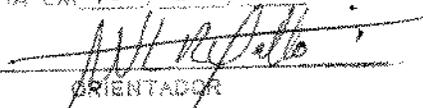


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR HERMES AMILCAR
MACHADO JR. E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 15/09/93


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE
TURBINAS A GÁS EM CONDIÇÕES
DE USO EM CAMPO**

14/93

Autor: Hermes Amilcar Machado Júnior
Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo *OK*



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA,
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Tese de: Mestrado

Título da tese: Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás
em Condições de Uso em Campo

Autor: Hermes Amilcar Machado Júnior

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Aprovada por



Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo



Prof. Dr. João Roberto Barbosa



Prof. Dr. Sebastião Varella

Campinas, 15 de abril de 1.993

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo pela orientação sempre eficaz e segura e pela presteza com que atuou nos momentos críticos do trabalho.

À Petrobrás (Petróleo Brasileiro S.A.) pelo fornecimento de toda a infra-estrutura necessária durante esses dois anos de estudo.

Ao Engenheiro Marco Antônio dos Santos pelos ensinamentos na área de previsão de desempenho de máquinas de fluxo e pelo auxílio dado na fase de pesquisa bibliográfica.

A todos os companheiros da UNICAMP que, direta ou indiretamente, colaboraram para a realização deste trabalho.

Para Vivian, Victoria, Gabriel e Guilherme, com carinho

SUMÁRIO

O uso de técnicas de monitoramento de desempenho de turbinas a gás aeronáuticas e industriais tem se tornado cada vez mais freqüente nos últimos anos, tanto com o objetivo de detectar o consumo exagerado de combustível quanto para a determinação de problemas operacionais ou de manutenção.

A técnica utilizada neste trabalho, bastante comum para a aplicação em turbinas a gás, é a comparação direta de parâmetros medidos e de parâmetros calculados com valores previamente conhecidos de operação, obtidos do fabricante ou de testes de campo. Os pontos de trabalho tomados como referência podem ser relativos a uma máquina nova ou a equipamento saído de revisão. Os desvios medidos através do procedimento descrito acima passam por uma rotina de validação, que distingue erros de medição de problemas no equipamento. Finalmente, as diferenças relacionadas a perda de desempenho são comparadas com matrizes de falhas típicas. Caso haja compatibilidade entre o grupo de dados de alguma das matrizes com os valores determinados pelo programa tem-se então o diagnóstico positivo desse modo específico de falha.

Para proceder a rotina de diagnose os parâmetros de desempenho são calculados através da análise termodinâmica dos processos desenvolvidos no interior de cada componente da turbina a gás. O modelo considerado na avaliação das variáveis é construído de forma a permitir o cálculo o mais elaborado possível, sem necessidade do uso de dados normalmente não acessíveis ao operador.

ABSTRACT

The use of performance monitoring techniques in gas turbine engines for aeronautical and industrial applications is becoming more frequent lately, both to detect abnormal fuel consumption and to assess operational or maintenance problems.

The technique developed in this work, very common to gas turbine application, is the direct comparison of measured and calculated parameters with previously known operational data, taken from the manufacturer or from field tests. Reference operational points may be relative to new or overhauled equipments. Deviations measured through the above procedure are submitted to a validation routine, in which instrumentation problems are distinguished from changes in engine performance. Finally, differences related to performance loss are compared with a typical fault matrix. In case of compatibility between any deterioration considered in this matrix and the values determined by the program, there is a positive diagnostic of this specific fault mode.

To carry out the diagnosis, performance parameters are calculated through the thermodynamic analysis of the working gas, called *gas path analysis*. The model considered is intended to allow variables evaluation as accurate as possible, without need of data not normally available to operator.

Conteúdo

1	INTRODUÇÃO	1
2	CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO	3
2.1	Tipos de Turbinas a Gás	5
2.1.1	A Turbina de Dois Eixos	6
2.1.1.1	Curvas Características dos Componentes	7
2.1.1.2	A Linha Base de Operação ou Linha de Equilíbrio	9
2.2	Revisão Bibliográfica	11
3	PROGRAMA DE CÁLCULO DAS VARIÁVEIS	17
3.1	Hipóteses Básicas	17
3.2	Cálculo das Variáveis	18
3.2.1	Eficiência Isoentrópica do Compressor	18
3.2.2	Temperatura da Câmara de Combustão e Razão Combustível/Ar	19
3.2.3	Fluxo de Ar	23
3.2.4	Eficiência da Turbina Geradora de Gás	23
3.2.5	Potência do Gás, Consumo Específico de Combustível e Rendimento Térmico na Geradora de Gás	25
3.2.6	Eficiência da Turbina Livre, Consumo Específico de Combustível Global e Rendimento Térmico Global	26
3.2.7	Resultados Comparativos do Programa	26
4	AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E VALIDAÇÃO DE MEDIDAS	28
4.1	Filosofia do Sistema	28
4.1.1	Esquemas de Leitura	29

