

TESE

968

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

Análise das Condições de Operação de
Turbinas a Gás Industriais Utilizando
Biomassa Gaseificada

SANDRO BARROS FERREIRA

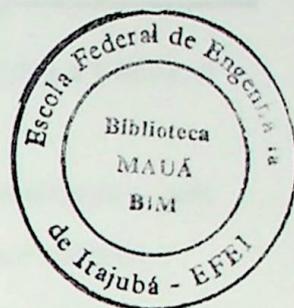
ITAJUBÁ - MG - 1998



EFEI

Escola Federal de Engenharia de Itajubá

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

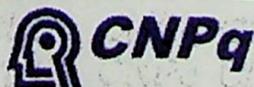


ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS UTILIZANDO BIOMASSA GASEIFICADA

Autor: Sandro Barros Ferreira

Orientador: Professor Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Professor Luiz Augusto Horta Nogueira



Conselho Nacional de Desenvolvimento
Científico e Tecnológico

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida.

Aos meus pais, Humberto e Doca, e ao meu irmão, Christian, pelo pessoa que sou, e por me apoiar incondicionalmente na realização dos meus sonhos.

À Marta, minha sempre namorada, pelo apoio e carinho dedicados à pessoa, e pela paciência em aturar o engenheiro ...

Ao orientador e amigo, Professor Marco Antônio Rosa do Nascimento, pela confiança, apoio, dedicação e disponibilidade para com a realização deste trabalho.

Ao co-orientador, Professor Luiz Augusto Horta Nogueira, pelo estímulo.

Aos professores, funcionários e colegas da Pós-Graduação da EFEI, que de uma forma ou de outra colaboraram para a realização deste.

Ao CNPq, pelo apoio financeiro.

RESUMO

No presente trabalho desenvolve-se um programa computacional para simular e analisar comportamento e desempenho térmico de turbinas a gás de ciclo simples, de um e de dois eixos, operando fora do ponto de projeto em diferentes situações.

Primeiramente é feita uma simulação de turbinas a gás projetadas para e operando com combustível padrão, cujos resultados são comparados aos do programa computacional TURBOMATCH, desenvolvido na Cranfield Univeristy. Esta comparação serve para avaliar o programa computacional desenvolvido.

Em seguida realizou-se a simulação do comportamento e desempenho térmico de turbinas a gás projetadas para e operando com biomassa gaseificada, cujos resultados possibilitam a análise de turbinas a gás convencionais operando com o gás de biomassa, sem sofrer grandes modificações.

Finalmente é realizada a comparação entre turbinas a gás projetadas para o combustível padrão operando com este e em seguida estas mesmas turbinas a gás operando com a biomassa gaseificada. Esta análise permitiu a avaliação do comportamento de máquinas convencionais que operam com o gás de biomassa sem sofrer grandes modificações.

O programa computacional desenvolvido para a realização destas análises, chamado TURGAS, se baseia na compatibilidade de trabalho, na compatibilidade de vazão em massa, na compatibilidade de rotação entre os componentes da turbina a gás, usando parâmetros chamados semi e adimensionais, e nas características dos compressores e das turbinas.

ABSTRACT

In this work it is carried out an off design performance analysis of simple cycle gas turbine engines, one and two shaft. Different situations are simulated.

The first assessment is the simulation of gas turbine engines designed for and working with an hypothetical hydrocarbon fuel, which results are compared with those from TURBOMATCH, a computational program developed by Cranfield University. This comparison is to evaluate the computational program developed.

The second is the gas turbine engine design and off design performance analysis using gasified biomass as fuel. The results provided behavior analysis of gas turbine engines working with this fuel.

Finally a comparison is carried out between the results obtained from the simulation of gas turbine, design and off design, with hypothetical hydrocarbon and the off design performance of the same engine with gasified biomass. This study permits the assessment of the off design performance of conventional gas turbine engines when working with gas from biomass without considerable modifications.

The computational program developed in this work, called TURGAS, is based on the work compatibility, on the mass flow compatibility, on the speed compatibility and on the compressor and turbines characteristics.

CAPÍTULO 3	MODELAGEM DA OPERAÇÃO FORA DO PONTO DE PROJETO	23
3.1	MODELAGEM	23
3.1.1	Cálculo do Ponto de Projeto	23
3.1.2	Cálculo da Operação Fora das Condições de Projeto	35
CAPÍTULO 4	ALGORITMO DE SOLUÇÃO	44
4.1	CONSIDERAÇÕES	44
4.2	ESCALONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR E DAS TURBINAS	44
4.2.1	Turbinas a Gás de Um Eixo	46
4.2.2	Gerador de Gás	47
4.2.3	Turbina Livre ou de Potência	48
4.3	O PROGRAMA COMPUTACIONAL	52
CAPÍTULO 5	RESULTADOS	53
5.1	CONSIDERAÇÕES	53
5.2	COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE COMPORTAMENTO OBTIDOS PELO TURBOMATCH E PELO TURGAS	55
5.3	RESULTADOS PARA A BIOMASSA GASEIFICADA	72
5.4	PONTO DE PROJETO COMBUSTÍVEL PADRÃO E FORA DE PROJETO BIOMASSA GASEIFICADA	81
5.5	COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE BIOMASSA GASEIFICADA E COMBUSTÍVEL PADRÃO	96
5.6	COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE TURBINAS A GÁS DE UM E DE DOIS EIXOS	100
CAPÍTULO 6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	103
6.1	CONCLUSÕES	103
6.2	CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO	105

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	105
--------------------------------------	-----

APÊNDICE A MAPAS DE CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR

E DA TURBINA	107
A1 Características do Compressor	107
A2 Características da Turbina	109
A3 Dados Típicos de Entrada do Programa	109

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
----------------------------	-----

SIMBOLOGIA

Caracteres Gregos

γ	relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante
ρ	massa específica [kg/m^3]
ϕ	vazão adimensional
π	$\pi = 3.141516\dots$
ψ	coeficiente de velocidade
λ	coeficiente de excesso de ar
θ	ver definição (página 25)
η	eficiência ou eficiência isentrópica
α	coeficiente molar de um determinado produto por mol de O_2
β	coeficiente de um determinado produto da combustão
ϕ'	vazão semi-adimensional
ψ''	rotação semi-adimensional
$\Delta p_b/p$	perda de pressão na câmara de combustão [-]
Δx	representa a diferença entre dois estados do parâmetro "x"

Caracteres Latinos

\dot{m}	vazão em massa [kg/s]
\dot{w}	potência [kW]
A	área do duto de escoamento [m^2]
Ar	argônio
C	velocidade tangencial da pá [m/s] ou coeficiente para cálculo do c_p conforme Tabela 3.4
C_2H_4	etileno
C_a	velocidade média do gás [m/s]

CH ₄	metano
CO	monóxido de carbono
CO ₂	dióxido de carbono
C _p	calor específico médio a pressão constante [kJ/kg.K]
c _p	calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]
DP	ponto de projeto (<i>design point</i>)
f	relação combustível/ar
F _i	fração molar do elemento “i”
h	entalpia [kJ/kmol]
H	entalpia total [kJ/kmol]
H ₂	hidrogênio
H ₂ O	água
HCN	cianeto de hidrogênio
K	coeficiente para cálculo de θ conforme Tabela 3.4
M	massa molecular ou número de Mach
n	número de moles [mol]
N	rotação [rpm]
N ₂	nitrogênio
NH ₃	amônia
NO _x	óxidos de nitrogênio
p	pressão [bar]
p ₀	pressão de estagnação [bar]
PCI	poder calorífico inferior [kJ/kg]
PCIM	poder calorífico inferior molar [kJ/kmol]
Q	quantidade de ar [kg]
r	raio da pá [m]
R	constante do gás para o ar seco
s.f.c.	consumo específico de combustível [kg/kW.h]
SO ₂	dióxido de enxofre
T	temperatura [K]
TET	temperatura de entrada na turbina [K]
U	velocidade tangencial no centro da pá [m/s]
UR	umidade relativa [%]

w	trabalho específico útil [kW/kg/s]
Y	fração molar dos componentes do ar úmido

Abreviações

RP	relação de pressão
ISO	<i>International Standard Operation</i>
BIG/GT	<i>Integrated Biomass Gasification/Gas Turbine</i>
BIG/GTCC	<i>Integrated Biomass Gasification/Gas Turbine Combined Cycle</i>
MCI	motor de combustão interna
ODP	fora do ponto de projeto (<i>off-design point</i>)
CIG/GT	<i>Integrated Coal Gasification/Gas Turbine</i>
ppb	parte por bilhão
ppm	parte por milhão

Sub-índices

1	referente ao ponto antes do compressor
2	referente ao ponto antes da câmara de combustão
3	referente ao ponto antes da turbina do gerador de gás
4	referente ao ponto antes da turbina livre
5	referente ao ponto depois da turbina livre
amb	referente às condições ambiente
ar	referente ao ar
c	referente ao compressor
cc	referente à câmara de combustão
comb	combustível
est	referente às condições estequiométricas
f	referente ao estado final
form	referente às condições de formação do elemento
g	referente às condições aos gases de exaustão
i	referente ao estado inicial
m	mecânico

mol	referente a molar
p	referente às condições a produtos de uma reação química
r	referente às condições a reagentes de uma reação química
real	referente às condições reais
sat	referente às condições de saturação
T	referente à temperatura
t	referente à turbina do gerador de gás
teor	referente às condições teóricas
tl	referente à turbina livre
u	útil

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Produção de matéria prima, seus resíduos no Brasil em 1991	12
Tabela 2.2 - Comparação entre composições típicas de biomassa e alguns tipos de carvões	13
Tabela 3.1 - Composição do gás de biomassa usado na simulação computacional	26
Tabela 3.2 - Composição do ar úmido	27
Tabela 3.3 - Coeficientes das substâncias para cálculo do calor específico	33
Tabela 3.4 - Coeficientes Polinomiais em Unidades SI, J/kg	43
Tabela 5.1 - Parâmetros de entrada do programa computacional	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Turbinas a gás de um e de dois eixos	4
Figura 1.2 - Diagrama T-s para o ciclo Brayton real	5
Figura 2.1 - Sistema gaseificador/turbina a gás (BIG/GT)	14
Figura 2.2 - Perda de massa em função da temperatura de pirólise para carvão mineral e celulose	15
Figura 2.3 - Tipos de Gaseificadores: (a) leito fixo contra corrente; (b) leito fixo co-corrente; (c) leito fluidizado	20
Figura 3.1 - Característica do compressor	40
Figura 3.2 - Característica da turbina	41
Figura 3.3 - Característica da turbina (bocal entupido)	42
Figura 4.1 - Fluxograma de cálculo para turbinas a gás de um eixo	49
Figura 4.2(a) - Fluxograma de cálculo para gerador de gás	50
Figura 4.2(b) - Fluxograma de cálculo turbina livre	51
Figura 5.1 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	56
Figura 5.2 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	57
Figura 5.3 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	57
Figura 5.4 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	58
Figura 5.5 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	58
Figura 5.6 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	59
Figura 5.7 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	59
Figura 5.8 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	60
Figura 5.9 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais	

TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de um eixo	60
Figura 5.10 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	61
Figura 5.11 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	62
Figura 5.12 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	63
Figura 5.13 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	63
Figura 5.14 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	64
Figura 5.16 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	65
Figura 5.17 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	65
Figura 5.18 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	66
Figura 5.19 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	67
Figura 5.20 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	68
Figura 5.21 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	68
Figura 5.22 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	69
Figura 5.23 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	69
Figura 5.24 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	70
Figura 5.25 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	70
Figura 5.26 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	71

Figura 5.27 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH E TURGAS para turbinas a gás de dois eixos	71
Figura 5.28 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	73
Figura 5.29 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	73
Figura 5.30 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	74
Figura 5.31 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	75
Figura 5.32 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	75
Figura 5.33 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada	76
Figura 5.34 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	77
Figura 5.35 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	77
Figura 5.36 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	78
Figura 5.37 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	78
Figura 5.38 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	79
Figura 5.39 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	79
Figura 5.40 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	80
Figura 5.41 - Análise do comportamento de turbinas a gás de dois eixos operando com biomassa gaseificada	80
Figura 5.42 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	82

Figura 5.43 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	82
Figura 5.44 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	83
Figura 5.45 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	83
Figura 5.46 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	84
Figura 5.47 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	84
Figura 5.48 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	85
Figura 5.49 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	85
Figura 5.50 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	86
Figura 5.51 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	87
Figura 5.52 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	87
Figura 5.53 - Comparação entre o desempenho e comportamento de	

turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 88

Figura 5.54 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 88

Figura 5.55 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 89

Figura 5.56 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 89

Figura 5.57 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 90

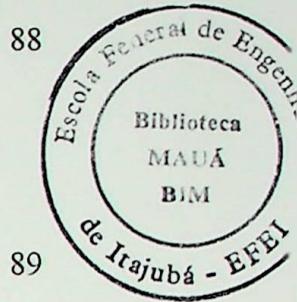
Figura 5.58 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 90

Figura 5.59 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 91

Figura 5.60 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 92

Figura 5.61 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa 92

Figura 5.62 - Comparação entre o desempenho e comportamento de



turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	93
Figura 5.63 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	93
Figura 5.64 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	94
Figura 5.65 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	94
Figura 5.66 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	95
Figura 5.67 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	95
Figura 5.68 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa	96
Figura 5.69 - Comparação entre os três casos simulados	97
Figura 5.70 - Comparação entre os três casos simulados	97
Figura 5.71 - Comparação entre os três casos simulados	98
Figura 5.72 - Comparação entre os três casos simulados	99
Figura 5.73 - Comparação entre os três casos simulados	99
Figura 5.74 - Comparação entre os três casos simulados	100
Figura 5.75 - Comparação entre os três casos simulados	101
Figura 5.76 - Comparação entre os três casos simulados	102

Figura A.1 - Mapa do compressor usado para razões de pressão menores que 5	107
Figura A.2 - Mapa do compressor usado para razões de pressão menores entre 5 e 15	108
Figura A.3 - Mapa do compressor usado para razões de pressão maiores que 15	108
Figura A.4 - Mapa das turbinas	109

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

As turbinas a gás têm sido usadas como conversores de energia nas áreas industrial e aeronáutica, seja como elementos geradores de energia elétrica e/ou acionamento mecânico, seja como propulsores de aeronaves. Com a evolução tecnológica de seus componentes e a queda dos custos, as turbinas a gás industriais têm cada vez mais aumentado o seu espaço no mercado mundial, tomando lugares de outros conversores de energia tradicionais. Além disso, as turbinas a gás vêm sendo usadas como componentes de outros sistemas térmicos mais avançados, tais como: ciclo combinado, ciclos de cogeração, ciclo com injeção de vapor e outros ora em estudo. A maioria destes sistemas térmicos têm sido operados com combustíveis convencionais.

Nos últimos anos, os estudos têm se concentrado em sistemas térmicos usando biomassa gaseificada, a qual, por ser um combustível de baixo poder calorífico, altera significativamente o desempenho e o comportamento da turbina a gás, tanto para as condições de operação de projeto como aquelas fora das condições de projeto, em sistemas que usam esse tipo de combustível. Entretanto, a maioria dos estudos estão concentrados nos sistemas de gaseificação e não no comportamento e desempenho destas máquinas.

Assim sendo, o estudo do funcionamento das turbinas a gás se faz necessário, para um bom entendimento do seu comportamento e desempenho térmico, especialmente quando operando com biomassa gaseificada.

Os estudos de comportamento e desempenho térmico de turbinas a gás, operando fora das condições de projeto em regime permanente, se dividem em teóricos e práticos. Os estudos teóricos se destinam a satisfazer a equação da continuidade entre os componentes, balanço de energia, compatibilidade de rotação, etc., para as condições de regime permanente em cada ponto de operação. Para satisfazer o conjunto de equações são necessários dados tais como a temperatura de entrada da turbina, razão de pressão do compressor, vazão em massa no *bypass*, vazão em massa total, etc., usando técnicas de iteração que produzem no programa

computacional grande quantidade de *loops*, dependendo da complexidade da turbina a gás, aumentando o tempo de processamento.

A importância dos estudos teóricos de comportamento de turbinas a gás, é poder avaliar o projeto da turbina a gás e suas modificações, evitando assim grande desperdício de dinheiro, uma vez que o custo da execução do projeto é altíssimo.

Com relação aos estudos experimentais, estes são feitos em bancadas de testes de turbinas a gás com um sofisticado nível tecnológico de instrumentação e procedimentos específicos de medição, e programas computacionais que permitem estudos de comportamento de turbinas a gás de diversos ciclos e configurações não estão disponíveis para a venda e uso público. Tanto os estudos experimentais quanto os programas computacionais, somente os fabricantes e institutos de pesquisas governamentais, e aqueles vinculados a contratos governamentais os possuem na forma específica ou flexível.

Portanto, o domínio da tecnologia da análise do comportamento e desempenho térmico das turbinas a gás é de fundamental importância para a redução dos custos de projeto, desenvolvimento, modificações, adaptações e manutenção das mesmas.

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo desenvolver um programa computacional, utilizando linguagem FORTRAN, para calcular as condições do ponto de projeto (DP) e fora do ponto de projeto (ODP), em regime permanente, de turbinas a gás industriais de ciclo simples de um e de dois eixos, como mostra a Figura 1.1, visando estudos específicos de comportamento e desempenho térmico.

Foram utilizados como combustíveis para simulação o C_8H_{18} , chamado de “combustível padrão”, e o gás de biomassa. Os resultados destas duas simulações foram comparados entre si, afim de se observar as diferenças entre o comportamento e o desempenho térmico de uma turbina a gás operando com combustíveis diferentes.

Os estudos de comportamento e desempenho térmico se concentram no consumo específico de combustível e na eficiência térmica em função da potência útil para diferentes temperaturas de entrada na turbina e razões de pressão (para as condições ambiente ISO) e na linha de trabalho imposta pela turbina ao compressor, considerando o carregamento à rotação constante. Além disso, uma análise de comportamento e desempenho térmico, para turbinas projetadas para combustível padrão usando biomassa gaseificada, foi realizada.

A modelagem matemática, do programa computacional desenvolvido, é baseada na compatibilidade de trabalho, na compatibilidade de vazão em massa, na compatibilidade de rotação entre os componentes da turbina a gás, usando parâmetros semi e adimensionais, e nas características dos compressores e das turbinas. Além disso, são necessárias iterações seguidas de interpolação dos dados para a obtenção do comportamento e do desempenho fora do ponto de projeto.

O programa computacional desenvolvido gera fatores de escala que alteram os mapas dos componentes para concordar com os valores de projeto. Desta maneira, é possível simular turbinas a gás teóricas. É possível a realização de simulações reais desativando-se o escalonamento, dessa forma o programa se utilizará de mapas reais do compressor e das turbinas.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica foi realizada primeiramente para os estudos voltados à determinação do comportamento e desempenho de turbinas a gás e em seguida para os trabalhos relativos a turbinas a gás que usam a biomassa gaseificada.

1.3.1 Turbinas a gás

Até o começo da década 60, a maioria dos cálculos das turbinas a gás eram feitos manualmente, embora poucos programas de computadores estivessem disponíveis para alguns tipos específicos de turbinas a gás. Gradualmente, com a larga difusão dos computadores, os programas para turbinas a gás começaram a ser desenvolvidos, primeiro para os cálculos térmicos de projeto, DP, e mais tarde, para os cálculos fora do ponto de projeto, ODP.

No início elaboravam-se programas para calcular somente um tipo de turbina a gás. Mais tarde ampliaram-se estes programas para todas as turbinas a gás de configuração semelhante. O próximo estágio foi escrever um outro programa para a maioria das turbinas a gás complexas. Este último pôde então ser usado para turbinas mais simples, apenas retirando-se os componentes desejados. Por exemplo, se o programa foi escrito para turbinas a gás de dois eixos, uma turbina a gás de um eixo podia ser simulada fazendo a razão de pressão de um compressor igual a 1. O último estágio de flexibilidade foi escrever um programa no qual suas

subrotinas representavam os componentes e fossem chamadas apenas quando necessário e a turbina a gás é montada pelo usuário.

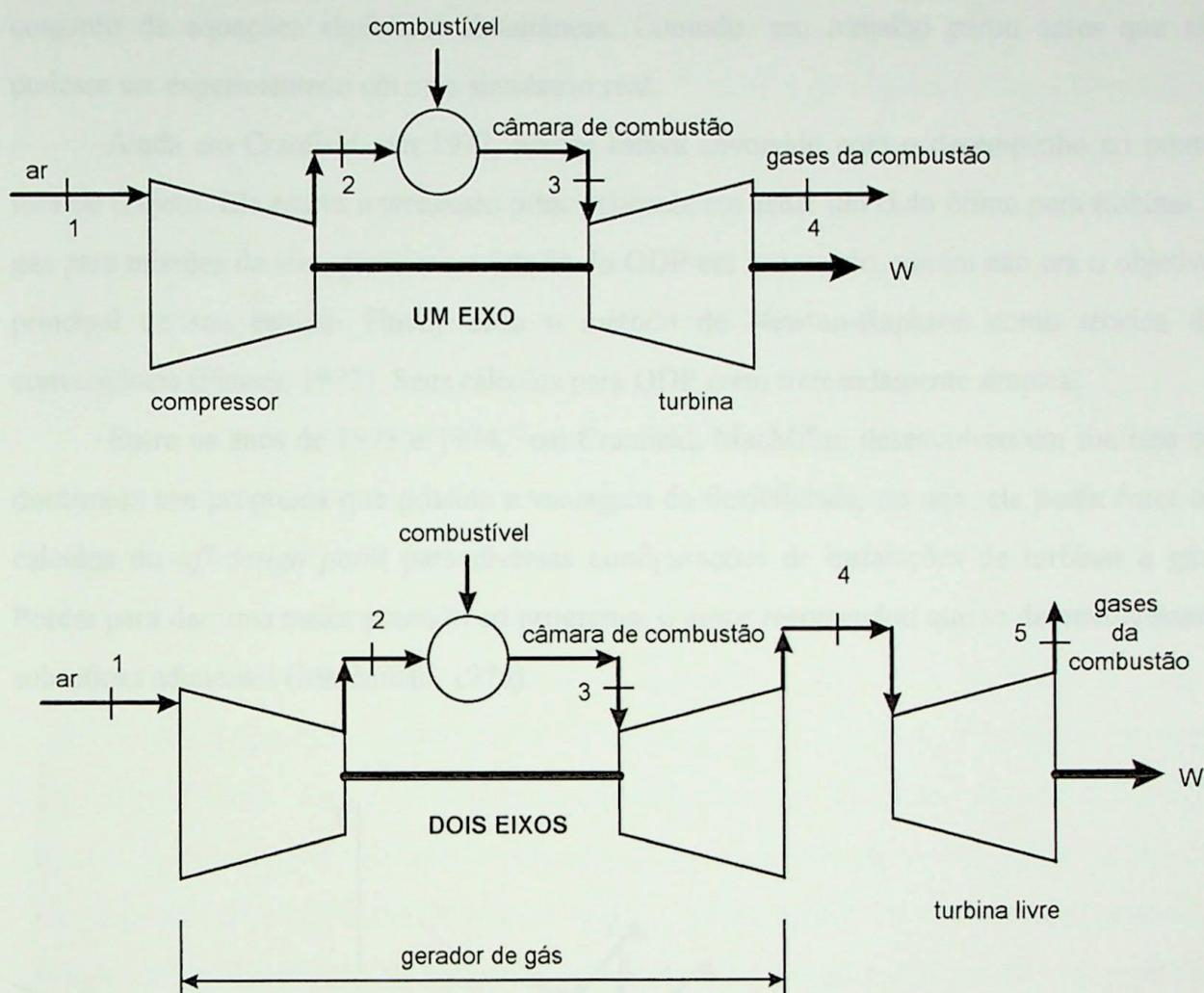


Figura 1.1 - Turbinas a gás de um e de dois eixos

Em sua tese de mestrado no “College of Aeronautics”, na “Cranfield University”, em 1967, Annand procurou modificar o programa TURBOCODE para cálculo do desempenho no ODP. Embora seu método de iteração fosse um método melhorado a partir de outros métodos, ele não obteve sucesso por diversas razões. Falta de tempo e computadores precários não permitiram o término do trabalho de Annand. Seu programa também possuía algumas desvantagens as quais teriam limitado seu uso. Uma delas era que o usuário deveria conhecer programação de computadores para modificar o programa original a fim de que este se adaptasse a cada situação diferente. Um ponto positivo é que, na época, o programa trabalhava com mapas reais dos componentes do sistema.

O método de iteração de Annand foi o de colinas (Annand, 1967), técnica descrita por Rosenbrock, em 1966. Este método deveria ter dado um avanço sobre os métodos simples de

iteração desde que todos os *checks* fizessem alterar coletivamente todos os “chutes”. Infelizmente, seu programa foi muito grande para caber no computador a sua disposição. Finalmente, ele alcançou o estágio onde o método de iteração podia ser aplicado para um conjunto de equações algébricas simultâneas. Contudo, seu trabalho parou antes que ele pudesse ser experimentado em uma simulação real.

Ainda em Cranfield, em 1972, Finney estava envolvido com o desempenho no ponto fora de projeto. Ele estava interessado principalmente em achar um ciclo ótimo para turbinas a gás para missões de vôo, para isso o estudo do ODP era necessário, porém não era o objetivo principal de seu estudo. Finney usou o método de Newton-Raphson como técnica de convergência (Finney, 1972). Seus cálculos para ODP eram tremendamente simples.

Entre os anos de 1973 e 1974, em Cranfield, MacMillan desenvolveu em sua tese de doutorado um programa que possuía a vantagem da flexibilidade, ou seja, ele podia fazer os cálculos do *off-design point* para diversas configurações de instalações de turbinas a gás. Porém para dar uma maior precisão ao programa, o autor recomendou que se desenvolvessem subrotinas adicionais (MacMillan, 1974).

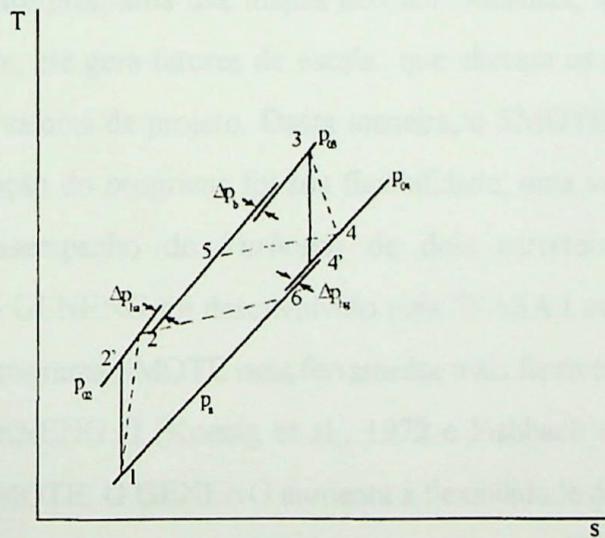


Figura 1. 2 - Diagrama T-s para o ciclo Brayton real.

Cockshutt, do NRC - “National Research Council of Canada” - publicou em 1967 um artigo onde descreve um método para determinar o equilíbrio ODP em uma turbina. A essência deste método era linearizar as equações de operação, expressando-as na forma diferencial logarítmica (Cockshutt, 1967).

A precisão do método foi tão alta quanto a precisão das equações que definem os componentes, as quais seriam escritas para definir as mudanças. Foi considerado que seria muito difícil escrever um programa geral usando esta aproximação, uma vez que as equações precisariam ser escritas levando-se em conta diferentes mudanças iniciais.

O programa do NRC para cálculo do ODP sofria com algumas desvantagens. Este programa não usava mapas das características dos componentes e assumia que:

- a) as eficiências dos componentes (compressor, câmara de combustão, turbina, etc.) eram consideradas as mesmas do *design point*;
- b) a razão de massa na entrada varia na proporção direta com a pressão no compressor em baixa rotação.

Em novembro de 1967, na NASA, um outro artigo sobre programas ODP foi publicado pela “USAF - Aero Propulsion Lab”, um programa intitulado “*Simulation of Turbofan Engine*” - SMOTE (Chappell et al., 1964 e Cockshutt et al., 1965). Os métodos usados neste programa têm se mostrado um caminho apurado e razoavelmente eficiente no cálculo do desempenho fora do ponto de projeto de turbinas a gás.

O SMOTE resolve as equações do ODP empregando a técnica de iteração de Newton-Raphson modificado. Este programa usa mapas dos componentes, mas não necessariamente mapas reais. Inicialmente, ele gera fatores de escala que alteram os mapas dos componentes para concordar com os valores de projeto. Desta maneira, o SMOTE pode simular turbinas a gás hipotéticas. A limitação do programa foi sua flexibilidade, uma vez que este era capaz de calcular somente o desempenho do *Turbofan* de dois carretéis. Um outro programa computacional chamado GENENG foi desenvolvido pela “NASA Lewis Research Center” em 1971/72 para tornar o programa SMOTE uma ferramenta mais flexível.

GENENG e GENENG II (Koenig et al., 1972 e Fishback et al., 1972) são de fato muito similares ao do SMOTE. O GENENG aumenta a flexibilidade do programa SMOTE por ser capaz de simular o *Turbojet* com um e dois carretéis e o *Turbofan*. O GENENG II aumenta sua flexibilidade para o *Turbofan* com dois e três carretéis com vários bocais.

Como já foi dito, o programa de Finney, o SMOTE e os dois GENENG, empregam a técnica de Newton-Raphson para resolver as equações e a convergência das equações de conservação. Um outro programa que usa esta aproximação foi o de Dennison em seu doutorado (Dennison, 1968). Embora os métodos fossem aplicados para o fenômeno de transiente das turbinas a gás, ele podia também calcular o regime permanente. Nenhum mapa

de componente foi usado, mas equações de regressão representando as características do compressor e da turbina foram dados de entrada. As eficiências foram assumidas constantes.

1.3.2 Biomassa

As duas últimas crises do petróleo, uma em 1973 e outra em 1979, fez com que a humanidade repensasse sua dependência desta fonte energética. Vários países têm direcionado seus esforços no sentido de viabilizar o aproveitamento eficiente de outras fontes tais como a solar, a eólica, as marés, etc.; além de tentar desenvolver novos combustíveis. Estes estudos têm envolvido, principalmente a partir do final da década de 80, as questões ambientais, ou seja, os novos combustíveis não devem ser agressivos ao meio ambiente, devem ter baixa emissão de dióxido de carbono e dióxido de enxofre, seu uso não deve prejudicar matas nativas, etc.

A biomassa gaseificada tem se mostrado uma alternativa bastante viável devido às suas características ambientais. O uso do gás de biomassa proporciona a preservação ambiental desejada, pois a emissão de SO_2 e NO_x é bastante minimizada devido aos seus baixos teores de enxofre e nitrogênio; quando da produção sustentável da biomassa a emissão de CO_2 pode ser reduzida em até 95% (Turnbull, 1996), pois o CO_2 produzido durante sua combustão deve ser igual àquele retirado da atmosfera durante o processo da fotossíntese. Além disso a biomassa possui fonte renovável, o que evita o corte indiscriminado de florestas nativas.

As turbinas a gás são sérias candidatas ao uso do gás de biomassa, devido ao fato destas serem capazes de alcançar maiores eficiências termodinâmicas que as turbinas a vapor. São também sérias candidatas aos sistemas de pequena escala, isto porque o custo de capital unitário do ciclo Brayton é pouco sensível às variações de escala.

Porém, para que as turbinas a gás operem em conjunto com um sistema de gaseificação, é necessário que se faça a limpeza do gás, para que este esteja livre de partículas que possam danificar as suas pás. Em consequência, temos uma baixíssima emissão de cinzas, o que, mais uma vez, reforça as vantagens do uso das turbinas a gás em ciclos com gaseificação de biomassa, chamados sistemas BIG/GT (*Integrated Biomass Gasification/Gas Turbine*).

Consonni e Larson, 1996, analisam os sistemas BIG/GT que se utilizam de turbinas a gás aeroderivativas. Na primeira parte deste artigo, *Part A*, é feita uma revisão do desenvolvimento tecnológico de alguns sistemas BIG/GT, além disso é feito um esboço de um

modelo computacional para a avaliação global desse tipo de sistema. Na segunda parte, *Part B*, apresentam-se cálculos da performance de alguns sistemas operando na faixa de 25-30 MWe, bem como o prognósticos para ciclos combinados de configurações avançadas (incluindo aquelas com *intercooler*), na faixa de potência de 22 a 75 MWe. Finalmente é feita uma avaliação econômica, baseada nos custos de capital estimados para ciclos combinados BIG/GT. Neste artigo conclui-se que ainda há muito que se trabalhar no desenvolvimento do uso do gaseificador de biomassa usando turbinas a gás aeroderivativas, mas a tecnologia é promissora na geração eficiente e econômica de eletricidade a partir da biomassa.

Os avanços das turbinas a gás aeroderivativas permitirão melhores desempenhos para as plantas BIG/GT com ciclo combinado (BIG/GTCC), em particular para as turbinas a gás com *intercooler*. A princípio os custos estimados para os sistemas BIG/GTCC sugerem que a geração de eletricidade em pequena escala (20-70 MWe) irá competir com os sistemas de larga escala a carvão mineral e, em algumas regiões do planeta, com a geração hidrelétrica.

Larson, 1993, analisa as questões relacionadas às características, ao custo e ao transporte de combustíveis derivados da biomassa. Neste trabalho o autor faz uma análise de uma série de tecnologias de conversão da biomassa, tradicionais e avançadas. Na geração de eletricidade e calor, a tecnologia tradicional (caldeira/turbina a vapor) é caracterizada pela menor eficiência e maior custo de capital que as tecnologias alternativas em desenvolvimento. Com a melhoria no desempenho das turbinas (a curto prazo) e das células combustíveis (a longo prazo) abastecidas com biomassa gaseificada, sistemas de alta eficiência, na faixa de 10-100 MWe, estarão aptos a competir economicamente na geração elétrica com sistemas modernos de grande escala movidos a carvão mineral e urânio. No setor de transportes a biomassa gaseificada ainda não está apta a competir diretamente com os combustíveis derivados do petróleo quando usada em MCI's. No entanto, quando combinada a sistemas secundários avançados de conversão, tais como células combustíveis, a biomassa ganha um aspecto promissor.

Hall e House, 1995, citam que existem grandes chances de que os combustíveis derivados da biomassa venham a ser competitivos, na geração elétrica, com os combustíveis fósseis. Embora os sistemas de conversão da biomassa sejam tipicamente menos eficientes que aqueles para os combustíveis fósseis, o desenvolvimento de modernos sistemas de conversão tem alterado este quadro. Esforços para modernizar o uso da biomassa devem se concentrar naquelas aplicações para as quais existem boas perspectivas mercadológicas, como por exemplo as turbinas a gás, e a produção de álcool da cana de açúcar. A mais verossímil

tecnologia para a conversão da biomassa em energia elétrica é a dos sistemas BIG/GT, os quais serão bem mais eficientes que os sistemas convencionais a carvão mineral e a vapor, e terá o menor custo de capital.

Larson e Morrison, 1997, estudam o impacto da escala e da configuração da tecnologia sob a perspectiva dos custos da produção de eletricidade a partir de sistemas BIG/GTCC, abastecidas por florestas energéticas no Brasil e nos Estados Unidos. A mais importante conclusão é que para estes sistemas abastecidos por florestas energéticas, a capacidade exigida para se conseguir o mínimo custo de transporte é considerável quando comparado a um sistema convencional de potência, embora exista um amplo espectro de capacidade sobre o qual os custos se tornam relativamente menores.

Não foi possível, dentro da bibliografia pesquisada, encontrar qualquer estudo que se referisse diretamente ao comportamento e desempenho de turbinas a gás operando fora do ponto de projeto utilizando gás de biomassa. São encontrados apenas estudos do desempenho de ciclos combinados, onde não se faz referência ao desempenho da turbina a gás em especial.

CAPÍTULO 2

A BIOMASSA GASEIFICADA EM TURBINAS A GÁS PARA A GERAÇÃO DE POTÊNCIA

Este capítulo trata do uso da biomassa gaseificada como combustível de turbinas a gás industriais e da análise das principais implicações, problemas, vantagens e desvantagens.

2.1 INTRODUÇÃO

A biomassa não é um combustível novo na geração de energia. Desde há muito o homem a tem usado para geração de eletricidade, e há mais tempo ainda, esta tem sido utilizada na produção de calor. Pode-se afirmar sem receio que isto acontece desde a descoberta do fogo. Porém, com a descoberta do petróleo, os combustíveis fósseis têm dominado o cenário energético, não só no Brasil como no mundo todo.

Desde a crise do petróleo, na década de 70, o mundo tem assistido a uma corrida energética. Vários países, entre eles o Brasil, têm tentado intensificar o uso de combustíveis alternativos na geração de energia. A humanidade tenta se desvencilhar da dependência dos combustíveis fósseis e, dessa forma, não depender tanto dos países produtores de petróleo.

Com este intuito, vários esforços vêm sendo desenvolvidos nos maiores centros de pesquisa do mundo. Entre os mais bem sucedidos programas de utilização de combustíveis alternativos podemos citar: o PROÁLCOOL, no Brasil; o aproveitamento do biogás, na China; o aproveitamento de madeira para fins energéticos, na Suécia; o aproveitamento de resíduos agrícolas, na Grã-Bretanha; entre outros (Lora et al., 1997).

A biomassa gaseificada tem sido apontada como uma excelente alternativa para a geração de energia. Dentre os fatores que contribuem para o uso desse combustível, podem ser citados:

- 1- seu baixo efeito poluidor: a questão ambiental tem sido tratada com atenção redobrada nesta última década do século XX. A biomassa, quando utilizada de

forma sustentável, pode reduzir em até 95% a emissão de CO₂ na atmosfera (Turnbull, 1996), pois o CO₂ produzido durante sua combustão deve ser igual àquele retirado da atmosfera durante o processo da fotossíntese, mantendo-se assim o balanço de bióxido de carbono (Bortolaia, 1996);

- 2- é uma fonte de energia renovável (Lora et al., 1997), ou seja, as áreas outrora utilizadas para seu plantio podem ser reutilizadas para a mesma finalidade;
- 3- a fonte de energia é relativamente barata, nos países em desenvolvimento ainda é o combustível mais barato, tanto por tonelada, quanto por unidade de calor (Bortolaia, 1996);
- 4- contém baixos teores de cinza e enxofre, o que diminui a emissão de partículas no meio ambiente e implica em formações muito menores de SO₂, contribuindo para a redução das chuvas ácidas decorrentes da reação do SO₂ com a água;
- 5- as florestas necessárias não agridem o meio ambiente, pois pode-se aproveitar áreas já devastadas para a formação das florestas energéticas;
- 6- pode-se conseguir uma revitalização do meio rural, contribuindo para a diminuição do êxodo e do mal aproveitamento da terra, através da criação de florestas energéticas
- 7- utilizando resíduos de processamento de alimentos a biomassa pode ser a fonte energética necessária ao próprio processo (por exemplo: produção de açúcar, café solúvel, etc).

O território brasileiro é extenso e, em sua grande maioria, fértil e mal aproveitado, o clima é extremamente favorável ao cultivo de diversas espécies vegetais, entre elas o eucalipto e o pinus, não podendo deixar de citar a cana-de-açúcar, a qual o Brasil é o maior produtor do mundo. A biomassa se mostra, então, uma excelente alternativa para a geração termelétrica, não apenas relativamente às questões agrícolas, mas também à carência energética, consequência da estabilização econômica.

Pode-se citar ainda a grande produção de resíduos agrícolas e urbanos, os quais podem e devem ser usados na produção do gás de biomassa. Observe-se a Tabela 2.1.

No entanto, a biomassa apresenta alguns aspectos negativos, entre os quais estão os seguintes:

- 1- se comparada aos combustíveis fósseis é, ainda, economicamente desfavorável;
- 2- exigem-se grandes áreas para implantação das florestas energéticas;

- 3- quando da utilização do gás de biomassa em turbinas a gás, estas apresentam alguns problemas operacionais, os quais serão discutidos mais a frente;
- 4- o gás produzido a partir da biomassa possui um poder calorífico baixo;
- 5- os equipamentos ainda são pouco confiáveis, o que acarreta dificuldades de operação e manutenção.

Tabela 2.1 - Produção de matéria prima, seus resíduos no Brasil em 1991.

Matéria Prima	Produção Agrícola (x 10 ⁻⁶ tons)	Produção de Resíduos (x 10 ⁻⁶ tons) [*]	Equivalente em Petróleo (x 10 ⁻⁶ tons) ^{**}
Cana (bagaço)	260,8	39,1	7,4
Arroz (casca)	9,5	2,7	0,6
Café (casca)	3,1 ^{***}	2,1	0,5
Mandioca (rama)	24,5	7,3	1,9
Milho (palha e sabugo)	23,7	31,4	8,2
Soja (restos de cultura)	14,9	35,8	9,3

* em base seca

** em tEP, toneladas equivalentes de petróleo

*** café em coco

Fonte: Lora et ali, 1997.

2.2 O USO DO GÁS DE BIOMASSA EM TURBINAS A GÁS

A biomassa é uma atraente alternativa quando comparada ao carvão mineral, que é atualmente a fonte de energia no estado sólido mais usada, e aquela que possui as maiores reservas. A biomassa contém menor teor de carbono fixo, cinzas, enxofre e nitrogênio que o carvão, e possui uma maior quantidade de hidrogênio e muito mais oxigênio, como mostra a Tabela 2.2, o que contribui em muito para a sua conversão em combustível e eletricidade, através de processos químicos e termoquímicos. Na maioria dos casos, por exemplo, não há a necessidade de remoção do enxofre. Por outro lado, a variedade de tipos de biomassa faz com que seja necessário se projetar tipos específicos de conversores. Outros problemas da biomassa estão relacionados à sua alta densidade, o que dificulta seu manuseio e transporte, e ao seu teor de umidade, que deve ser reduzido, o que chega a encarecer o processo de conversão.

2.2.1 Fundamentos

Numa escala maior que os motores de combustão interna (MCI), as turbinas a gás alimentadas com gás de biomassa despertam um maior interesse para a geração de eletricidade quando usadas para uma faixa de 5 a 100 MWe. Se comparado ao ciclo a vapor, o custo de capital unitário do ciclo Brayton é pouco sensível às variações de escala, por isso do ponto de vista do custo de capital, as turbinas a gás são sérias candidatas aos sistemas de gaseificação de biomassa em pequena escala (Larson, 1993), uma vez que os combustíveis sólidos requerem um maior investimento. Além disso as turbinas a gás são capazes de alcançar maiores eficiências termodinâmicas que as turbinas a vapor, devido às altas temperaturas alcançadas pelas mesmas (em torno de 1300°C, nas turbinas mais modernas).

Tabela 2.2 - Comparação entre composições típicas de biomassa e alguns tipos de carvões.

Combustível	Análise aproximada (peso %)			Análise Elementar (peso %)						PCS (GJ/ton)
	voláteis	C fixo	cinzas	C	H	O	N	S	cinzas	
<i>Biomassa</i>										
eucalipto ⁺	82.55	16.93	0.52	48.33	5.89	45.13	0.15	0.01	0.49	19.35
madeira [*]	82.6	13.7	0.1	52.3	6.3	40.5	0.1	0.0	0.8	21.0
casca de árvore [*]	70.6	27.2	2.2	56.2	5.9	36.7	0.0	0.0	1.2	22.0
bagaço de cana ⁺	73.78	14.95	11.27	44.80	5.35	39.55	0.38	0.01	9.91	17.33
<i>Carvões</i>										
Ill. N ^o 6 betumin ⁺	37.50	43.40	18.18	65.34	4.20	6.59	1.02	4.55	18.30	26.67
W. Kentucky bet ⁺	33.12	48.18	18.70	65.78	4.62	4.86	1.26	4.74	18.74	27.81
Texas Lignite [*]	38.9	44.5	16.6	65.1	4.8	16.9	1.1	1.2	10.8	29.6

⁺ Fonte: Larson, Eric D.; "Technology for Electricity and Fuels From Biomass"

^{*} Fonte: Larson, E. D., Sverningsson, Per, Bjerle, Ingemar; "Biomass Gasification for Gas Turbine Power Generation".

Em um sistema de gaseificação para turbinas a gás, a biomassa deve ser gaseificada num reator pressurizado e os produtos devem estar livres de partículas antes de serem queimados na câmara de combustão. Deve-se realizar uma limpeza a quente. A exigência de altas temperaturas é feita no intuito de se evitar custos e penalizar a eficiência do sistema, reduzindo dessa forma a atratividade econômica do investimento. A gaseificação pressurizada é preferida à gaseificação atmosférica porque evita as perdas termodinâmicas associadas à compressão do gás combustível quente; essas perdas são tipicamente maiores que àquelas

relacionadas à compressão do agente gaseificador. A gaseificação a ar se torna viável devido aos altos custos das plantas de gaseificação a oxigênio.

As exigências de qualidade para as turbinas a gás são diferentes daquelas requeridas no uso do gás de biomassa em outras aplicações. O gás deve ser muito mais limpo que, por exemplo, no uso do gás para aquecimento ou ainda nos motores de combustão interna. No entanto, com a limpeza a quente, a remoção do alcatrão não é requerida desde que este permaneça no estado vapor até o momento da queima na câmara de combustão (Larson, 1993). Assim, o principal problema técnico para os sistemas BIG/GT (*biomass integrated-gasifier/gas turbine*) estaria eliminado. Uma outra complicação é a necessidade de se remover a alcalinidade do vapor presente no gás antes que este chegue à turbina e provoque corrosão nas palhetas. A Figura 2.1, representa um ciclo BIG/GT.

