pequenos geradores.

As Turbinas da serie Z tem como suas principais características uma excelente relação eficiência por preço, sistema de controle e facilidade de manutenção.

1.10.1 Dimensões - Valores máximos admissíveis

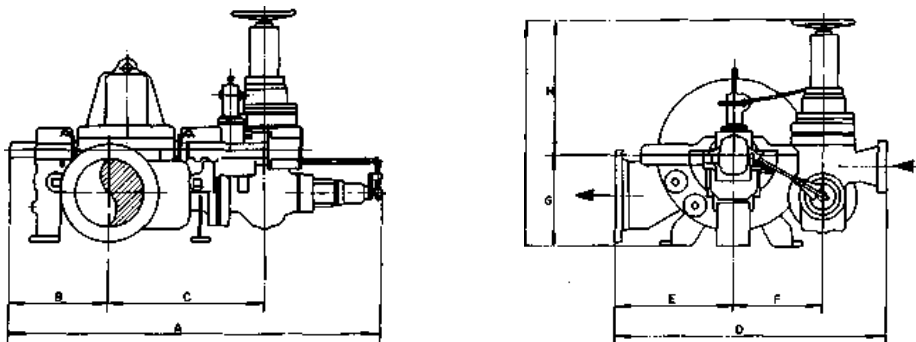


Figura B.2 – Dimensões da turbina a vapor da série Z.

A Tabela B.3 e a figura B.2 apresentam as dimensões em (mm/inch) e o peso em (kgf/ibf) das turbinas da serie Z.

Tabela B.3 – Dimensões e Pesos da Z45 e Z55

	A	B	C	D	E	F	G	H	J	PESO
Z45	1550	470	680	1080	440	350	360	650	1000	1100
	61,0	18,5	26,8	42,5	17,3	13,8	14,2	25,6	39,4	24,3
Z55	1830	490	760	1320	570	450	450	610	1060	1800
	72,0	19,3	29,9	52,0	22,4	17,7	17,7	24,0	41,7	39,75

1.11 SERIE ZM – 4,2 MW

As turbinas da serie ZM são turbinas de contrapressão de múltiplos estágios, e são as mais indicadas para substituírem as turbinas de baixa eficiência (simples estagio) com o objetivo de otimizar o consumo de vapor e conseqüentemente melhorar o ciclo térmico do processo. As turbinas ZM podem ser utilizadas em acionamentos auxiliares, como bombas de água de alimentação de caldeiras, ventiladores e geradores de baixa potência (4MW).

Por se tratar de um modelo projetado especificamente para aplicações de baixa potência, sua alta eficácia e suavidade de operação são mantidas em um estado sujeito a variações permanentes de carga. Sua construção foi projetada para facilitar os trabalhos de montagem e manutenção.

1.11.1 Dimensões - Valores máximos admissíveis

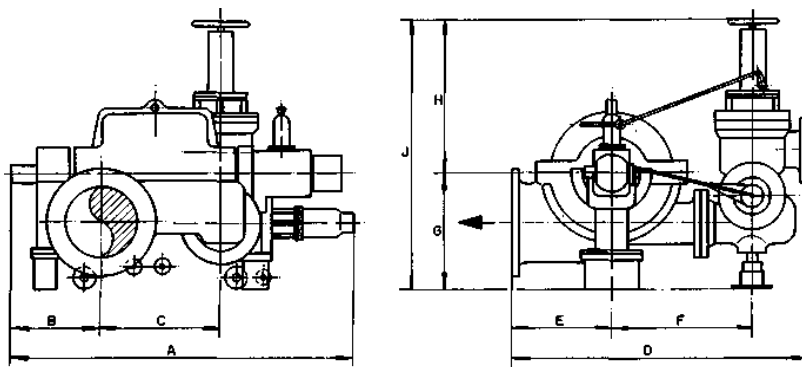


Figura B.3 – Dimensões da turbina a vapor da série ZM

A Tabela B.4 e a figura B.3 apresentam as dimensões em (mm/inch) e o peso em (kgf/ibf) das turbinas da serie ZM55.

Tabela B.4 – Dimensões e Pesos da ZM55

	A	B	C	D	E	F	G	H	J	PESO
ZM55	2040	490	660	1650	550	780	650	850	1500	2350
	80,3	19,3	26,0	65,0	21,7	30,7	25,6	33,5	59,1	52,0

1.12 TURBINAS SERIE A.1

As turbinas da serie.A1 são turbinas de contrapressão, de múltiplos estágios, aplicadas para a geração de energia e também para acionamento mecânico em geral.

1.12.1 Dimensões - Valores máximos admissíveis

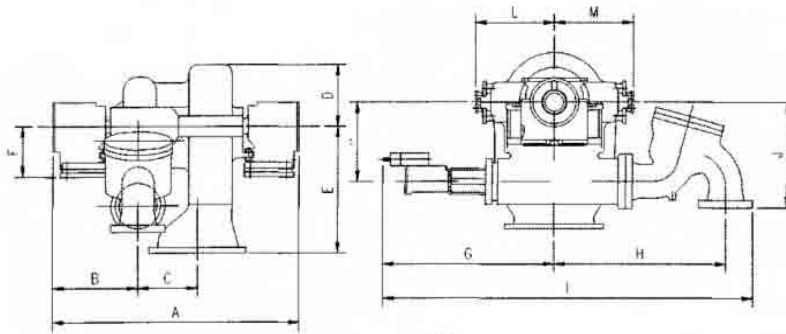


Figura B.4 – Dimensões da Turbina a vapor da série A63.1

A Tabela B.5 e B.6 e a figura B.4 e B.5 apresenta as dimensões em (mm/inch) e o peso em (kg/ibf) das turbinas da serie A63.1 e A53.1 respectivamente.

Tabela B.5 – Dimensões e Pesos da A63

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	PESO
2340	815	565	595	1200	400	1630	1630	3525	1000	750	750	750	4500

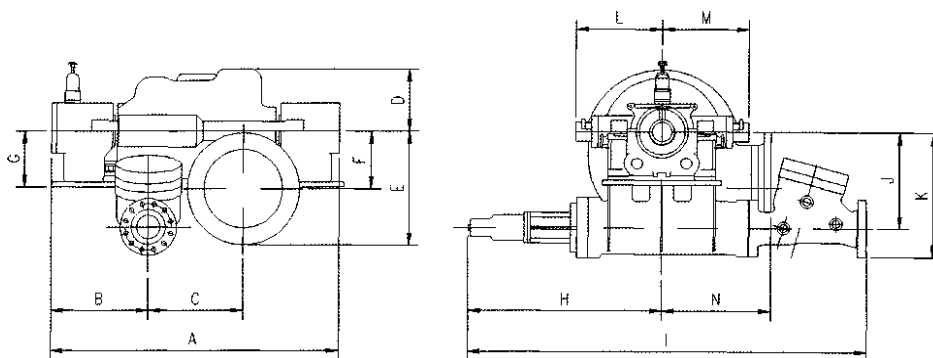


Figura B.5 – Dimensões da Turbina a Vapor da série A53.1

Tabela B.6 – Dimensões da A53.1

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	PESO
1820	620	585	385	710	360	350	1210	2490	600	780	540	540	680	3500