4.1.2	Diagnose	29
4.1.3	Avaliação de Parâmetros	30
4.1.4	Condições de Degradação	30
4.2	Matriz de Falhas e Matriz de Sensibilidade	30
4.2.1	Matriz de Falhas	30
4.2.2	Matriz de Sensibilidade	36
4.3	Esquema com Leitura da Pressão de Descarga do Compressor e da Temperatura entre Turbinas	37
4.3.1	Exemplos	40
4.4	Esquema com Leitura de Pressão de Descarga do Compressor, Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível	43
4.4.1	Exemplos	52
4.5	Esquema com Leitura de Pressão e Temperatura de Descarga do Compressor, Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível	57
4.5.1	CrITÉrios Adotados no Programa	58
4.5.2	Exemplos	64
4.6	Esquema com Leitura de Pressão e Temperatura de Descarga do Compressor, Pressão e Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível	72
4.6.1	Exemplos	72
4.7	Comentários sobre o Programa	79
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	81
	BIBLIOGRAFIA	83
	APÊNDICES	
A	Parâmetros Adimensionais	85
B	Cálculo da Eficiência Isoentrópica do Compressor com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura	87
C	Boletim de Resultado de Análise de Gás	89

D	Diferenças Encontradas no Cálculo com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura – Turbina HSB THM 1304	91
E	Diferenças Encontradas entre as Linhas Base do Fabricante e as Obtidas com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura – Turbina HSB THM 1304	94
F	Incertezas Assumidas na Medição das Variáveis	96
G	Linhas Base da Turbina Hispano-Suíza THM 1304	99
H	Fluxograma do Programa	101

Lista de Figuras

2.1	Avaliação de desempenho em compressores de processo	4
2.2	Principais configurações de turbinas a gás industriais	5
2.3	Turbina a gás de dois eixos, ciclo simples	7
2.4	Ciclo termodinâmico real da turbina a gás de dois eixos	8
2.5	Curvas características do compressor	9
2.6	Curvas características da turbina	10
2.7	Linha de equilíbrio	11
2.8	Linhas base de operação dos parâmetros da turbina	12
4.1	Comportamento típico da potência e da pressão de descarga do compressor ao se variar a rotação de turbinas deterioradas – ref. [9]	32
4.2	Comportamento típico da potência e da pressão de descarga do compressor com a severidade do dano em turbinas a gás – ref. [3]	34
D.1	Diferença percentual nos parâmetros de desempenho calculados conforme a ref. [7] em relação ao método do programa	92
D.2	Diferença percentual nos parâmetros de desempenho calculados com calor específico constante e com calor específico variável	93
E.1	Diferença percentual em relação às linhas base do fabricante de parâmetros de desempenho calculados conforme a ref. [7] e pelo método do programa	95
H.1	Programa principal	101
H.2	Esquema com leitura de p_2 e T_{04}	102
H.3	Esquema com leitura de p_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb}	103
H.4	Esquema com leitura de p_2 , T_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb}	104

H.5	Esquema com leitura de p_2, T_2, T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)	105
H.6	Esquema com leitura de p_2, T_2, T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)	106
H.7	Esquema com leitura de p_2, T_2, p_4, T_{04} e \dot{m}_{cb}	107
H.8	Esquema com leitura de p_2, T_2, p_4, T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)	108
H.9	Esquema com leitura de p_2, T_2, p_4, T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)	109

Lista de Tabelas

4.1	Dados de variações em relação à linha base de diversas referências	33
4.2	Matriz de falhas	35
4.3	Matriz de sensibilidade das variáveis calculadas para 1 % de variação em cada variável medida	36
4.4	Esquema com p_2 e T_{04}	37
4.5	Esquema com p_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb}	44
4.6	Critérios de aceitação de uma variável calculada fora da tendência	63
4.7	Diagnóstico adicional sobre a instrumentação	63
4.8	Critérios de aceitação de uma variável calculada fora da tendência	73
4.9	Diagnóstico adicional sobre a instrumentação	73
A.1	Parâmetros adimensionais	85
B.1	Diferenças encontradas no cálculo do rendimento isoentrópico do compressor	88
C.1	Boletim de resultado de análise de gás	90
G.1	Coefficientes usados nas linhas base	100