Os sistemas BIG/GT serão, em alguns aspectos, similares aos sistemas CIG/GT (*coal integrated-gasifier/gas turbine*), porém a biomassa é mais reativa que o carvão e por isso pode atingir altas eficiências na gaseificação com temperaturas menores que aquelas exigidas pelo mesmo (Consonni et al., 1996). Isto permite uma grande variedade de projetos de gaseificadores a serem considerados - todos envolvendo remoção de cinzas a seco - com potencial para se reduzir os custos. Além disso, a maioria dos tipos de biomassa contêm pouco ou nenhum enxofre, cuja remoção a altas temperaturas é um dos principais obstáculos para viabilizar a comercialização da tecnologia CIG/GT. Contra a biomassa há a presença de alcalinos e umidade que estão presentes em níveis elevados, o que não acontece com o carvão, e as características físicas que tornam trabalhosa a alimentação do gaseificador.

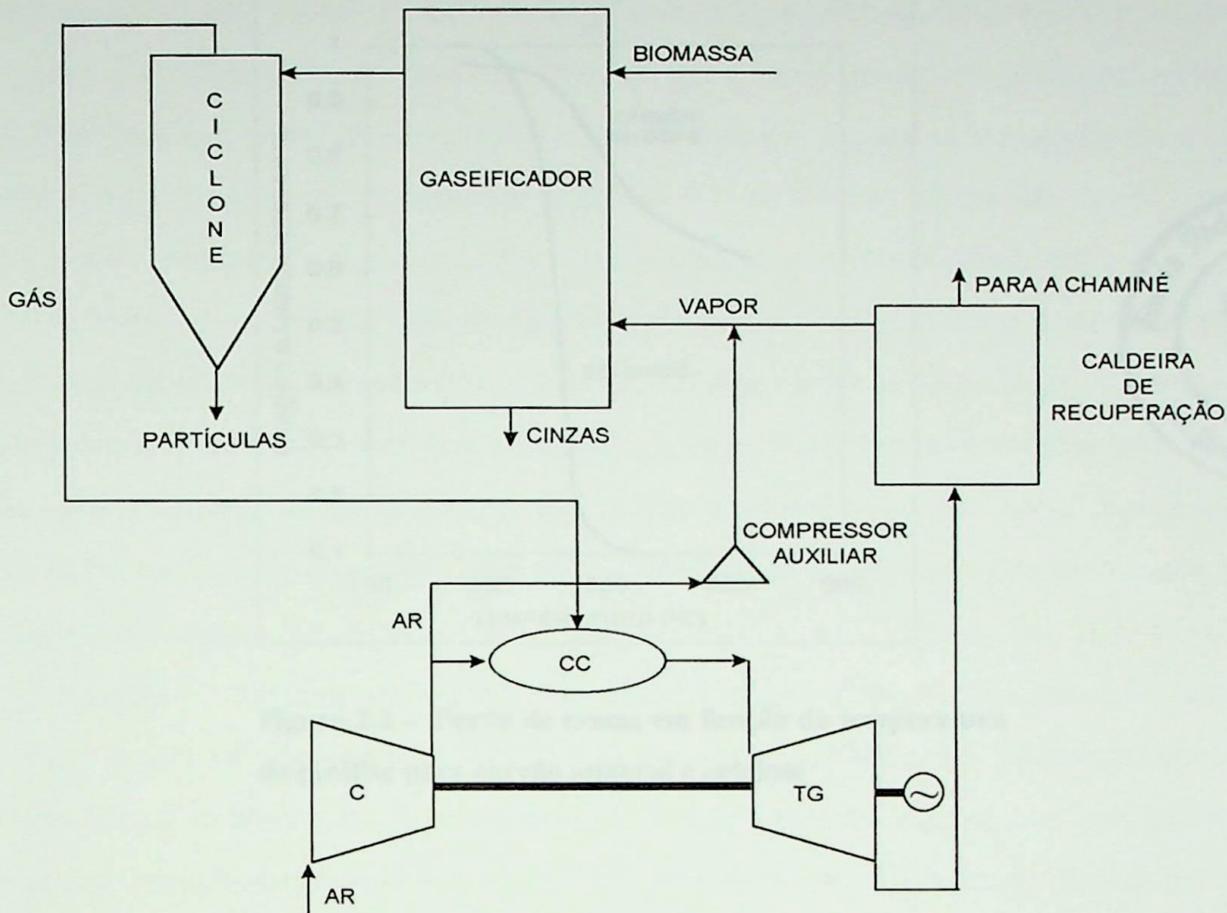


Figura 2.1 - Sistema gaseificador/turbina a gás (BIG/GT)

2.2.2 O Processo de Gaseificação da Biomassa

O processo de gaseificação da biomassa consiste de dois conjuntos básicos de reações. A pirólise que se refere ao complexo conjunto de reações durante os quais os componentes voláteis da biomassa se vaporizam a temperaturas em torno de 600°C e deixam para trás o carbono fixo e as cinzas (Larson et al., 1989). A biomassa consiste de 75-85% de material volátil, enquanto o carvão mineral possui metade ou menos do mesmo material (Tabela 2.2), assim a pirólise desempenha um importante papel no processo de gaseificação da biomassa. Além disso a biomassa pirolisa a temperaturas mais baixas que o carvão mineral, como mostrado na Figura 2.2.

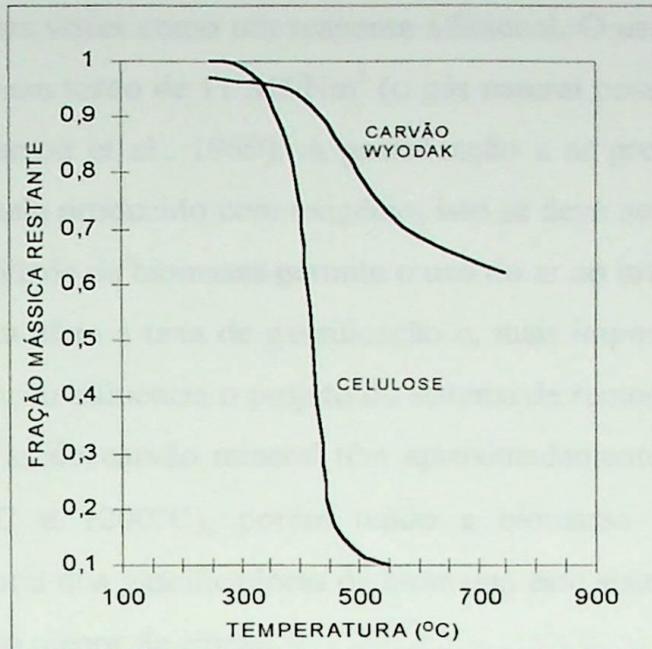


Figura 2.2 - Perda de massa em função da temperatura de pirólise para carvão mineral e celulose

Os produtos da pirólise incluem água, vapor e hidrocarbonetos pesados (alcatrões e óleos) que se condensam a temperaturas relativamente altas. Em alguns gaseificadores, os alcatrões e os óleos constituem um importante componente energético do gás bruto. Em outros casos, as reações da fase gasosa ocorrem em regiões de alta temperatura do gaseificador, convertendo a maioria dos produtos primários da pirólise em gases permanentes de baixo peso molecular.

A conversão do carvão vegetal é a gaseificação e/ou combustão do carbono fixo remanescente da pirólise. Com a biomassa, uma quantidade relativamente pequena de carvão vegetal sobra após a pirólise devido à pequena fração de carbono fixo (Tabela 2.2). Uma grande quantidade desse carvão é usada no fornecimento de calor para a pirólise e para gaseificar qualquer carvão vegetal remanescente. O carvão vegetal provindo da biomassa se gaseifica muito mais facilmente que aqueles resultantes do carvão mineral, porque são de 10 a 30 vezes mais reativos (Larson et al., 1989).

O processo de gaseificação é influenciado por quatro parâmetros principais: o tipo de agente oxidante, temperatura, pressão e umidade da biomassa.

O oxigênio ou o ar são os agentes oxidantes usados na maioria dos gaseificadores, e o vapor é usado algumas vezes como um reagente adicional. O uso do oxigênio produz um gás com poder calorífico em torno de 11 MJ/Nm^3 (o gás natural possui um poder calorífico médio de 38 MJ/Nm^3) (Larson et al., 1989). A gaseificação a ar produz um gás com metade do poder calorífico daquele produzido com oxigênio, isto se deve ao efeito diluidor do nitrogênio, porém a maior reatividade da biomassa permite o uso do ar ao invés do oxigênio.

A temperatura afeta a taxa de gaseificação e, mais importante, o projeto do reator. A temperatura de operação influencia o projeto do sistema de remoção de cinzas. Tanto as cinzas da biomassa quanto as do carvão mineral têm aproximadamente as mesmas temperaturas de fusão (entre 1100°C e 1200°C), porém tendo a biomassa uma menor temperatura de gaseificação, na maioria dos gaseificadores de biomassa este sistema é projetado para remover uma quantidade muito menor de cinzas.

A pressão tem um papel modesto na química da gaseificação, mas um importante efeito no projeto e no custo do sistema. Altas pressões permitem altas taxas de processamento para um dado tamanho de reator. A vantagem em se usar reatores menores está na economia de material e conseqüente diminuição nos custos. Por outro lado, o uso de altas pressões gera problemas na alimentação do reator e aumenta o risco de formação de *clinker* na zona de oxidação do gaseificador.

A umidade tem sua função na gaseificação do carvão vegetal. Em alguns gaseificadores, o vapor é injetado com a finalidade de proporcionar a umidade necessária, uma vez que a água é retirada na pirólise e assim não está disponível para a reação. Em alguns tipos de gaseificadores, vapor adicional é usado para manter o leito à baixa temperatura, em geral abaixo do ponto fusão das cinzas.

O excesso de umidade atua no sentido de diminuir o poder calorífico do gás bruto. O menor limite aceitável para uma combustão estável em um turbina a gás está em torno de $3,9 \text{ MJ/Nm}^3$ (Larson et al., 1989). Isto estabelece um limite máximo de umidade na biomassa de 25-30%, sem injeção de vapor.

O fato de possuir um poder calorífico menor que o do gás natural faz com que haja a necessidade de se reprojeter a câmara de combustão da maioria das turbinas a gás, pois esta terá de suportar um maior volume de combustível para satisfazer uma mesma demanda energética. As câmaras de combustão tipo copo, usadas em muitos modelos de turbinas a gás

industriais, geralmente possuem um volume adequado para uma combustão estável e completa, com perdas de pressão aceitáveis (Consonni et al., 1996), além disso, um considerável número de turbinas a gás industriais vêm operando com sucesso utilizando gases de baixo poder calorífico, principalmente gás de alto forno. Entre as décadas de 1950 e 1980 turbinas da Brown Boveri operaram com um gás de poder calorífico 3 MJ/Nm^3 . Desde 1958, a Mitsubishi vem instalando e operando várias turbinas a gás industriais que usam gás de alto forno como combustível, com o poder calorífico variando de 2.9 a 9 MJ/Nm^3 (Consonni, et al., 1996).

Não existem experiências comerciais com turbinas aeroderivativas, as quais utilizam câmaras de combustão mais compactas, porém trabalhos experimentais em pequena escala têm demonstrado que não há problemas em se utilizar turbinas aeroderivativas alimentadas com biomassa (Consonni et al., 1996). Porém quando da utilização de gás de biomassa nestas turbinas, alguns problemas relacionados à operação destes equipamentos podem surgir. O primeiro problema se deve ao fato do gás natural ou os combustíveis destilados possuírem maior poder calorífico que o gás de biomassa, o que acarreta vazões volumétricas maiores para garantir um potencial energético equivalente; evidentemente há uma maior perda de carga nos injetores de combustível. O principal problema se deve às condições de entupimento (*choke*) das turbinas, o que pode ser amenizado ou pelo aumento da razão de pressão do sistema ou pela diminuição da temperatura de entrada da turbina; o primeiro forçaria o compressor as ponto de *stall* e o segundo diminuiria a eficiência térmica. Para gaseificadores pressurizados pode-se fazer a sangria do ar na saída do compressor, pois, como o fluxo de ar necessário no gaseificador é igual ao fluxo de combustível, haverá uma diferença pequena das vazões na turbina e no compressor com pequena elevação da razão de pressão.

Em última análise pode-se dizer que as turbinas a gás aeroderivativas são preferíveis devido a sua alta eficiência em geração de pequena escala, sua grande faixa de operação antes de atingir a *surge line* e sua capacidade de abrigar grandes fluxos de massa. Por outro lado, dada a sua robustez construtiva, as turbinas a gás industriais podem tolerar os significativos desvios do ponto de projeto (apesar da queda na eficiência), as maiores tensões mecânicas e térmicas, a corrosão provocada pelos gases de combustão, etc.

2.2.3 Tipos de Gaseificadores

Os gaseificadores de madeira podem ser classificados em dois tipos: os gaseificadores de leito fixo, co-corrente e contracorrente, e os gaseificadores de leito fluidizado. Dentre estes, o de leito fixo co-corrente e o de leito fluidizado são os mais indicados para o uso em ciclos de turbinas a gás. Os gaseificadores de leito fixo contracorrente oferecem baixa eficiência de gaseificação e elevada concentração de líquidos condensáveis no gás, por este motivo possuem uma baixa atratividade para este tipo de aplicação (Bortolaia, 1996).

2.2.3.1 Gaseificador de leito fixo contracorrente

Neste tipo de gaseificador a madeira e o ar fluem em sentidos contrários, sendo o gás retirado pela parte superior (Figura 2.3 (a)). Uma característica deste gaseificador é a formação de elevados níveis de alcatrões, que se por um lado elevam o poder calorífico do gás resultante, por outro exigem o uso de um lavador de gás, implicando na perda de calor sensível e na diminuição da eficiência global do processo.

Os gaseificadores de leito fixo, tanto o de contracorrente como o co-corrente, analisado a seguir, geralmente requerem vapor para manter a temperatura do leito abaixo do ponto de fusão das cinzas.

2.2.3.2 Gaseificador de leito fixo co-corrente

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

Devido à ausência de alcatrões, o poder calorífico do gás é diminuído, mas a inexistência da lavagem dos gases possibilita um aumento na eficiência global do processo, pois os gases são utilizados ainda quentes. A Figura 2.3(b) ilustra este tipo de gaseificador, cuja principal limitação é a exigência de uma umidade máxima em torno de 30% na biomassa.

2.2.3.3 Gaseificador de leito fluidizado

O gaseificador de leito fluidizado (Figura 2.3(c)) possui uma maior flexibilidade quanto ao tipo de combustível, desde que este possua baixa densidade. No caso de utilização de madeira, esta deve ser fornecida na forma de partículas de pequenas dimensões, mantidas em suspensão por meio de um fluxo de ar que passa pelo leito com velocidade suficiente para fluidizá-lo. O contato entre a madeira e o ar que passa pelo leito fluidizado permite que as transferências de massa e energia sejam mais intensas, comparativamente ao leito fixo, fazendo com que a distribuição de temperatura seja quase uniforme ao longo do gaseificador.

Devido às altas temperaturas de operação, entre 800°C e 900°C, o alcatrões são destruídos termicamente (Bortolaia, 1996), porém os álcalis estarão na forma de vapor, o que provavelmente poderá requerer que o gás seja resfriado para a condensação dos álcalis, com a penalização da eficiência e do custo de capital (Williams et al., 1993). Uma pequena ou nenhuma quantidade de vapor será requerida, desde que o ar mantenha a temperatura em níveis aceitáveis e uma parte significativa do alcatrão e dos óleos sejam gaseificados.

2.3 LIMPEZA DO GÁS

A limpeza do gás de biomassa para o uso em turbinas a gás é talvez a questão a qual se deva dispensar maior atenção. As turbinas a gás são equipamentos que, apesar de sua robustez, são sensíveis a elementos particulados, alcatrões e alcalinidade. Tais substâncias provocam a erosão e a corrosão das pás da turbina, diminuindo sua vida útil e aumentando os custos de manutenção. Os níveis que são suportáveis pelas turbinas a gás ainda não estão bem definidos, devido à pouca experiência em situações reais de operação (Consonni et al., 1996). Os limites de contaminantes especificados pelos fabricantes são, no entanto, um tanto conservadores.

Existem outras preocupações relativas a emissões de poluentes, principalmente aqueles derivados do nitrogênio tais como amônia e outros, que possam se formar devido ao nitrogênio presente na biomassa bruta.

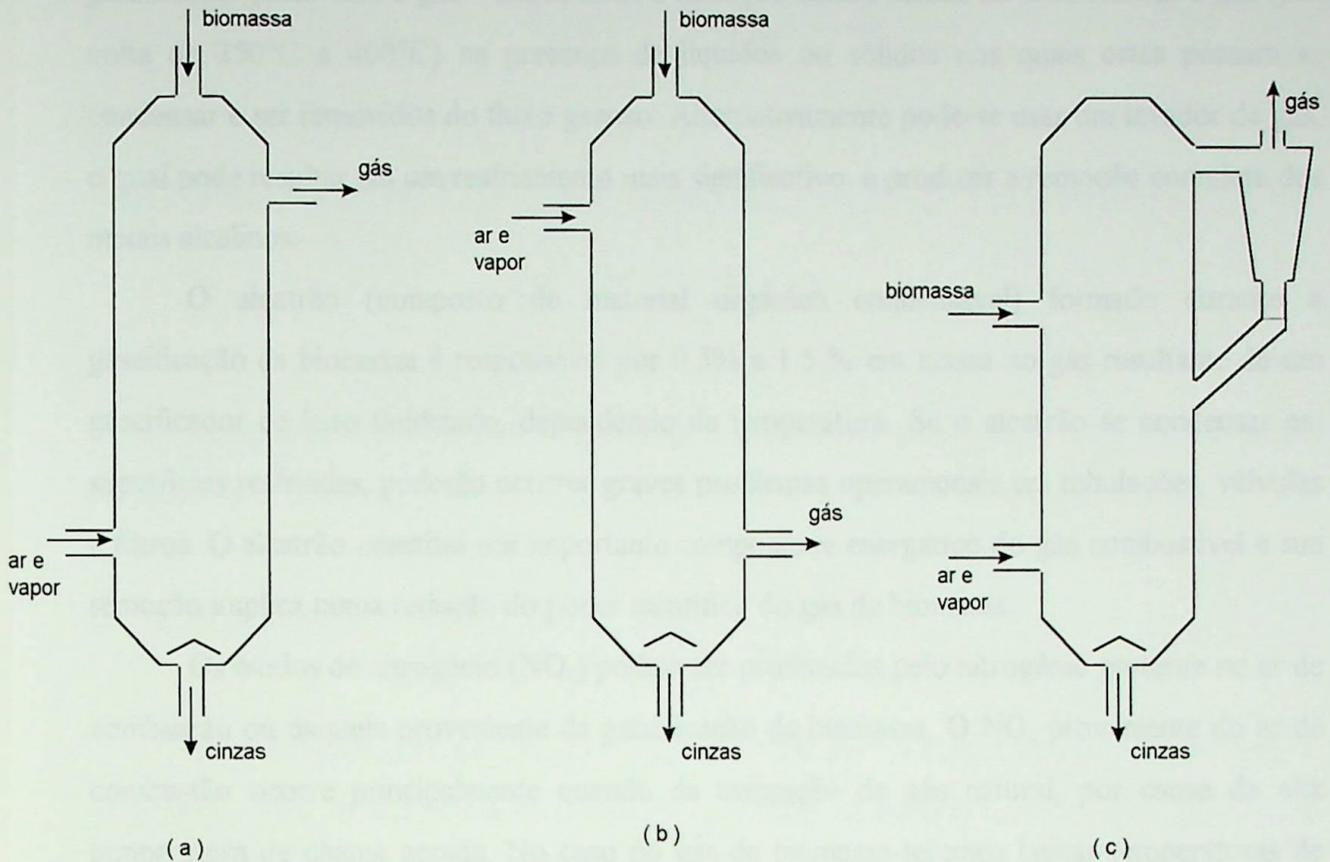


Figura 2.3 - Tipos de Gaseificadores: (a) leito fixo contra corrente; (b) leito fixo co-corrente; (c) leito fluidizado.

Partículas, mesmo que em pequenas quantidades, podem causar a erosão das palhetas da turbina a gás. As turbinas a gás aeroderivativas são ainda mais susceptíveis, pois não são projetadas para o pesado uso industrial (*heavy duty*), o que leva os fabricantes a estipularem rigorosos limites para as partículas. Por exemplo, a General Electric (GE) especifica para as suas turbinas, tanto industriais quanto aeroderivativas, uma concentração de particulados abaixo de 1 ppm na entrada da turbina, com 99% das partículas menores que $10\mu\text{m}$ de diâmetro (Consonni et al., 1996). Uma vez que as concentrações de partículas no gás proveniente de gaseificadores de leito fluidizado estão entre 5000 ppm e 10000 ppm, às vezes até mais, é bastante provável que seja necessário o uso de filtros cerâmicos de alta eficiência e/ou lavadores de gás, além de ciclones para uma pré-limpeza.

Os alcalinos corroem as pás da turbina a gás. Os fabricantes especificam, para estes elementos, uma concentração máxima de 4 ppb nos produtos da combustão de turbinas a gás aeroderivativas (o que corresponde a 3-5 ppb no combustível antes da câmara de combustão) e 2 a 3 vezes mais para turbinas a gás industriais. Durante a gaseificação da biomassa, metais alcalinos como o sódio e o potássio podem se vaporizar (em torno de 600°C) e deixar o

gaseificador junto com o gás. Para se fazer a remoção desses metais deve-se resfriar o gás (por volta de 350°C a 400°C) na presença de líquidos ou sólidos nos quais estes possam se condensar e ser removidos do fluxo gasoso. Alternativamente pode-se usar um lavador de gás, o qual pode resultar em um resfriamento mais significativo e produzir a remoção completa dos metais alcalinos.

O alcatrão (composto de material orgânico condensável) formado durante a gaseificação da biomassa é responsável por 0.5% a 1.5 % em massa no gás resultante de um gaseificador de leito fluidizado, dependendo da temperatura. Se o alcatrão se condensar em superfícies resfriadas, poderão ocorrer graves problemas operacionais em tubulações, válvulas e filtros. O alcatrão constitui um importante componente energético do gás combustível e sua remoção implica numa redução do poder calorífico do gás de biomassa.

Os óxidos de nitrogênio (NO_x) podem ser produzidos pelo nitrogênio presente no ar de combustão ou daquele proveniente da gaseificação da biomassa. O NO_x proveniente do ar de combustão ocorre principalmente quando da utilização de gás natural, por causa da alta temperatura de chama gerada. No caso do gás de biomassa teremos baixas temperaturas de chama, isto provavelmente irá reduzir a emissão de NO_x . Já o NO_x proveniente da biomassa é mais problemático. O nitrogênio deixa o gaseificador na forma de amônia (NH_3), acompanhado, em menor quantidade, pelo cianeto de hidrogênio (HCN). A gaseificação pressurizada aumenta o NH_3 e reduz o HCN, e quando da utilização da dolomita no craqueamento do alcatrão a concentração de HCN é reduzida significativamente (Consonni, 1996). Um lavador de gás após o gaseificador pode remover completamente a amônia, eliminando, dessa forma, o NO_x devido à biomassa.

As características do gás dependerão do tipo do gaseificador, sendo o pressurizado a oxigênio aquele que fornece o gás de maior qualidade e o atmosférico a ar o que é economicamente mais viável, podendo se tornar o mais utilizado em operações comerciais.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DA OPERAÇÃO FORA DO PONTO DE PROJETO

Neste capítulo tratar-se-á da modelagem matemática das condições de projeto e fora do ponto de projeto das turbinas a gás industriais de ciclo simples, de um e dois eixos.

3.1 MODELAGEM

A modelagem matemática para o cálculo do comportamento e do desempenho térmico de projeto e fora das condições de projeto, foi baseada no método desenvolvido por Cohen, Rogers e Saravanamuttoo (Cohen et al., 1994).

Esta modelagem foi aplicada considerando o regime permanente, para as turbinas a gás de ciclo simples de um e dois eixos, conforme Figura 1.1, admitindo que estas configurações são as mais usadas. A Figura 1.1 apresenta uma turbina a gás de ciclo simples de um eixo que possui um compressor, câmara de combustão e turbina, e uma turbina a gás de ciclo simples de dois eixos que possui um gerador de gás e uma turbina livre.

Ressalta-se ainda que a nomenclatura usada na modelagem se refere aos desenhos da Figura 1.1 e as temperaturas, assim como as pressões, são as de estagnação, atribuindo-se a estas o índice zero.

3.1.1 Cálculo do Ponto de Projeto

Calor Específico e Entalpia do ar Seco

Os valores e os polinômios aqui apresentados consideram o ar seco e os produtos da combustão como gases semi-perfeitos (Fielding et al., 1959), de modo que as funções do calor específico são dependentes somente da temperatura. O ar seco tem a seguinte composição volumétrica aproximada: 79% de N_2 e 21% de O_2 . A Tabela 3.4 fornece os valores dos coeficientes dos polinômios no Sistema Internacional.

O calor específico do ar seco na temperatura T em Kelvin é dado por

$$c_{p,a,T} = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \dots \quad (3.1)$$

A razão entre o calor específico sob pressão constante pelo calor específico a volume constante é dada por:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (3.2)$$

onde R é a constante do gás para o ar seco.

Pressão na Saída da Câmara de Combustão

A pressão de saída da câmara de combustão é dada por

$$p_{03} = p_{02} \left(1 - \frac{\Delta p_b}{p_{02}} \right) \quad (3.3)$$

onde Δp_b é a perda de pressão na câmara de combustão.

Trabalho Específico de Compressão

O cálculo do trabalho específico de compressão do compressor é feito com base na eficiência isentrópica de compressão e na equação da energia para volume de controle em regime permanente como segue:

$$w_c = h_{02} - h_{01} \quad (3.4)$$

onde a eficiência isentrópica de compressão é

$$\eta_c = \frac{h_{02'} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.5)$$

substituindo a equação (3.4) em (3.5), tem-se

$$w_c = \frac{1}{\eta_c} (h_{02'} - h_{01}) \quad (3.6)$$

Como a entalpia específica de estagnação para o ar é dada por $h_0 = C_{par} T_0$, a equação (3.6) torna-se

$$w_c = \frac{C_{par}}{\eta_c} (T_{02} - T_{01}) \quad (3.7)$$

ou

$$w_c = \frac{C_{par} T_{01}}{\eta_c} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.8)$$

onde $\frac{P_{02}}{P_{01}}$ é a razão de compressão do compressor e C_p é o calor específico médio a pressão constante.

Perda Mecânica

A potência necessária para acionar o compressor é transmitida diretamente da turbina sem caixa de engrenagem, típico do gerador de gás. As únicas perdas são devido aos mancais e ao *windage*, que no total representam 1% da potência necessária. O rendimento mecânico é denotado pelo símbolo η_m e a potência da turbina necessária para acionar o compressor é dada por

$$w_t = \frac{w_c}{\eta_m} \quad (3.9)$$

Para os cálculos deve-se tomar $\eta_m = 0,99$. Em pequenas turbinas este valor pode ser menor.

Razão Combustível/Ar Teórico na Câmara de Combustão, f

- Combustível Padrão:

O desempenho da turbina a gás pode ser expresso em termos de consumo específico de combustível pela potência útil. Dessa forma torna-se importante conhecer a razão combustível/ar, denominada por *f*.

Para um processo iniciando com ar seco a T_{02} e alcançando T_{03} depois da combustão, a razão combustível/ar teórica é dada por (Fielding et al., 1959)

$$f_{teorico} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{h_{ar,T_2} - h_{ar,T_1}}{PCI_{T_2} + (\text{calor sensível do combustível injetado})} \quad (3.10)$$

onde

$$PCI_T = PCI_R - (h_{a,T} - h_{a,288K}) - (\theta_{h,T} - \theta_{h,288K}) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.11)$$

$$\theta_{h,T} = K_0 + K_1 T + K_2 T^2 + K_3 T^3 + \dots; \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.12)$$

PCI_R = Poder calorífico de referência a 288K = 43.124 kJ/kg e

$$h_{a,T} = C_0 T + \frac{C_1}{2} T^2 + \frac{C_2}{3} T^3 + \frac{C_3}{4} T^4 + \dots + CH. \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.13)$$

O calor sensível do combustível é pequeno e é normalmente negligenciado, os coeficientes dos polinômios estão na Tabela 3.3 e a temperatura T é dada em K.

- *A Biomassa Gaseificada:*

O equacionamento da combustão da biomassa é necessário afim de que se possa determinar a relação combustível/ar e o poder calorífico inferior (PCI) do gás resultante da gaseificação.

Para que se realize essa tarefa deve-se conhecer os seguintes parâmetros:

- a) a fração molar de cada componente do gás proveniente da gaseificação da biomassa;
- b) a entalpia de formação de cada componente do gás de biomassa;
- c) a massa molecular de cada componente;
- d) a eficiência da combustão;
- e) a perda de pressão na câmara de combustão.

A combustão é uma reação química entre um combustível qualquer e o oxigênio, muitas vezes proveniente do ar atmosférico. Consideraremos a combustão completa e desprezaremos os efeitos da dissociação.

A composição do gás de biomassa é ditada pelo tipo de gaseificador empregado na gaseificação. A Tabela 3.1 mostra a composição escolhida para ser utilizada na simulação do comportamento das turbinas a gás de um e dois eixos.

Tabela 3.1 - Composição do gás de biomassa usado na simulação computacional.

CO	21%
CO ₂	11%
CH ₄	03%
C ₂ H ₄	01%
H ₂	17%
H ₂ O	03%
N ₂	44%

Esta composição foi escolhida devido ao fato de ser de um gás de biomassa gerado em um gaseificador atmosférico, o qual se apresenta como a opção economicamente mais atrativa. Estes dados foram retirados do artigo “*Biomass-Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles: Part A - Technologies and Performance Modeling*”, Consonni e Larson, 1996, página 512.

Para os cálculos de desempenho utilizando biomassa gaseificada utilizou-se a composição do ar úmido mostrada na Tabela 3.2 abaixo, para o combustível padrão foi utilizado o ar seco.

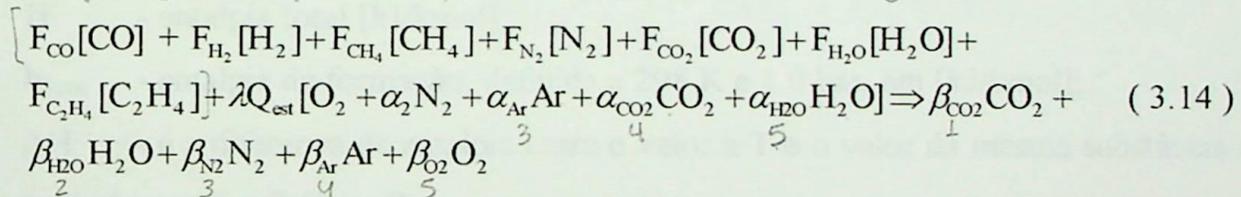
A equação da combustão utilizada neste trabalho será:

$$m_{\text{comb}} + m_{\text{ar}} = m_{\text{g}}$$

Tabela 3.2 - Composição do ar úmido.

Composição	Frações Molares (Y)		Moles do elemento por mol de O ₂
	ar seco	ar úmido	
O ₂	0.2099	$0.2099 \left(1 - UR \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{amb}}} \right)$	$\alpha_{\text{O}_2} = 1$ 1
N ₂	0.7804	$0.7804 \left(1 - UR \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{amb}}} \right)$	$\alpha_{\text{N}_2} = \frac{Y_{\text{N}_2}}{Y_{\text{O}_2}}$ 2
Ar	0.0094	$0.0094 \left(1 - UR \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{amb}}} \right)$	$\alpha_{\text{Ar}} = \frac{Y_{\text{Ar}}}{Y_{\text{O}_2}}$ 3
CO ₂	0.0003	$0.0003 \left(1 - UR \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{amb}}} \right)$	$\alpha_{\text{CO}_2} = \frac{Y_{\text{CO}_2}}{Y_{\text{O}_2}}$ 4
H ₂ O	-----	$UR \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{amb}}}$	$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{Y_{\text{H}_2\text{O}}}{Y_{\text{O}_2}}$ 5

(combustível) + (Ar) → produtos da combustão



onde:

F_{CO} , F_{H_2} , F_{CH_4} , F_{N_2} , F_{CO_2} , $F_{\text{H}_2\text{O}}$, $F_{\text{C}_2\text{H}_4}$ - frações molares dos componentes do gás combustível;

λ - coeficiente de excesso de ar;

Q_{est} - quantidade estequiométrica de ar;

α - coeficiente molar do N₂, Ar, CO₂ e H₂O por mol de O₂ no ar;

β - coeficiente dos produtos da combustão.

A quantidade estequiométrica e os coeficientes dos produtos da combustão da equação (3.13) são calculados como mostram as equações a seguir:

$$Q_{\text{est}} = 0.5F_{\text{CO}} + 2F_{\text{CH}_4} + 0.5F_{\text{H}_2} + 3F_{\text{C}_2\text{H}_4} \quad (3.15)$$

$$\beta_{\text{O}_2} = F_{\text{CO}} + F_{\text{CH}_4} + F_{\text{CO}_2} + 2F_{\text{C}_2\text{H}_4} + \lambda Q_{\text{est}} \alpha_4 \quad (3.16)$$

$$\beta_{\text{H}_2\text{O}} = F_{\text{H}_2} + 2F_{\text{CH}_4} + F_{\text{H}_2\text{O}} + 2F_{\text{C}_2\text{H}_4} + \lambda Q_{\text{est}} \alpha_5 \quad (3.17)$$

$$\beta_{\text{N}_2} = F_{\text{N}_2} + \lambda Q_{\text{st}} \alpha_2 \quad (3.18)$$

$$\beta_{\text{Ar}} = \lambda Q_{\text{est}} \alpha_3 \quad (3.19)$$

$$\beta_{\text{O}_2} = Q_{\text{est}} (\lambda - 1) \quad (3.20)$$

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

$$H_r = H_p$$

ou:

$$\sum_r n_r [h_{\text{form}} + \Delta H]_r = \sum_p n_p [h_{\text{form}} + \Delta H]_p \quad (3.21)$$

onde:

r, p - índice que se refere aos reagentes e produtos, respectivamente;

H - entalpia total [kJ/kmol];

h_{form} - entalpia de formação, definida a 298 K e 1.0 bar, em [kJ/kmol];

ΔH - é a diferença de entalpia entre o valor a T e o valor da mesma substância a T_0 (referência), em [kJ/kmol];

n - número de moles de cada componente dos reagentes e dos produtos.

O coeficiente de excesso de ar (λ) é dado por:

$$\lambda = \left[\text{PCIM} + F_{\text{CO}} \Delta H_{\text{CO}(T_c)} + F_{\text{H}_2} \Delta H_{\text{H}_2(T_c)} + F_{\text{CH}_4} \Delta H_{\text{CH}_4(T_c)} + F_{\text{N}_2} \Delta H_{\text{N}_2(T_c)} + F_{\text{CO}_2} \Delta H_{\text{CO}_2(T_c)} + F_{\text{H}_2\text{O}} \Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_c)} + F_{\text{C}_2\text{H}_4} \Delta H_{\text{C}_2\text{H}_4(T_c)} \right] + Q_{\text{est}} \Delta H_{\text{O}_2(T_{03})} - \left(F_{\text{CO}} + F_{\text{CH}_4} + F_{\text{CO}_2} + F_{\text{C}_2\text{H}_4} \right) \Delta H_{\text{CO}_2(T_{03})} - F_{\text{N}_2} \Delta H_{\text{N}_2(T_{03})} \Bigg/ \left\{ Q_{\text{est}} [(\Delta H_{\text{O}_2(T_{03})} - \Delta H_{\text{O}_2(T_{02})}) + \alpha_2 (\Delta H_{\text{N}_2(T_{03})} - \Delta H_{\text{N}_2(T_{02})}) + \alpha_3 (\Delta H_{\text{Ar}(T_{03})} - \Delta H_{\text{Ar}(T_{02})}) + \alpha_4 (\Delta H_{\text{CO}_2(T_{03})} - \Delta H_{\text{CO}_2(T_{02})}) + \alpha_5 (\Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_{03})} - \Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_{02})})] \right\}$$

$$(3.22)$$

onde:

$\Delta H_{\text{CO}(T_c)}$, $\Delta H_{\text{H}_2(T_c)}$, $\Delta H_{\text{CH}_4(T_c)}$, $\Delta H_{\text{N}_2(T_c)}$, $\Delta H_{\text{CO}_2(T_c)}$, $\Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_c)}$, $\Delta H_{\text{C}_2\text{H}_4(T_c)}$ - diferença de entalpias específicas molares dos componentes do gás combustível à temperatura de entrada na câmara de combustão;

$\Delta H_{\text{O}_2(T_{03})}$, $\Delta H_{\text{CO}_2(T_{03})}$, $\Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_{03})}$, $\Delta H_{\text{N}_2(T_{03})}$, $\Delta H_{\text{Ar}(T_{03})}$ - diferença de entalpias específicas molares dos componentes dos produtos da combustão à temperatura de saída da câmara de combustão;

$\Delta H_{\text{O}_2(T_{02})}$, $\Delta H_{\text{N}_2(T_{02})}$, $\Delta H_{\text{Ar}(T_{02})}$, $\Delta H_{\text{CO}_2(T_{02})}$, $\Delta H_{\text{H}_2\text{O}(T_{02})}$ - diferença de entalpias específicas molares dos componentes do ar quando na temperatura de entrada na câmara de combustão;

PCIM - poder calorífico inferior molar do combustível, em [kJ/kmol].

O poder calorífico molar é calculado por:

$$\text{PCIM} = F_{\text{CO}} \text{PCIM}_{\text{CO}} + F_{\text{H}_2} \text{PCIM}_{\text{H}_2} + F_{\text{CH}_4} \text{PCIM}_{\text{CH}_4} + F_{\text{C}_2\text{H}_4} \text{PCIM}_{\text{C}_2\text{H}_4} \quad (3.23)$$

O poder calorífico inferior, em [kJ/kg], é calculado por:

$$\text{PCI} = \frac{\text{PCIM}}{M_{\text{comb}}} \quad (3.24)$$

onde M_c é a massa molecular do combustível e é dada por:

$$M_{\text{comb}} = \sum_j \text{FM}_j \cdot M_j \quad (3.25)$$

onde:

FM_j - fração molar do componente "j" do gás combustível, [-].

A relação ar/combustível estequiométrica, teórica e real, e a relação combustível/ar são encontradas a partir das seguintes equações:

$$(1/f)_{\text{est}} = Q_{\text{est}} (1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) (M_{\text{ar}}/M_c) \quad (3.26)$$

$$(1/f)_{\text{teor}} = (1/f)_{\text{est}} \cdot \lambda \quad (3.27)$$

$$(1/f)_{\text{real}} = (1/f)_{\text{teor}} \cdot \eta_{\text{cc}} \quad (3.28)$$

$$f_{\text{real}} = \frac{1}{(1/f)_{\text{real}}} \quad (3.29)$$

onde:

$(1/f)_{\text{est}}$ - relação ar/combustível estequiométrica;

$(1/f)_{\text{teor}}$ - relação ar/combustível teórica;

$(1/f)_{\text{real}}$ - relação ar/combustível real;

f_{real} - relação combustível/ar real;

η_{cc} - eficiência da câmara de combustão.

A massa molecular do gás produto da combustão é dada por:

$$M_p = Y_{N_2p} M_{N_2} + Y_{O_2p} M_{O_2} + Y_{Arp} M_{Ar} + Y_{CO_2p} M_{CO_2} + Y_{H_2Op} M_{H_2O} \quad (3.30)$$

onde:

$Y_{N_2p}, Y_{O_2p}, Y_{Arp}, Y_{CO_2p}, Y_{H_2Op}$ - frações molares dos componentes do gás produto da combustão, e são calculadas por:

$$Y_{CO_2p} = \frac{\beta_{CO_2}^1}{\beta} \quad (3.31)$$

$$Y_{H_2Op} = \frac{\beta_{H_2}^2}{\beta} \quad (3.32)$$

$$Y_{N_2p} = \frac{\beta_{N_2}^3}{\beta} \quad (3.33)$$

$$Y_{Arp} = \frac{\beta_{Ar}^4}{\beta} \quad (3.34)$$

$$Y_{CO_2p} = \frac{\beta_{CO_2}^5}{\beta} \quad (3.35)$$

$$\beta = \beta_{CO_2}^1 + \beta_{H_2}^2 + \beta_{N_2}^3 + \beta_{Ar}^4 + \beta_{CO_2}^5 \quad (3.36)$$

Eficiência da Combustão

A eficiência da combustão é uma maneira de compensar as perda no processo de queima. Para um dado aumento de temperatura (ΔT) do fluido de trabalho na câmara de combustão a eficiência é dada por

$$\eta_{cc} = \frac{f_{teor}}{f_{real}} \quad (3.37)$$

onde $f_{teórico}$ é calculado na equação (3.10). Esta definição da eficiência da combustão não é a mesma da fundamental que é razão entre o calor real e o calor teórico. Como esta eficiência na prática está entre 0,98 e 0,99 e estes valores são difíceis de ser medidos com precisão, as duas definições produzem o mesmo resultado.

Trabalho Específico de Expansão

Da mesma forma que no compressor o trabalho específico de expansão da turbina é calculado pela equação da energia para volume de controle em regime permanente, e a definição de expansão isentrópica como segue

$$w_t = h_{03} - h_{04} \quad (3.38)$$

onde a eficiência isentrópica da expansão da turbina é

$$\eta_t = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04'}} \quad (3.39)$$

substituindo a equação (3.38) em (3.39), tem-se

$$w_t = \eta_t (h_{03} - h_{04'}) \quad (3.40)$$

como a entalpia específica de estagnação para os gases da combustão é $h_0 = C_{pg} T_0$, a equação (3.40) torna-se

$$w_t = (1 + f_{real}) \eta_t C_{pg} (T_{03} - T_{04'}) \quad (3.41)$$

ou

$$w_t = (1 + f_{real}) \eta_t C_{pg} T_{03} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)_s}} \right) \quad (3.42)$$

onde $\frac{p_{03}}{p_{04}}$ é a razão de expansão da turbina do gerador de gás, para o caso de dois eixos, C_{pg} é o calor específico médio a pressão constante do produto da combustão e o índice g refere-se ao produto da combustão. No caso da turbina livre ou de potência, tem-se:

$$w_{tl} = (1 + f_{\text{real}}) \eta_{tl} C_{pg} T_{04} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{04}}{p_{05}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}_g}} \right) \quad (3.43)$$

onde f_{real} - razão combustível/ar real;

η_{tl} - eficiência da turbina de potência;

C_{pg} - calor específico médio dos produtos da combustão [kJ/kg.K];

T_{04} - temperatura na entrada da turbina de potência;

p_{04} - pressão na entrada da turbina de potência;

p_{05} - pressão na saída da turbina de potência;

γ - relação entre os C_p 's dos gases de exaustão.

Calor Específico e Entalpia Específica do Produto da Combustão a T, (K)

- Combustível Padrão:

A combustão foi considerada essencialmente completa no que diz respeito à composição dos gases; somente CO_2 e H_2O são produtos durante a queima, ou seja, o combustível é completamente consumido na câmara de combustão. Conseqüentemente, o gás que entra na turbina consiste somente do nitrogênio original, excesso de oxigênio e dos produtos da combustão.

Os produtos da combustão são para um combustível padrão de 86,08% de carbono e 13,92% de hidrogênio por massa, o qual dá uma massa molar dos produtos da combustão idêntico àquela do ar seco. Isto significa que a constante do gás $R_g = R_{ar}$. O produto da combustão para o combustível padrão é dado por:

$$c_{p,\text{prod},T} = c_{p,\text{ar},T} + \frac{f_{\text{real}}}{1 + f_{\text{real}}} \theta_{c_p,T} \quad (3.44)$$

$$h_{g,T} = h_{ar,T} + \frac{f}{1 + f} \theta_{h,T} \quad [\text{J/kg}] \quad (3.45)$$

onde

$$\theta_{C_p,T} = CP_0 + CP_1T + CP_2T^2 + CP_3T^3 + \dots \quad (3.46)$$

Os coeficientes do polinômio são dados na Tabela 3.4 e a temperatura T é em Kelvin.

- *A Biomassa Gaseificada:*

As equações para o cálculo do calor específico, admitindo que varie somente com a temperatura, é feito da seguinte forma (Bortolaia, 1996):

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (3.46a)$$

onde:

- C_p - calor específico molar a pressão constante de uma substância;
 T - temperatura em que se encontra a substância [K];
 a, b, c, d - coeficientes referentes a cada substância [-].

A Tabela 3.3 apresenta os coeficientes (a, b, c e d) para cálculo do calor específico de cada substância, juntamente com a faixa de temperatura para a qual são válidos e a massa molecular de cada uma.

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

$$C_{pm} = \frac{\int_{T_i}^{T_f} C_p dT}{T_f - T_i} \quad (3.46b)$$

onde:

- T_i - temperatura inicial do processo [K];
 T_f - temperatura final do processo [K].

Tabela 3.3 - Coeficientes das substâncias para cálculo do calor específico.

Fórmula	Faixa [K]	Erro [%]		a	b	c	d	Massa Molecular [kg/kmol]
		máx	mín					
N ₂	273-1800	0.59	0.34	28.90	-0.1571E-2	0.8081E-5	-2.8730E-9	28.016
O ₂	273-1800	1.19	0.28	25.48	1.5200E-2	-0.7155E-5	1.3120E-9	32.000
CO	273-1800	0.89	0.37	28.16	0.1675E-2	0.5372E-5	-2.2220 E-9	28.010
H ₂	273-1800	1.01	0.26	29.11	-0.1916E-2	0.4003E-5	-0.8704 E-9	2.016
CO ₂	273-1800	0.67	0.22	22.26	5.9810E-2	-3.5010E-5	7.4690 E-9	44.010
H ₂ O	273-1800	0.53	0.24	32.24	0.1923E-2	1.0550E-5	-3.5950 E-9	18.016
CH ₄	273-1500	1.33	0.57	19.89	5.0240E-2	1.2690E-5	-11.010 E-9	16.040
C ₂ H ₄	273-1500	0.54	0.13	3.95	15.640E-2	-8.3440E-5	17.600 E-9	28.054

Das equações (3.46a) e (3.46b), pode-se calcular o calor específico molar médio, a pressão constante, de uma substância da seguinte forma:

$$C_{pm} = \frac{a(T_f - T_i) + \frac{b}{2}(T_f^2 - T_i^2) + \frac{c}{3}(T_f^3 - T_i^3) + \frac{d}{4}(T_f^4 - T_i^4)}{T_f - T_i} \quad (3.46c)$$

O calor específico molar médio para uma mistura será:

$$C_{pm} = \sum_i Y_i \cdot C_{p_i} \quad (3.46d)$$

onde:

Y_i - fração molar da substância "i";

C_{p_i} - calor específico molar a pressão constante da substância "i".

Consumo Específico de Combustível

O desempenho térmico do ciclo da turbina a gás é dado em relação ao consumo específico de combustível (s.f.c.). O consumo específico de combustível é definido por

$$\text{s.f.c.} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_u} = \frac{f_{\text{real}}}{w_u} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWs}} \right] \quad (3.47)$$

onde w_u é o trabalho específico útil em kW/kg/s ou kJ/kg e f_{real} é a razão combustível/ar real.

O consumo específico de combustível em kg/kWh é dado por

$$\text{s.f.c.} = \frac{3600 f_{\text{real}}}{w_u} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right] \quad (3.48)$$

Eficiência Térmica

A eficiência térmica de Segunda Lei da Termodinâmica para turbinas a gás é

$$\eta = \frac{w_u}{f_{\text{real}} \cdot \text{PCI}_{T,2}} \quad (3.49)$$

onde $\text{PCI}_{T,2}$ é poder calorífico efetivo padrão. Substituindo a equação (3.48) em (3.49), teremos:

$$\eta = \frac{3600}{\text{s.f.c.} \times \text{PCI}_{T,2}} \quad (3.50)$$

onde o s.f.c. é dado em kg/kWh e $\text{PCI}_{T,2}$ em kJ/kg. Normalmente o fabricante está interessado no consumo de combustível por (kWh). Neste caso, usa o produto s.f.c. x $\text{PCI}_{T,2}$, denominado *Heat Rate*, dado em (kJ/kWh).

Embora o valor do PCI deva ser dado de acordo com a temperatura da saída da câmara de combustão, é usual o valor referente à temperatura de 288K.

3.1.2 Cálculo da Operação Fora das Condições de Projeto

A modelagem da operação fora das condições de projeto se baseia primeiro nos parâmetros aerodinâmicos adimensionais e semi-adimensionais, segundo na compatibilidade de rotação, na conservação da massa e na conservação de energia entre os componentes da turbina a gás, e finalmente no uso das características de cada um dos componentes. Em particular, as características do compressor e das turbinas.

Parâmetros Adimensionais e Semi-adimensionais

Com a seleção adequada dos parâmetros adimensionais e semi-adimensionais o desempenho da turbina a gás, para todos os pontos de operação, pode ser determinado. Os parâmetros adimensionais selecionados para a análise de operação fora das condições de projeto são:

- *Rotação adimensional:*

Para a rotação adimensional tem-se que

$$M = \frac{C}{\sqrt{\gamma RT}} = \frac{C}{\sqrt{\gamma RT_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = \psi \quad (3.51)$$

Sabe-se que

$$C = \frac{2\pi}{60} N r \quad (3.52)$$

Substituindo na equação (3.52) acima, fica

$$M = \frac{\pi r}{30} \frac{N}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} \frac{1}{\sqrt{\gamma R}} = \psi \quad (3.53)$$

Reescrevendo a equação (3.53), tem-se

$$\frac{N}{\sqrt{T_0}} = \frac{30}{\pi r} \sqrt{\gamma R} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad \psi = \psi'' \quad (3.54)$$

onde ψ'' é um parâmetro chamado de rotação semi-adimensional. A rotação semi-adimensional não é um parâmetro adimensional como pode ser visto. Entretanto, ele se comporta como tal uma vez que a geometria da máquina não muda e o fluido de trabalho é o mesmo durante a operação.

- *Vazão em massa adimensional:*

$$\phi = \frac{C_a}{U} = \frac{\frac{C_a}{\sqrt{\gamma RT}}}{\frac{U}{\sqrt{\gamma RT}}} = \frac{C_a}{M_U \sqrt{\gamma RT}} \quad (3.55)$$

onde C_a é a velocidade média do gás e U é a velocidade tangencial da pá. A vazão em massa é dada por

$$\dot{m} = \rho C_a A \quad C_a = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (3.56)$$

Logo

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho A M_U \sqrt{\gamma RT}} \quad (3.57)$$

A lei do gás perfeito é dada por

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.58)$$

$$\phi = \frac{\dot{m} R T}{p A M_U \sqrt{\gamma RT}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T} \sqrt{T} R}{p A M_U \sqrt{\gamma R} \sqrt{T}} \quad (3.59)$$

$$\phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T}}{p A} \frac{R}{M_U \sqrt{\gamma R}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0} \sqrt{T}}{p A \sqrt{T_0} M_U \sqrt{\gamma R}} \quad (3.60)$$

$$\phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{p A M_U} \sqrt{\frac{R}{\gamma}} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (3.61)$$

onde ϕ é um parâmetro adimensional. Fazendo

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{p} = \phi A M_U \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = \phi' \quad (3.62)$$

onde ϕ' é um parâmetro semi-adimensional.

- *Outros Parâmetros Adimensionais:*

Serão necessários, para o cálculo da operação fora das condições de projeto, outros parâmetros adimensionais. São eles:

- a) as eficiências isentrópicas de compressão e expansão;
- b) as razões de pressão de compressão e expansão e as seguintes relações:

$$\frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} = \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.63)$$

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \eta_t \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{03}}{p_{04}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.64)$$

Compatibilidade de rotação

Esta compatibilidade deve-se ao fato de o compressor e a turbina estarem acoplados no mesmo eixo, e a equação para esta compatibilidade é dada por:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \times \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (3.65)$$

onde $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$ é a rotação semi-adimensional da turbina;

$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$ é a rotação semi -adimensional do compressor;

T_{01} é a temperatura de estagnação de entrada no compressor;

T_{03} é a temperatura de estagnação de entrada na turbina;

N é a rotação do eixo do compressor turbina.

Compatibilidade de Fluxo de Massa

A compatibilidade de fluxo de massa se deve ao fato de que a massa que passa nos componentes da turbina a gás é praticamente a mesma a mesma, considerando que não há sangria de ar e que a adição de combustível não é tão significativa. A equação para esta compatibilidade é dada por:

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \times \frac{p_{01}}{p_{02}} \times \frac{p_{02}}{p_{03}} \times \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \times \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad (3.66)$$

onde $\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}}$ é a massa semi-adimensional da turbina;

$\frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}$ é a massa semi-adimensional do compressor;

$$\frac{p_{03}}{p_{02}} = 1 - \left(\frac{\Delta p_{cc}}{p_{02}} \right)$$

\dot{m}_1 é a vazão em massa que entra no compressor;

\dot{m}_3 é a vazão em massa que entra na turbina;

$\frac{p_{02}}{p_{01}}$ é a razão de pressão;

$\frac{p_{03}}{p_{02}}$ é a perda de pressão na câmara de combustão;

p_{02} é a pressão de estagnação na saída do compressor;

p_{03} é a pressão de estagnação na saída da câmara de combustão;

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = (1 + f).$$

Compatibilidade de Trabalho

Esta compatibilidade deve-se ao fato de que o compressor e a turbina estão acoplados pelo mesmo eixo e a equação para esta compatibilidade é dada por:

$$\eta_m \cdot \dot{w}_t = \dot{w}_c \quad (3.67)$$

$$\eta_m (1 + f) C_{pg} \Delta T_{034} = C_{pa} \Delta T_{012} \quad (3.68)$$

Reescrevendo em termos adimensionais, chegamos na seguinte equação

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} \frac{T_{01}}{T_{03}} \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \frac{1}{\eta_m (1 + f)} \quad (3.69)$$

onde ΔT_{034} é a queda de temperatura na turbina;

ΔT_{012} é o aumento de temperatura no compressor;

C_{pa} é o calor específico médio a pressão constante do ar;

C_{pg} é o calor específico médio a pressão constante dos gases da combustão;

f é a razão combustível/ar;

η_m é o rendimento mecânico do conjunto compressor-turbina.

Compatibilidade de Massa entre o Gerador de Gás e a Turbina de Potência

O acoplamento entre o gerador de gás e a turbina de potência é aerodinâmico no caso do ciclo simples de dois eixos. Portanto deve haver uma compatibilidade de massa entre ambos, que é dado por:

$$\frac{\dot{m}_4 \sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \frac{p_{03}}{p_{04}} \sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \quad (3.70)$$

onde T_{04} - temperatura de entrada na turbina de potência;

T_{03} - temperatura de entrada na turbina do gerador de gás;

p_{04} - pressão na entrada da turbina de potência [bar];

p_{03} - pressão na entrada da turbina do gerador de gás [bar];

$$\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = 1.$$

Características do Compressor e das Turbinas

Além das equações acima descritas são necessárias, para o cálculo das condições de operação fora das condições de projeto, as curvas características de compressor e da turbina, de onde serão obtidos a vazão em massa semi-adimensional, a razão de pressão e a eficiência com a rotação semi-adimensional. Normalmente as características do compressor são representadas como na Figura 3.1, com a variação da eficiência ao longo de cada curva de rotação semi-adimensional constante plotada contra ambas: vazão em massa semi-adimensional e razão de pressão. Para compressores axiais de alto desempenho, a linha de rotação semi-adimensional constante torna-se vertical à vazão em massa semi-adimensional quando a entrada está “entupida”, por isso nesta região é essencial plotar a curva da eficiência como função da razão de pressão, o que permite uma melhor visualização da mesma.

As curvas de rotação semi-adimensional no presente trabalho serão representadas pela relação entre a rotação semi-adimensional e a rotação semi-adimensional de projeto,

$$\frac{N/\sqrt{T_{01}}}{(N/\sqrt{T_{01}})_p}, \text{ resultando em } N/N_p. \text{ O mesmo ocorre para as turbinas.}$$

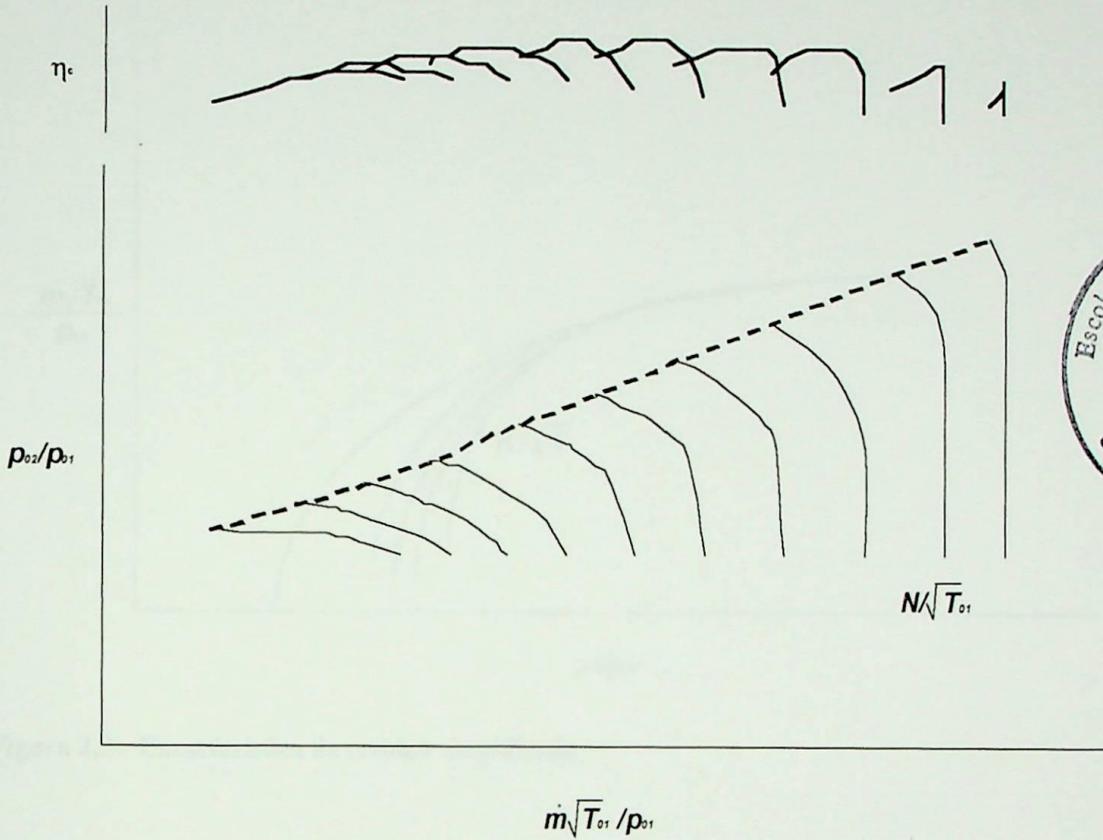


Figura 3.1 - Característica do compressor.

A curva característica da turbina pode ser vista na Figura 3.2. Tal figura é normalmente usada na prática, entretanto, estas turbinas não apresentam nenhuma variação significativa na vazão em massa semi-adimensional com a rotação semi-adimensional e na maioria dos casos a região de operação da turbina é severamente controlada por outro componente a montante dela.

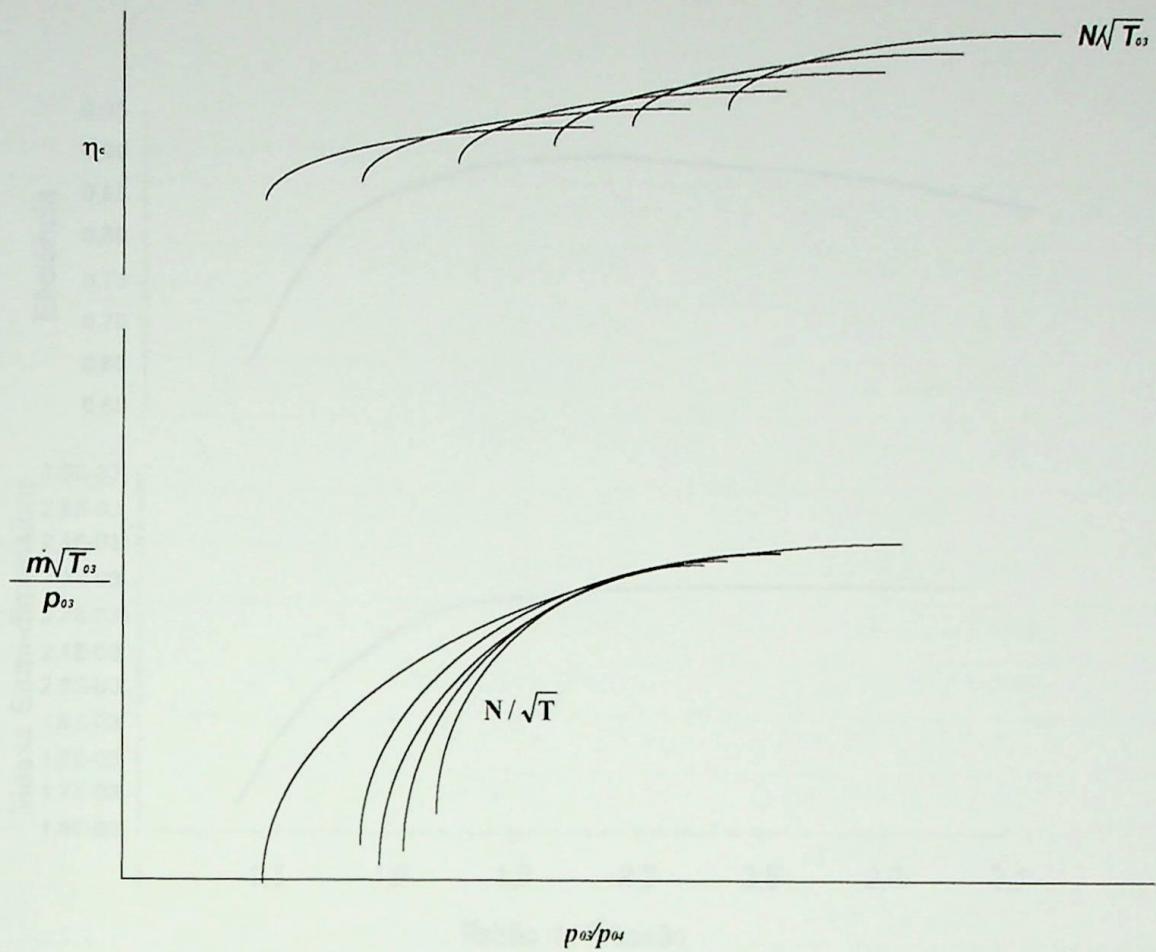


Figura 3.2 - Característica da turbina simplificada

O desenvolvimento do método usado para o cálculo do desempenho fora das condições de projeto assumirá a característica mostrada na Figura 3.3, a qual representa a característica de uma turbina com o bocal entupido. Na maioria dos projetos não é comum o uso de uma turbina com rotor “entupido”, tal característica muda o procedimento de cálculo do programa computacional.

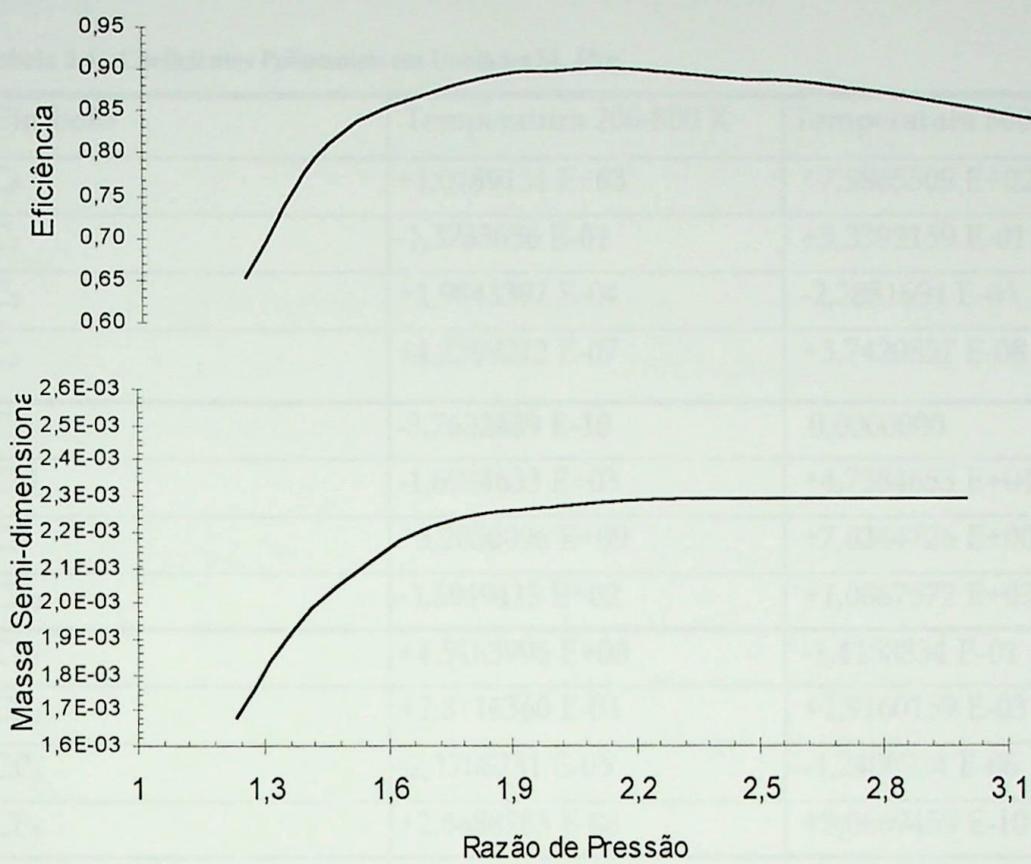


Figura 3.3 - Característica da turbina (Bocal entupido).

CAPÍTULO 4

Tabela 3.4 - Coeficientes Polinomiais em Unidades SI, J/kg

Símbolo	Temperatura 200-800 K	Temperatura 800-2200 K
C_0	+1,0189134 E+03	+7,9865509 E+02
C_1	-1,3783636 E-01	+5,3392159 E-01
C_2	+1,9843397 E-04	-2,2881694 E-04
C_3	+4,2399242 E-07	+3,7420857 E-08
C_4	-3,7632489 E-10	0,0000000
CH	-1,6984633 E+03	+4,7384653 E+04
CF	+3,2050096 E+00	+7,0344726 E+00
CP_0	-3,5949415 E+02	+1,0887572 E+03
CP_1	+4,5163996 E+00	-1,4158834 E-01
CP_2	+2,8116360 E-03	+1,9160159 E-03
CP_3	-2,1708731 E-05	-1,2400934 E-06
CP_4	+2,8688783 E-08	+3,0669459 E-10
CP_5	-1,2226336 E-11	-2,6117109 E-14
K_0	+6,2637416 E+04	-1,7683851 E+05
K_1	-5,2903044 E+02	+8,3690644 E+02
K_2	+3,2226232 E-00	+3,6476206 E-01
K_3	-2,1670252 E-03	+2,5155448 E-04
K_4	+2,4951703 E-07	-1,2541337 E-07
K_5	+3,4891819 E-10	+1,6406268 E-11

4.2 ESCALONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR E DAS TURBINAS

De acordo com a metodologia proposta neste capítulo, a metodologia de escalonamento das características do compressor e das turbinas, no caso de análise de desempenho e comparação de projetos, consiste em estabelecer as características de projeto para o compressor e as turbinas, com base nos dados de projeto fornecidos pelo fabricante. O primeiro passo é estabelecer as características de projeto para o compressor e as turbinas, com base nos dados de projeto fornecidos pelo fabricante.

CAPÍTULO 4

ALGORITMO DE SOLUÇÃO

Este capítulo trata da solução das equações do Capítulo 3, as quais são resolvidas por um processo de iteração e interpolação pelo método de Lagrange, tanto para as turbinas de um eixo como para as de dois eixos.

4.1 CONSIDERAÇÕES

Para a solução das equações do Capítulo 3, foram feitas as seguintes considerações:

- a) a perda de pressão na câmara de combustão e a eficiência da combustão são consideradas constantes;
- b) não há sangrias no compressor;
- c) não são consideradas as perdas de pressão no filtro e no sistema de exaustão;
- d) as curvas de rotação constante da característica da turbina, para a relação vazão em massa semi-adimensional e razão de pressão, foram substituídas por uma única curva, uma vez que a turbina estará entupida durante a sua operação (Figura 3.3). O mesmo foi realizado para a relação eficiência isentrópica da turbina e razão de pressão (Figura 3.3), o que leva a uma pequena alteração nos resultados;
- e) o compressor do gás de biomassa não está incluído nos cálculos uma vez que a análise é somente da turbina a gás.

4.2 ESCALONAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR E DAS TURBINAS

O cálculo da operação fora das condições de projeto, além das equações do Capítulo 3, necessita das características do compressor e das turbinas. No caso da análise do comportamento e desempenho de turbinas teóricas o escalonamento dessas características se faz necessário, uma vez que as condições de projeto são alteradas. Entretanto, o escalonamento pode ser desativado, permitido assim a análise do comportamento e o

desempenho térmico da turbina a gás com as características reais do compressor e das turbinas.

Este escalonamento se faz da seguinte forma:

- Compressor:

$$\text{Razão de Pressão} \quad \text{FERP} = \frac{RP_p - 1}{RP_{p,MAPA} - 1}$$

$$\text{Massa} \quad \text{FEM} = \frac{M_p}{M_{p,MAPA}}$$

$$\text{Eficiência} \quad \text{FEE} = \frac{\eta_p}{\eta_{p,MAPA}}$$

onde:

FERP: fator de escala da razão de pressão;

FEM: fator de escala da massa;

FEE: fator de escala da eficiência;

RP_p : razão de pressão de projeto do mapa do usuário;

$RP_{p,MAPA}$: razão de pressão de projeto do mapa utilizado pelo programa;

M_p : massa de projeto do mapa usuário;

$M_{p,MAPA}$: massa de projeto do mapa utilizado pelo programa;

η_p : eficiência de projeto do mapa do usuário;

$\eta_{p,MAPA}$: eficiência de projeto do mapa utilizado pelo programa.

Esta metodologia de escalonamento serve tanto para o compressor quanto para as turbinas, modificando-se, neste caso, apenas o cálculo do fator de escala da razão de pressão, que é calculado por:

$$\text{FERP} = \frac{RP_p}{RP_{p,MAPA}}$$

4.2.1 Turbinas a Gás de Um Eixo

O procedimento para se obter um ponto de operação fora do ponto de projeto é dado como segue:

- 1- escolhe-se uma curva de rotação constante na curva característica do compressor (Figura 3.1) e seleciona-se um ponto nesta curva, os valores de $\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}} / p_{01}$, p_{02}/p_{01} , η_c e $N/\sqrt{T_{01}}$ são, então, determinados;
- 2- o valor de $\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}} / p_{03}$ é obtido da característica da turbina pela seguinte relação:

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}} \right) \cdot \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (4.1)$$

desprezando-se as perdas de pressão na entrada e na saída da turbina a gás, devido aos filtros;

- 3- todos os termos da equação (3.66), com exceção de $\sqrt{T_{03}}/\sqrt{T_{01}}$, podem ser obtidos nas características do compressor e da turbina. A temperatura de entrada na turbina T_{03} pode ser obtida da equação (3.66), quando a temperatura ambiente for dada. Tendo determinado T_{03} , a rotação semi-adimensional da turbina ($N/\sqrt{T_{03}}$) é obtida da equação (3.65);
- 4- a eficiência da turbina pode então ser obtida na curva característica da mesma com os valores calculados de $N/\sqrt{T_{03}}$ e p_{03}/p_{04} . A diferença de temperatura na turbina é obtida com a equação (3.64) e variação de temperatura no compressor é calculada pela equação (3.63);
- 5- a potência líquida correspondente ao ponto de operação escolhido pode ser calculada pela diferença entre as equações (3.42) e (3.8);
- 6- a vazão em massa de ar que entra na turbina a gás é obtida da vazão semi-adimensional na entrada do compressor ($\dot{m} \sqrt{T_{01}} / p_{01}$). A vazão em massa que passa na turbina é calculada pela razão combustível/ar real.

Os demais parâmetros térmicos tais como pressão, temperatura, eficiência térmica, consumo específico de combustível, etc., são calculados pelas equações restantes. O fluxograma da Figura 4.1 representa a seqüência de cálculo necessária a obtenção dos resultados desejados.

Tendo casado as características do compressor com as características da turbina, verifica-se se o trabalho fornecido pelo ponto escolhido é compatível com aquele requerido. Se o trabalho requerido for diferente, calcula-se mais pontos sobre a curva de rotação constante e interpola-se o valor do trabalho requerido para se obter os parâmetros térmicos.

4.2.2 Gerador de Gás em Turbinas a Gás de Dois Eixos

As equações (3.65), (3.66) e (3.69) estão todas ligadas pela razão de temperatura (T_{03}/T_{01}) a qual é determinada por tentativa. A seguir é mostrado o procedimento de solução:

- 1- Tendo selecionado um ponto na característica do compressor, os valores de $\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}} / p_{01}$, p_{02}/p_{01} , η_c e $N / \sqrt{T_{01}}$ são determinados, e $\Delta T_{012}/T_{01}$ pode ser calculado pela equação (3.63);
- 2- dado um valor para p_{03}/p_{04} , o valor de $\dot{m}_{03} \sqrt{T_{03}} / p_{03}$ pode ser obtido na característica da turbina e a razão T_{03}/T_{01} pode ser calculado pela equação (3.66);
- 3- o valor de T_{03}/T_{01} pode ser usado para calcular $N / \sqrt{T_{03}}$ na equação (3.65);
- 4- com $N / \sqrt{T_{03}}$ e p_{03}/p_{04} conhecidos, a eficiência da turbina pode ser obtida na característica da turbina;
- 5- a queda adimensional da temperatura $\Delta T_{034}/T_{03}$ pode ser calculada pela equação (3.64) e substituindo este valor na equação (3.69), obtém-se T_{03}/T_{01} ;
- 6- o segundo valor de T_{03}/T_{01} não será, em geral igual ao primeiro valor obtido na equação (3.66), indicando que o valor inicial da razão de pressão p_{03}/p_{04} não é válido para o ponto de equilíbrio;
- 7- um novo valor de p_{03}/p_{04} deve ser assumido e repetem-se os cálculos acima até que o mesmo valor de T_{03}/T_{01} seja obtido em ambas as equações (3.66) e (3.69);
- 8- a igualdade dos dois valores, significa que o ponto de operação da turbina casa com o ponto de operação escolhido no compressor.

O procedimento descrito acima é resumido no diagrama de fluxo da Figura 4.2 (a) para um ponto de operação. Para se calcular vários pontos de operação deve-se repetir os cálculos para várias linhas de rotação constante e interpolar os resultados para as operações desejadas.

4.2.3 Turbina Livre ou de Potência

Para que ocorra o casamento do gerador de gás com a turbina livre devem-se assumir as seguintes considerações:

- A vazão em massa que deixa o gerador de gás é a mesma que entra na turbina de potência, a razão de pressão disponível para a turbina de potência é fixada pelas razões de compressão de compressor e da turbina do gerador de gás;
- o valor de $\dot{m}_4 \sqrt{T_{04}}/p_{04}$ na saída do gerador de gás pode ser calculado da seguinte maneira:

$$\frac{\dot{m}_4 \sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \frac{p_{03}}{p_{04}} \sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \quad (4.2)$$

onde

$$\sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} = \sqrt{1 - \frac{\Delta T_{034}}{T_{03}}} \quad (4.3)$$

e

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \eta_t \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (4.4)$$

a equação (4.4) representa a razão adimensional da temperatura da turbina de potência.

A razão de pressão através da turbina de potência é calculada por

$$\frac{p_{04}}{p_{amb}} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \times \frac{p_{03}}{p_{02}} \times \frac{p_{04}}{p_{03}} \quad (4.5)$$

Desprezando a perda de pressão nos dutos de saída e de entrada, tem-se que a pressão

$$p_{01} = p_{amb}$$

Achada a razão de pressão através da turbina de potência, o valor de $\dot{m}_4 \sqrt{T_{04}}/p_{04}$ pode ser localizado no mapa de característica da turbina de potência, e então pode-se compará-lo com o valor obtido na equação (4.2). Caso os valores estejam diferentes, deve-se escolher um outro ponto na mesma linha de rotação constante da característica do compressor e repetir os cálculos até que a compatibilidade de massa entre as duas turbinas seja alcançada. A Figura 4.2 (b) mostra a rotina de cálculo para o *off-design point* da turbina livre mais gerador de gás.

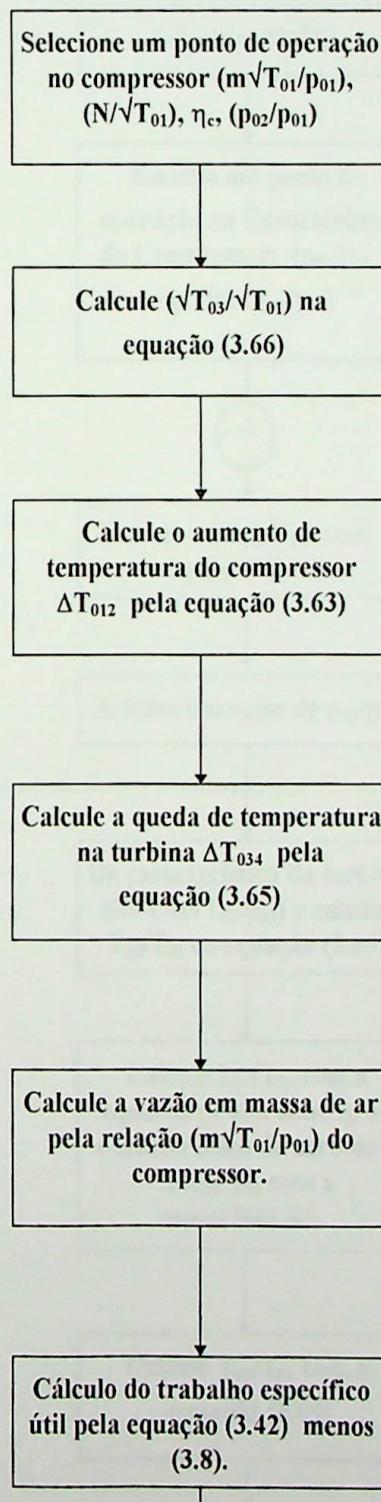


Figura 4.1 - Fluxograma de Cálculo para Turbinas a Gás de Um Eixo.

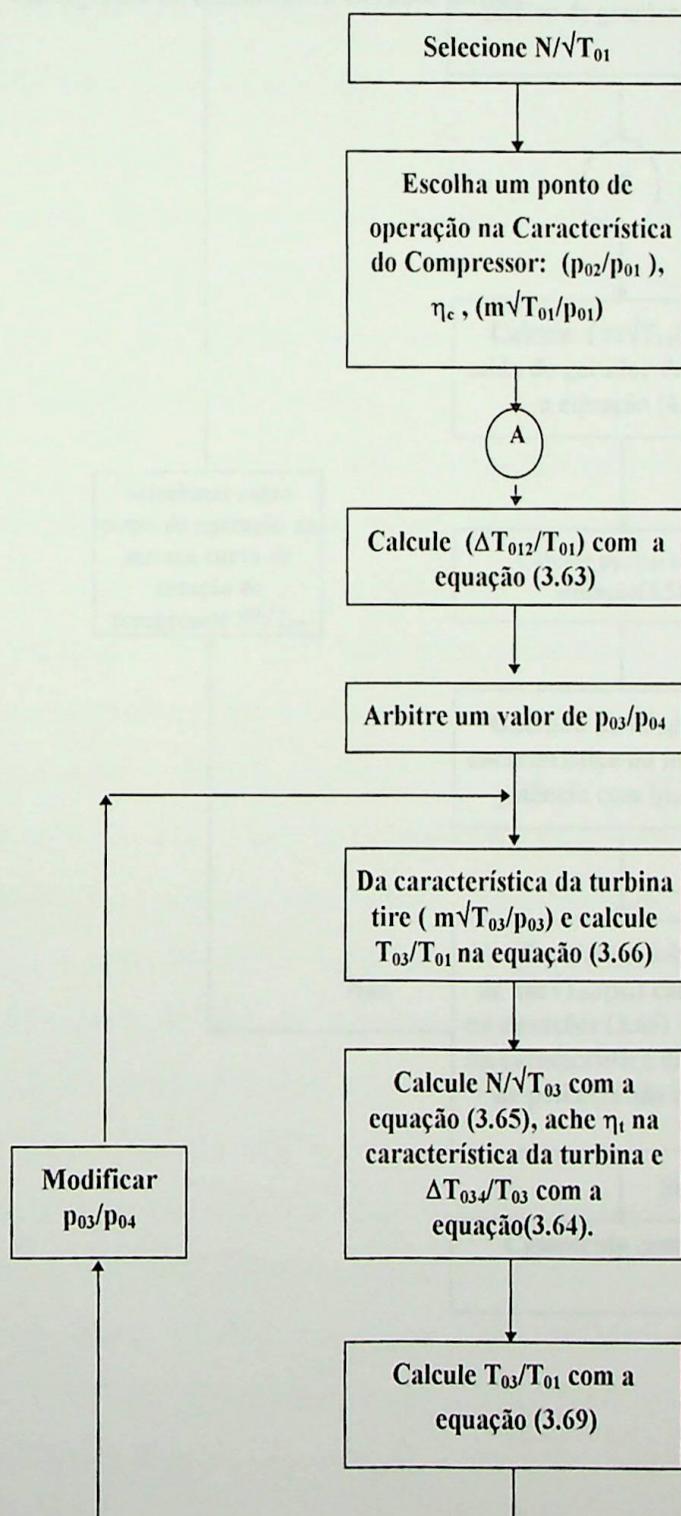
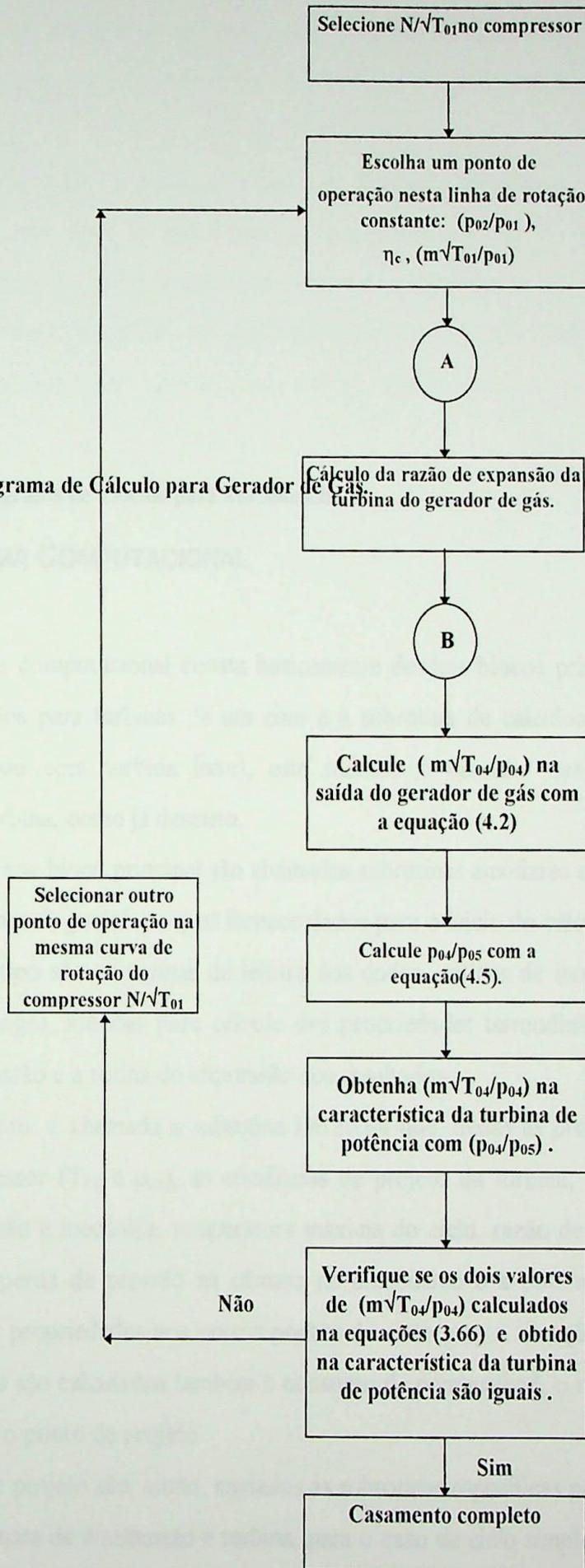


Figura 4.2(a) - Fluxograma de Cálculo para Gerador de Gás.



Os dados de desempenho dos compressores são da mesma natureza para TURBOMATCH, e para cada caso de projeto é necessário um conjunto específico para os cálculos.

Quando de um de projetos é necessário também calcular as propriedades do combustível. Para este projeto foram feitas a interpolação sobre as propriedades, sendo resumidas na Tabela 3.3. A seguir são mostradas as propriedades de gás de turbinas listada por Luis Antonio Martins em seu trabalho de conclusão de curso, "Análise de Turbinas Gasodinâmicas em Ciclo de Trabalho", - F. 04, 1990.

Figura 4.2 (b) - Fluxograma de Cálculo para Turbina Livre.

4.3 O PROGRAMA COMPUTACIONAL

O programa computacional consta basicamente de dois blocos principais, o bloco da subrotina de cálculos para turbinas de um eixo e a subrotina de cálculos para turbinas com gerador de gás (ou com turbina livre), este método é baseado nas características do compressor e da turbina, como já descrito.

Dentro de cada bloco principal são chamadas subrotinas auxiliares como, por exemplo, para cálculo do ponto de projeto, a qual fornece dados para o início do cálculo dos pontos fora de projeto. Outro tipo são as rotinas de leitura dos dados, rotinas de interpolação de dados (Método de Lagrange), funções para cálculo das propriedades termodinâmicas do ar e dos produtos da combustão e a rotina de impressão dos resultados.

Primeiramente é chamada a subrotina DESIGN que, dadas as propriedades do ar na entrada do compressor (T_{01} e p_{01}), as eficiências de projeto da turbina, do compressor, da câmara de combustão e mecânica, temperatura máxima do ciclo, razão de pressão de projeto no compressor, a perda de pressão na câmara de combustão e a potência de projeto, são calculadas todas as propriedades nos outros pontos do ciclo para a situação de projeto. Além dessas propriedades são calculados também o consumo de combustível, o rendimento térmico, a vazão de ar, para o ponto de projeto.

Os dados de projeto são, então, enviados às subrotinas específicas para cálculo do ODP no compressor, câmara de combustão e turbina, para o caso de ciclo simples de um eixo. Para o caso do ciclo simples de dois eixos, faz-se a chamada da subrotina para o cálculo dos parâmetros do ODP, além dos componentes já citados para o caso de um eixo, para a turbina de potência ou turbina livre.

Os mapas de características dos compressores são os mesmos utilizados pelo TURBOMATCH, e para cada faixa de razão de pressão é escolhido um mapa diferente para os cálculos.

Quando do uso da biomassa é necessário, também, calcular-se as propriedades do combustível. Para isso deve-se entrar com a composição molar do combustível, como apresentado na Tabela 3.1. A subrotina que calcula as propriedades do gás de biomassa foi criada por Luis Antônio Bortolaia em sua dissertação de mestrado intitulada “Emprego de Biomassa Gaseificada em Ciclos com Turbinas a Gás” - EFEI, 1996.

5.1 CONSIDERAÇÕES

Esta é a descrição das condições de projeto, estabelecidas no início de desenvolvimento dos programas computacionais, TURBOAS e TURBOMATCH. São elas:

Tabela 3.1: Parâmetros de projeto de gases de combustão.

Pressão ambiente (p_a) [bar]	1,0 [bar]
Temperatura ambiente (T_a) [K]	288,15 [K]
Temperatura máxima do gás (T_{max}) [K]	1700, 1300, 1400 [K]
Pressão requerida (p_r) [bar]	41 [bar]
Razão de pressão (r_p) [bar]	10, 20, 25 [-]
Eficiência isentrópica do compressor (η_c)	85 %
Eficiência da turbina de combustão (η_t)	93,8 %
Perda de pressão estrutural do sistema de combustão (Δp_{str})	1,0 %
Entalpia molar (h)	1800 J
Entalpia molar (h) a 25 °C do gás (h_{25})	27,0 J
Entalpia molar (h) a 1700 °C do gás (h_{1700})	27,0 J

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

Este capítulo trata da análise dos resultados do programa computacional. Primeiramente é feita a comparação entre o comportamento e desempenho térmico obtido pelo TURGAS e aquele obtido pelo TURBOMATCH, ambos operando com combustível padrão. A seguir faz-se a análise do comportamento de turbinas a gás projetadas para operar com biomassa. E por último é realizada uma análise comparativa entre turbinas projetadas para combustível padrão, primeiramente operando com este mesmo combustível e depois operando com o gás de biomassa.

5.1 CONSIDERAÇÕES

Para a obtenção dos resultados, foi necessário estabelecer os dados de entrada dos programas computacionais, TURGAS e TURBOMATCH. São eles:

Tabela 5.1 - Parâmetros de entrada do programa computacional.

Pressão ambiente (p_{01}) ISO	1.0 [bar]
Temperatura ambiente (T_{01}) ISO	288.15 [K]
Temperatura máxima do ciclo (T_{03})	1200, 1300, 1400 [K]
Potência requerida (W)	41 [MW]
Razão de pressão no compressor (p_{02}/p_{01})	10, 20, 25 [-]
Eficiência isentrópica do compressor (η_c)	85.0 %
Eficiência da câmara de combustão (η_b)	98.0 %
Perda de pressão percentual na câmara de combustão ($\Delta p_b/p$)	2.0 %
Eficiência mecânica (η_m)	100.0 %
Eficiência isentrópica da turbina do gerador de gás (η_t)	87.0 %
Eficiência isentrópica da turbina livre ou de potência (η_{tl})	87.0 %

A simulação foi realizada para as condições ISO (*International Standard Operation*) de temperatura e pressão ambiente.

A temperatura máxima do ciclo assumiu três valores distintos (1200, 1300 e 1400 K), assim como a razão de pressão (10, 20 e 25). Ou seja, para cada valor de temperatura usou-se três valores de razão de pressão diferentes. Estes valores foram escolhidos com base no atual desenvolvimento tecnológico das turbinas a gás.