SIMBOLOGIA

A	Área da seção transversal
c_1, \dots, c_{12}	Fração molar dos hidrocarbonetos C_1, \dots, C_{12} da série parafínica no combustível
c_{O_2}	Fração molar de gás carbônico no combustível
c_p	Calor específico a pressão constante
EGkW °	Potência do gás
f	Razão mássica entre vazão de combustível e vazão de ar no compressor
h	Entalpia
h_{2O}	Fração molar de água no combustível
H	"Head"
K_1, K_2	Constantes determinadas experimentalmente
\dot{m}	Vazão mássica
m_r	Razão mássica entre vazão de retorno de resfriamento e vazão de ar no compressor
m_{rp}	Razão mássica entre vazão de resfriamento e vazão de ar no compressor
n_2	Fração molar de nitrogênio no combustível
N	Rotação
o_2	Fração molar de oxigênio no combustível
p	Pressão
PCI	Poder calorífico inferior

PLF	Fator de perda de carga na câmara de combustão
PM	Peso molecular
\dot{Q}	Vazão volumétrica
R	Constante do gás
s	Entropia
sfc	Consumo específico de combustível
SkW	Potência de eixo
T	Temperatura
x_1, \dots, x_{13}	Constantes estimadas experimentalmente ou por simulação
γ	Relação de calores específicos
Δ	Variação
η	Rendimento
ρ	Massa específica

Subscritos

0	Estado termodinâmico de referência para a combustão
1	Seção de entrada do compressor
2	Seção de descarga do compressor
3	Seção de saída da câmara de combustão
4	Seção entre turbinas

5	Seção de saída da turbina livre
01	Valor de estagnação da variável termodinâmica na seção 1
02	Valor de estagnação da variável termodinâmica na seção 2
03	Valor de estagnação da variável termodinâmica na seção 3
04	Valor de estagnação da variável termodinâmica na seção 4
05	Valor de estagnação da variável termodinâmica na seção 5
05'	Referente à expansão isoentrópica na turbina livre até a pressão de estagnação reinante na seção 5
05''	Referente à expansão isoentrópica na turbina livre até a pressão atmosférica
atm	Condições atmosféricas
b	Referente à linha base
c	Compressor
cb	Combustível
cc	Câmara de combustão
d	Descarga
de	Duto de entrada
ds	Duto de saída
EGkW	Calculado com base na potência do gás
G	Global
gg	Conjunto gerador de gás
is	Isoentrópico

m	Mecânico
p	Politrópico
pc	Produtos de combustão
s	Sucção
SkW	Calculado com base na potência de eixo
t	Turbina geradora de gás
tp	Turbina de potência
T	Térmico

Sobrescritos

(n)	Referente à n -ésima iteração
(n-1)	Referente à iteração $n - 1$

Abreviaturas

C	Compressor
CC	Câmara de combustão
GG	Geradora de gás
HSB	Hispano-Suiza
T	Turbina
TC	Trocador de calor
TP	Turbina de potência

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Ao longo dos últimos anos o uso de turbinas a gás tem crescido consideravelmente, no Brasil e no exterior. Sua utilização abrange diversas tarefas, sobressaindo-se o uso aeronáutico, a geração de energia elétrica e o acionamento de compressores e de bombas em linhas de gás natural ou de óleo.

A manutenção preditiva neste tipo de equipamento vem se desenvolvendo bastante, particularmente o monitoramento de vibração, que já demonstrou sua efetividade em diversos outros tipos de máquinas e que atualmente pode ser considerado como uma técnica consagrada. A análise termodinâmica em turbinas a gás tem grande importância e vários métodos de avaliação de desempenho têm sido testados, com grande diversidade de sistemas de aquisição de dados e de processamento e diagnose, escolhidos de acordo com os objetivos a que se dispõem. A tendência hoje é de se trabalhar com formas complementares de monitoramento, unindo os dados de vibração, cálculo de desempenho, análise de óleo e boroscopia, entre outros, para cruzar informações e obter diagnósticos mais seguros sobre o estado da máquina. Dentro desse contexto espera-se alcançar através da avaliação termodinâmica indícios de problemas ligados ao caminho do gás tais como folga excessiva, sujeira ou incrustações, rugosidade anormal das palhetas ou danos causados por ingestão de corpo estranho. Em alguns casos a influência sobre o desempenho pode ser desprezível, com pouca possibilidade de que seja detectada; em outros casos as tendências das diversas variáveis medidas e calculadas apresentam claramente o problema.