Esta troca de valores tem a finalidade de simular o funcionamento de turbinas a gás operando em diferentes situações e, dessa forma, verificar qual a influência desses parâmetros no seu desempenho térmico e comportamento.

A potência requerida foi escolhida 41 MW. As eficiências dos componentes foram tomadas de acordo com valores típicos encontrados na literatura, podendo-se dizer o mesmo para a perda de pressão na câmara de combustão.

Como já dito no Capítulo 4 não foram consideradas as perdas nos sistemas de admissão e exaustão da turbina. Apesar de existirem, esses parâmetros são inerentes a cada equipamento e, além disso, sua influência no comportamento e desempenho térmico da turbina é muito pequena.

Os mapas do compressor utilizado na comparação e na obtenção dos demais resultados foram os mesmos daqueles existentes no programa TURBOMATCH, já o mapa das turbinas foi obtido de Nascimento, 1992 (Apêndice A). A razão pela qual não foram usados os mesmos mapas de turbina que o TURBOMATCH é que a metodologia de cálculo e os parâmetros são diferentes daqueles utilizados neste trabalho, impossibilitando seu uso. Apesar disso os resultados não devem diferir pois a turbina tem o mesmo comportamento de um bocal onde as eficiências são altas e o comportamento é estável.

Para a simulação com biomassa gaseificada foi usada a composição de gases apresentada na Tabela 3.1.

5.2 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE COMPORTAMENTO OBTIDOS PELO TURBOMATCH E PELO TURGAS

- UM EIXO:

A seguir serão apresentados os gráficos referentes ao desempenho térmico e comportamento de turbinas a gás industriais de um eixo. Nestes gráficos é realizada a comparação entre os resultados obtidos pelo programa computacional desenvolvido para o presente trabalho, TURGAS, e o programa computacional TURBOMATCH.

Esta comparação é feita com o objetivo de se verificar a validade dos resultados gerados pelo programa TURGAS, uma vez que o programa TURBOMATCH já foi testado e vem sendo usado pela Cranfield University por mais de 20 anos, produzindo resultados bastante satisfatórios.

A análise comparativa do desempenho térmico é feita com base no consumo específico de combustível, s.f.c., em função da porcentagem da potência de projeto, não sendo necessária a verificação da linha de trabalho imposta pela turbina uma vez que nesta configuração a linha de trabalho está localizada sobre a linha de rotação constante de projeto.

Analisando-se as Figuras 5.1 a 5.9, as quais mostram o gráfico do consumo específico de combustível, s.f.c., em função da porcentagem da potência nominal, nota-se que há um pequeno desvio entre os resultados dos dois programas, sendo o máximo de 21% e o mínimo de 3%, em relação ao TURBOMATCH. Tal fato se deve ao uso de diferentes mapas de turbina. O TURBOMATCH utiliza mapas de turbinas que podem ter o seu funcionamento simulado para diferentes rotações, o que permite uma variação nas eficiências, enquanto que o TURGAS usa apenas um mapa onde é considerada somente uma rotação e uma curva de eficiência.

As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 apresentam o comportamento de turbinas a gás operando com razão de pressão 10 e temperaturas de 1200, 1300 e 1400 K respectivamente.

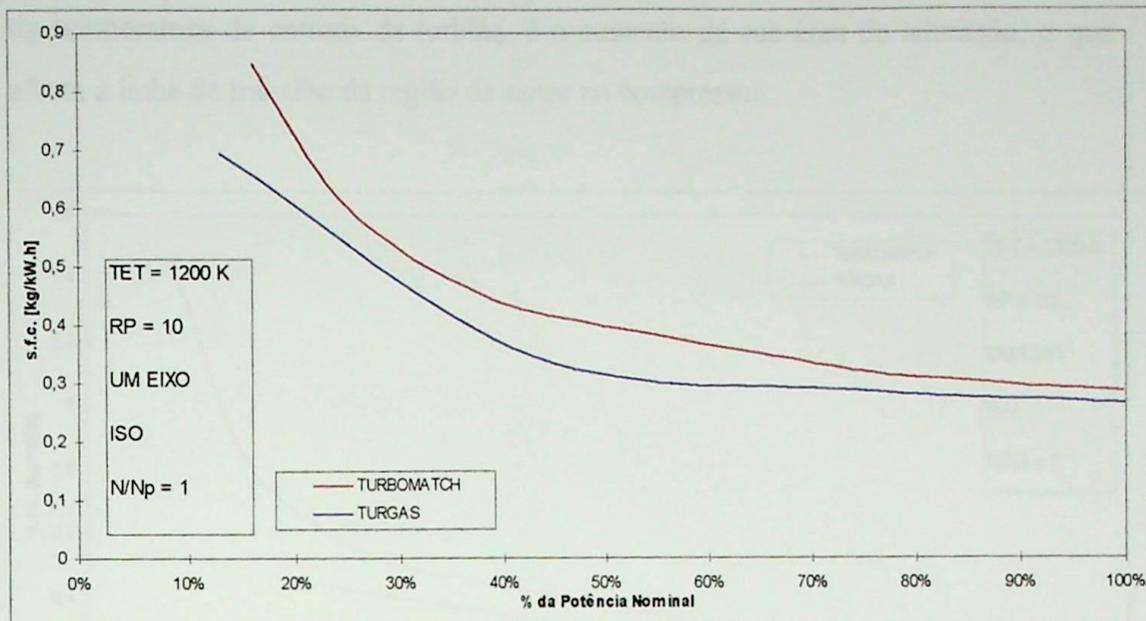


Figura 5. 1 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

Há um aumento na temperatura de entrada da turbina, ou seja, na temperatura máxima do ciclo, faz com que a diferença entre os resultados dos programas diminua. Essa diferença é menor ainda quando a turbina a gás opera numa faixa de potência acima de 70% da potência de projeto.

A diferença entre os resultados aumenta na medida em que a turbina a gás se afasta das condições de projeto. Isso ocorre porque, à medida que se diminui a potência as turbinas se afastam do ponto de *choke*, caindo numa região onde existe uma variação significativa da eficiência isentrópica da turbina e da vazão em massa semi-adimensional. Como o mapa da turbina usado no TURGAS é diferente daquele usado no TURBOMATCH, essa diferença nos resultados é um pouco acentuada, o que não ocorreria se fossem iguais.

Analisando-se as Figuras 5.1, 5.4 e 5.7 para razões de pressão 10, 20 e 25 e temperatura 1200 K; 5.2, 5.5 e 5.8 para temperatura de 1300 K; 5.3, 5.6 e 5.9 para temperatura 1400 K, observa-se que, para a mesma temperatura, alterando-se somente a razão de pressão, há uma tendência de aumento do desvio, o que é explicado pelo uso de diferentes mapas de turbinas. Com o aumento da pressão na entrada da turbina há que se fazer uma alteração de suas características afim de permitir um aumento na sua capacidade de engolimento da massa de gases. Uma solução possível, dependendo

da temperatura de entrada da turbina, é o aumento da sua área de admissão, o que afasta a linha de trabalho da região de *surge* no compressor.

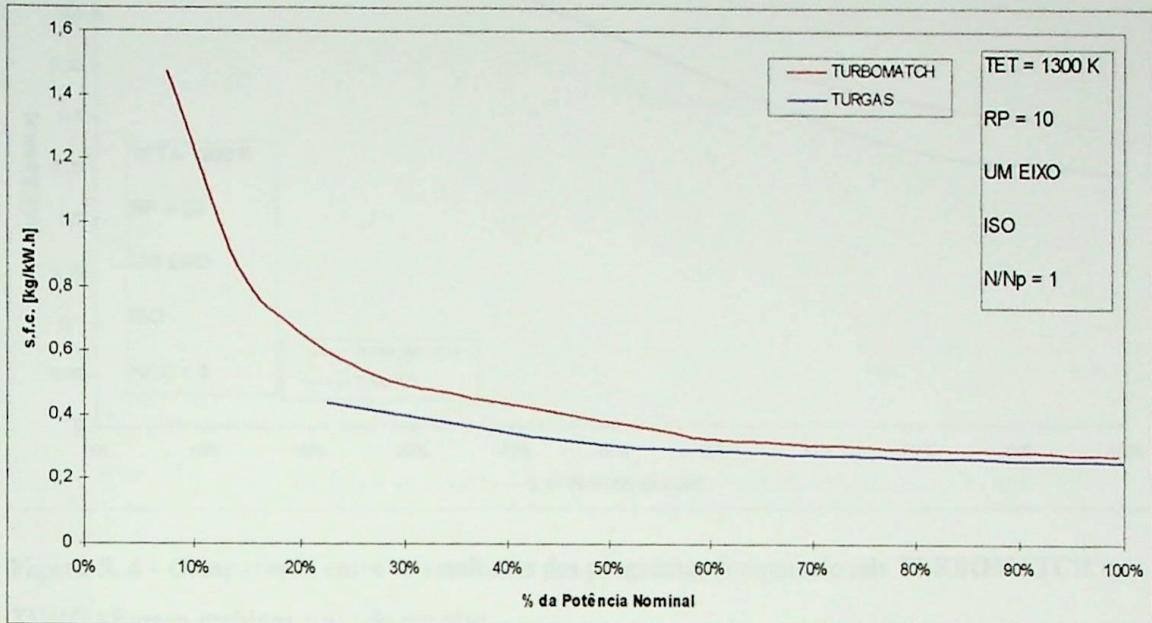


Figura 5. 2 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

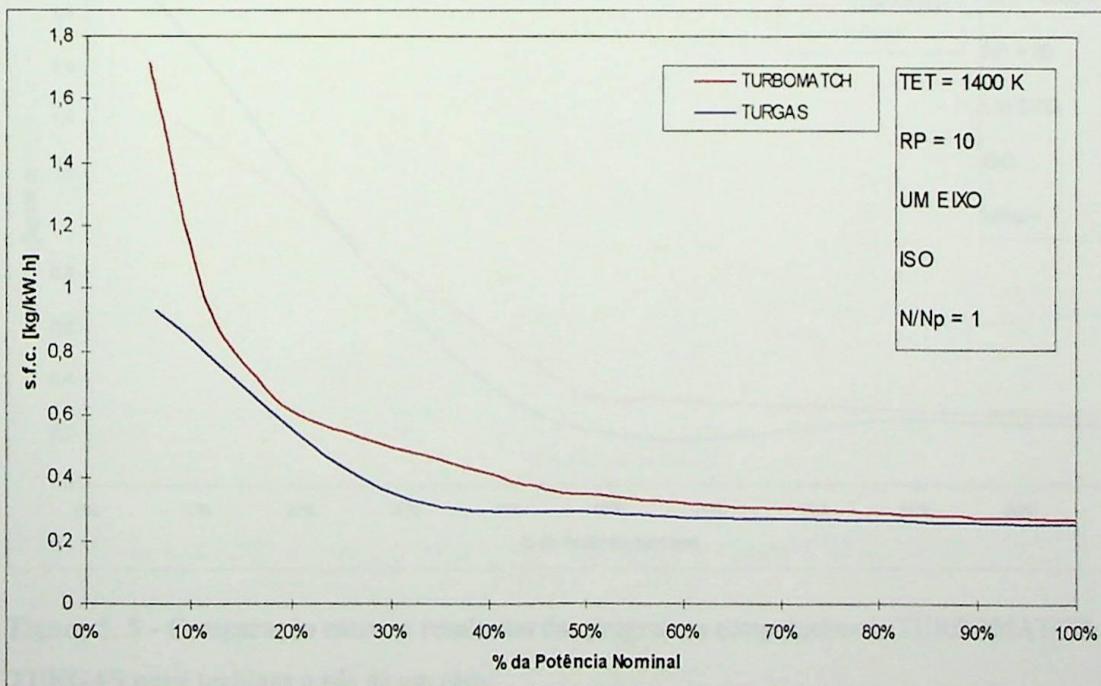


Figura 5. 3 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

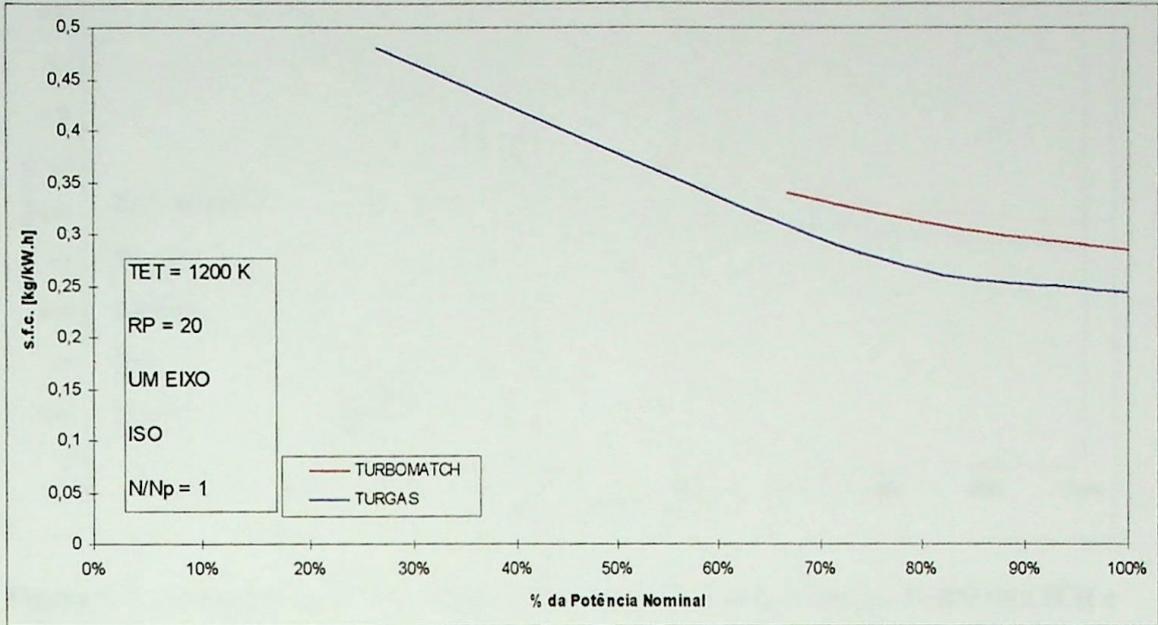


Figura 5. 4 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

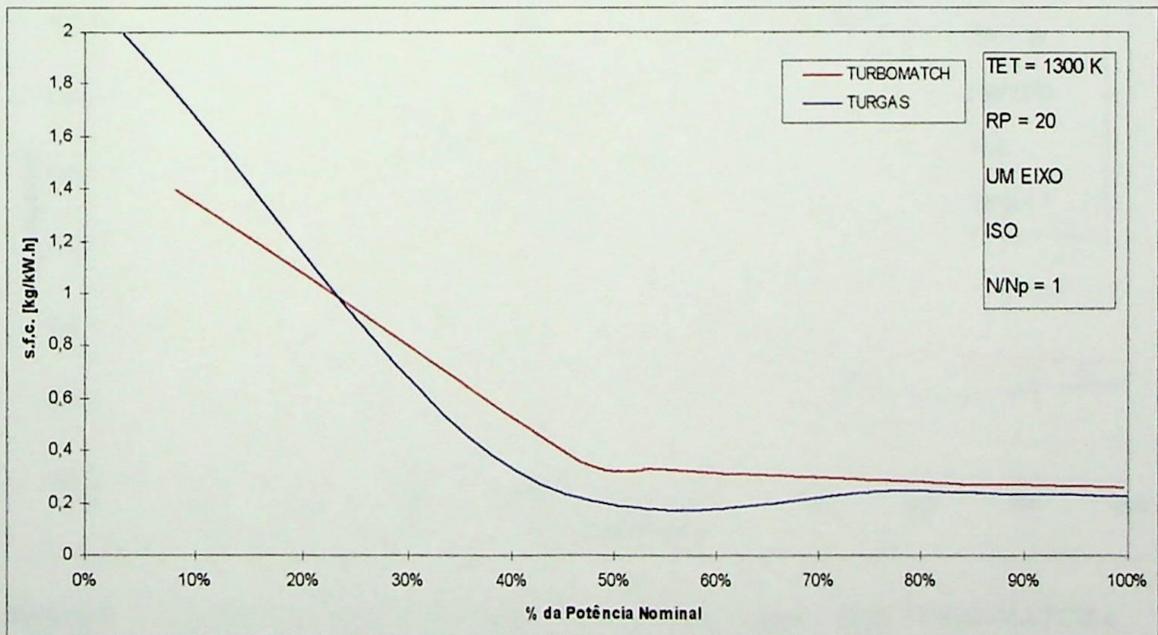


Figura 5. 5 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

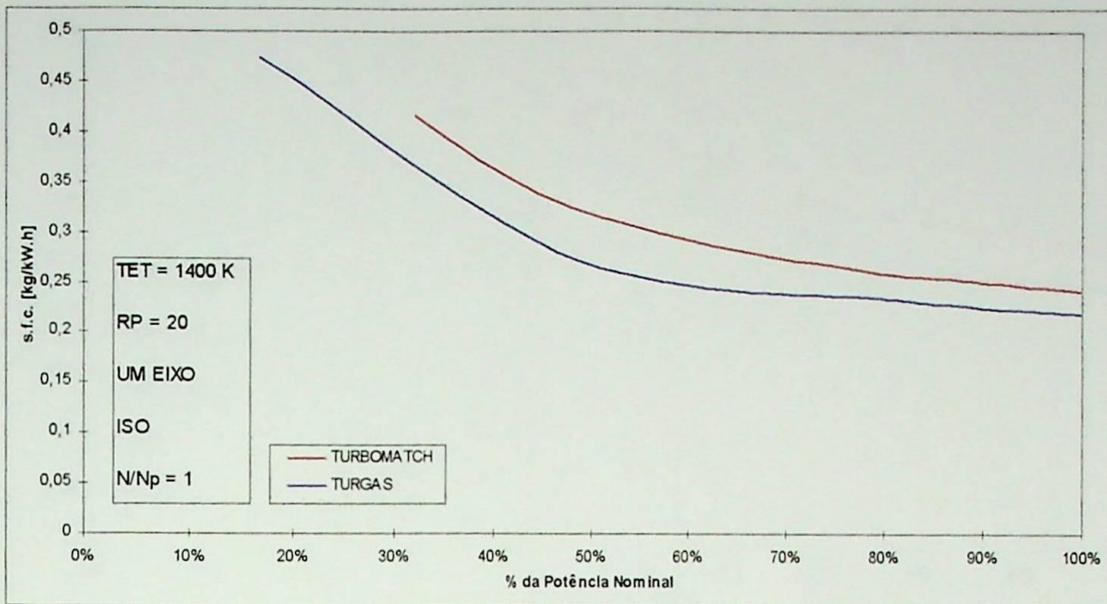


Figura 5. 6 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

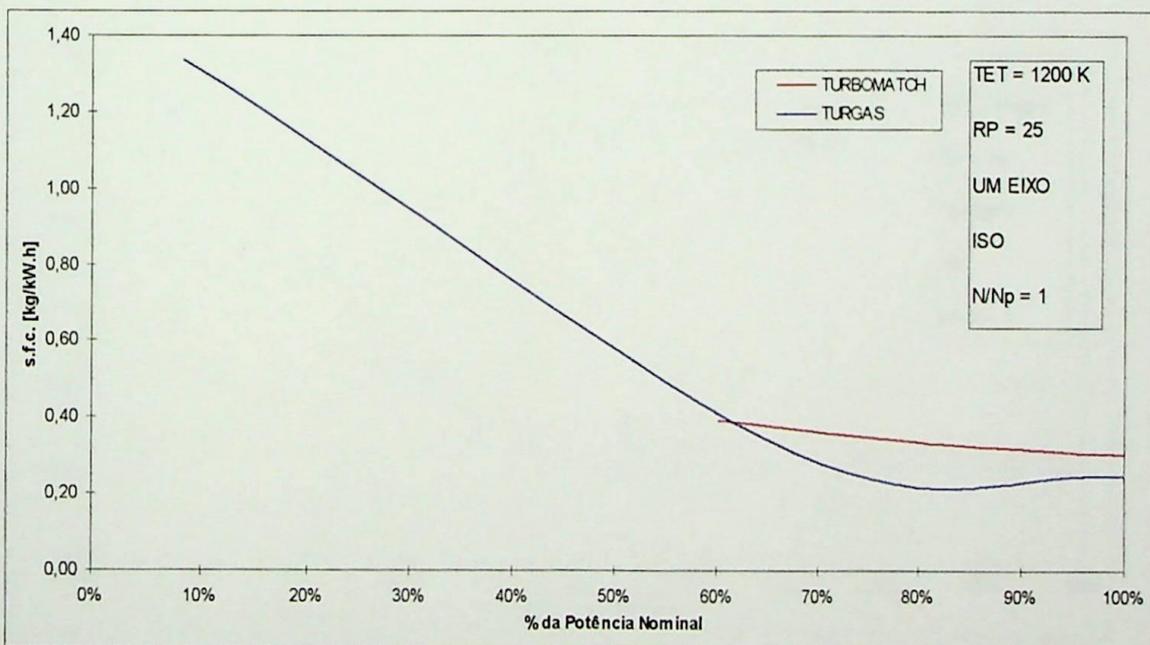


Figura 5. 7 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

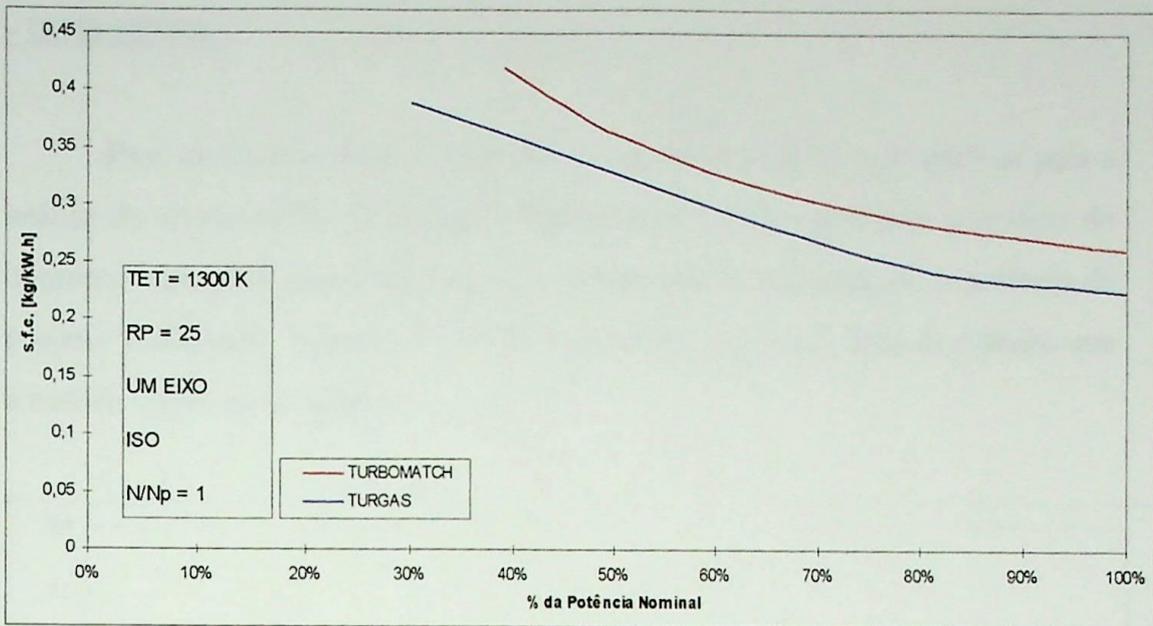


Figura 5. 8 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

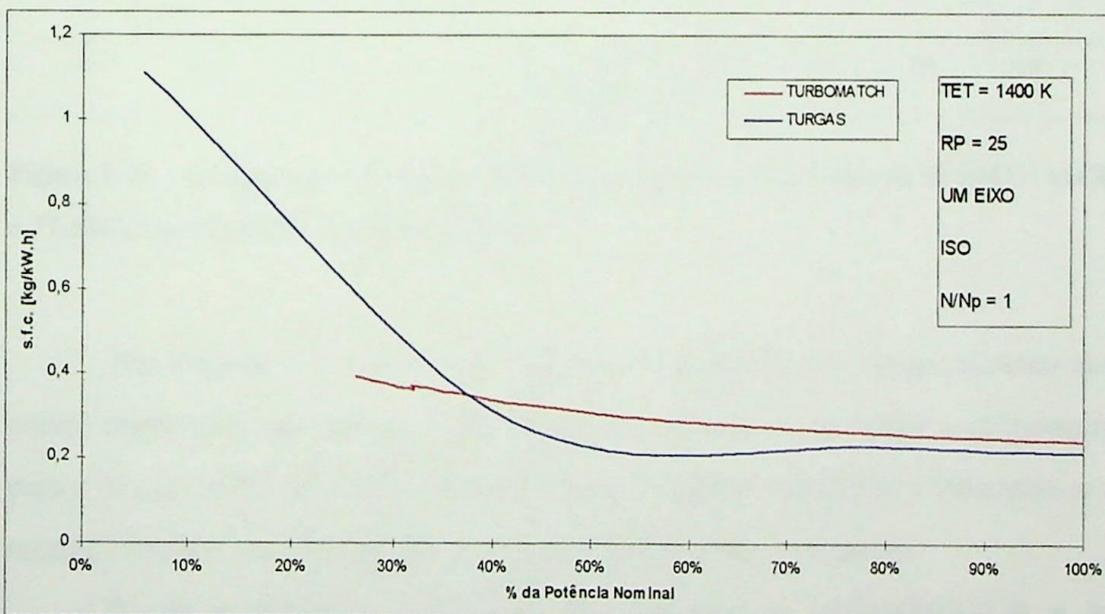


Figura 5. 9 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de um eixo.

- DOIS EIXOS:

Para as turbinas de dois eixos são apresentados dois tipos de gráficos para a análise do desempenho. O primeiro, Figuras 5.10 a 5.18, representa o gráfico do consumo específico de combustível, s.f.c., em função da porcentagem da potência de projeto. O segundo, Figuras 5.19 a 5.27, representa o gráfico da linha de trabalho que a turbina impõe ao compressor.

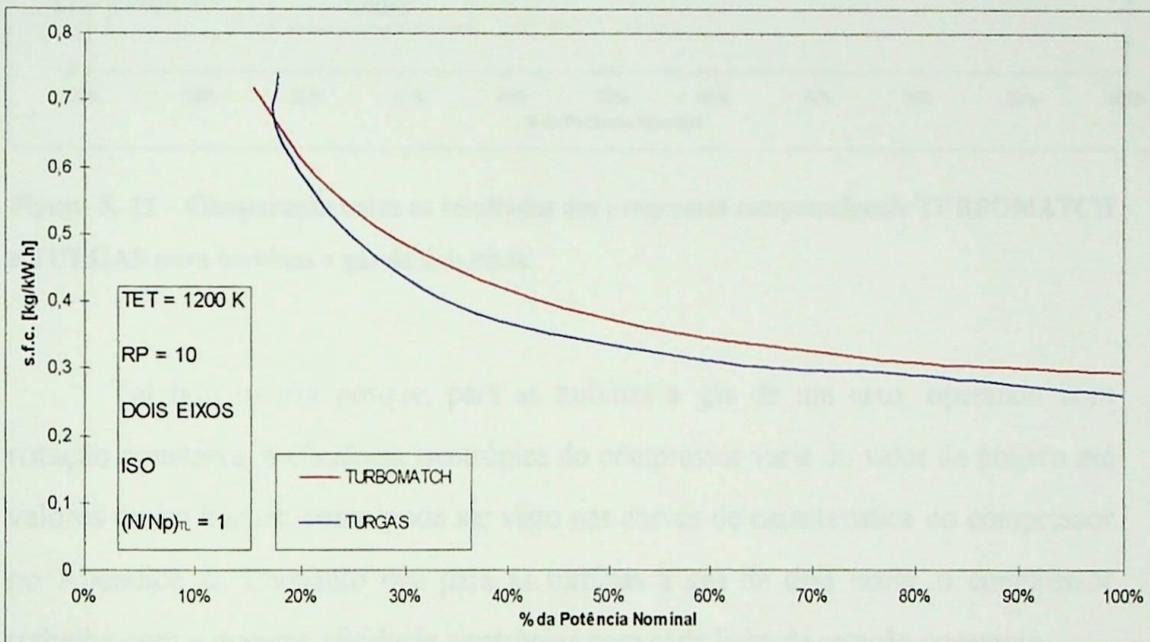


Figura 5. 10 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

Nas Figuras 5.10 a 5.18, pode-se notar o mesmo tipo de comportamento que aquele encontrado nas turbinas a gás de um eixo, ou seja, quanto maior a temperatura para a mesma razão de pressão, menor a diferença entre os resultados, e mantendo-se a mesma temperatura e elevando-se a pressão o desvio tende a aumentar.

Porém a diferença global entre os resultados do TURBOMATCH e do TURGAS se reduz sensivelmente para as turbinas de dois eixos, ou seja, os resultados estão bem mais próximos. Nota-se também que o consumo específico para turbinas a gás de dois eixos, trabalhando com baixas potências, é menor que para as de um eixo.

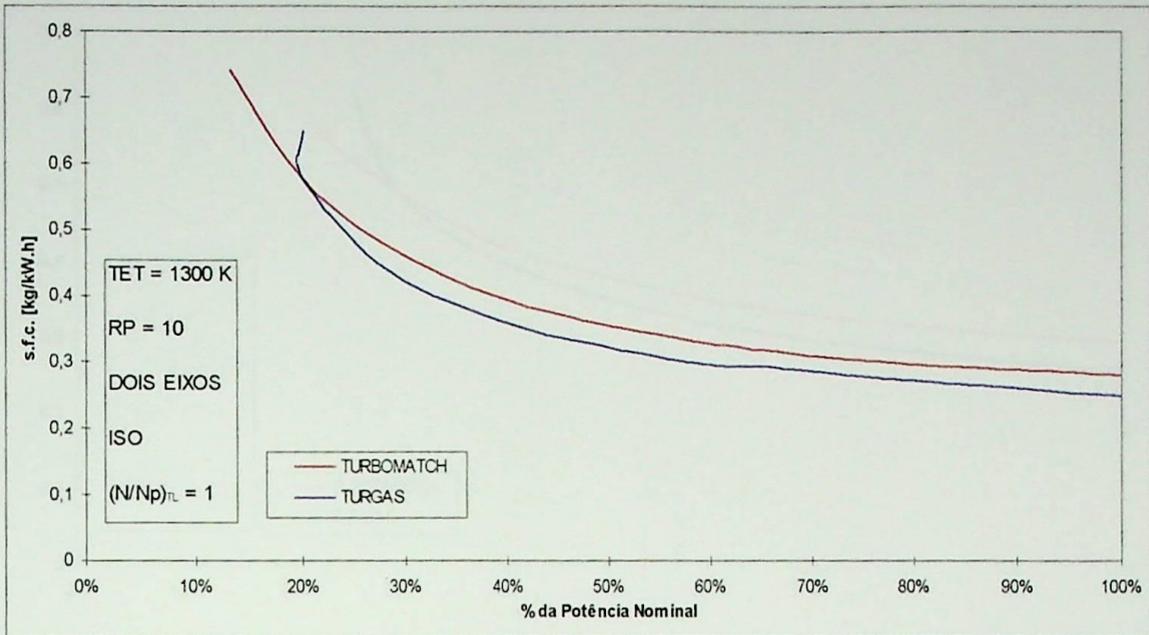


Figura 5. 11 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

Tal fato ocorre porque, para as turbinas a gás de um eixo, operando com rotação constante, a eficiência isentrópica do compressor varia do valor de projeto até valores muito baixos, como pode ser visto nas curvas de característica do compressor no Apêndice A. Enquanto que para as turbinas a gás de dois eixos, o compressor trabalha com a máxima eficiência isentrópica para cada linha de rotação constante.

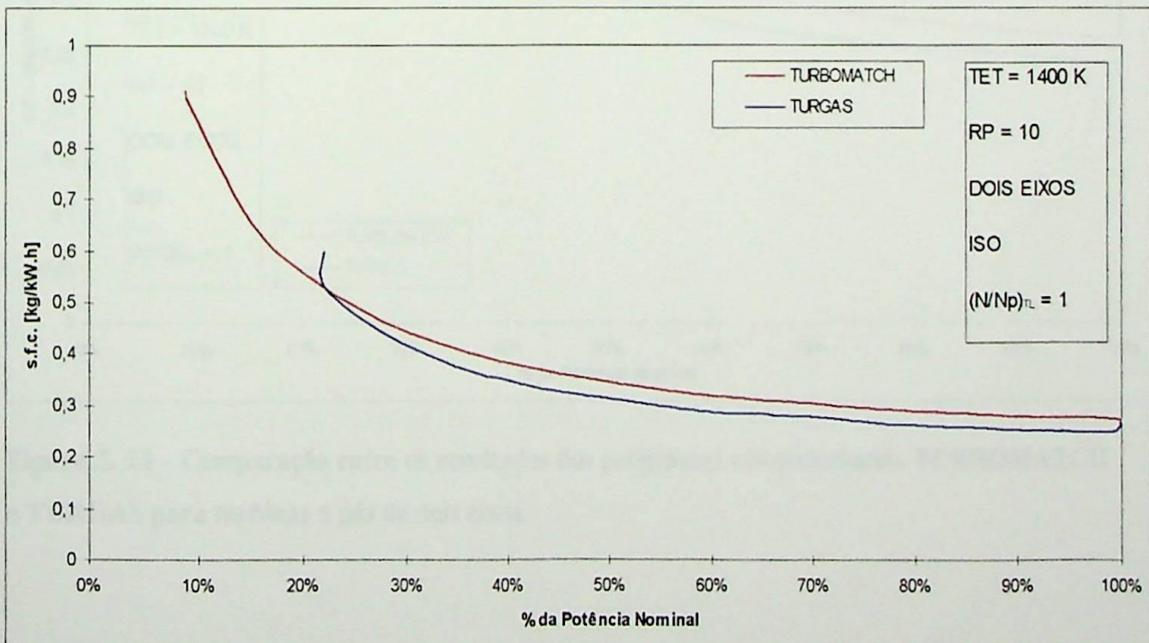


Figura 5. 12 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

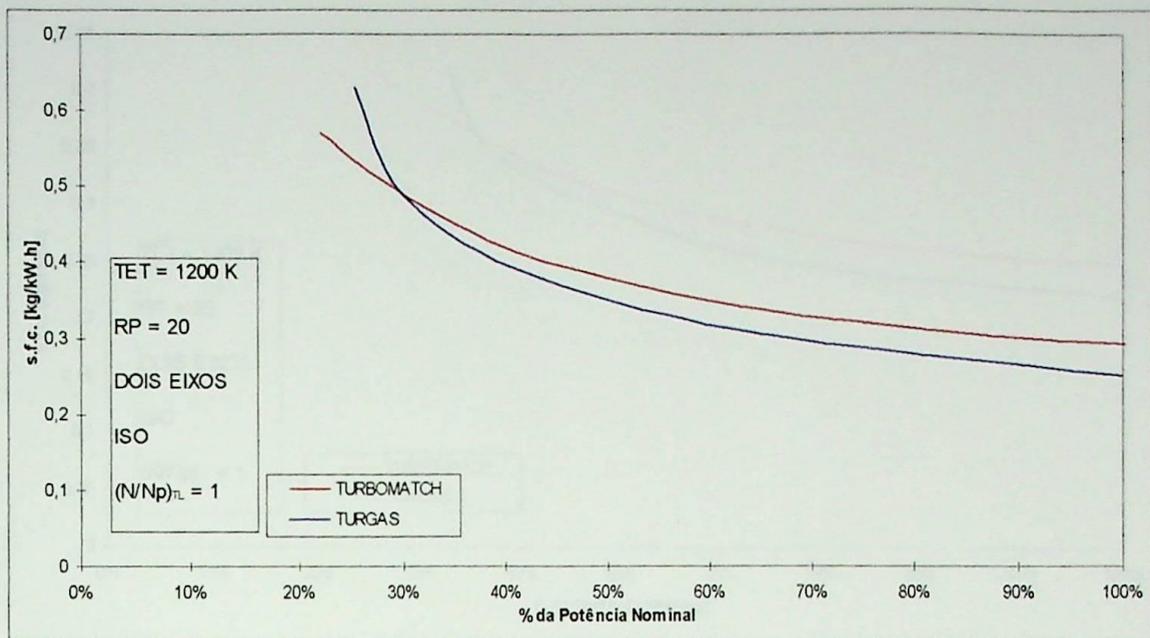


Figura 5. 13 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

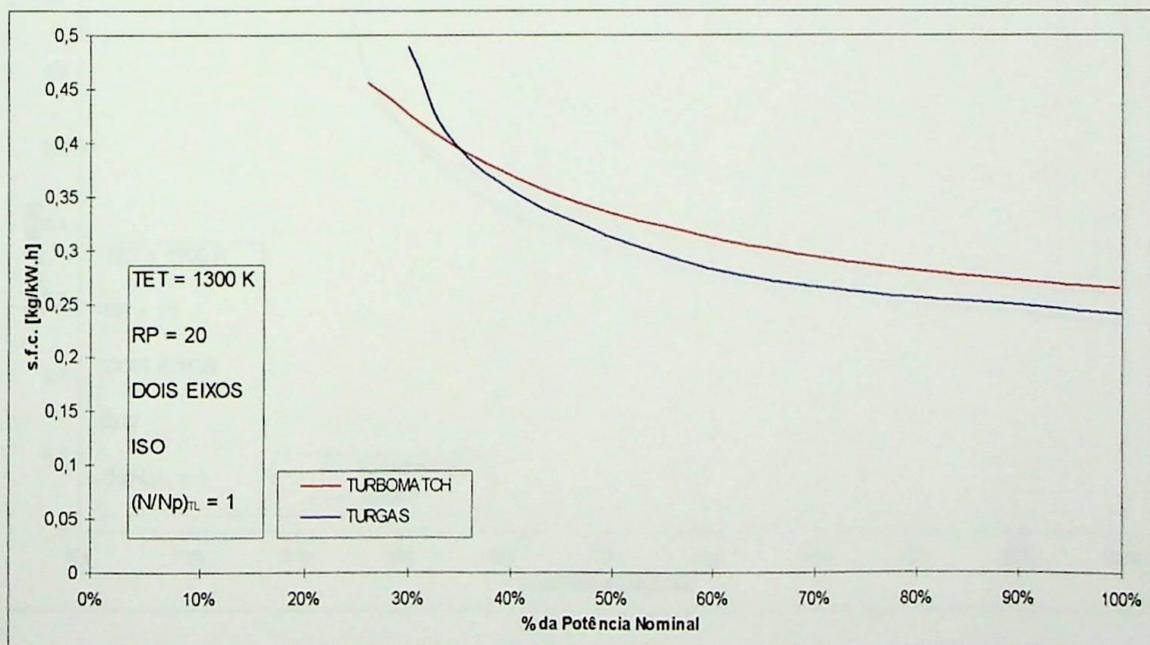


Figura 5. 14 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

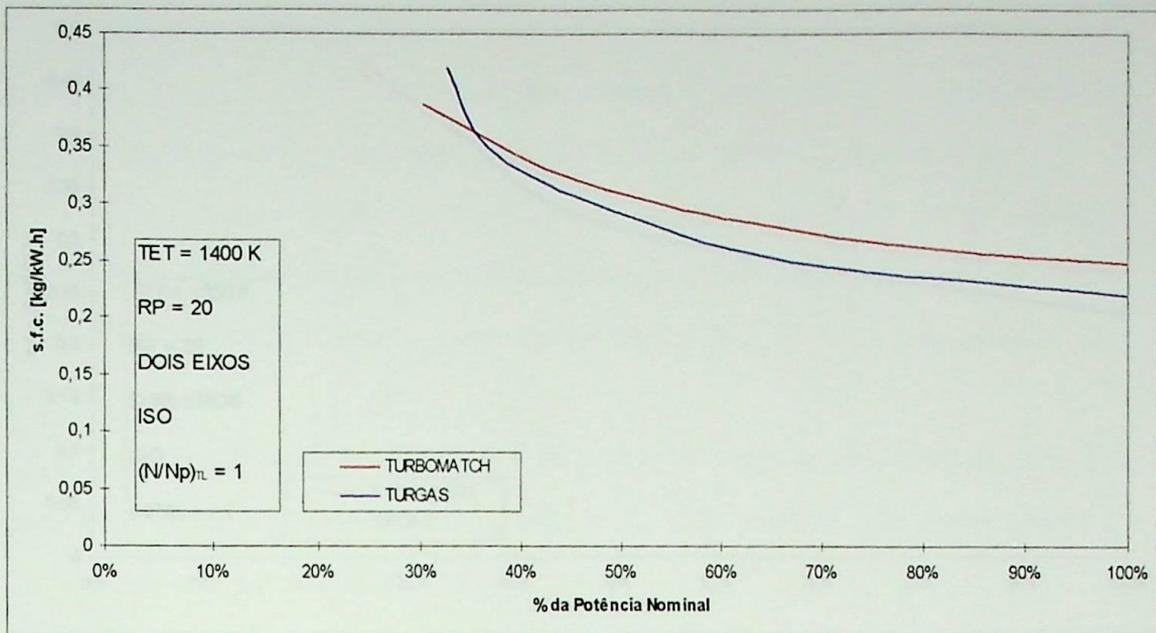


Figura 5. 15 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

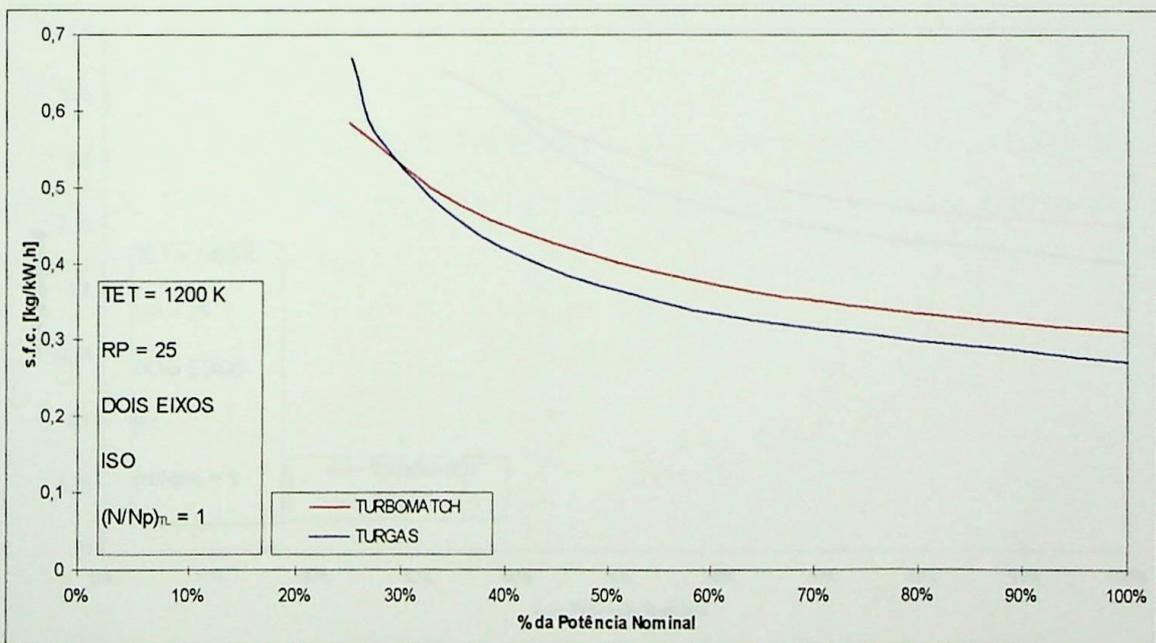


Figura 5. 16 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

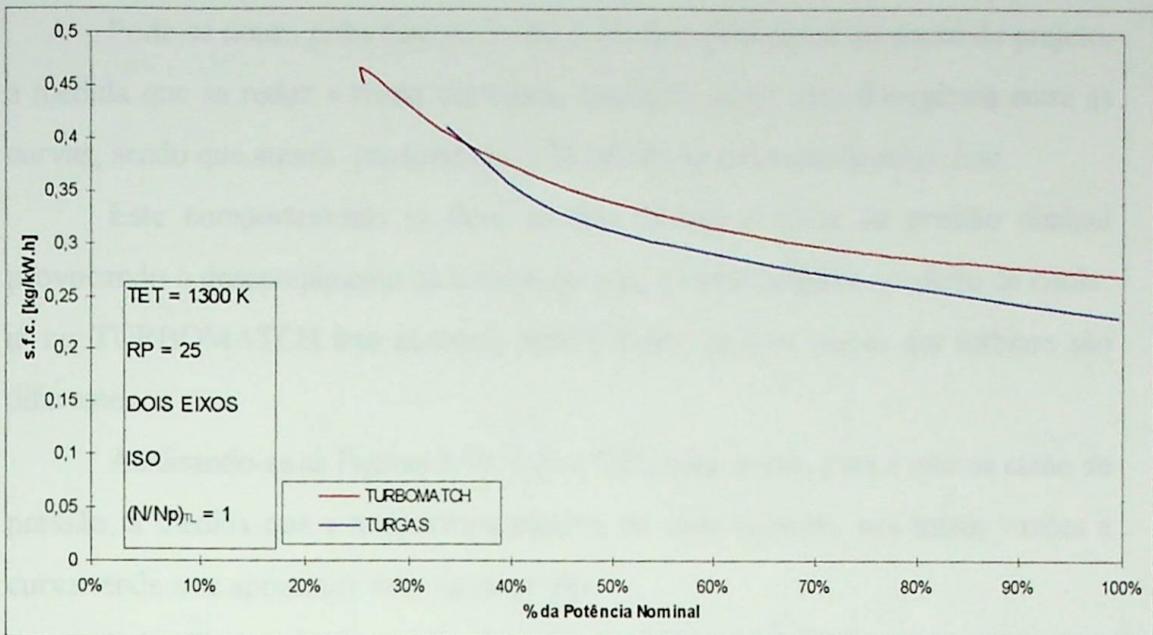


Figura 5. 17 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

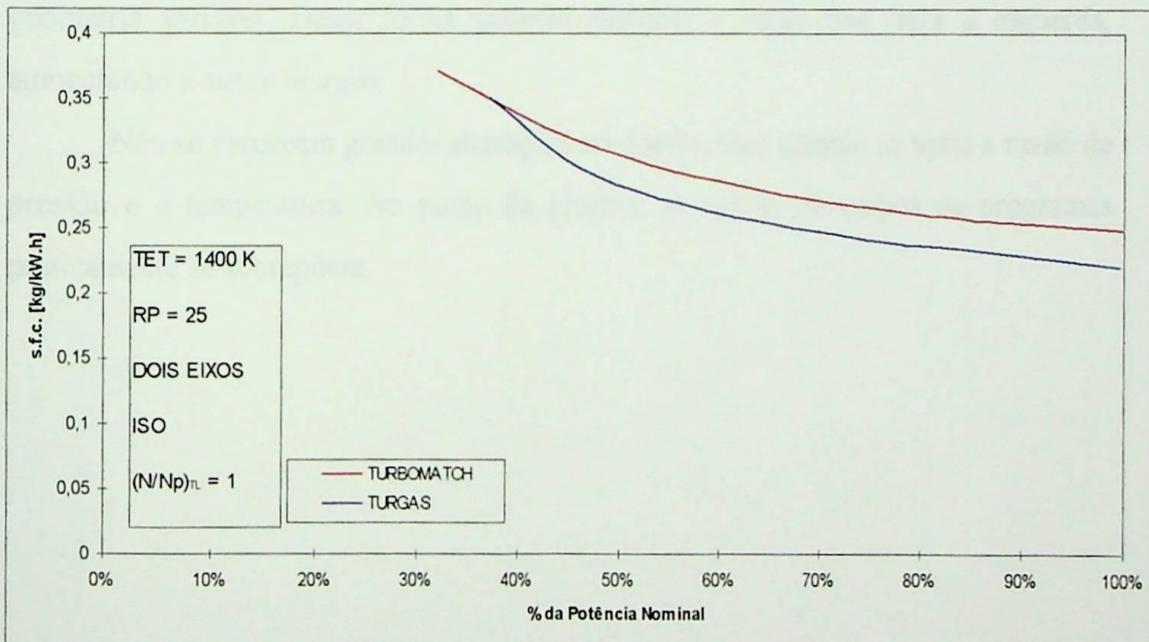


Figura 5. 18 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

Nas Figuras 5.19 a 5.27 é mostrada a linha de trabalho do compressor imposta pela capacidade de “engolimento” da turbina de potência. Estas linhas são os resultados dos programas TURBOMATCH e TURGAS.