A avaliação de desempenho é um instrumento de múltiplo uso. Durante a operação normal de turbinas a gás é comum ocorrer variações nos parâmetros do processo, que

levam a alterações significativas no ponto de trabalho do equipamento. Em muitos casos, principalmente quando dois ou mais conjuntos estão dispostos em paralelo, é difícil para a equipe responsável pela planta identificar tais variações a tempo de evitar perdas de eficiência, com conseqüente aumento de consumo de combustível. O conhecimento do estado termodinâmico de uma turbina permite, portanto, que se mantenha otimizado o processo produtivo. Um grupo de operação bem treinado pode dar melhor suporte ao setor de compras quanto à exigência de informações dos fabricantes sobre desempenho de equipamento em condições fora de projeto e instrumentação necessária para monitoramento e para teste de aceitação de uma máquina nova. A interação entre operação e manutenção também é intensificada pois através da avaliação de desempenho pode-se determinar os benefícios alcançados em uma revisão. O melhor entendimento do equipamento por parte do pessoal envolvido traz um ganho real, difícil de ser mensurado: a rápida investigação e correção de desvios no desempenho.

Muito pouco foi feito até hoje, a nível nacional, na área de análise de desempenho de turbinas a gás. Dentro da Petrobrás o trabalho nesta área foi iniciado em seu centro de pesquisas (CENPES) mas até o momento pouco se faz no campo, principalmente por falta de domínio das técnicas de avaliação de desempenho neste tipo de equipamento e por falta de conhecimento do potencial desse tipo de ferramenta. Espera-se que este trabalho contribua, junto com outros em desenvolvimento e a serem desenvolvidos, para a utilização da técnica de monitoramento de desempenho a nível industrial.

O método aplicado neste estudo é detalhado nos próximos capítulos. No capítulo 2 é revisto o conceito de avaliação de desempenho e é feito um breve resumo de trabalhos anteriores desenvolvidos nesta área e em áreas correlatas. No capítulo 3 são calculadas as variáveis termodinâmicas para a avaliação de desempenho de turbinas a gás e são explicitadas as hipóteses assumidas na avaliação dos parâmetros. No capítulo 4 é aplicado o método das diferenças sobre a linha de operação acoplado à identificação por matriz de falhas como forma de avaliação de possíveis formas de degradação e de validação dos valores lidos.

Capítulo 2

CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

A expressão “avaliação de desempenho” é utilizada nos mais variados tipos de equipamentos e sistemas e em contextos bastante diversos. Neste trabalho tal expressão tem um sentido único que deve ser definido com clareza.

A avaliação de desempenho de compressores de gás natural, por exemplo, é com freqüência feita diretamente através da medição de todos os parâmetros necessários para o cálculo de “head” e rendimento politrópico e da vazão de gás. Estes parâmetros calculados são comparados com os valores esperados pelas curvas características de cada conjunto de estágios. Na figura 2.1 é mostrado esquematicamente um compressor centrífugo com três conjuntos, dos quais o primeiro apresenta desempenho de acordo com o esperado, o segundo acusa perda de rendimento e o terceiro tem “head” e rendimento abaixo do normal. A partir desse tipo de informação, toda uma metodologia pode ser desenvolvida para se tentar identificar possíveis origens do problema.

No caso de turbinas a gás poder-se-ia pensar em utilizar a mesma técnica, visto tratar-se de equipamento composto de máquinas de fluxo independentes que poderiam, portanto, ter as variáveis pertinentes medidas e comparadas com os dados das curvas características. Duas grandes dificuldades se apresentam, entretanto, nessa abordagem: o primeiro problema é que é muito difícil que os fabricantes se disponham a fornecer curvas detalhadas dos componentes e o segundo obstáculo é a dificuldade de medição da totalidade dos parâmetros necessários (p. ex., fluxo de ar e temperatura da câmara de

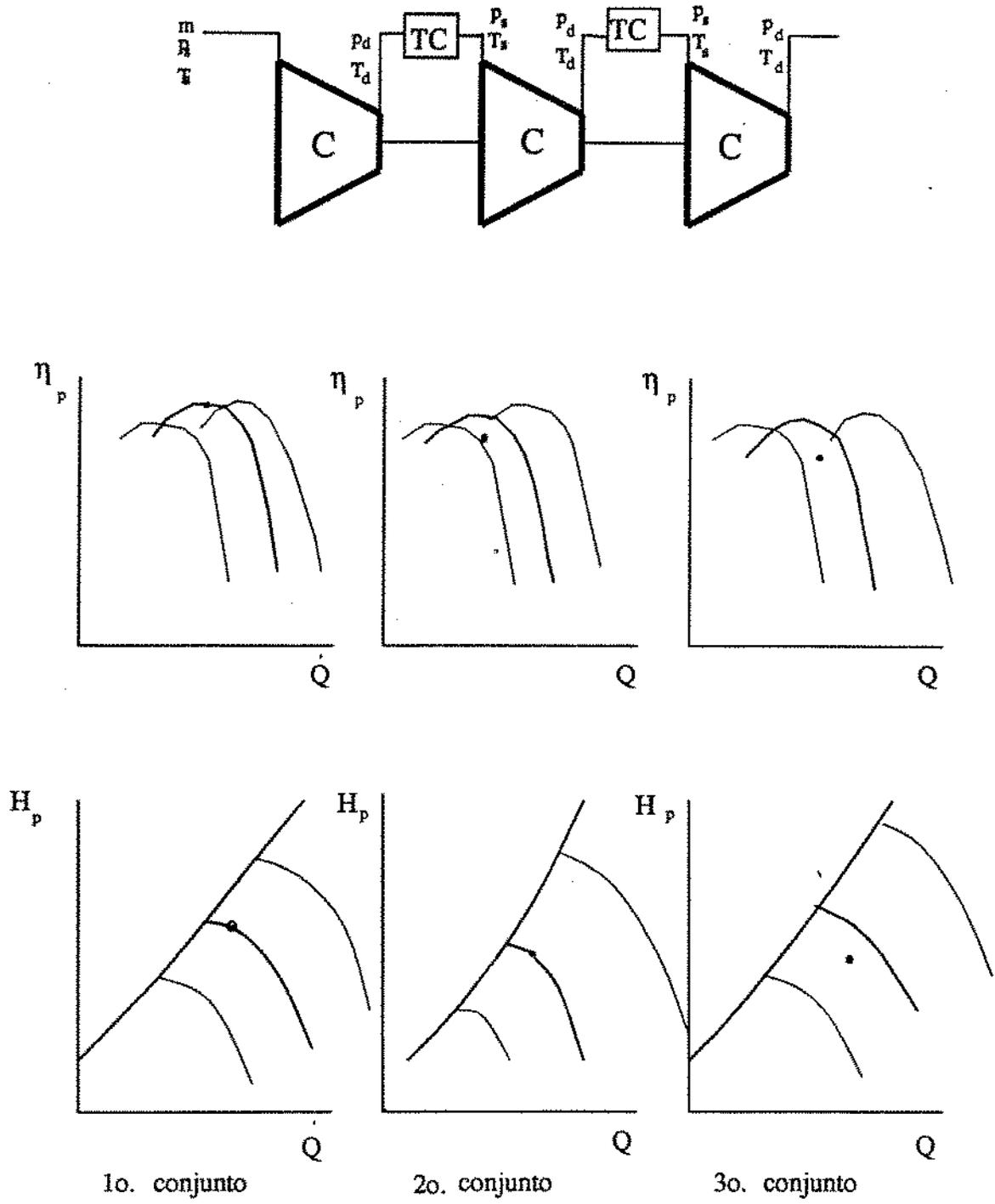


Figura 2.1: Avaliação de desempenho em compressores de processo

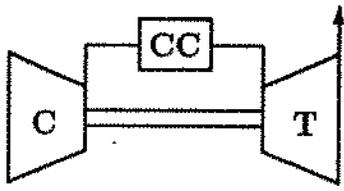


fig.2.2(a): turbina de um eixo

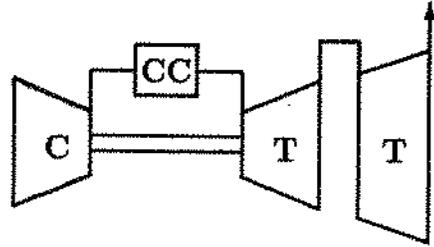


fig.2.2(b): turbina de dois eixos

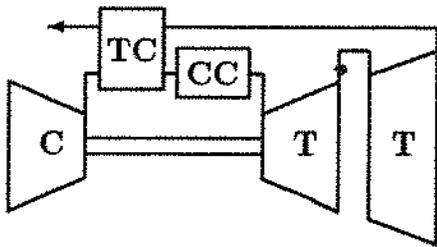


fig.2.2(c): turbina de dois eixos com regenerador

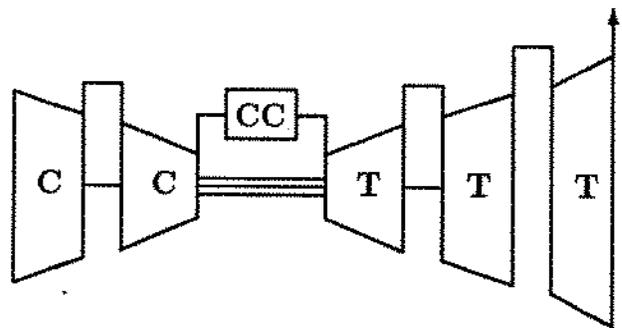


fig.2.2(d): turbina com dois compressores (três eixos)

Figura 2.2: Principais configurações de turbinas a gás industriais

combustão). Dessa forma o método não é aplicável a esse tipo de equipamento. Critérios alternativos têm que ser adotados para as diversas configurações possíveis de turbinas a gás.