Pode-se notar, pelas Figuras 5.19 a 5.27, que, partindo-se do ponto de projeto, à medida que se reduz a vazão em massa, começa a surgir uma divergência entre as curvas, sendo que aquela produzida pelo TURGAS se aproxima da *surge line*.

Este comportamento se deve ao fato de que a razão de pressão diminui provocando o desentupimento da turbina, ou seja, a turbina perde a condição de *choke*, já no TURBOMATCH isso acontece mais a frente, pois os mapas das turbinas são diferentes.

Analisando-se as Figuras 5.19, 5.20 e 5.21, nota-se que, para a mesma razão de pressão, à medida que a temperatura máxima do ciclo aumenta, nas baixas vazões a curva tende a se aproximar mais da *surge line*.

Pelas Figuras 5.19 a 5.27, vê-se que, mantendo a temperatura e aumentando a razão de pressão a curva de trabalho atinge a *surge* nas baixas vazões para as razões de pressão 20 e 25, o que não acontece com a razão de pressão 10.

Isso se deve ao fato de o mapa da turbina impor esta condição ao compressor. As soluções seriam aumentar a área de entrada da turbina ou ter compressores de geometria variável. Dessa forma pode-se deslocar a *surge line* para a esquerda, aumentando a *surge margin*.

Não se percebem grandes alterações no desvio, nem quando se varia a razão de pressão e a temperatura. No ponto de projeto, as curvas de ambos os programas praticamente se sobrepõem.

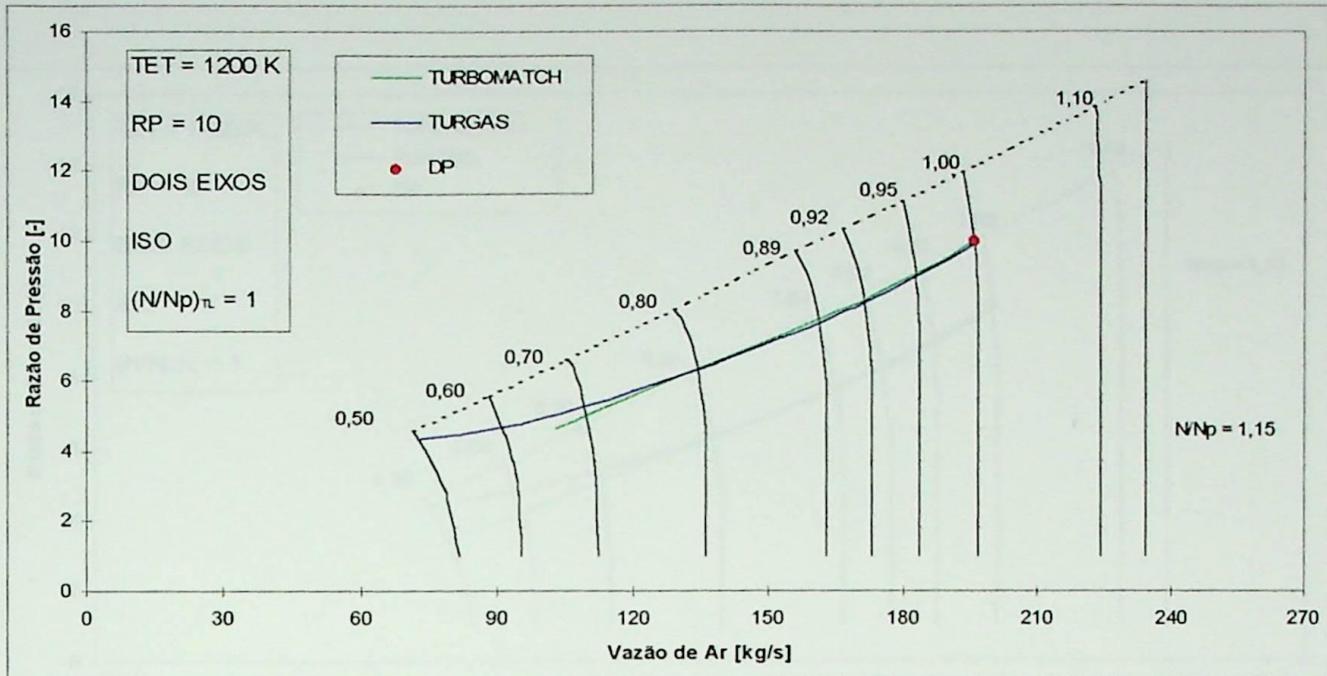


Figura 5. 19 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

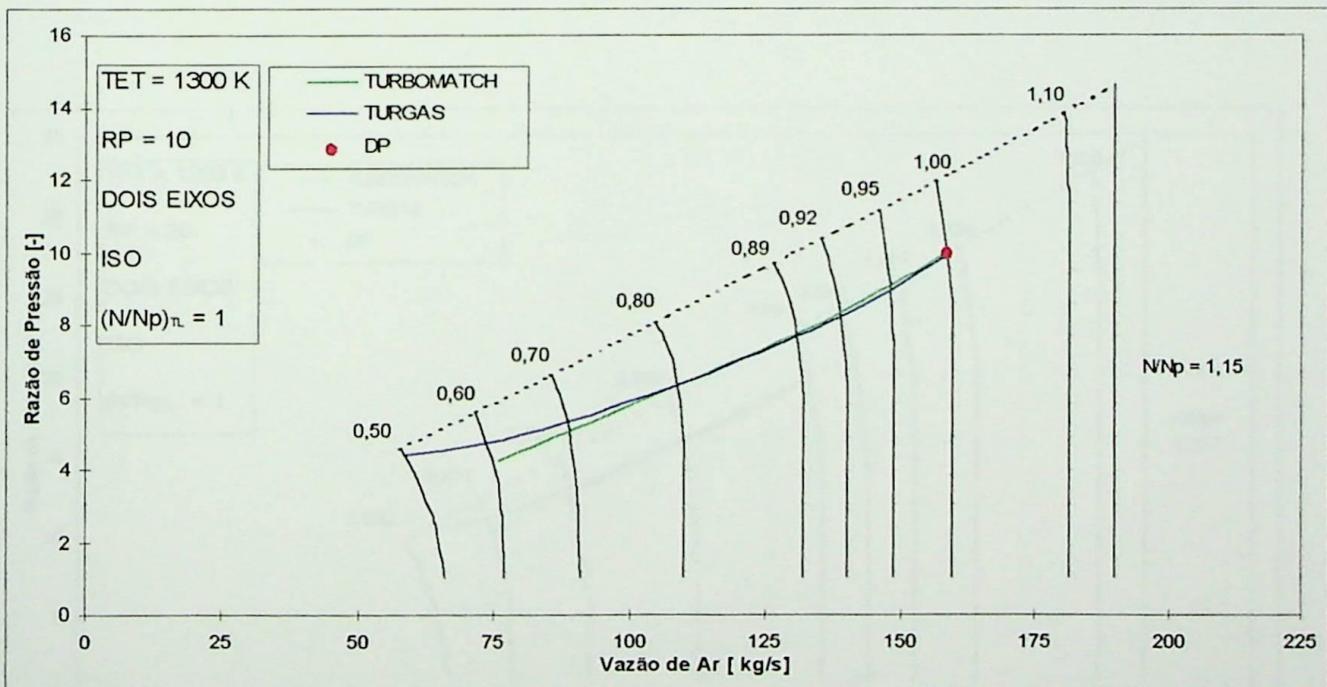


Figura 5. 20 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

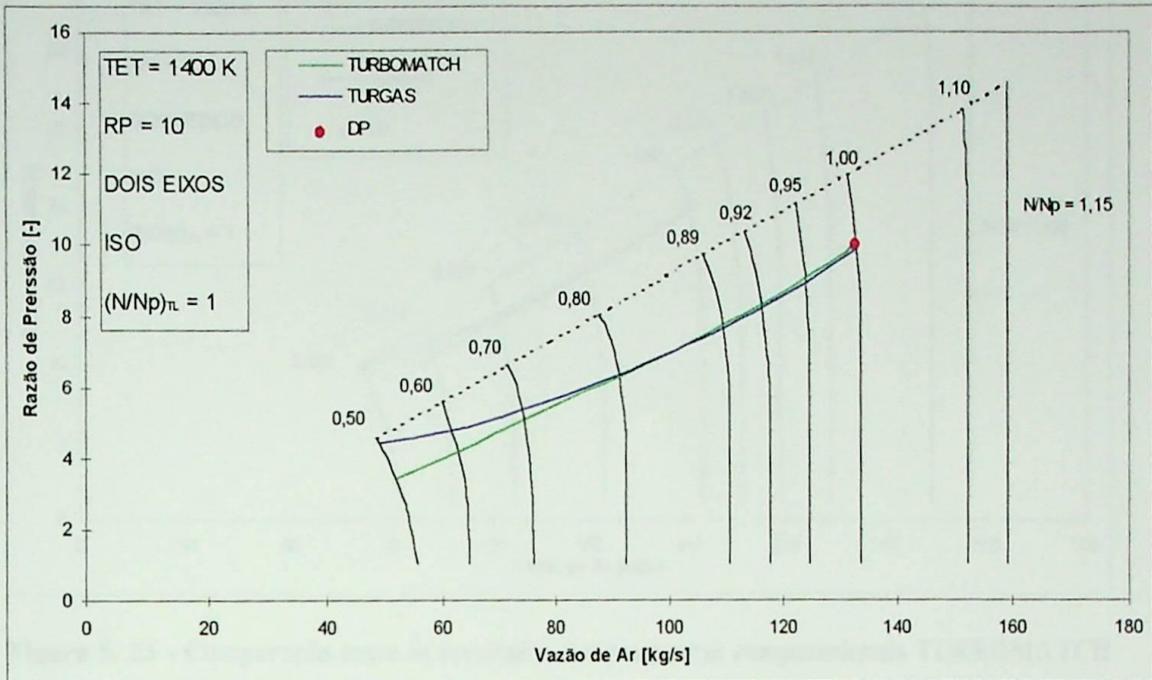


Figura 5. 21 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

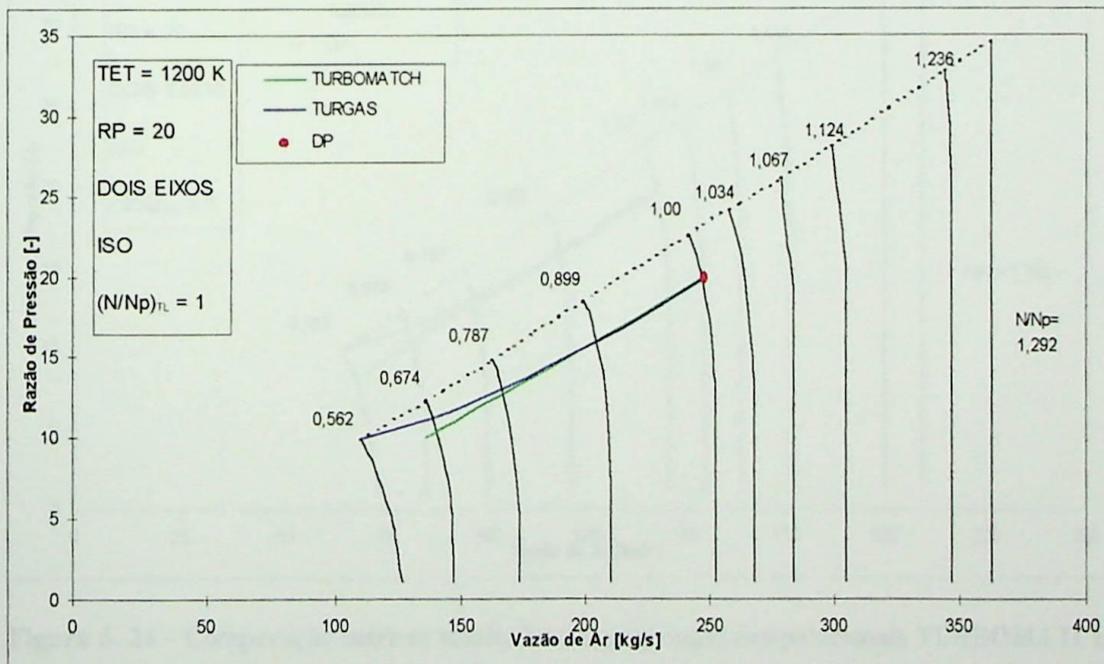


Figura 5. 22 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

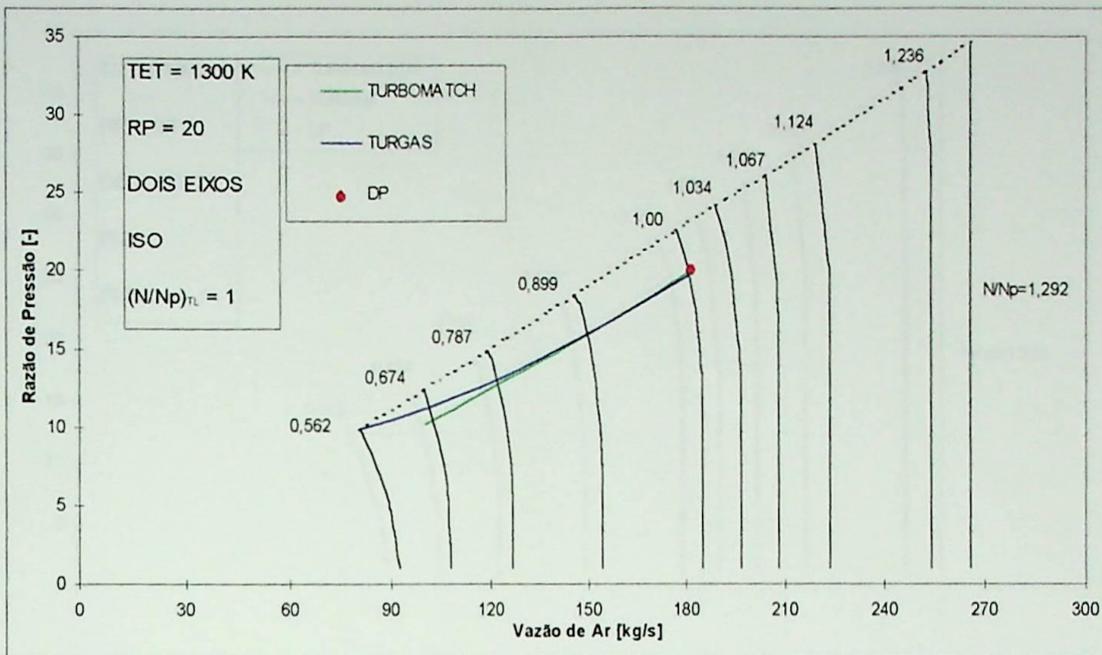


Figura 5. 23 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

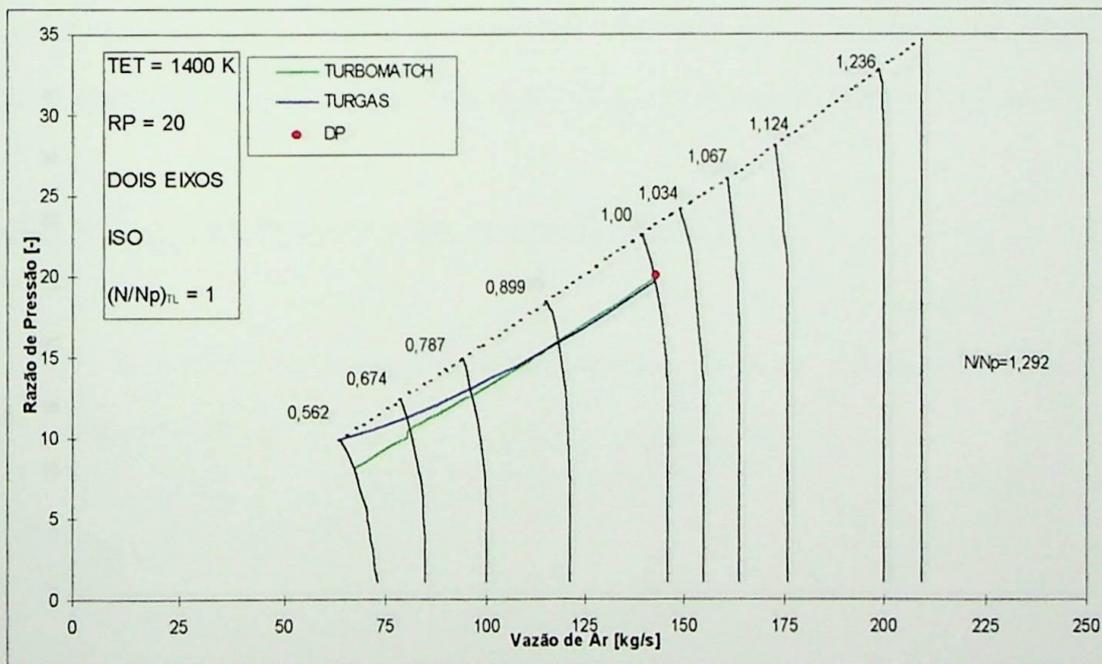


Figura 5. 24 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

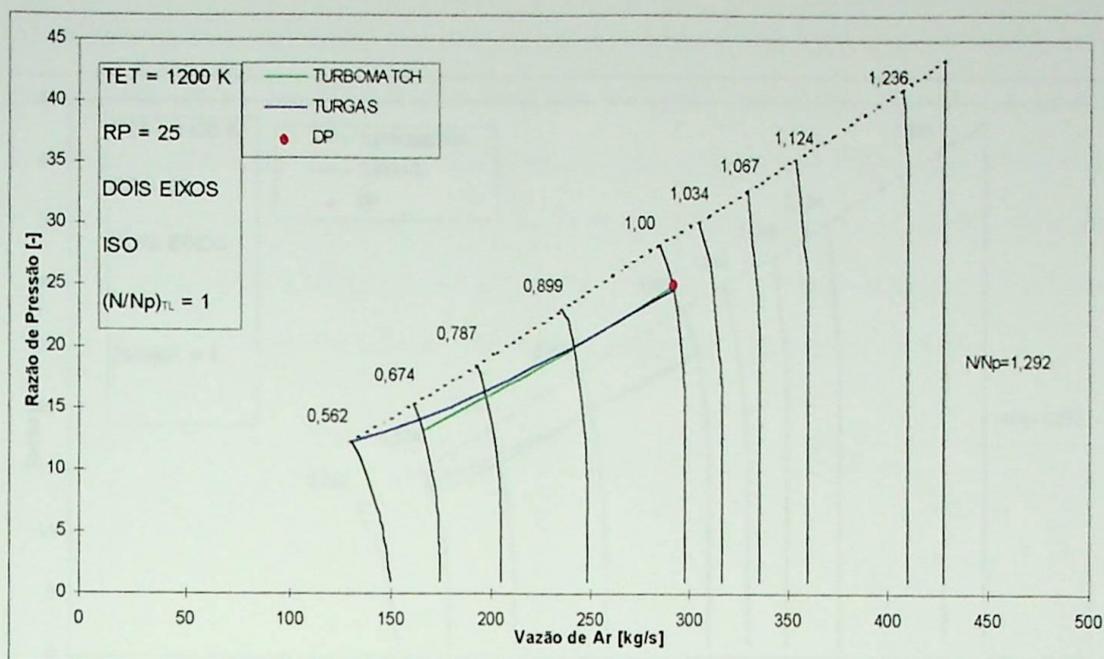


Figura 5. 25 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

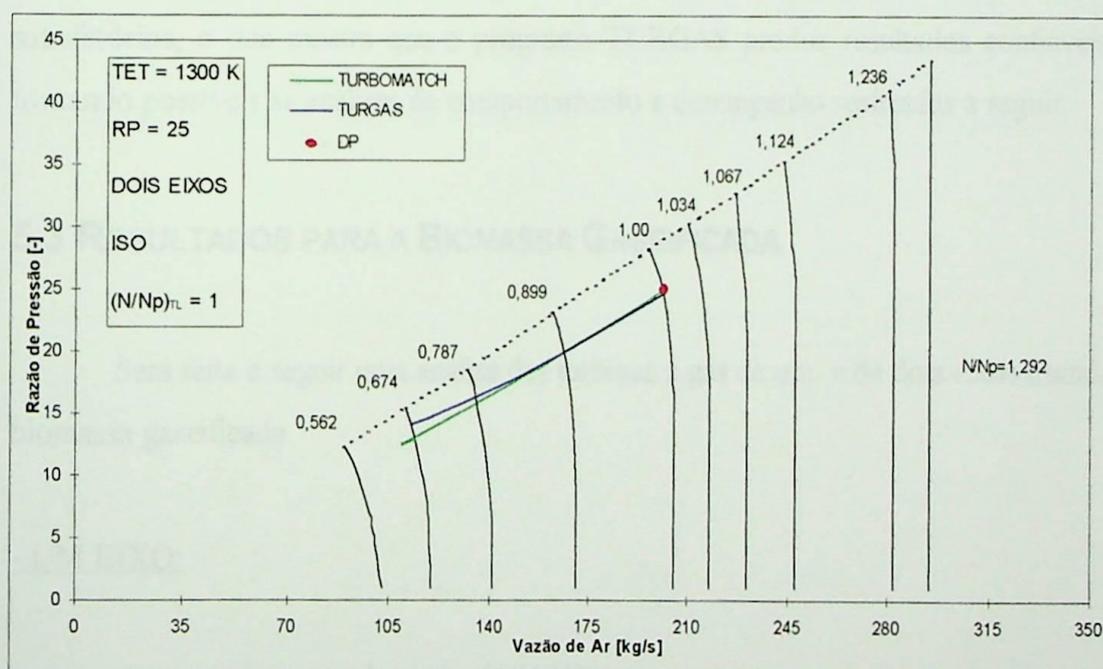


Figura 5. 26 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

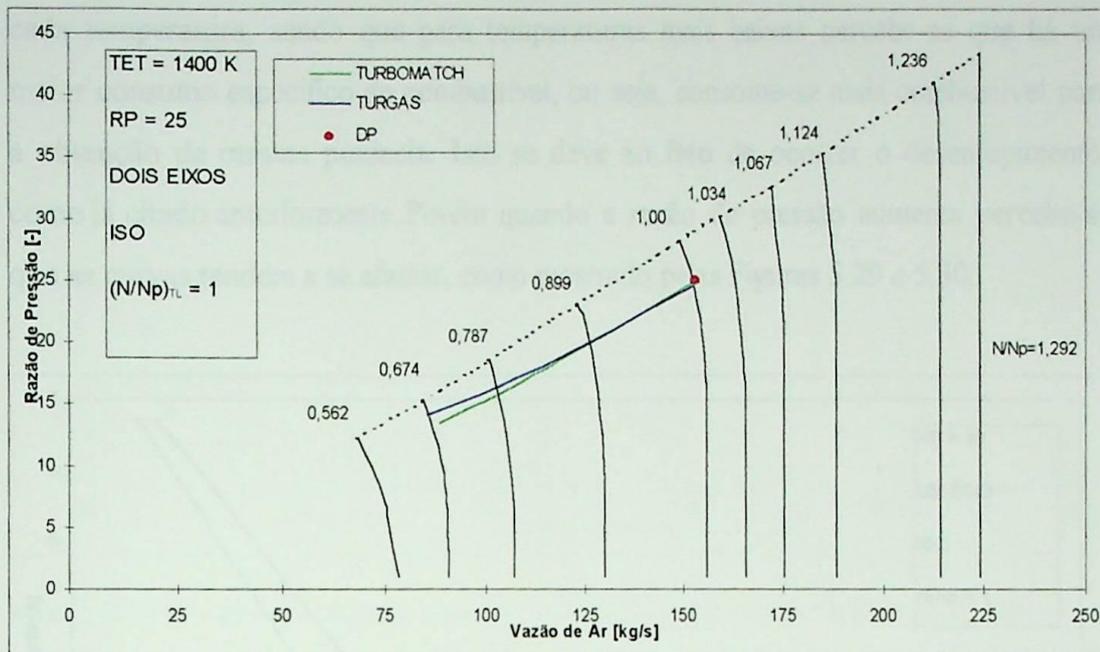


Figura 5. 27 - Comparação entre os resultados dos programas computacionais TURBOMATCH e TURGAS para turbinas a gás de dois eixos.

Os resultados da comparação, tanto para um eixo quanto para dois eixos, são satisfatórios, o que mostra que o programa TURGAS produz resultados confiáveis, tornando possíveis as análises de comportamento e desempenho realizadas a seguir.

5.3 RESULTADOS PARA A BIOMASSA GASEIFICADA

Será feita a seguir uma análise das turbinas a gás de um e de dois eixos usando biomassa gaseificada.

- UM EIXO:

Os resultados obtidos com o TURGAS para turbinas a gás de um eixo são representados pelas Figuras 5.28 a 5.30, as quais mostram o consumo específico de combustível, s.f.c., em função da porcentagem da potência de projeto, para razões de pressão 10, 20 e 25, e temperaturas de entrada na turbina de 1200, 1300 e 1400 K.

A Figura 5.28 mostra que para baixas razões de pressão a temperatura máxima do ciclo não tem grande influência acima de 50% da potência de projeto. Abaixo dessa

condição nota-se que começa a ocorrer um desvio no comportamento da turbina para cada temperatura, sendo que para temperaturas mais baixas percebe-se que há um maior consumo específico de combustível, ou seja, consome-se mais combustível para a obtenção da mesma potência. Isto se deve ao fato de ocorrer o desentupimento, como já citado anteriormente. Porém quando a razão de pressão aumenta percebe-se que as curvas tendem a se afastar, como mostrado pelas Figuras 5.29 e 5.30.

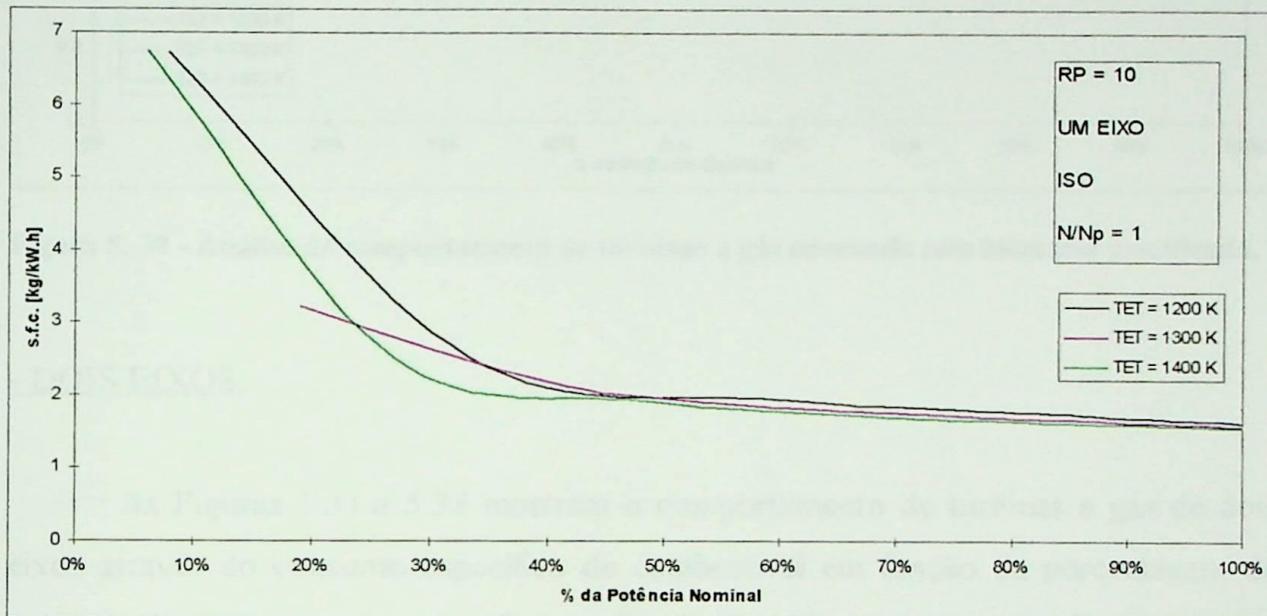


Figura 5. 28 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada.

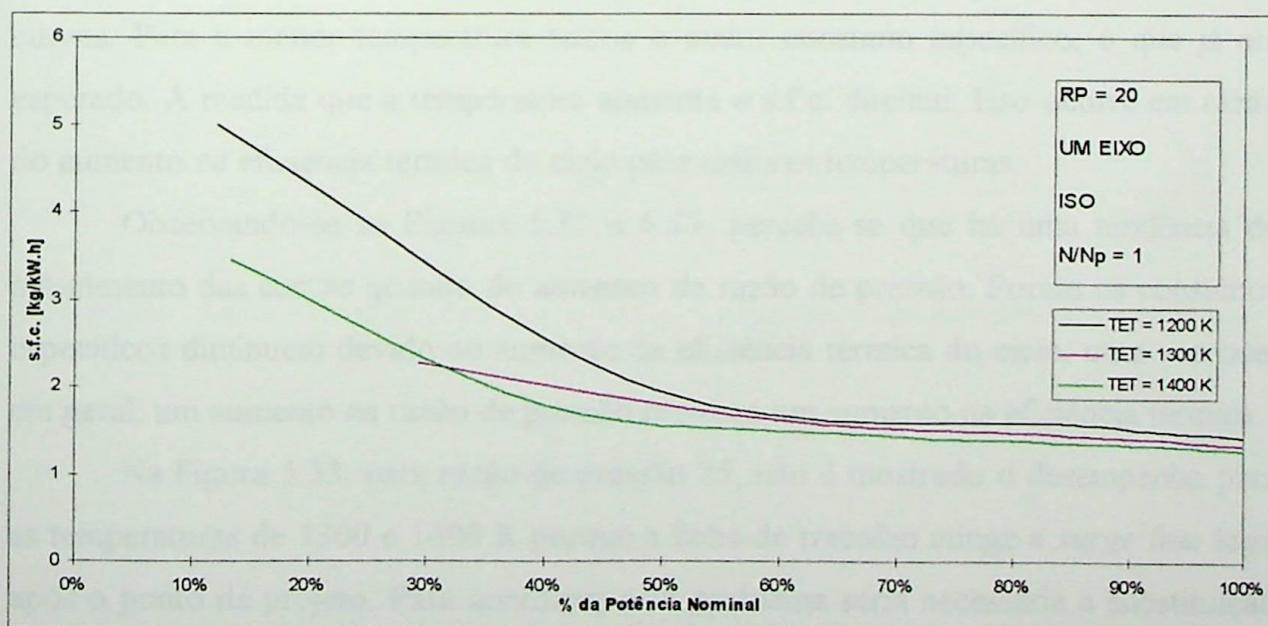


Figura 5. 29 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada.

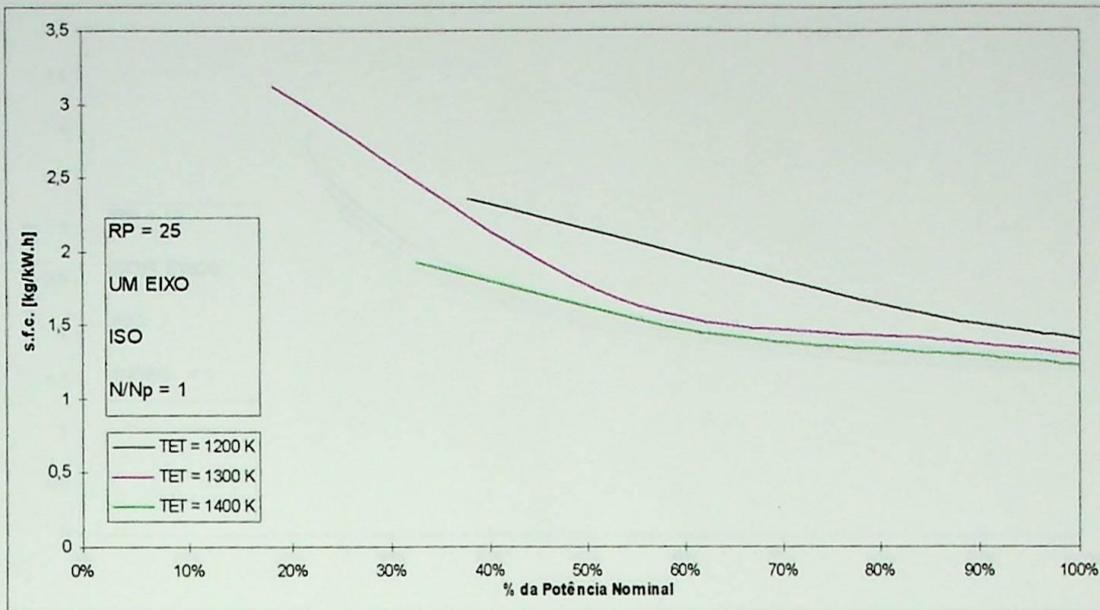


Figura 5. 30 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gasificada.

- DOIS EIXOS:

As Figuras 5.31 a 5.33 mostram o comportamento de turbinas a gás de dois eixos através do consumo específico de combustível em função da porcentagem da potência de projeto, para razões de pressão 10, 20 e 25, e temperaturas de 1200, 1300 e 1400 K.

Na Figura 5.31 nota-se que há uma distinção clara entre o s.f.c. referente a cada potência, não indicando nenhuma tendência de aproximação ou afastamento das curvas. Para a menor temperatura temos o maior consumo específico, o que já era esperado. À medida que a temperatura aumenta o s.f.c. diminui. Isso ocorre em razão do aumento na eficiência térmica do ciclo para maiores temperaturas.

Observando-se as Figuras 5.32 e 5.33, percebe-se que há uma tendência de afastamento das curvas quando do aumento da razão de pressão. Porém os consumos específicos diminuem devido ao aumento na eficiência térmica do ciclo, uma vez que, em geral, um aumento na razão de pressão provoca um aumento na eficiência térmica.

Na Figura 5.33, para razão de pressão 25, não é mostrado o desempenho para as temperaturas de 1300 e 1400 K porque a linha de trabalho atinge a *surge line* logo após o ponto de projeto. Para contornar este problema seria necessária a substituição do mapa da turbina por um outro que não levasse a linha de trabalho a atingir a *surge line*.

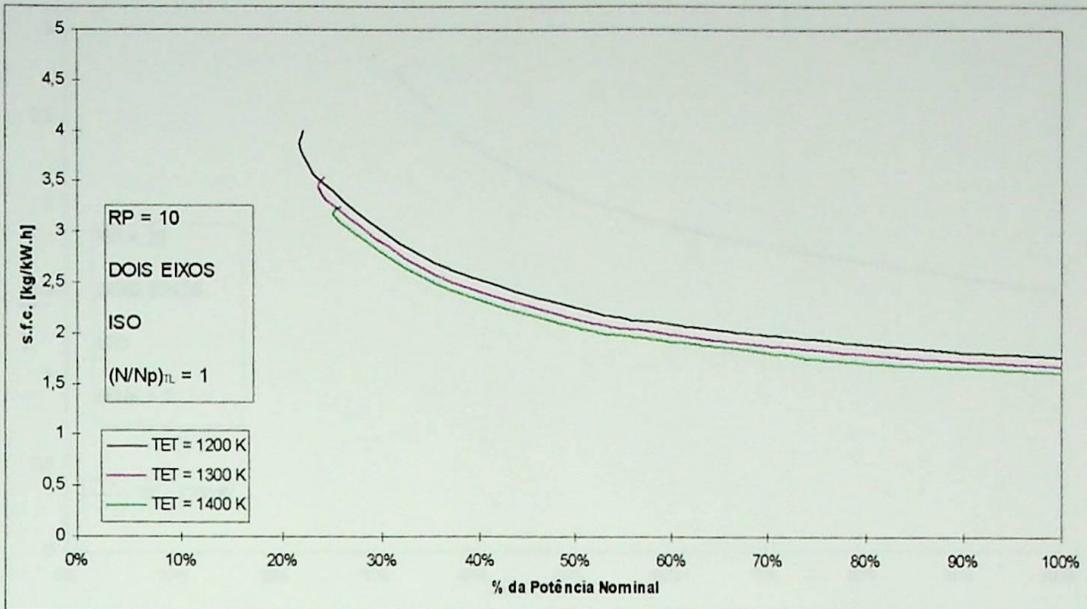


Figura 5.31 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada.

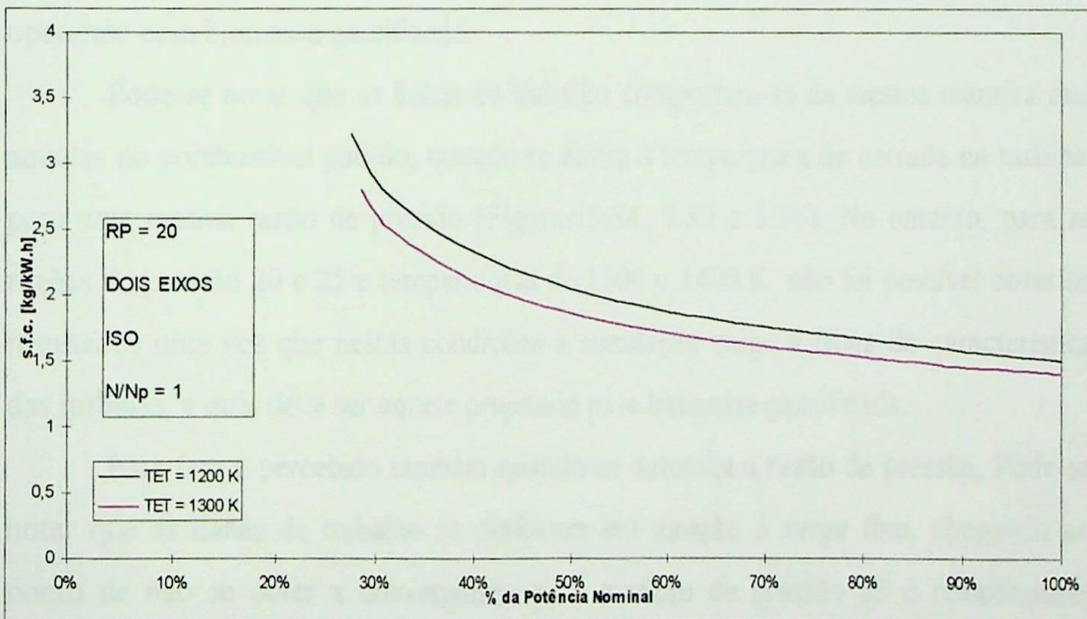


Figura 5.32 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada.

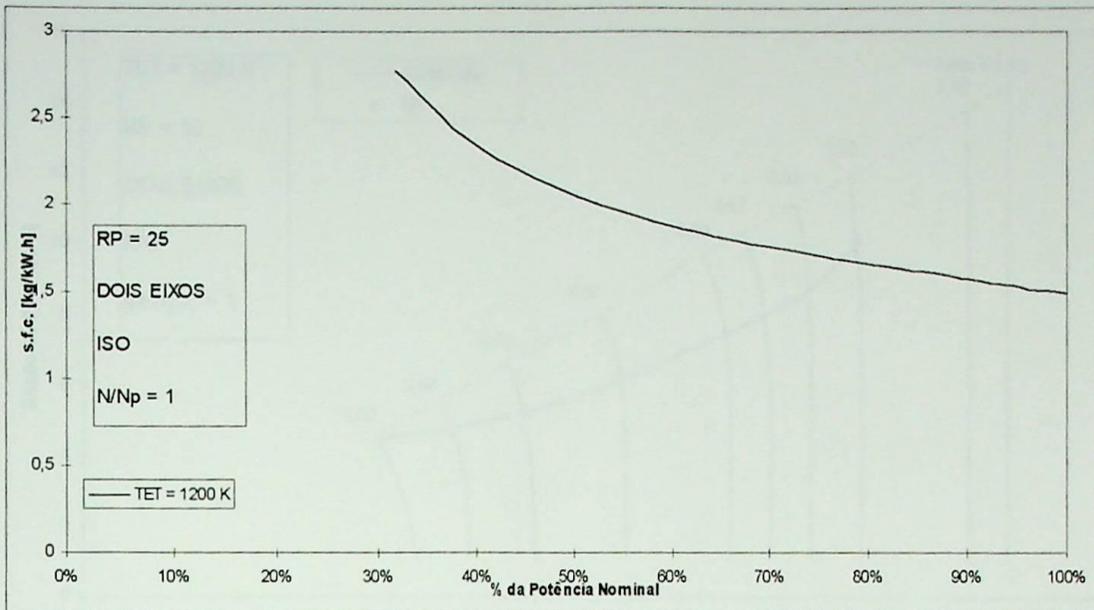


Figura 5.33 - Análise do comportamento de turbinas a gás operando com biomassa gaseificada.

As Figuras 5.34 a 5.41 mostram o comportamento da linha de trabalho, na característica do compressor, imposta a este pela turbina livre de uma turbina a gás operando com biomassa gaseificada.

Pode-se notar que as linhas de trabalho comportam-se da mesma maneira que aquelas do combustível padrão, quando se altera a temperatura de entrada na turbina, para uma mesma razão de pressão (Figuras 5.34, 5.35 e 5.36). No entanto, para as razões de pressão 20 e 25 e temperaturas de 1300 e 1400 K, não foi possível obter os resultados uma vez que nestas condições a simulação exige a troca da característica das turbinas, a qual deve ser aquela projetada para biomassa gaseificada.

Este fato é percebido também quando se aumenta a razão de pressão. Pode-se notar que as linhas de trabalho se deslocam em direção à *surge line*, chegando ao ponto de não se obter a convergência para a razão de pressão 25 e temperaturas máximas de 1300 e de 1400 K.

Para que não ocorram estes problemas os mapas das turbinas deveriam ser projetados especificamente para o uso da biomassa, o que reduziria a tendência da linha de trabalho em interceptar prematuramente a *surge line*.

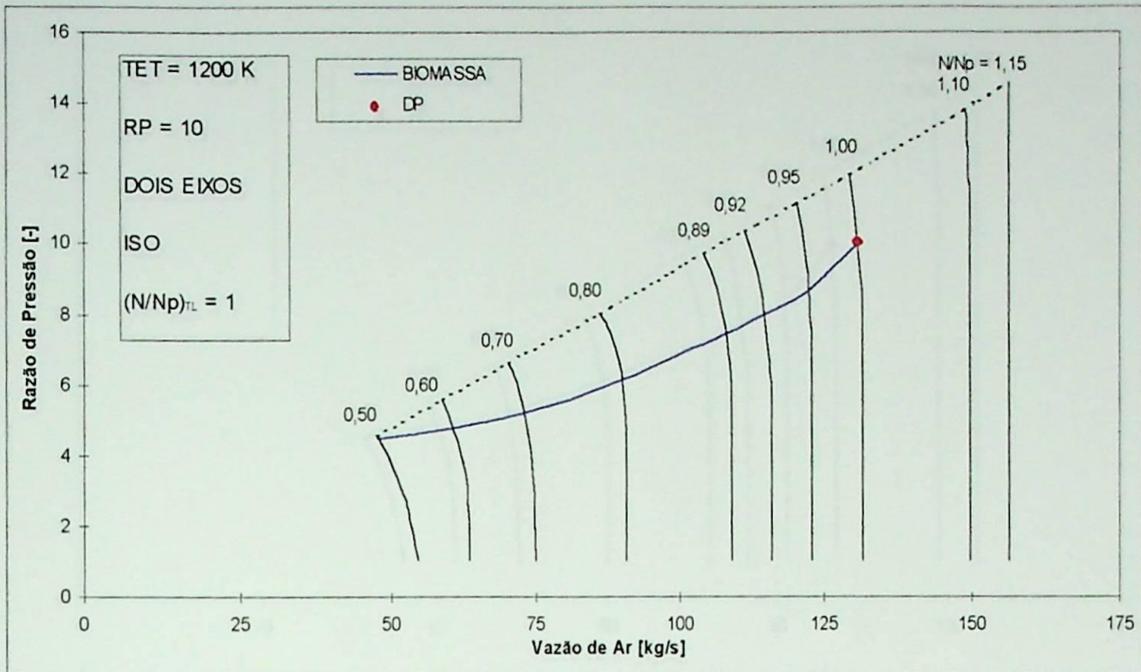


Figura 5.34 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

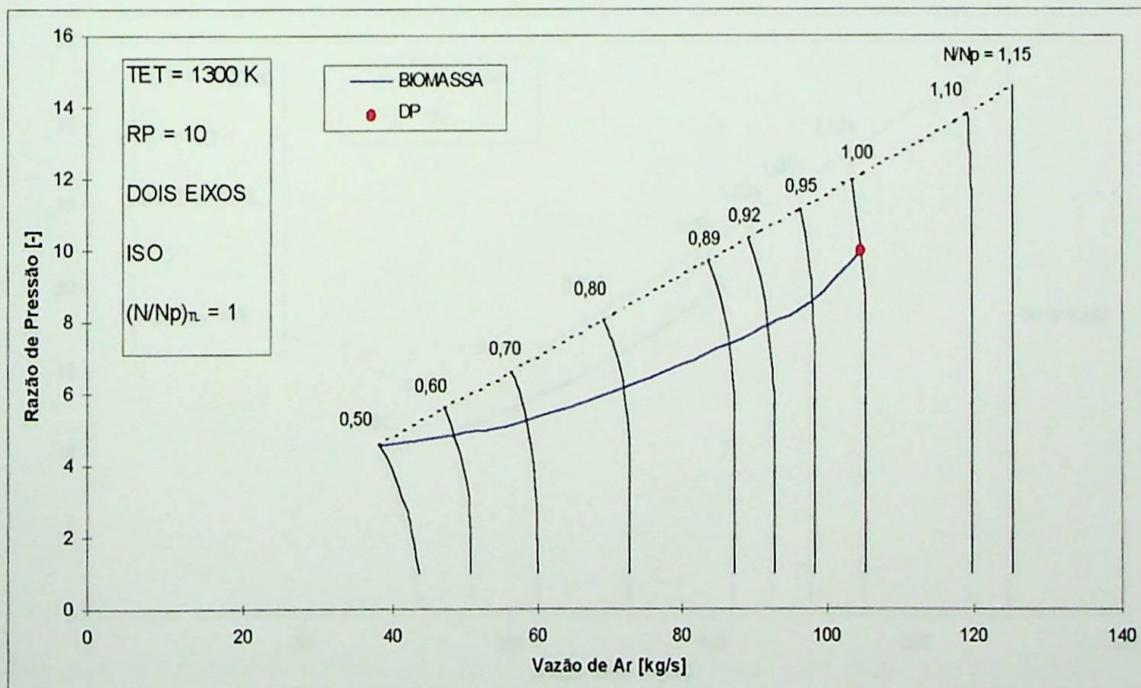


Figura 5.35 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

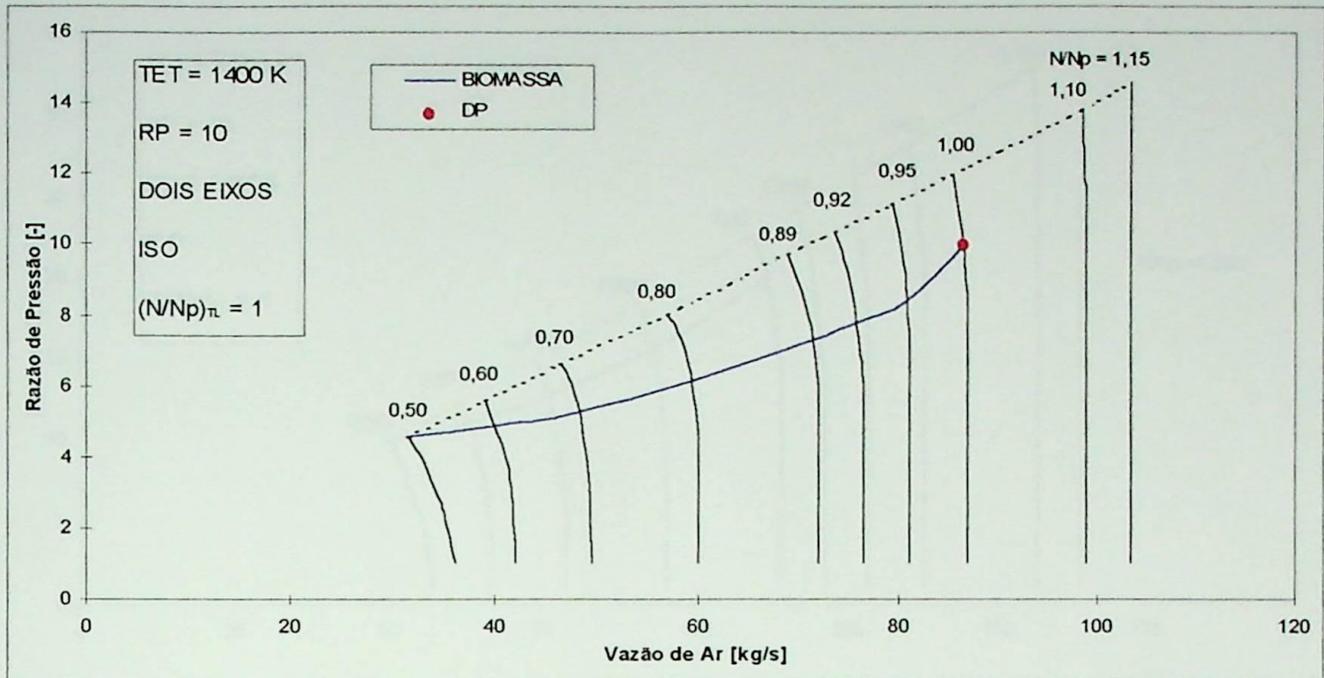


Figura 5.36 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

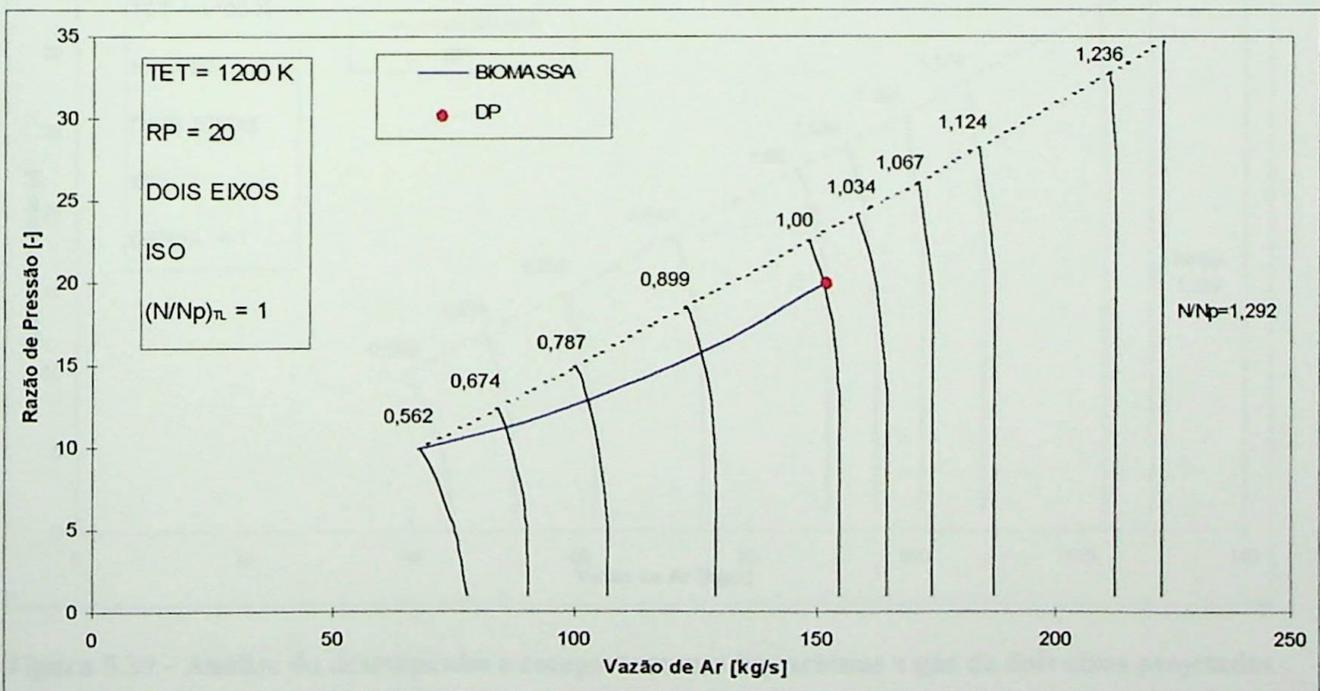


Figura 5.37 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

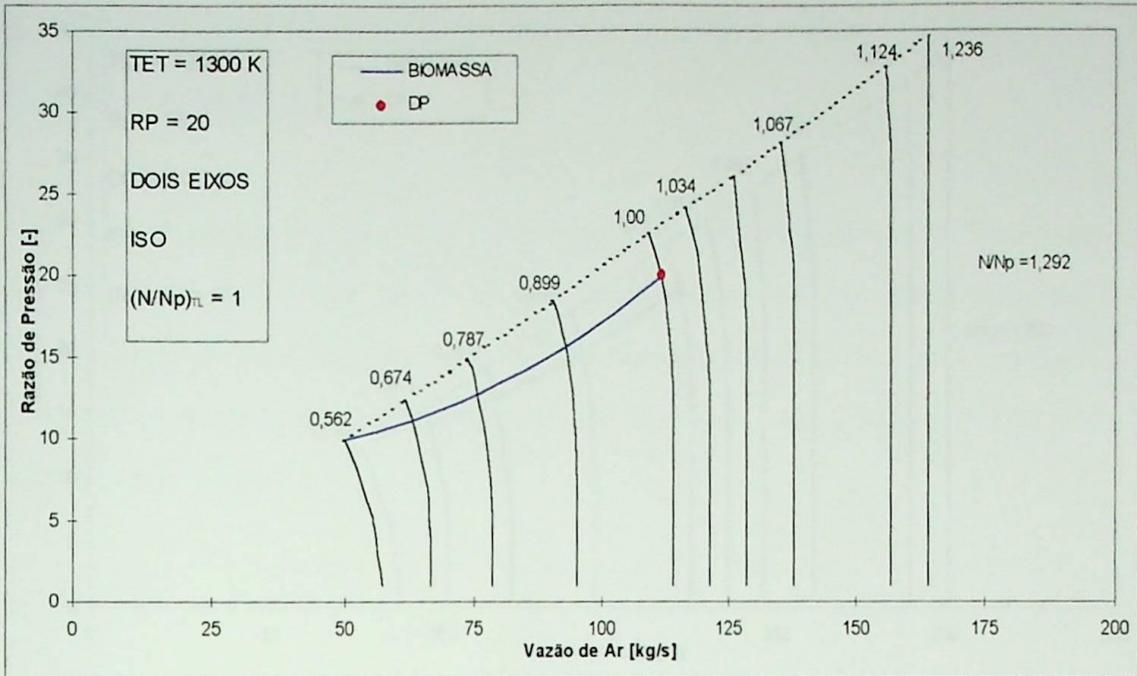


Figura 5.38 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

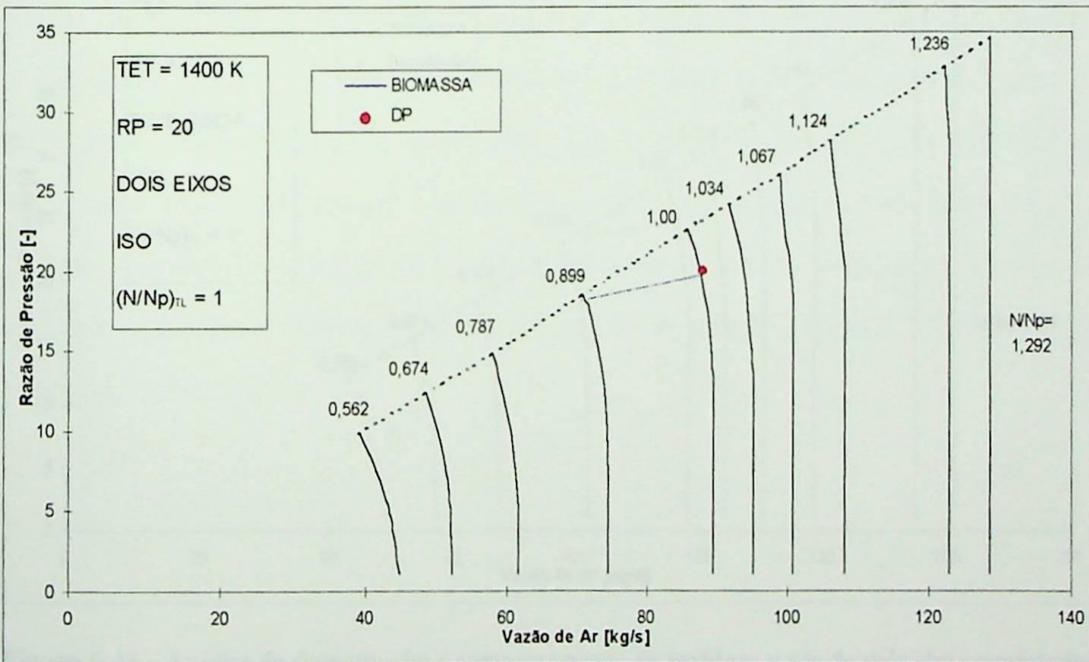


Figura 5.39 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

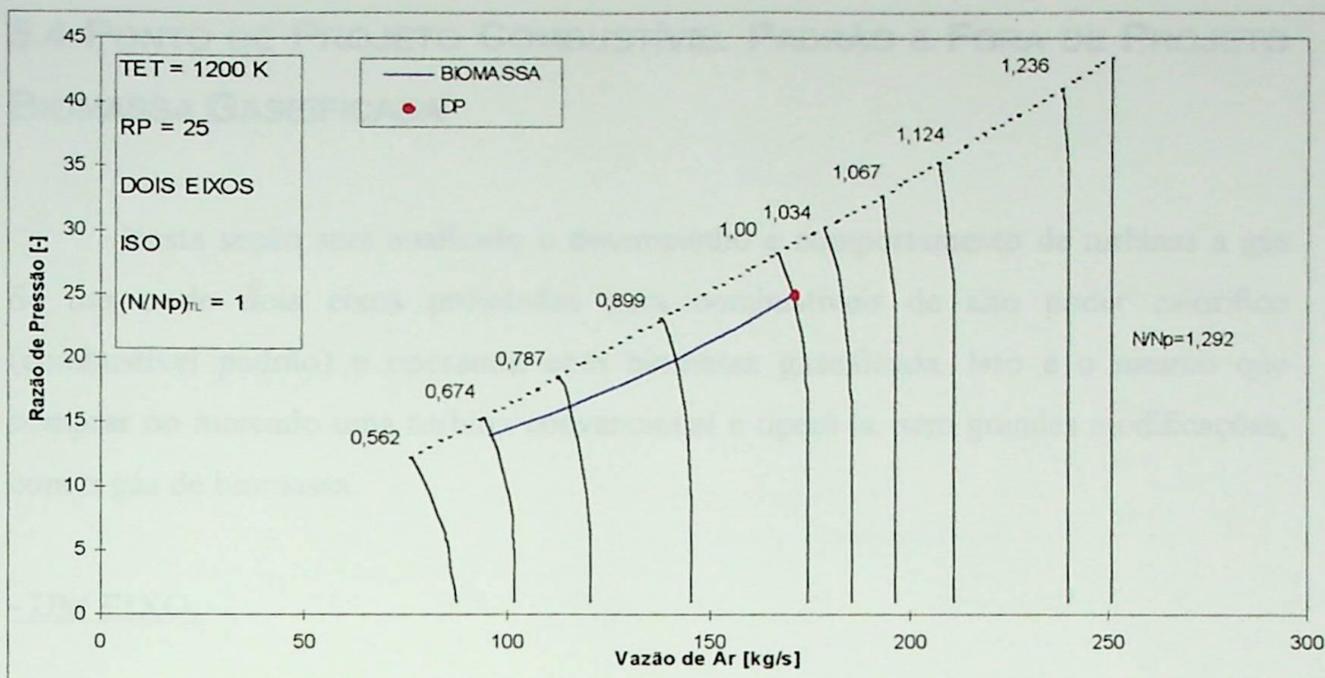


Figura 5.40 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

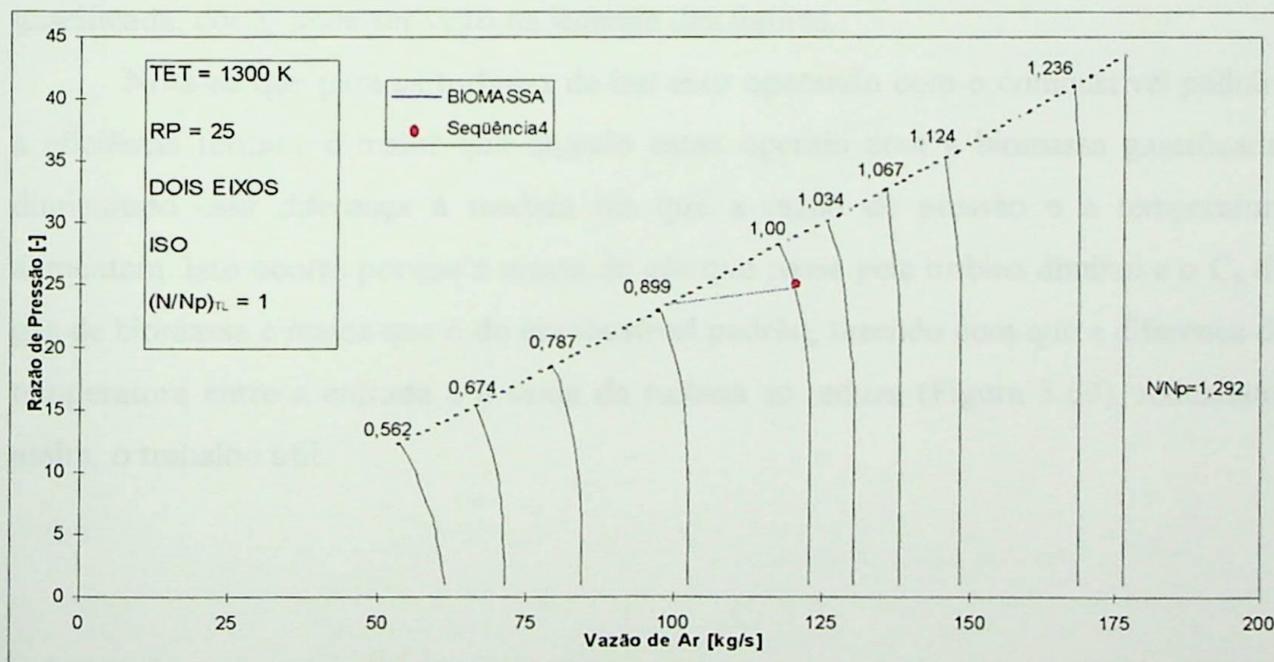


Figura 5.41 - Análise do desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com gás de biomassa.

5.4 PONTO DE PROJETO COMBUSTÍVEL PADRÃO E FORA DE PROJETO BIOMASSA GASEIFICADA

Nesta seção será analisado o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um e de dois eixos projetadas para combustíveis de alto poder calorífico (combustível padrão) e operando com biomassa gaseificada. Isto é o mesmo que comprar no mercado uma turbina convencional e operá-la, sem grandes modificações, com o gás de biomassa.

- UM EIXO:

As Figuras 5.42 a 5.50, para razões de pressão 10, 20 e 25, e temperaturas 1200, 1300 e 1400 K, mostram a eficiência do ciclo em função da porcentagem da potência de projeto. Uma das linhas é para a turbina a gás projetada e operada com combustível padrão e a outra é para esta mesma turbina a gás operando com biomassa gaseificada, como pode ser visto na legenda das figuras.

Nota-se que para as turbinas de um eixo operando com o combustível padrão, a eficiência térmica é maior que quando estas operam com a biomassa gaseificada, diminuindo essa diferença à medida em que a razão de pressão e a temperatura aumentam. Isto ocorre porque a massa de gás que passa pela turbina diminui e o C_p do gás de biomassa é maior que o do combustível padrão, fazendo com que a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da turbina se reduza (Figura 5.69), reduzindo, assim, o trabalho útil.

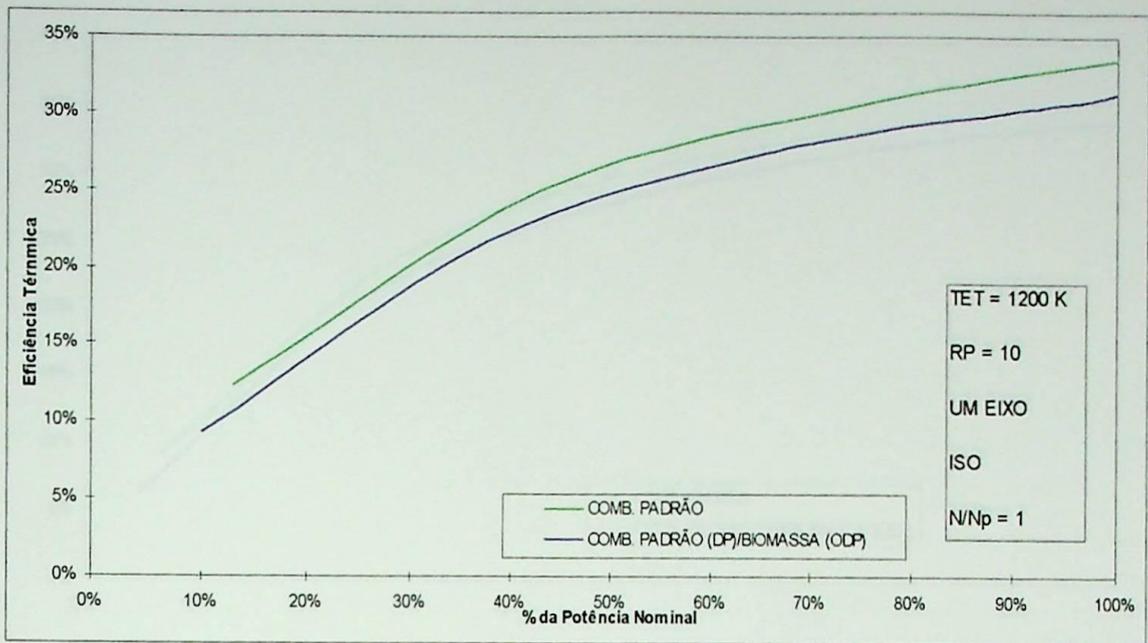


Figura 5.42 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

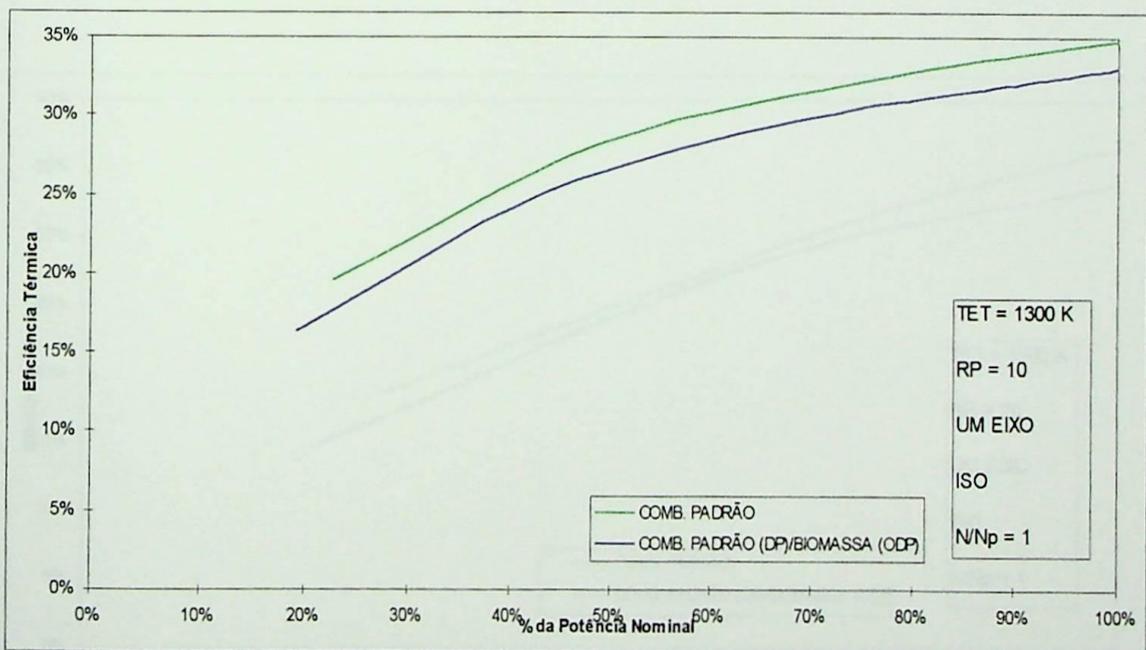


Figura 5.43 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

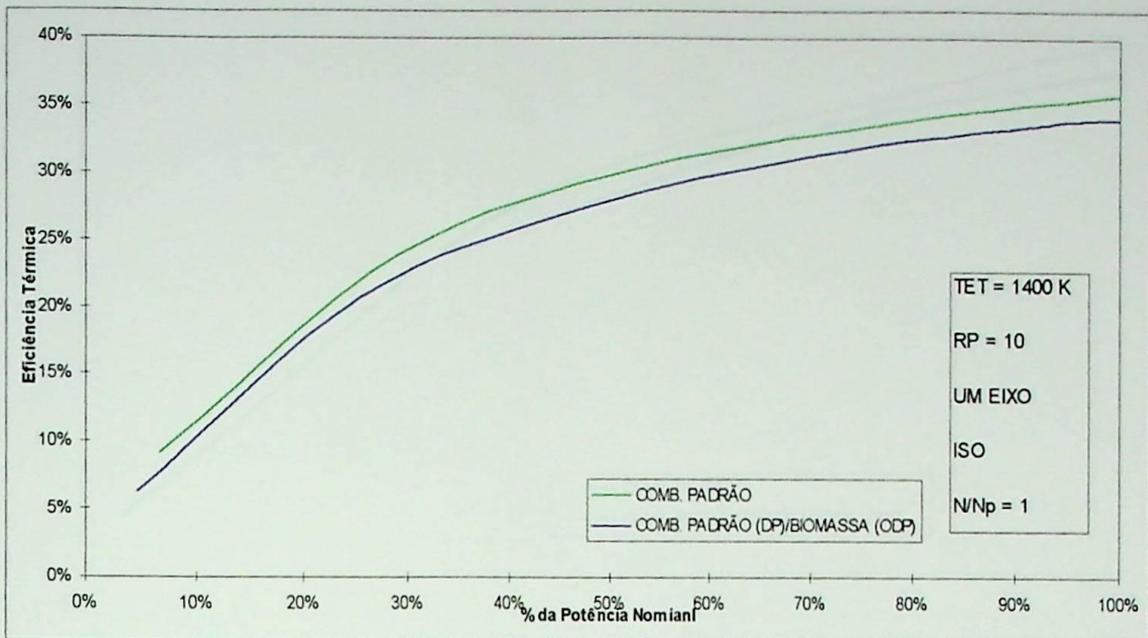


Figura 5.44 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

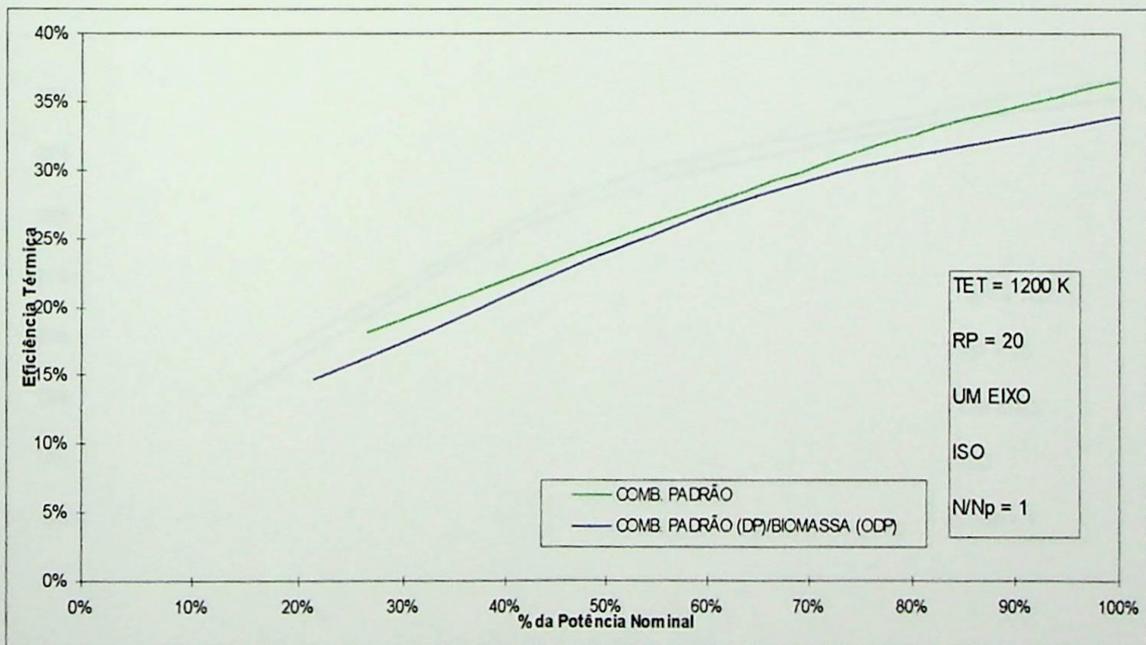


Figura 5. 45 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

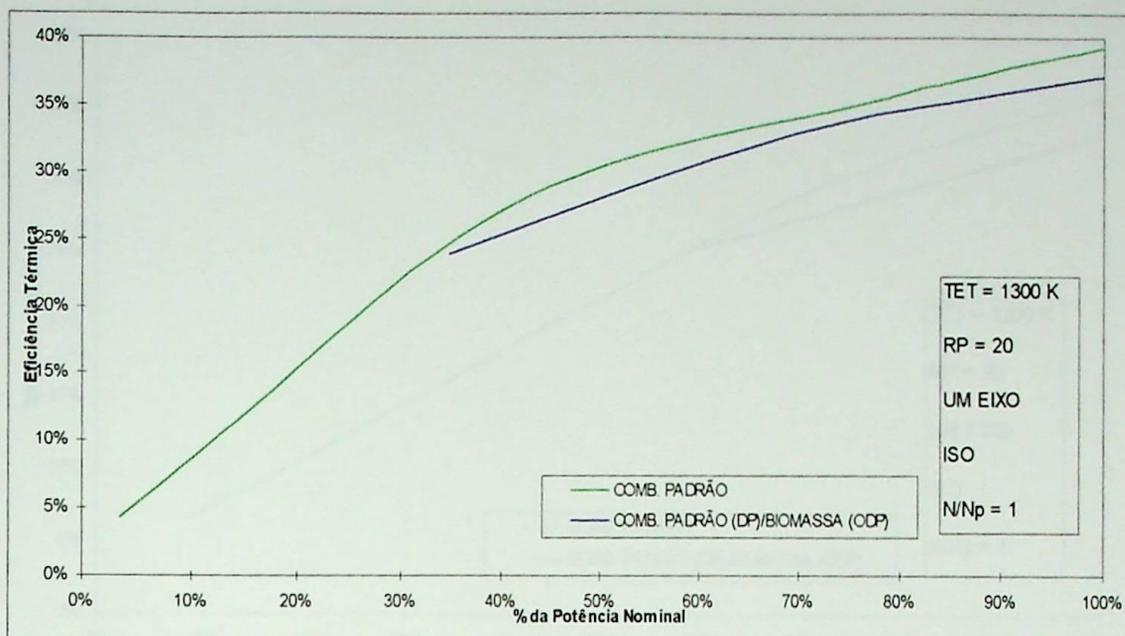


Figura 5.46 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

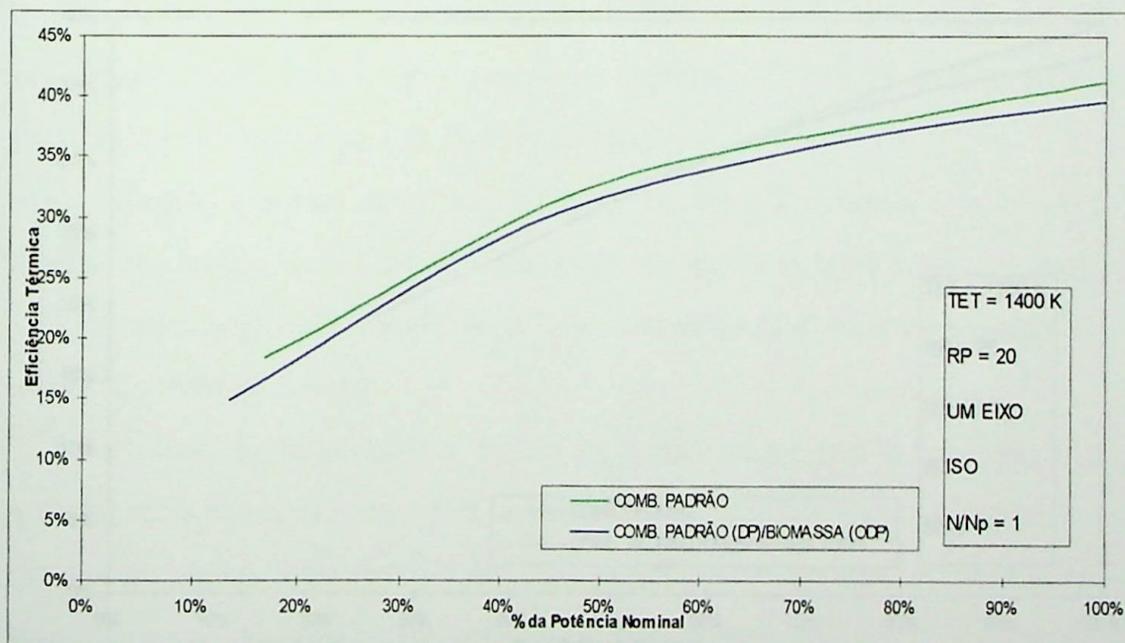


Figura 5.47 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

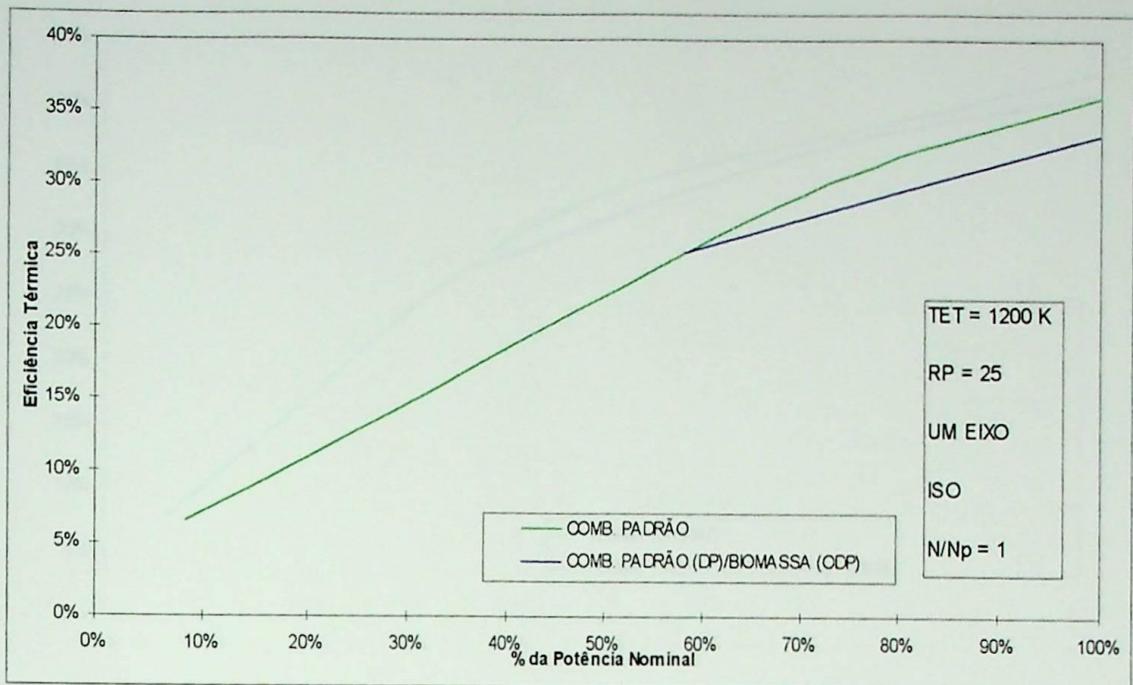


Figura 5.48 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

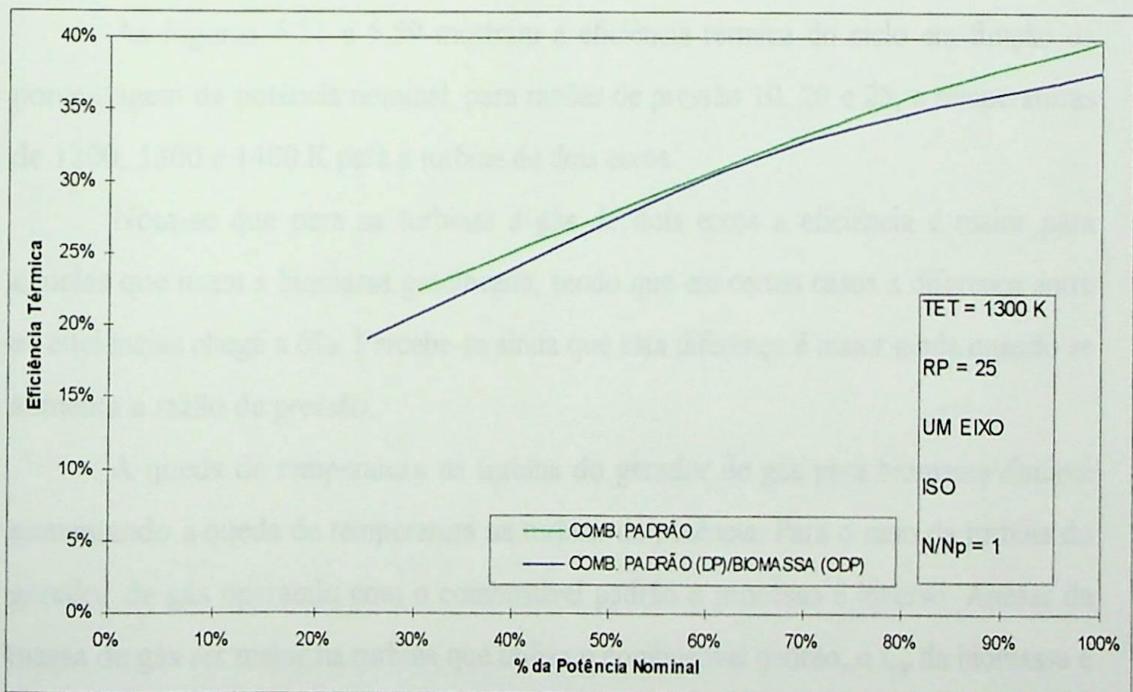


Figura 5.49 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

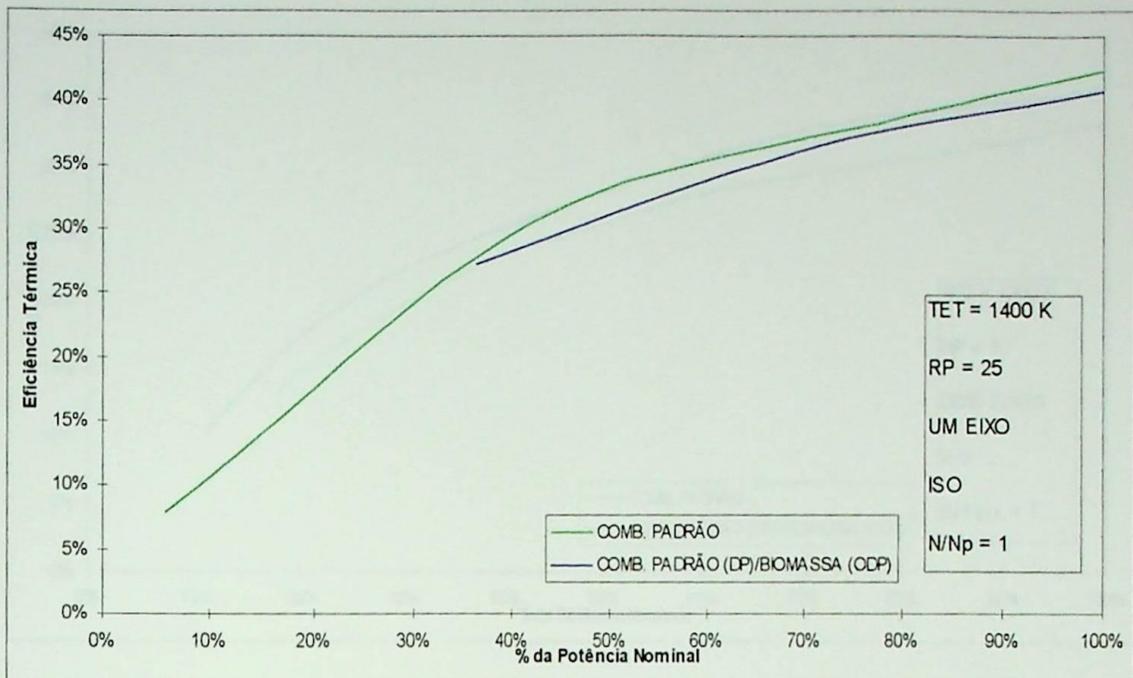


Figura 5.50 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de um eixo projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

- DOIS EIXOS:

As Figuras 5.51 a 5.59 mostram a eficiência térmica do ciclo em função da porcentagem da potência nominal, para razões de pressão 10, 20 e 25, e temperaturas de 1200, 1300 e 1400 K para a turbina de dois eixos.

Nota-se que para as turbinas a gás de dois eixos a eficiência é maior para aquelas que usam a biomassa gaseificada, sendo que em certos casos a diferença entre as eficiências chega a 6%. Percebe-se ainda que esta diferença é maior ainda quando se aumenta a razão de pressão.

A queda de temperatura na turbina do gerador de gás para biomassa diminui aumentando a queda de temperatura na turbina de potência. Para o caso da turbina do gerador de gás operando com o combustível padrão o processo é inverso. Apesar da massa de gás ser maior na turbina que utiliza o combustível padrão, o C_p da biomassa é maior, logo a multiplicação dos termos leva a turbina de potência, operando com biomassa gaseificada, a produzir um trabalho maior do que a turbina de potência operando com combustível padrão. Assim a eficiência do ciclo com biomassa gaseificada na turbina a gás de dois eixos é maior do que aquela de um eixo.