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos importantes empregados ao longo do trabalho e uma breve revisão bibliográfica sobre avaliação de desempenho e cálculo termodinâmico nos componentes.

2.1 Tipos de Turbinas a Gás

A figura 2.2 apresenta os arranjos mais usuais de turbinas a gás industriais. Existem várias outras composições possíveis de compressores, turbinas, câmaras de combustão e trocadores de calor. Na ref. [1] é apresentada uma revisão abrangente das variações utilizadas.

O ciclo simples (fig. 2.2(a)) é usado principalmente para o acionamento de geradores. Sua grande inércia reduz o risco de sobrevelocidade em caso de redução súbita da carga elétrica.

Os ciclos das figuras 2.2(b), (c) e (d) são os mais usados para acionamento mecânico. O conjunto com regenerador alcança eficiências globais altas, com baixa razão de pressões, mas tem algumas desvantagens, tais como maior perda de carga (o que reduz a potência líquida) e maior peso e espaço ocupado, quando comparado com o conjunto de dois eixos de ciclo simples. O arranjo 2.2(d) serve principalmente para superar problemas de instabilidade no compressor quando operando em condições fora de projeto, particularmente em turbinas com alta razão de pressões.

Turbinas aeronáuticas são semelhantes às apresentadas acima. O turbojato, por exemplo, tem comportamento termodinâmico muito próximo ao da turbina de dois eixos, já que o bocal de exaustão provoca uma restrição ao fluxo similar à da segunda turbina na figura 2.2(b).

O uso cada vez mais freqüente de turbinas aeronáuticas para aplicação industrial — projeta-se uma turbina para acionamento de eixo em substituição ao bocal propulsor — aliado à tendência de se trabalhar com razões de pressões cada vez mais elevadas em turbinas de alta eficiência desenvolvidas para utilização em aeronaves, tem tornado conjuntos de dois ou três eixos, ciclo simples, cada vez mais populares. O acionador de dois eixos com regenerador, por sua vez, requer razões de pressões baixas e seu desenvolvimento tem sido lento pois ocupa um espaço muito maior e tem aplicação limitada ao uso industrial. Muito do que é desenvolvido nos capítulos subseqüentes é aplicável também a arranjos para propulsão de aeronaves.

2.1.1 A Turbina de Dois Eixos

É o conjunto sobre o qual é desenvolvido o programa de avaliação de desempenho neste trabalho. Este arranjo é amplamente utilizado tanto para geração de energia elétrica quanto para o acionamento de bombas e compressores ou para a propulsão naval. O ciclo simples (sem regeneração) dá compacidade ao acionador, tornando-o atrativo para uso geral e, particularmente, para aplicações onde o espaço ocupado e peso são de grande importância, como é o caso do uso em plataformas marítimas de produção de petróleo e em navios de guerra.