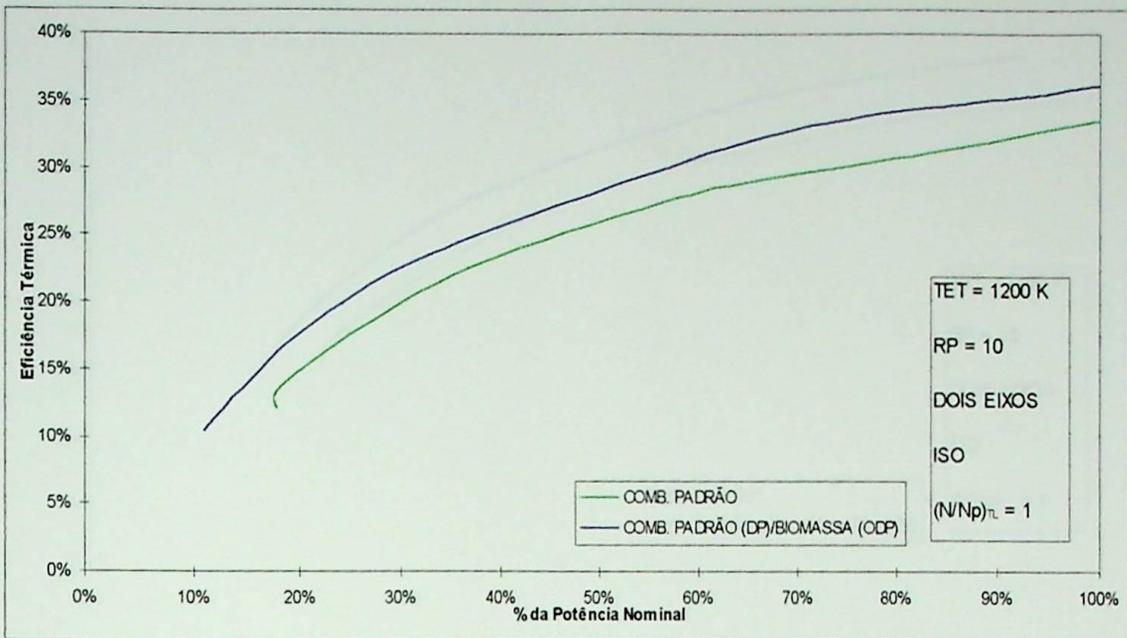


Figura 5.51 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

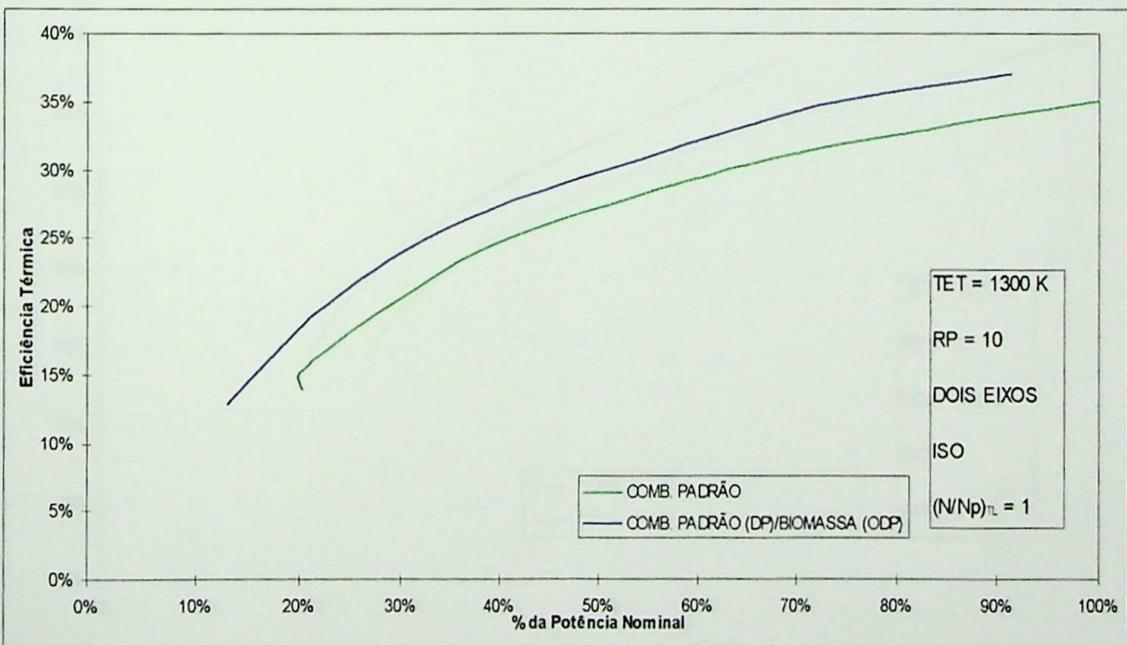


Figura 5.52 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

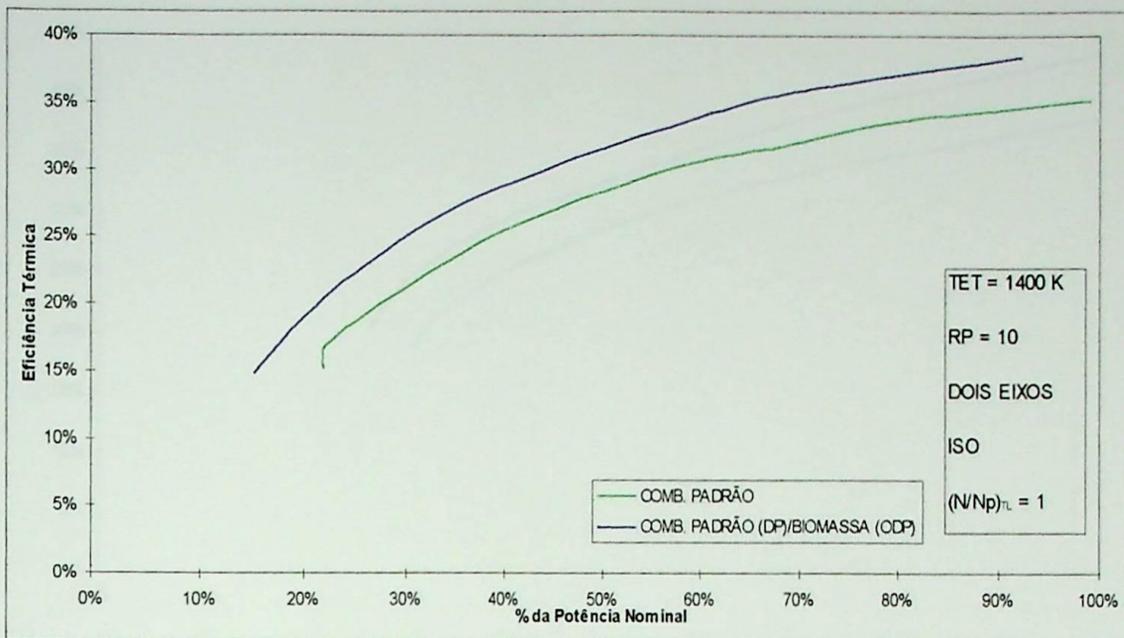


Figura 5.53 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

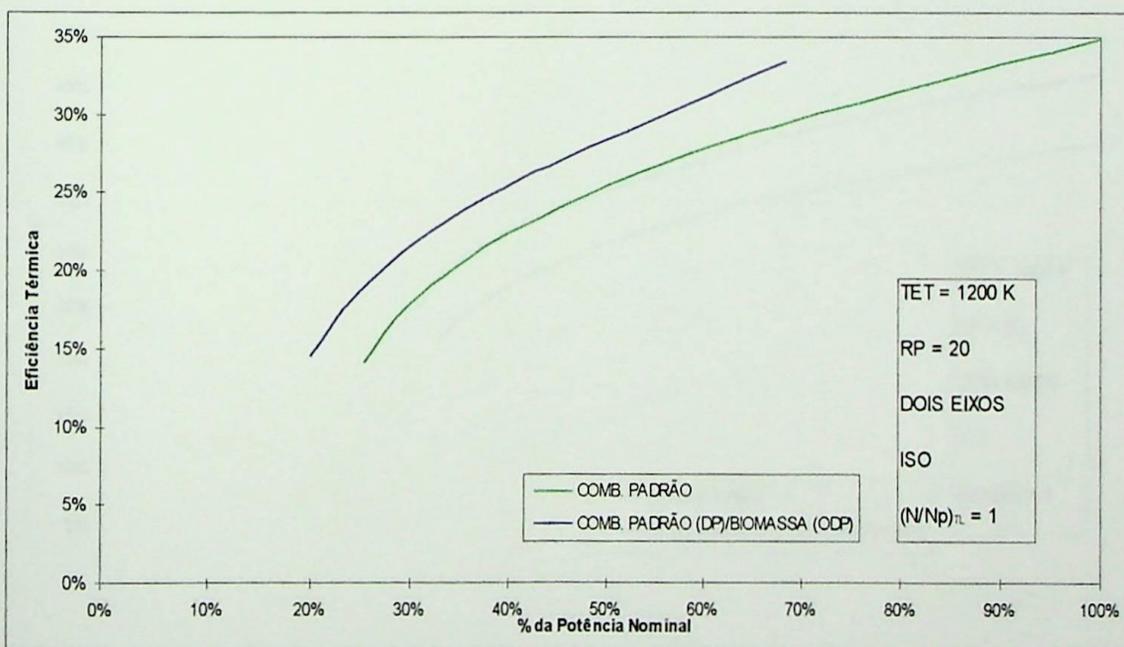


Figura 5.54 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

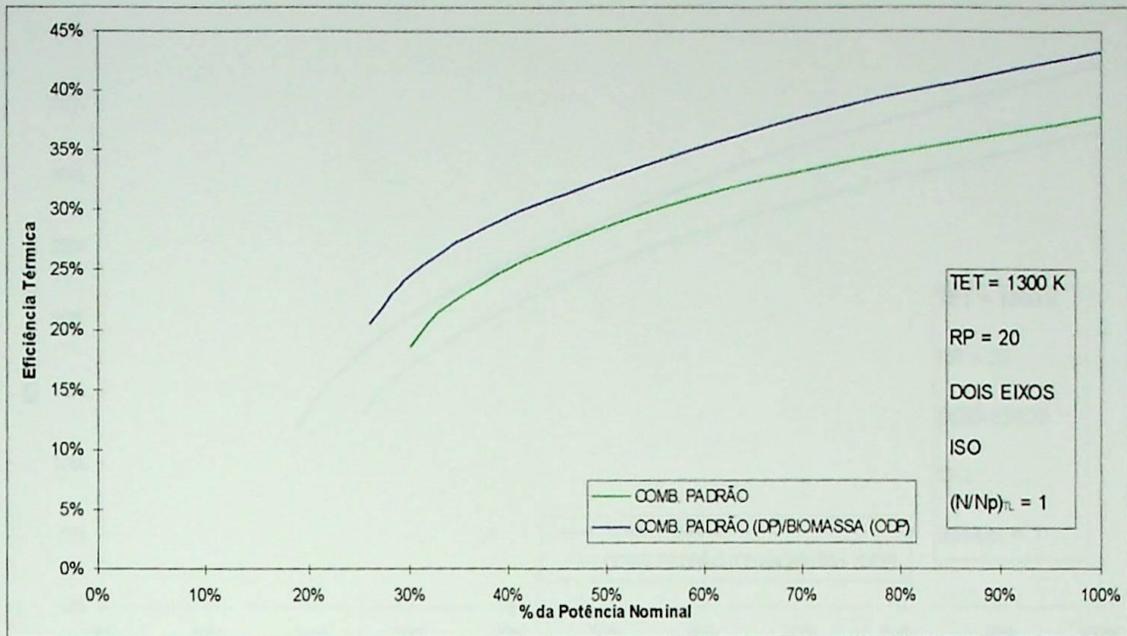


Figura 5.55 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

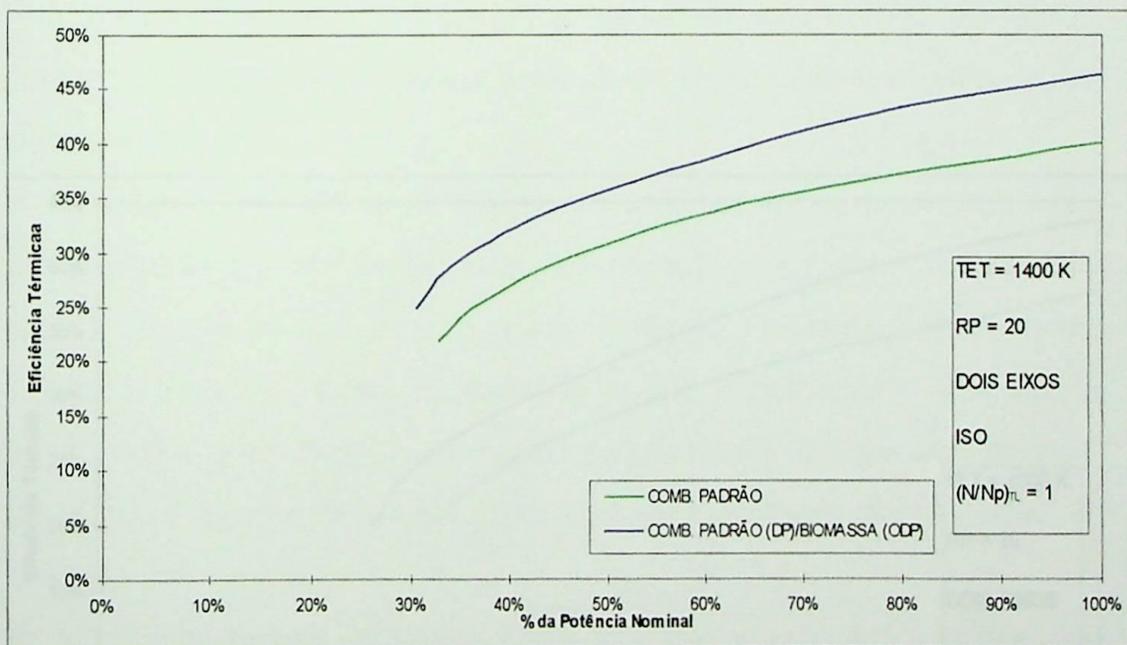


Figura 5.56 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

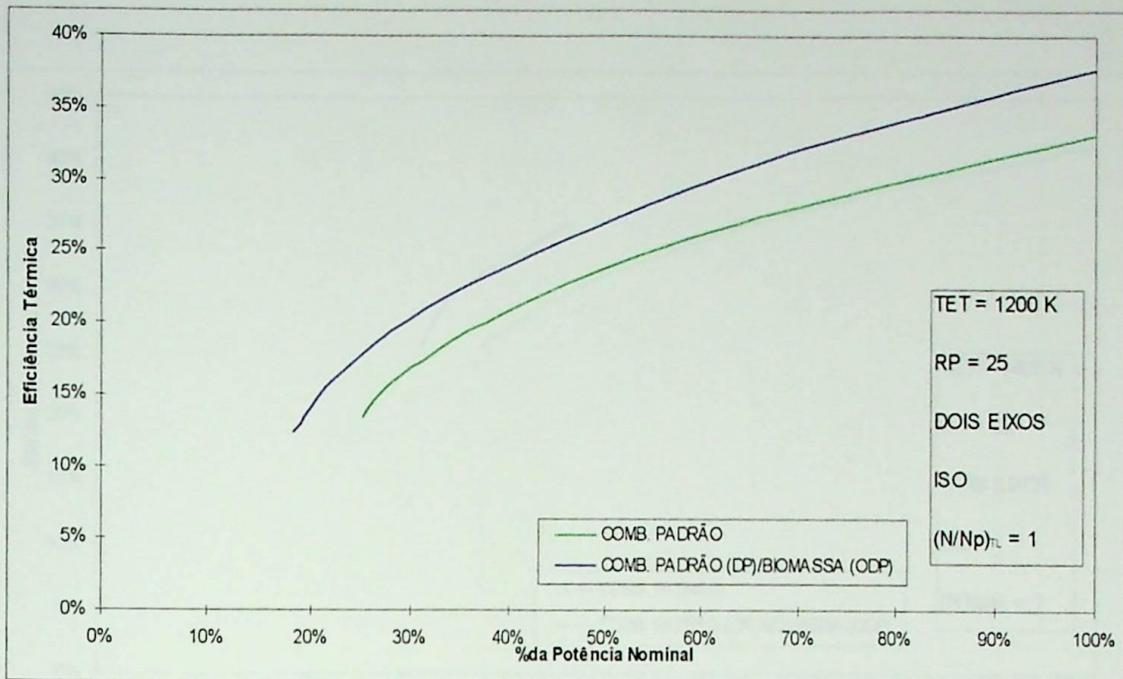


Figura 5.57 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

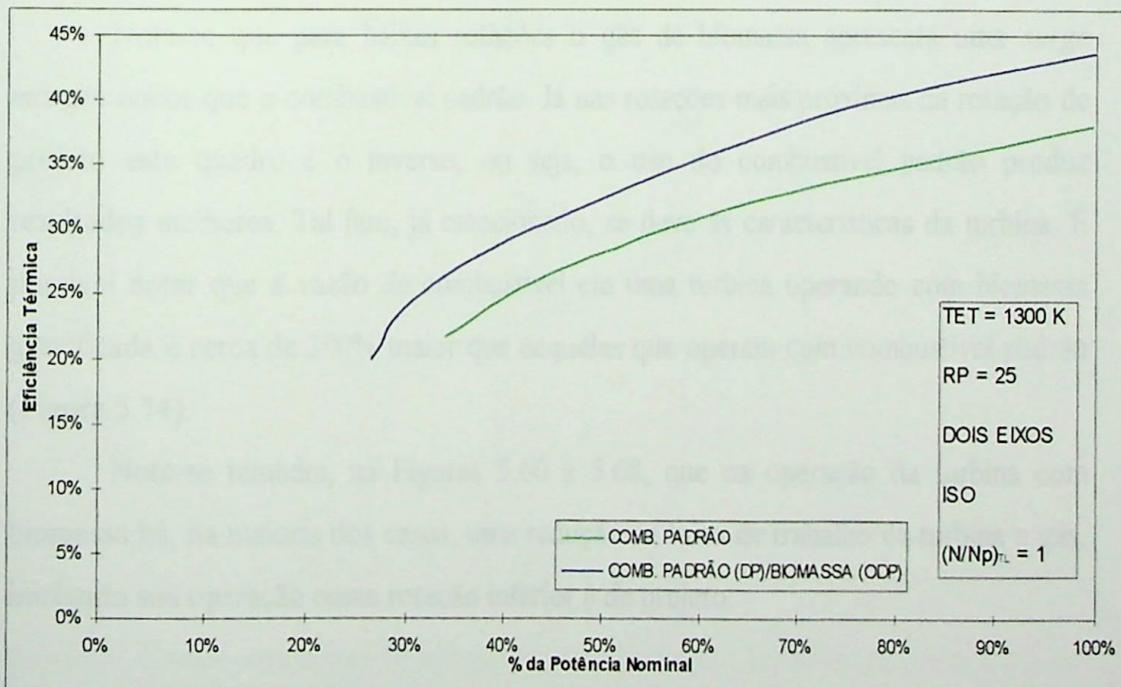


Figura 5.58 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

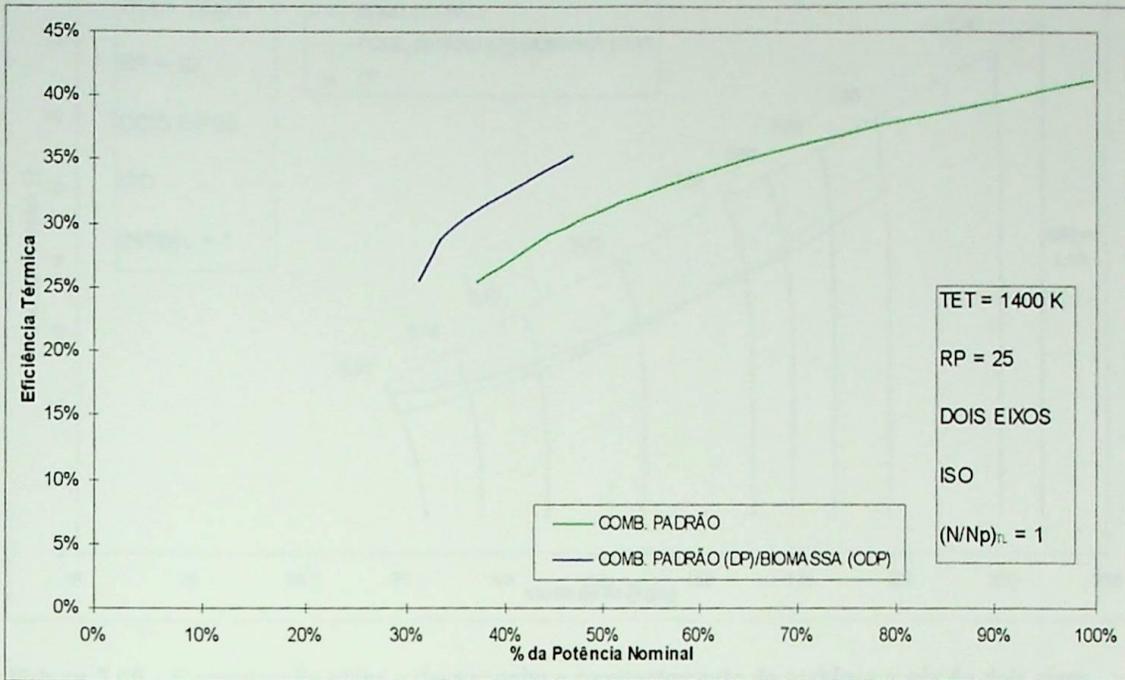


Figura 5.59 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

As Figuras 5.60 a 5.68 fazem uma comparação entre as linhas de trabalho impostas pela turbina ao compressor quando se usa gás de biomassa e quando se usa combustível padrão.

Nota-se que para baixas rotações o gás de biomassa apresenta uma *surge margin* maior que o combustível padrão. Já nas rotações mais próximas da rotação de projeto este quadro é o inverso, ou seja, o uso do combustível padrão produz resultados melhores. Tal fato, já mencionado, se deve às características da turbina. É possível notar que a vazão de combustível em uma turbina operando com biomassa gaseificada é cerca de 300% maior que naquelas que operam com combustível padrão (Figura 5.74).

Nota-se também, na Figuras 5.60 a 5.68, que na operação da turbina com biomassa há, na maioria dos casos, uma redução na faixa de trabalho da turbina a gás, iniciando sua operação numa rotação inferior à de projeto.

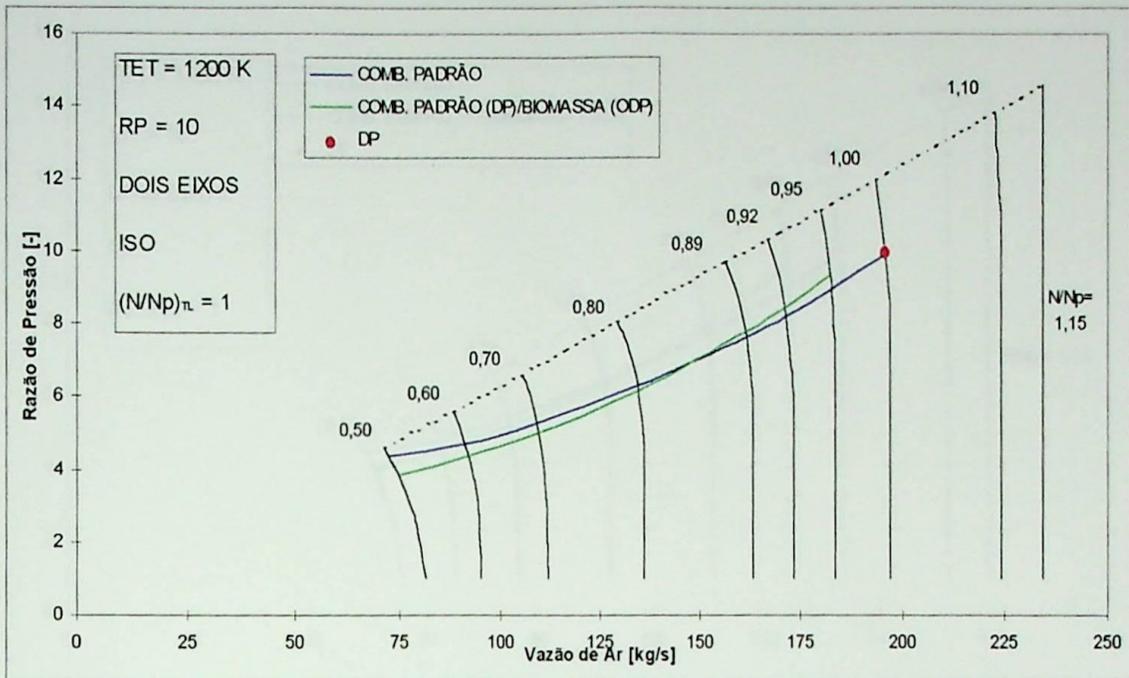


Figura 5.60 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

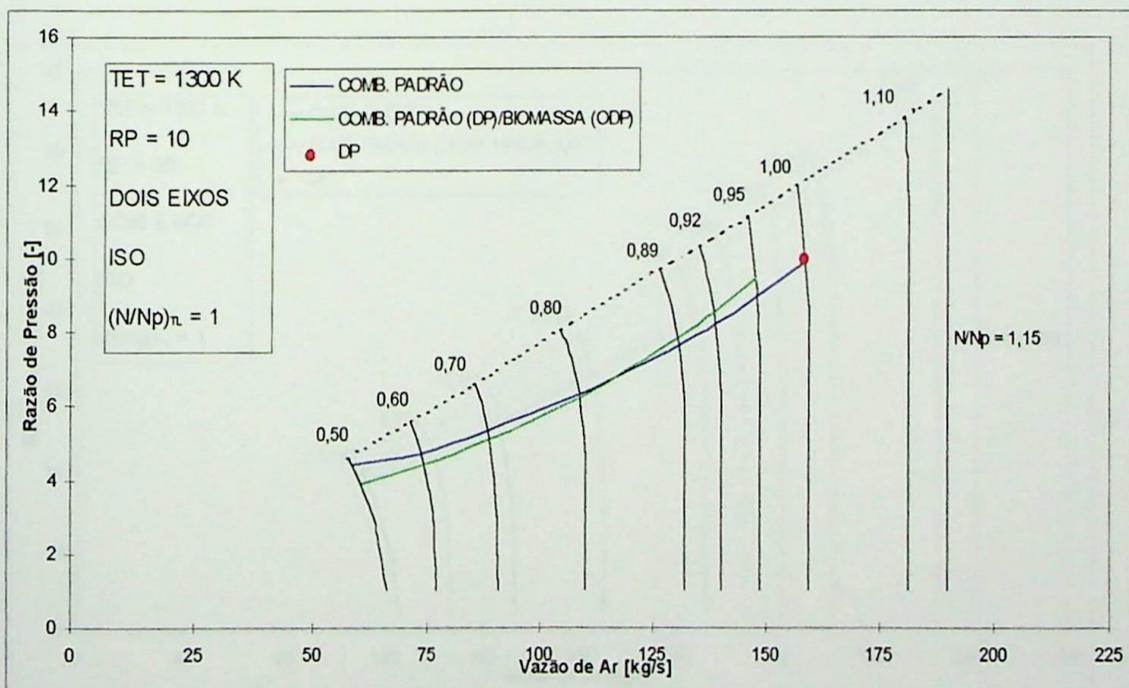


Figura 5.61 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

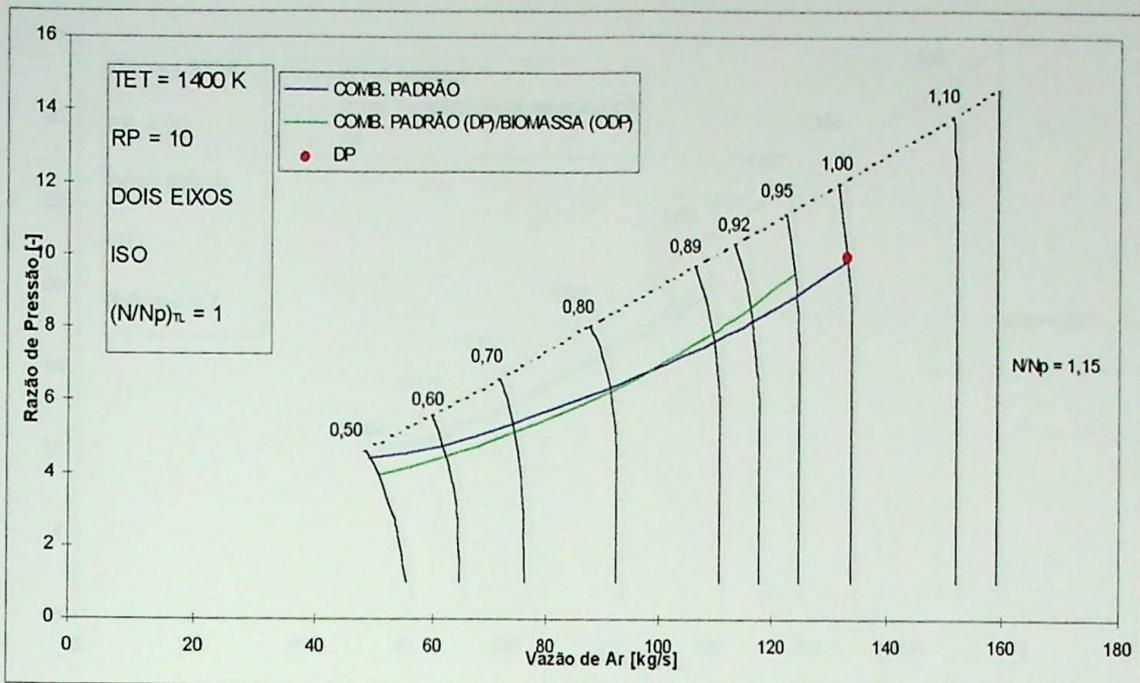


Figura 5.62 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

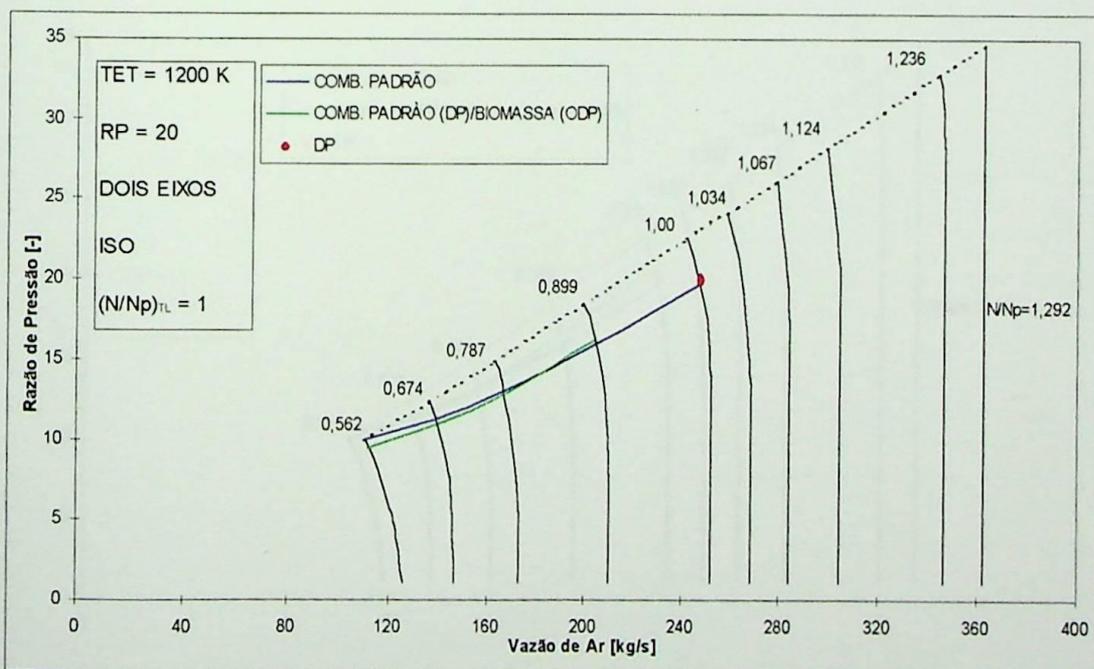


Figura 5.63 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

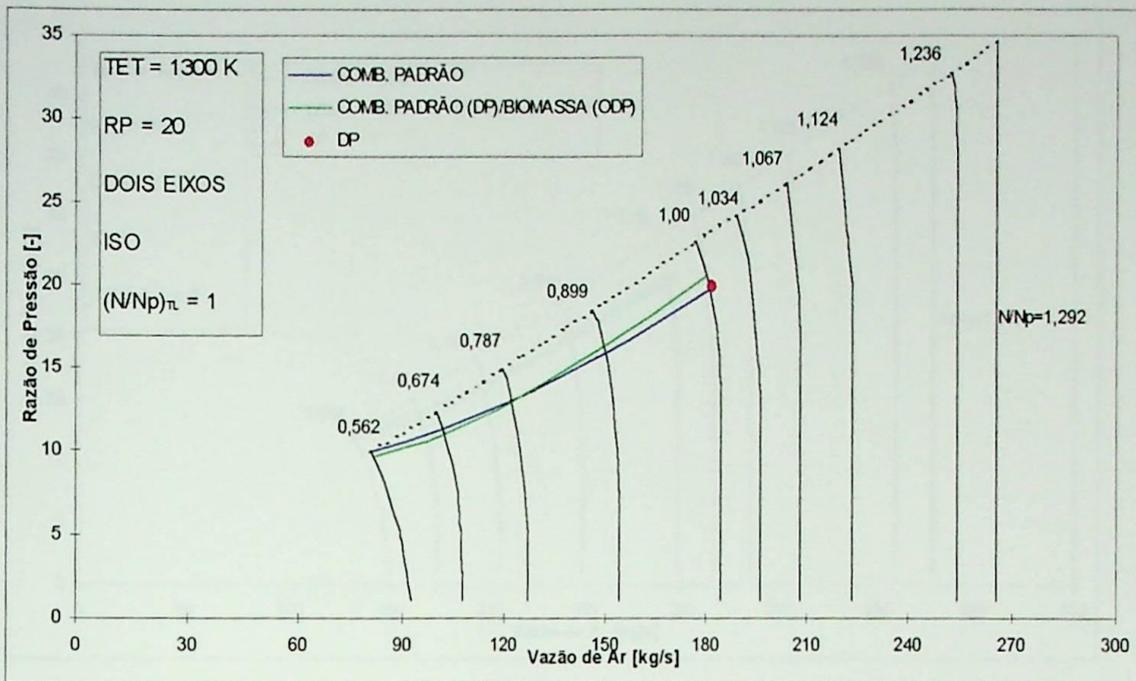


Figura 5.64 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

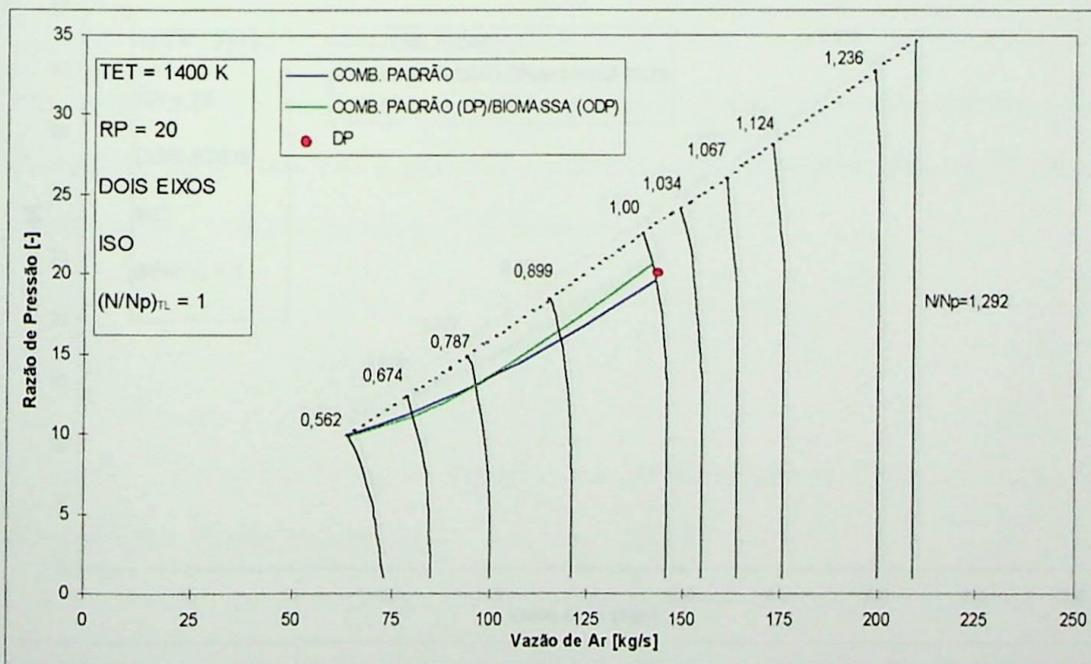


Figura 5.65 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

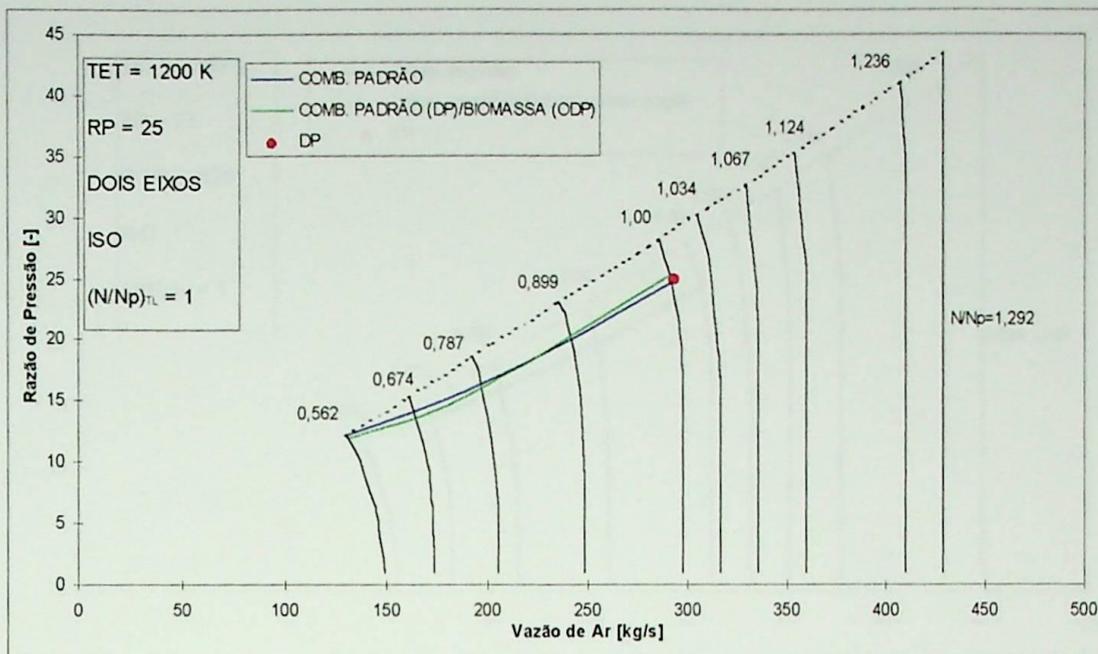


Figura 5.66 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

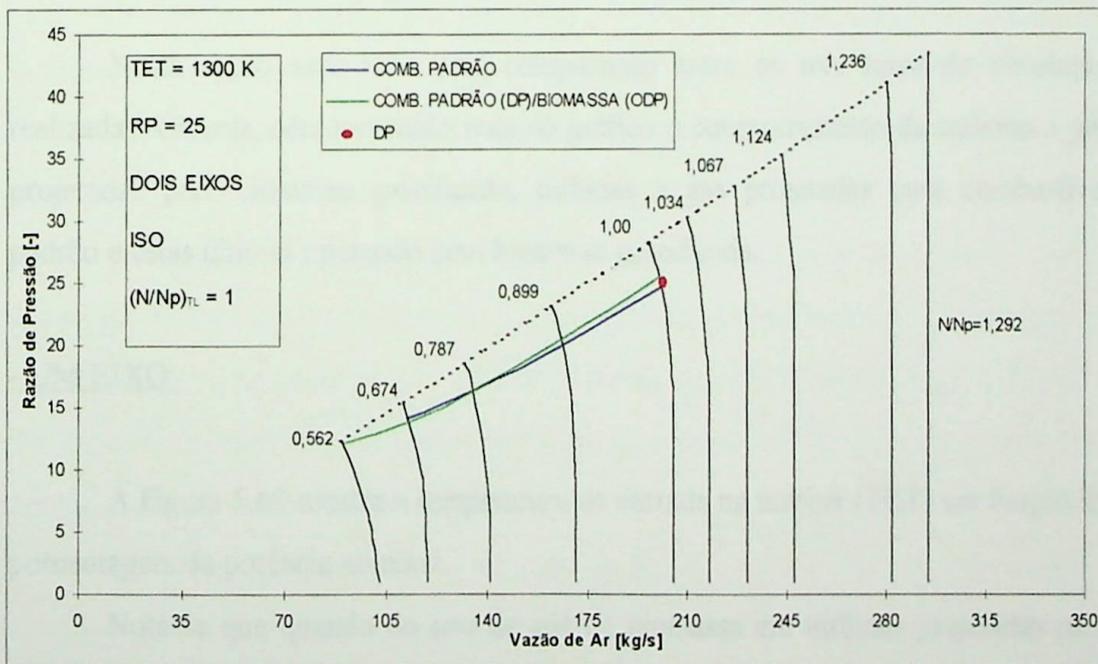


Figura 5.67 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

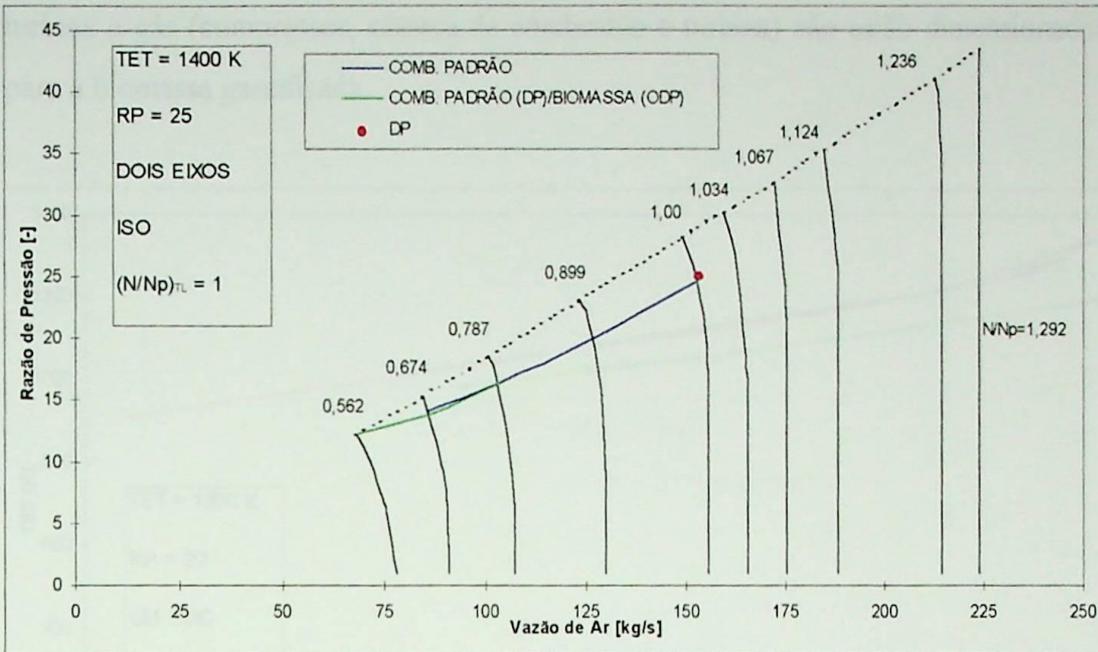


Figura 5.68 - Comparação entre o desempenho e comportamento de turbinas a gás de dois eixos projetadas para operar com combustível padrão operando também com gás de biomassa.

5.5 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE BIOMASSA GASEIFICADA E COMBUSTÍVEL PADRÃO

Nesta seção será feita uma comparação entre os três tipos de simulação realizadas. Ou seja, será mostrado num só gráfico o comportamento de turbinas a gás projetadas para biomassa gaseificada, turbinas a gás projetadas para combustível padrão e estas últimas operando com biomassa gaseificada.

- UM EIXO:

A Figura 5.69 mostra a temperatura de entrada na turbina (TET) em função da porcentagem da potência nominal.

Nota-se que quando do uso de gás de biomassa em turbinas projetadas para combustível padrão, as temperaturas máximas durante a operação são menores que aquelas projetadas especificamente para a biomassa ou combustível padrão, isto é, operando com seu respectivo combustível de projeto. Isto ocorre porque as características dos combustíveis são completamente diferentes e os componentes da

turbina a gás (compressor, câmara de combustão e turbina) não estão dimensionados para a biomassa gaseificada.

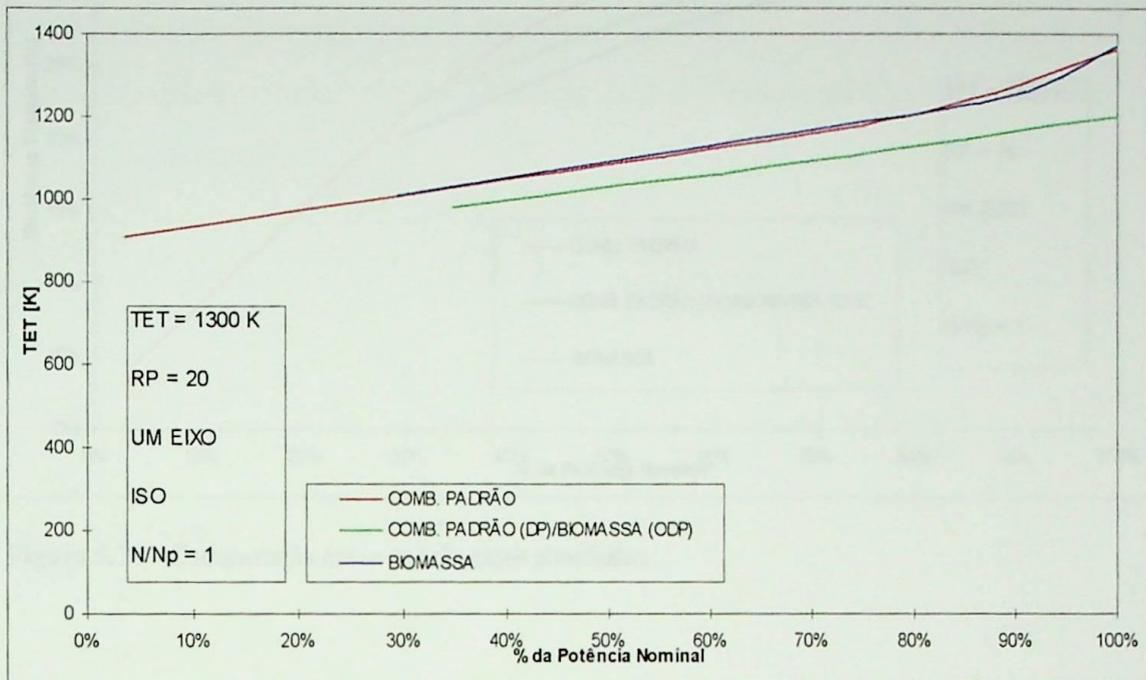


Figura 5.69 - Comparação entre os três casos simulados.