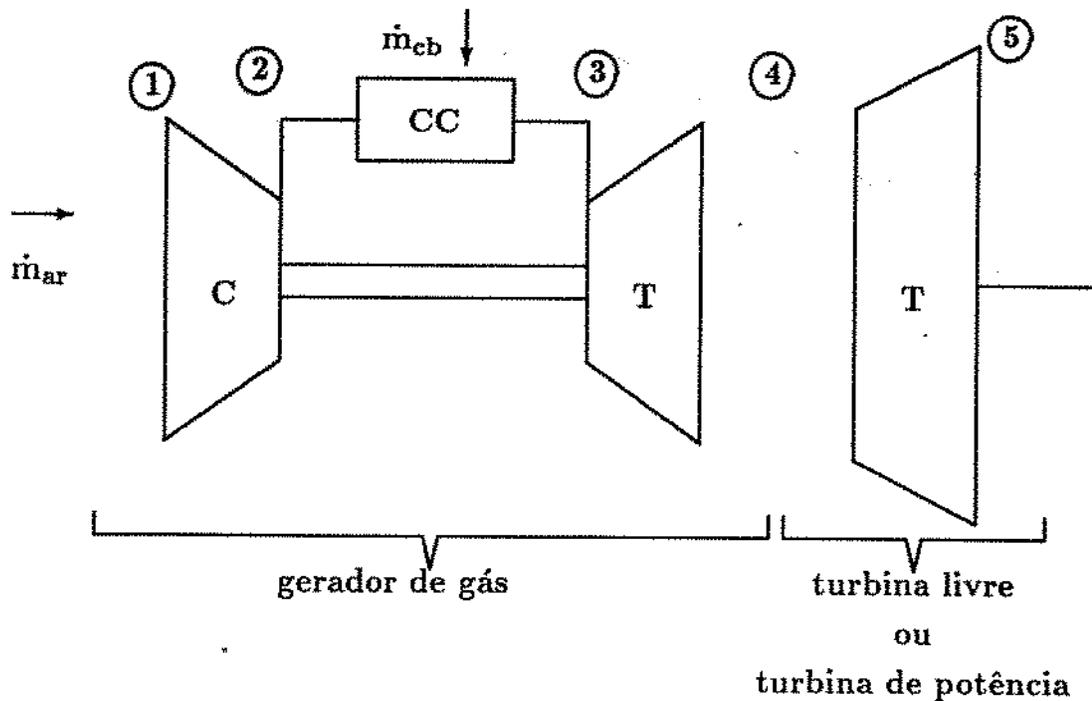


Figura 2.3: Turbina a gás de dois eixos, ciclo simples

Este equipamento (fig. 2.3) possui como componentes principais um compressor, uma câmara de combustão e duas turbinas, sendo uma delas — chamada de turbina livre ou turbina de potência — em eixo separado, ligada diretamente ou por caixa de engrenagem (redutora ou multiplicadora) à máquina acionada.

O conjunto composto por compressor, câmara de combustão e primeira turbina é denominado de conjunto gerador de gás, pois é após passar por esses componentes que o gás recebe energia para acionar a turbina de potência. A figura 2.4 mostra o diagrama $T - s$ do ciclo termodinâmico real. As linhas pontilhadas indicam os processos ideais isoentrópicos tomados como referência para avaliação do rendimento dos componentes e da potência máxima disponível, detalhados no capítulo três. A numeração das seções, apresentada na figura 2.3, é seguida em todo o trabalho (ver simbologia).

2.1.1.1 Curvas Características dos Componentes

As curvas características do compressor e das turbinas definem o comportamento desses componentes. Os mapas são em geral representados na forma apresentada nas