A Figura 5.70 mostra a eficiência térmica em função da porcentagem da potência de projeto.

Percebe-se que a eficiência para o caso da biomassa é menor que para os outros casos, pelo mesmo motivo já comentado.

A Figura 5.71 mostra que o consumo de combustível é muito superior quando se usa gás de biomassa, o que era de se esperar, uma vez que este tipo de combustível contém muito menos energia por unidade de massa que o combustível padrão. Deve-se dar especial atenção quando se usa biomassa gaseificada em turbinas projetadas para combustíveis de alto poder calorífico.

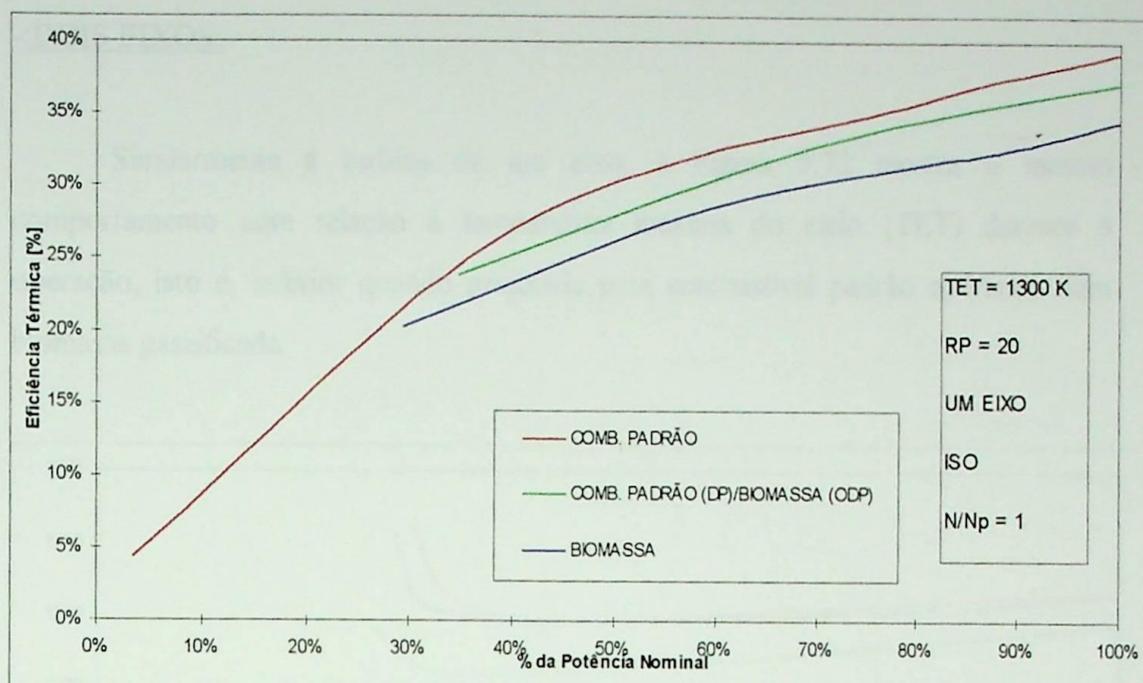


Figura 5.70 - Comparação entre os três casos simulados.

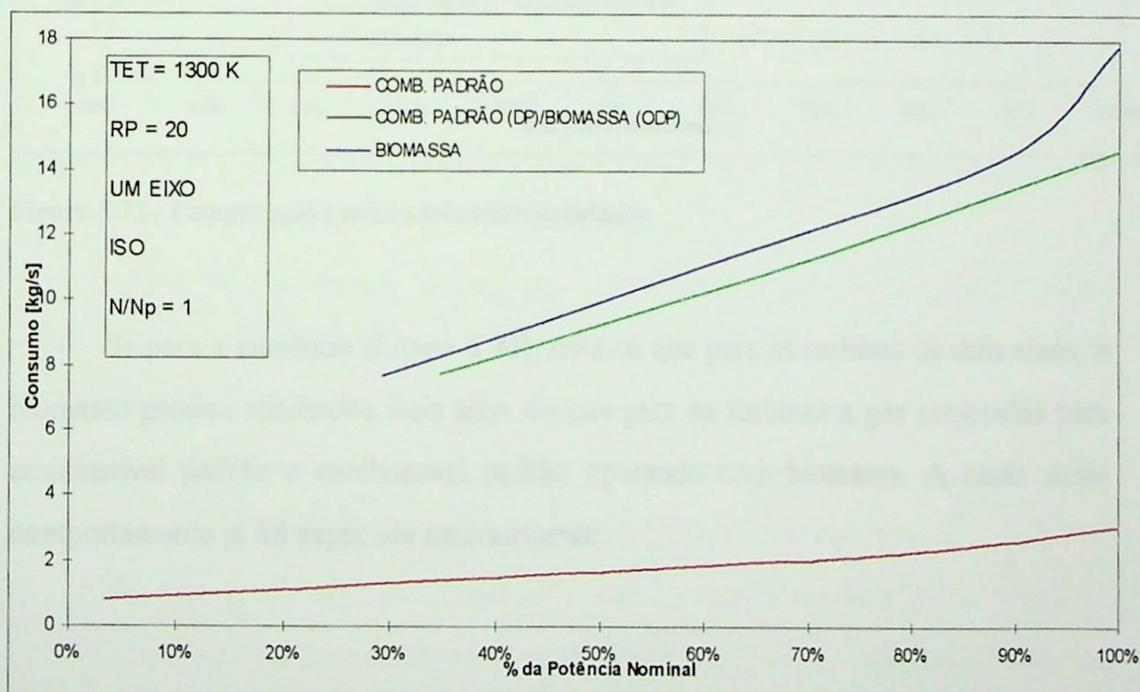


Figura 5.71 - Comparação entre os três casos simulados.

- DOIS EIXOS:

Similarmente à turbina de um eixo, a Figura 5.72 mostra o mesmo comportamento com relação à temperatura máxima do ciclo (TET) durante a operação, isto é, inferior quando projetada para combustível padrão operando com biomassa gaseificada.

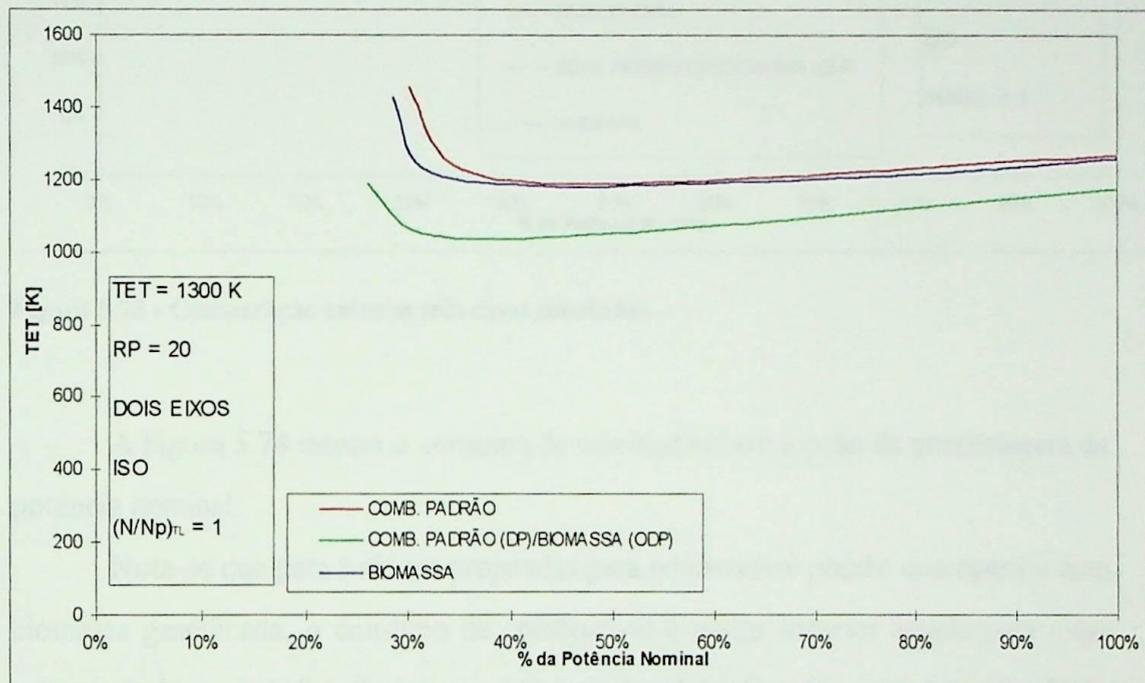


Figura 5.72 - Comparação entre os três casos simulados.

Já para a eficiência (Figura 5.73), nota-se que para as turbinas de dois eixos, a biomassa produz eficiências mais altas do que para as turbinas a gás projetadas para combustível padrão e combustível padrão operando com biomassa. A razão deste comportamento já foi explicada anteriormente.

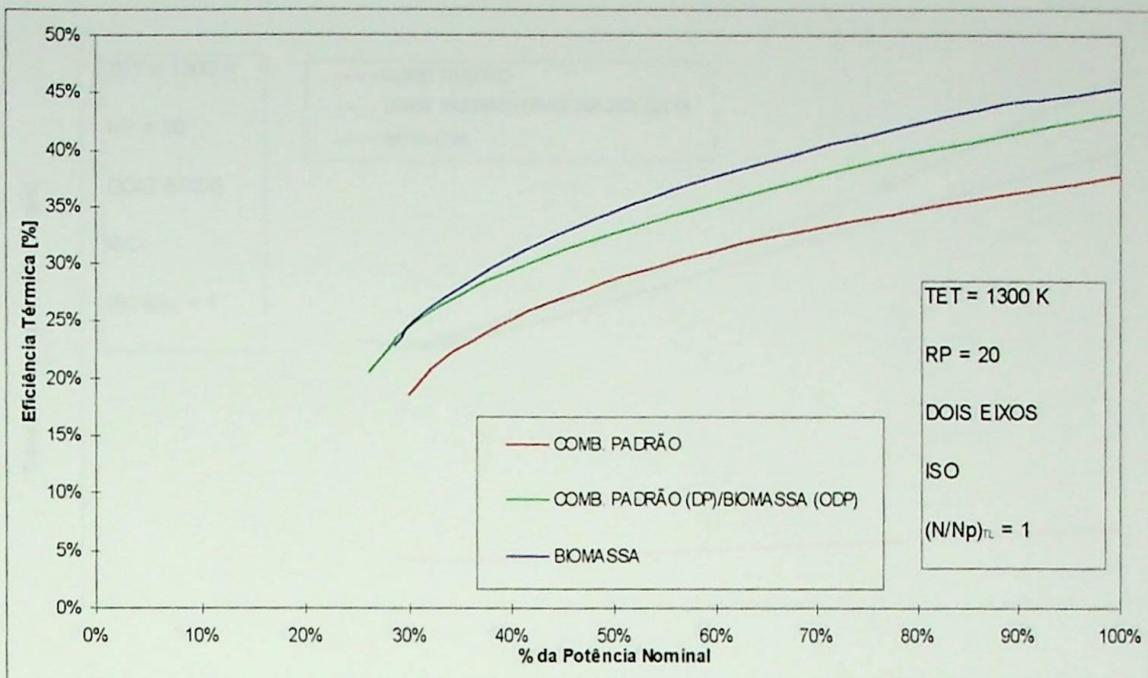


Figura 5.73 - Comparação entre os três casos simulados.

A Figura 5.74 mostra o consumo de combustível em função da porcentagem da potência nominal.

Nota-se que para turbinas projetadas para combustível padrão que operam com biomassa gasificada, o consumo de combustível é muito superior àquele para estas mesmas turbinas trabalhando com o combustível padrão. É maior até que para turbinas a gás projetadas e operando com gás de biomassa.

Este fato é bastante natural, pois, nas turbinas projetadas para biomassa gasificada, os componentes já sofreram as modificações necessárias ao bom funcionamento da máquina. Já no caso de turbinas a gás projetadas para combustível padrão, quando estas operam com gás de biomassa seus componentes não respondem satisfatoriamente devido às diferenças nas propriedades do combustível.

Percebe-se que aquelas máquinas projetadas especificamente para a biomassa gasificada apresentam um consumo de combustível superior às turbinas convencionais porém, abaixo do consumo destas operando com gás de biomassa.

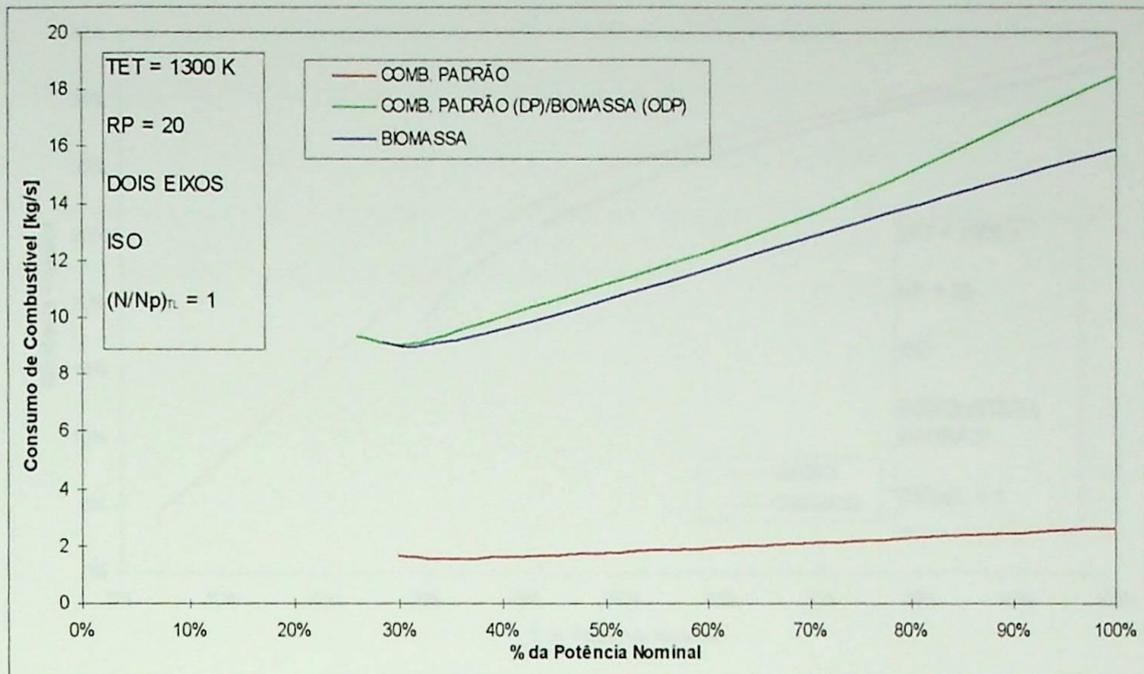


Figura 5.74 - Comparação entre os três casos simulados.

5.6 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE TURBINAS A GÁS DE UM E DE DOIS EIXOS

As Figuras 5.75 e 5.76 apresentam a comparação entre turbinas a gás de um e de dois eixos para razão de pressão 20 e TET = 1300 K. Na Figura 5.75 mostra-se a eficiência térmica variando com a porcentagem da potência de projeto para turbinas projetadas e operando com combustível padrão, e na Figura 5.76 é mostrado o mesmo tipo de gráfico para estas mesmas máquinas operando com a biomassa gaseificada.

Na Figura 5.75 nota-se claramente que a turbina a gás de um eixo oferece uma eficiência um pouco maior que a de dois eixos. Já a Figura 5.76 mostra que, para turbinas projetadas para combustível padrão, o uso da biomassa se mostra melhor para as turbinas a gás de dois eixos, tendo um rendimento superior ao da de um eixo.

Isso mostra que no uso da biomassa em turbinas a gás convencionais, o mais indicado é a turbina a gás de dois eixos, devido ao fato desta configuração acomodar melhor as novas condições.

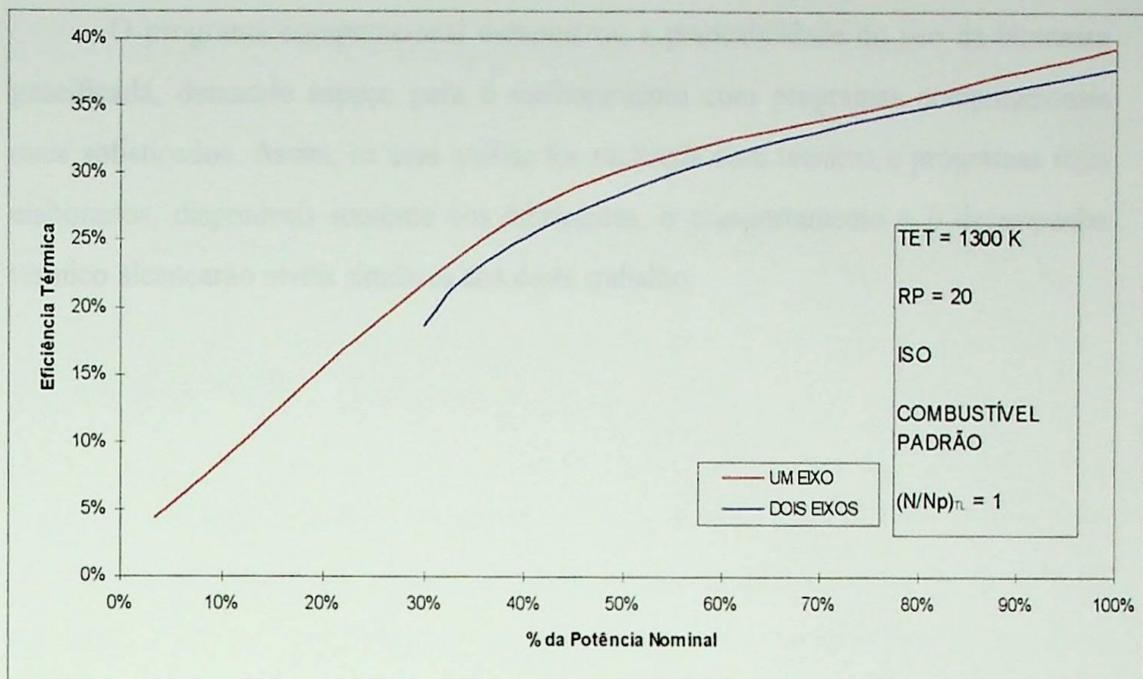


Figura 5.75 - Comparação entre as eficiências de turbinas a gás de um e dois eixos projetadas para combustíveis de alto poder calorífico.

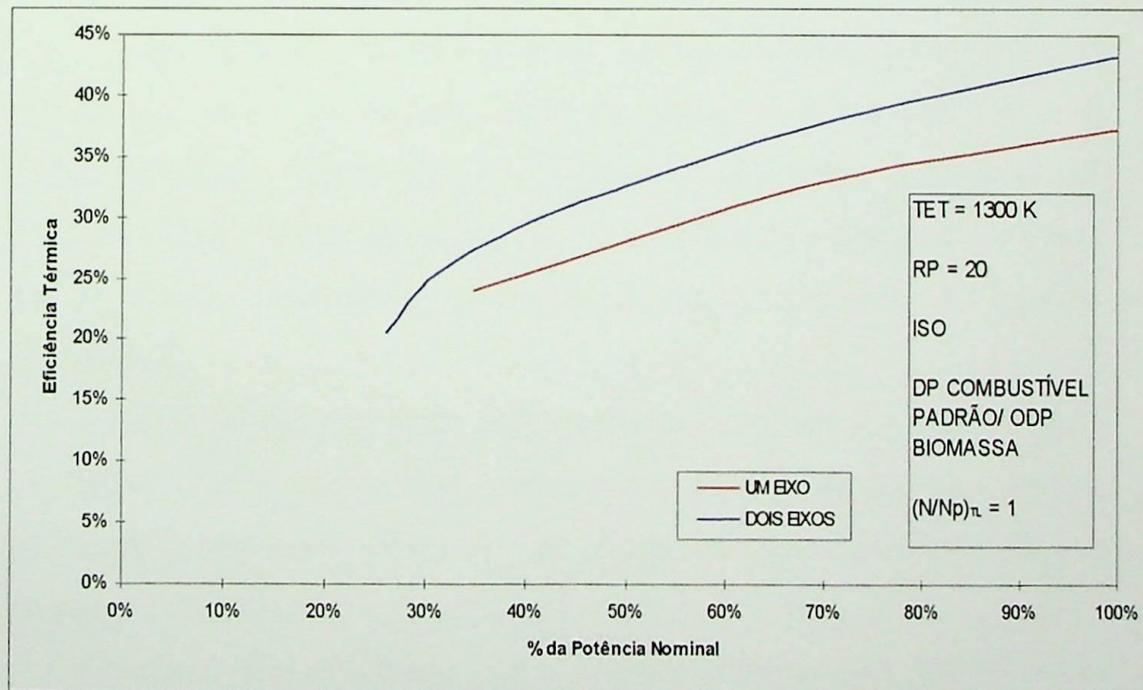


Figura 5. 76 - Comparação entre as eficiências de turbinas a gás de um e dois eixos projetadas para combustíveis de alto poder calorífico.

O programa computacional demonstrou a praticabilidade do uso da biomassa gaseificada, deixando espaço para o melhoramento com programas computacionais mais sofisticados. Assim, se uma análise for realizada com técnicas e programas mais elaborados, disponíveis somente aos fabricantes, o comportamento e o desempenho térmico alcançarão níveis similares aos deste trabalho.

6.1 CONCLUSÃO

O presente trabalho tem como objetivo principal a análise da desempenho térmico e econômico de utilizar a gás de alta qualidade de um e de dois gases, gerado por dois métodos de produção, sendo duas aplicações a biomassa gaseificada. Para atingir tal finalidade foram desenvolvidas equações de balanço energético, massa, e momento linear de movimento, e equações de estado e a pressão do gás de acordo com a equação de estado de Van der Waals.

Tudo que foi descrito poderia ser desenvolvido através de um programa computacional em linguagem FORTRAN e está disponível em anexo para consulta e uso pelo leitor.

Como a finalidade de usar os programas computacionais desenvolvidos TURBOMATCH, TURBOMATCH, para simulação, um programa computacional chamado TURBOMATCH desenvolvido no Canadá, Canadá, disponível. O TURBOMATCH é um programa que tem sido usado e testado há mais de 20 anos, em Canadá, apresentando confiabilidade significativa para as simulações operacionais.

Foi possível para os engenheiros e pesquisadores saber que o TURBOMATCH é um programa para simular a turbina a gás que opera com biomassa gaseificada. Porém, a falta de dados para validar a validade dos resultados gerados pelo programa TURBOMATCH.

No geral os dados conhecidos para o programa computacional TURBOMATCH foram comparados com os dados experimentais obtidos em resultados do TURBOMATCH, tanto para um como para dois gases.

No estado atual para simular e analisar resultados para a operação com gás de biomassa gaseificada para um e dois gases, tanto de pressão, estado térmico e temperatura de estado de partida podem ser aplicados especificamente para este estudo.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho tem como objetivo realizar a análise do desempenho térmico e comportamento de turbinas a gás de ciclo simples, de um e de dois eixos, operando fora das condições de projeto, tendo como combustível a biomassa gaseificada. Esta análise foi realizada utilizando-se os seguintes parâmetros térmicos de desempenho: o consumo específico de combustível, a eficiência térmica e a potência útil gerada pelo ciclo.

Para que tal objetivo pudesse ser alcançado desenvolveu-se um programa computacional em linguagem FORTRAN, o qual realiza os cálculos necessários a este estudo.

Com a finalidade de testar o programa computacional desenvolvido, TURGAS, utilizou-se, para comparação, um programa computacional chamado TURBOMATCH, desenvolvido na Cranfield University, Inglaterra. O TURBOMATCH é um programa que vem sendo usado e testado há mais de 20 anos, em Cranfield, apresentando concordância significativa com os resultados experimentais.

Foi utilizado para esta comparação o combustível padrão, pois o TURBOMATCH não está preparado para simular turbinas a gás que usam biomassa gaseificada. Porém o teste serviu para verificar a validade dos resultados gerados pelo programa TURGAS.

No geral os testes revelaram que o programa computacional TURGAS produz resultados com boa aproximação em relação aos resultados do TURBOMATCH, tanto para um como para dois eixos.

No estudo feito para turbinas a gás projetadas para e operando com gás de biomassa pode-se notar que para uma dada razão de pressão, quanto maior a temperatura de entrada na turbina menor o seu consumo específico, fato este válido

para um eixo e dois eixos. Nota-se também que, para as turbinas a gás de dois eixos, quanto maior a razão de pressão menor a *surge margin*, ou seja, maior a proximidade da linha de trabalho do compressor com a *surge line*. Isto compromete o tempo de aceleração da turbina a gás, sendo necessários dispositivos de controle para que a linha de trabalho não intercepte a *surge line*. Tais dispositivos podem ser compressores de geometria variável, sangria de compressores e turbina livre com bocais variáveis.

Fez-se também uma comparação entre turbinas a gás projetadas para e operando com combustível padrão, e estas mesmas turbinas operando com biomassa gaseificada. Para as turbinas a gás de um eixo a eficiência é maior para aquelas que operam com o combustível padrão, fato este que ocorre porque a massa de gás que passa pela turbina diminui e o C_p do gás de biomassa é maior que o do combustível padrão, fazendo com que a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da turbina se reduza, reduzindo, assim, o trabalho útil.

Já para as turbinas a gás de dois eixos acontece o contrário, isto é, as turbinas a gás projetadas para o combustível padrão e operando com biomassa gaseificada apresentam uma eficiência maior, isto porque a diferença de temperatura na turbina do gerador de gás para biomassa diminui aumentando a queda de temperatura na turbina de potência. Para o caso da turbina do gerador de gás operando com o combustível padrão o processo é inverso. Apesar da massa de gás ser maior na turbina que utiliza o combustível padrão, o C_p da biomassa é maior, logo a multiplicação dos termos leva a turbina de potência operando com biomassa gaseificada a produzir um trabalho maior do que a turbina de potência operando com combustível padrão. Assim a eficiência do ciclo com biomassa gaseificada na turbina a gás de dois eixos é maior do que aquela de um eixo. Além disso se verifica, na característica do compressor, que a linha de trabalho também se aproxima da *surge line* e tem seu tamanho reduzido, implicando na diminuição da faixa de operação da turbina a gás. Isto afeta a operação levando à implementação de modificações na turbina a gás, tais como aquelas mencionadas para um eixo.

A temperatura máxima do ciclo (TET) é maior quando se usa o combustível de projeto da turbina a gás. No caso do uso da biomassa gaseificada em turbinas a gás projetadas para o combustível padrão, essa temperatura máxima é menor, cerca de 8% inferior para um eixo e 9% inferior para dois eixos.

Ocorre também que, para a biomassa gaseificada, a massa de gases que passa pela turbina é menor que aquela quando se usa o combustível padrão. Porém a massa de combustível, no caso da biomassa, é cerca de 2.5 a 3 vezes maior que a massa de combustível padrão.

A escolha da configuração exerce forte influência na eficiência térmica da turbina a gás. Quando se utiliza o combustível padrão em turbinas a gás projetadas para este combustível, as de um eixo apresentam uma eficiência térmica, em média, 3% superior àquela apresentada pelas turbinas a gás de dois eixos. Para o caso da utilização do gás de biomassa nestas turbinas, as de dois eixos alcançam maiores eficiências, em média 5% superiores.

6.2 CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

A principal contribuição deste trabalho foi a análise do comportamento e do desempenho térmico das turbinas a gás de um eixo e de dois eixos operando com biomassa gaseificada.

Outra contribuição significativa foi o desenvolvimento de um programa computacional básico para a simulação do comportamento e desempenho de turbinas a gás de um e de dois eixos.

Além disso, o estudo aqui desenvolvido abre caminhos para os estudos relacionados a diagnóstico da deterioração de turbinas a gás, simulação do desempenho térmico de turbinas a gás utilizando diferentes combustíveis podendo variar o ponto de projeto, simulação de turbinas a gás com concepções mais modernas, como por exemplo as turbinas do tipo dois carretéis.

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a elaboração deste trabalho surgiram questões as quais apontam temas para futuros trabalhos:

- a) estudos experimentais do comportamento e do desempenho térmico das turbinas a gás industriais de um e de dois eixos, usando biomassa gaseificada;

- b) estudo de comportamento e desempenho térmico de turbinas a gás de um e de dois eixos operando com biomassa gaseificada em sistemas de gaseificação pressurizada;
- c) estudo de comportamento e desempenho térmico de turbinas a gás de um e de dois eixos utilizando injeção de vapor;
- d) estudo da influência da configuração (ciclo simples de dois eixos, sem gerador de gás, ciclo simples com gerador de gás de dois eixos concêntricos e turbina livre), no comportamento e no desempenho térmico das turbinas a gás industriais, de um e de dois eixos;
- e) estudo da deterioração de turbinas a gás industriais, ciclo simples, de um e de dois eixos;
- f) análise da operação, no ponto de projeto e fora deste, do desempenho térmico e comportamento de ciclos combinados;
- g) estudo de turbinas a gás operando com gás sujo;
- h) estudo da influência do compressor do gás combustível, compressor do gaseificador, sistema de limpeza e caldeira de recuperação.

APÊNDICE A

MAPAS DE CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR E DAS TURBINAS

A1 - Características do Compressor

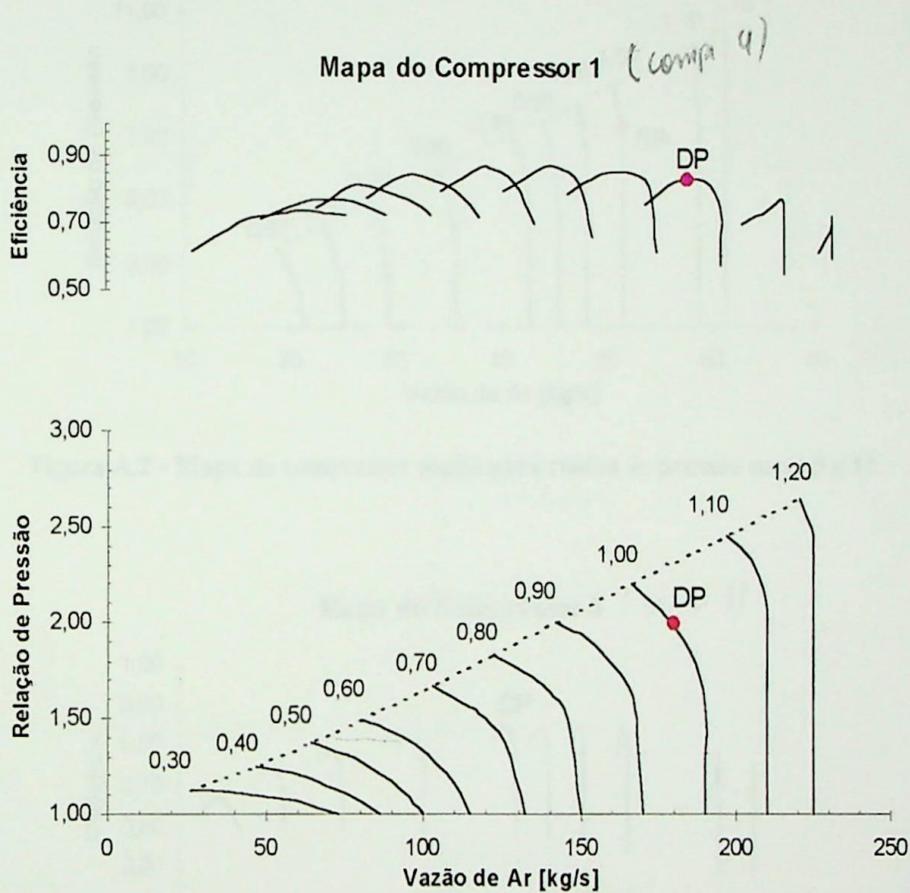


Figura A.1 - Mapa do compressor usado para razões de pressão menores que 5.

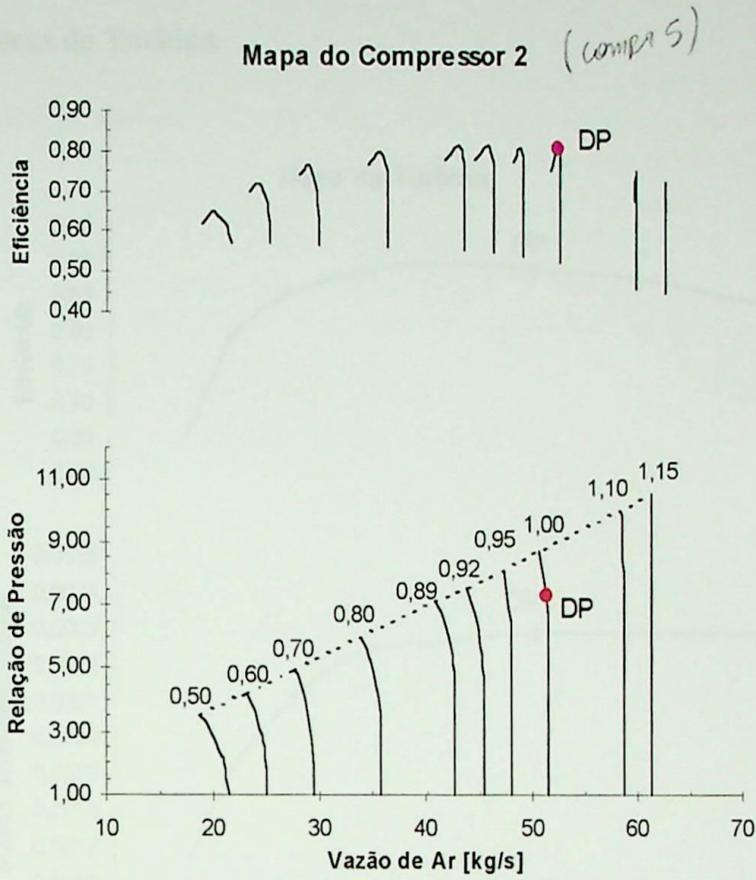


Figura A.2 - Mapa do compressor usado para razões de pressão entre 5 e 15.

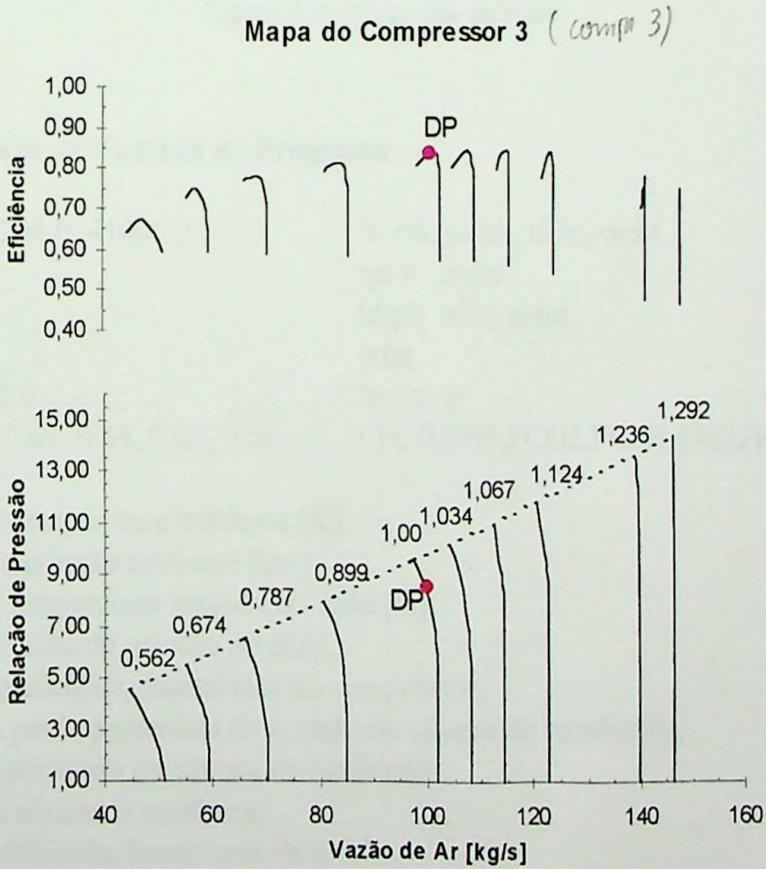


Figura A.3 - Mapa do compressor usado para razões de pressão maiores que 15.

A2 - Características da Turbina

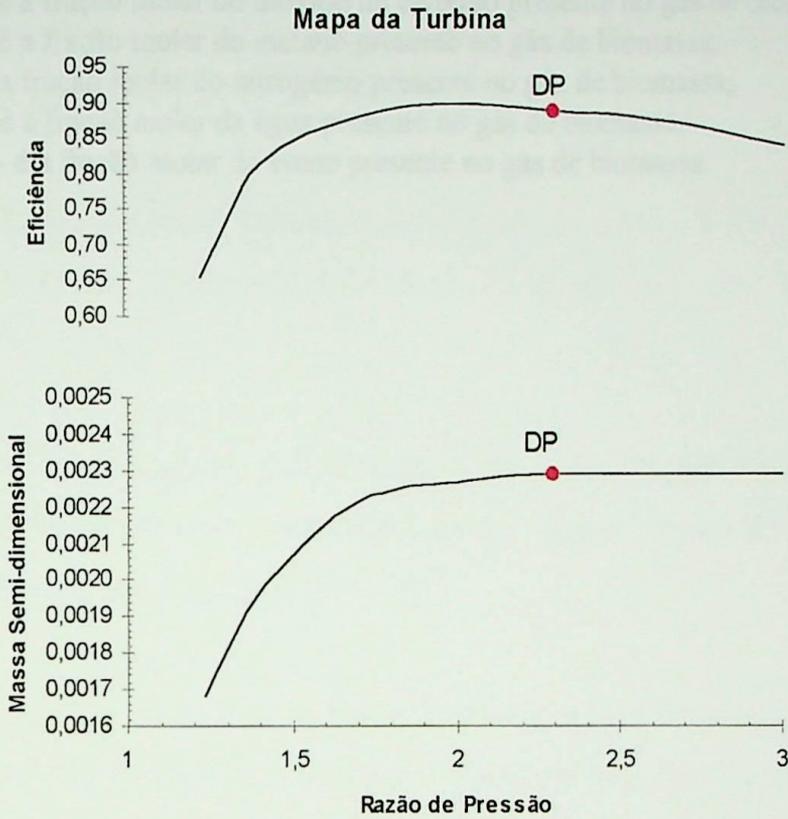


Figura A.4 - Mapa das turbinas.

A3 - Dados Típicos de Entrada do Programa

288.15, 1.0E5, 1200.0, 41000.0	!tamb, pamb, t03c, went
20.0, 0.85	!prcc, etacc
0.02, 0.98, 1.0	!dtpb, etab, etam
0.87	!etat
575.15, 298.15, 0.6	!tcc, tr, ur
0.21, 0.17, 0.11, 0.03, 0.44, 0.03, 0.01	! FCO, FH2, FCO2, FCH4, FN2, FH2O, FC2H4

onde

- tamb - é a temperatura ambiente [K];
- pamb - é a pressão ambiente [bar];
- t03c - é a temperatura máxima do ciclo [K];
- prcc - é a razão de pressão do ciclo;
- etacc - é a eficiência isentrópica do compressor;
- dtpb - é a perda percentual de pressão na câmara de combustão;
- etab - é a eficiência da câmara de combustão;
- etam - é a eficiência mecânica;
- etat - é a eficiência isentrópica da turbina;
- tcc - é a temperatura do gás de biomassa na entrada da câmara de combustão;
- tr - é a temperatura de referência;

- ur - é a umidade relativa;
- FCO - é a fração molar do monóxido de carbono presente no gás de biomassa;
- FH2 - é a fração molar do hidrogênio presente no gás de biomassa;
- FCO2 - é a fração molar do dióxido de carbono presente no gás de biomassa;
- FCH4 - é a fração molar do metano presente no gás de biomassa;
- FN2 - é a fração molar do nitrogênio presente no gás de biomassa;
- FH2O - é a fração molar da água presente no gás de biomassa;
- FC2H4 - é a fração molar do eteno presente no gás de biomassa.

Brownlie, L. A., "Analysis, Testing e Experimentos de Células Combustíveis Biogás", Dissertação de Mestrado, UFPA - Faculdade Federal de Engenharia de Ilhéus, 1994.

Chappell, M.S.; Cuckshaw, J.P.; Sharp, C.R., "Gas Turbine Cycle Calculations: Design Point Performance of Turbojet and Turbofan Engines", National Research Council of Canada, Aeronautical Report, LR-402, 1964.

Cuckshaw, E. P., "Gas Turbine Cycle Calculations: A General Method for the Computation of Off Design Point Performance", National Research Council of Canada.

Cuckshaw, E.P.; Sharp, C.R., "Gas Turbine Cycle Calculations: Design Point Performance of Turbojet and Turbofan Engines", National Research Council of Canada, Aeronautical Report, LR-404, 1965.

Cebon, R.; Rogers, G.F.C.; Saravananathan, H.B., "Gas Turbine Theory", 3rd Edition, Earth Engineering, Longman Scientific & Technical, 1994.

Demirhan, G., "Generalized Linear Design Simulation Method Applied to Gas Turbine Design Behavior", Ph.D. Thesis, University of London, 1975.

Harding, D., Rogers, G.F.C., "Thermodynamic Data for the Calculation of Gas Turbine Performance", Aeronautical Research Committee, UK, LR 400, HMSO, London, 1963.

Shah, P., "Thermodynamic Equilibrium of Several Gas Turbine Engines", 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 1994.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Annand, K.P., "Computer Programmes for the Analysis of Gas Turbine Performance", M.Sc. Thesis, College of Aeronautics, 1967.

Bortolaia, L. A., "Análise Técnica e Econômica de Ciclos Térmicos Empregando Biomassa Gaseificada", Dissertação de Mestrado, EFEI - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1996.

Chappell, M.S.; Cockshutt, E.P.; Sharp, C.R., "Gas Turbine Cycle Calculations: Design Point Performance of Turbojet and Turbofan Engines", National Research Council of Canada, Aeronautical Report, LR 407, 1964.

Cockshutt, E. P., "Gas Turbine Cycle Calculations; A General Method for the Computation of Off Design Point Performance", National Research Council of Canada.

Cockshutt, E.P.; Sharp, C.R., "Gas Turbine Cycle Calculation: Design Point Performance of Turbopropeller and Turboshaft Engines", National Research Council of Canada, Aeronautical Report, LR 448, 1965.

Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamutto, H.I.H., "Gas Turbine Theory", 3rd Edition, Eighth Impression, Longman Scientific & Technical, 1994.

Dennison, C., "General Non Linear Digital Simulation Method Applied to Gas Turbine Dynamic Behavior", Ph.D. Thesis, University of London, 1968.

Fielding, D.; Topps, J.E.C., "Thermodynamic Data for The Calculation of Gas Turbine Performance", Aeronautical Research Committee, UK, RM 3099, HMSO, London, 1959.

Finney, P., "Computer Optimisation of Aircraft Gas Turbine Engine", M.Sc. Thesis, Cranfield University, 1972.



Fishback, L.W.; Koenig, R.W., "GENENG II - A Program for Calculating Design And Off Design Performance of Two and Three Spool Turbofans With as Many Nozzles", NASA, TND 6553, 1972

Koenig, R.W.; Fishback, L.W., "GENENG - A Program for Calculating Design and Off Design Performance for Turbojet and Turbofan Engines", NASA, TND 6552, 1972.

Larson, E. D.; Consonni, S.; "Biomass-gasifier/aeroderivative gas turbine combined cycles: Parts A and B"; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; v.118: 507 - 520, jul. 1996.

Larson, E. D.; Svenningson, P.; Bjerle, I.; "Biomass Gasification for Gas Turbine Power Generation", Lund University Press, 1989.

Lora, E. S.; Cortez, L. A. B.; "Tecnologias de Conversão da Biomassa", EDUA - Editora da Universidade do Amazonas, 1997.

MacMillan, W.L., "Development of a Modular Type Computer Program for the Calculation of Gas Turbine Off Design Performance", Ph.D. Thesis, Cranfield University, 1974.

Nascimento, M. A. R.; "The Selective Bleed Variable Cycle Engine", Ph.D. Thesis, Cranfield University, 1992.

Rosembrock, H.H., "Computational Techniques for Chemical Engineering", Pergamon Press, 1966.

Turnbull, Jane H., "Strategies for achieving a sustainable, clean and cost-effective biomass resource", Biomass and Bioenergy, Great Britain, 1996.