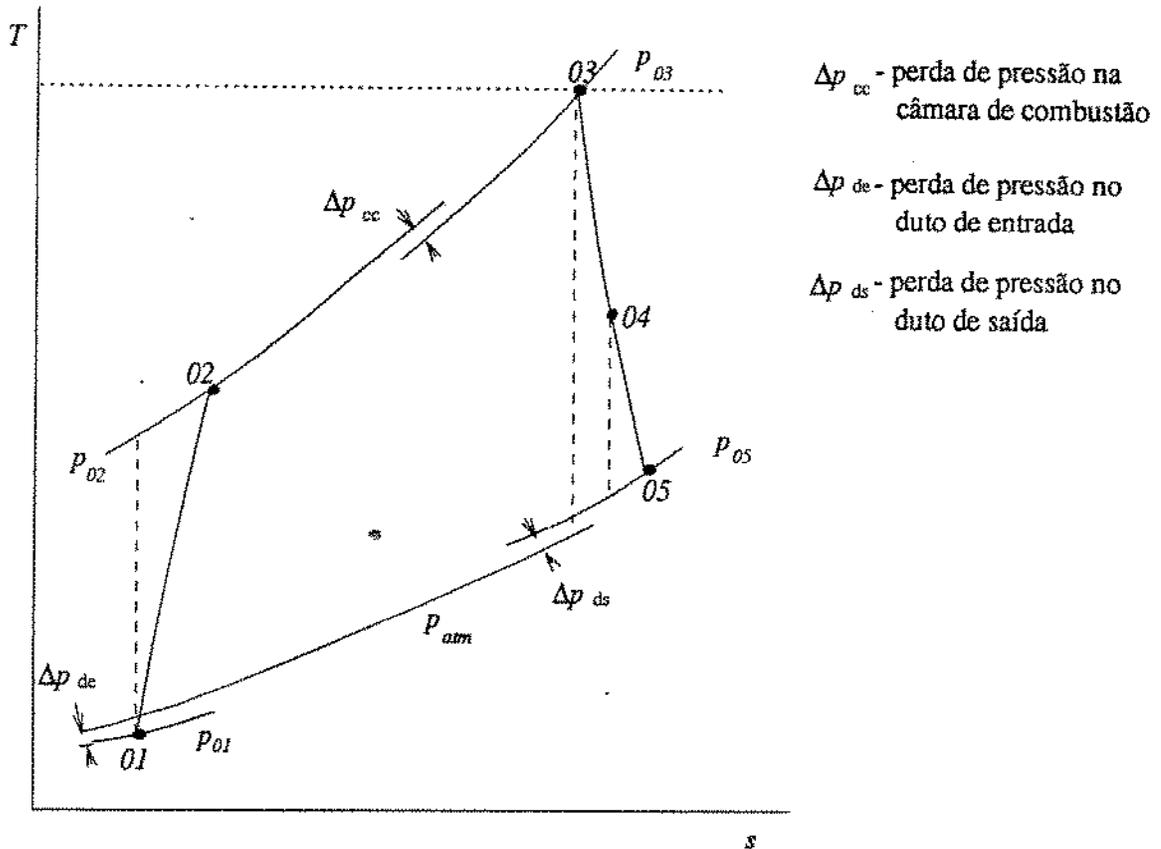


Figura 2.4: Ciclo termodinâmico real da turbina a gás de dois eixos

figuras 2.5 e 2.6. Todos os parâmetros usados nos gráficos estão em sua forma corrigida, conforme sugerido em [1] e em [7] e reproduzido no apêndice A. Os índices 03 e 04 na figura 2.6 fazem alusão às condições de entrada e saída da turbina do conjunto gerador de gás mas na realidade representam as condições de entrada e saída da turbina à qual o mapa se refere.

A curva do compressor é usualmente tomada como base para a descrição de processos ou de limites operacionais de todo o conjunto. Essa escolha é feita porque nesse componente existe forte dependência do fluxo de massa e da razão de pressões com a rotação, o que facilita a visualização dos eventos.

Na curva da turbina é comum a aproximação de independência da razão de expansão e do fluxo de massa com a rotação. Pode-se observar na figura 2.6 que tal hipótese não induz a grandes erros na avaliação do conjunto, principalmente se a turbina estiver operando em condições de engasgamento ("choke"), quando o erro causado por essa

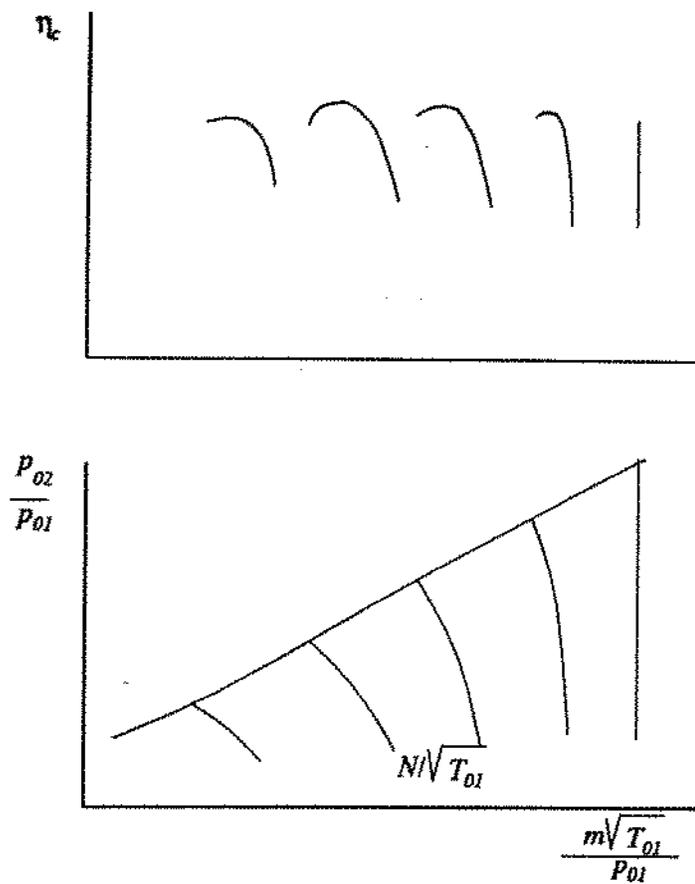


Figura 2.5: Curvas características do compressor

suposição vai a zero.

2.1.1.2 A Linha Base de Operação ou Linha de Equilíbrio

O conceito de linha base usado como premissa básica do método surge da necessidade de se satisfazer simultaneamente as seguintes relações:

- curvas características do compressor e das turbinas;
- equações de estado dos gases;
- equilíbrio de potência entre compressor e turbina geradora de gás;
- conservação de massa;

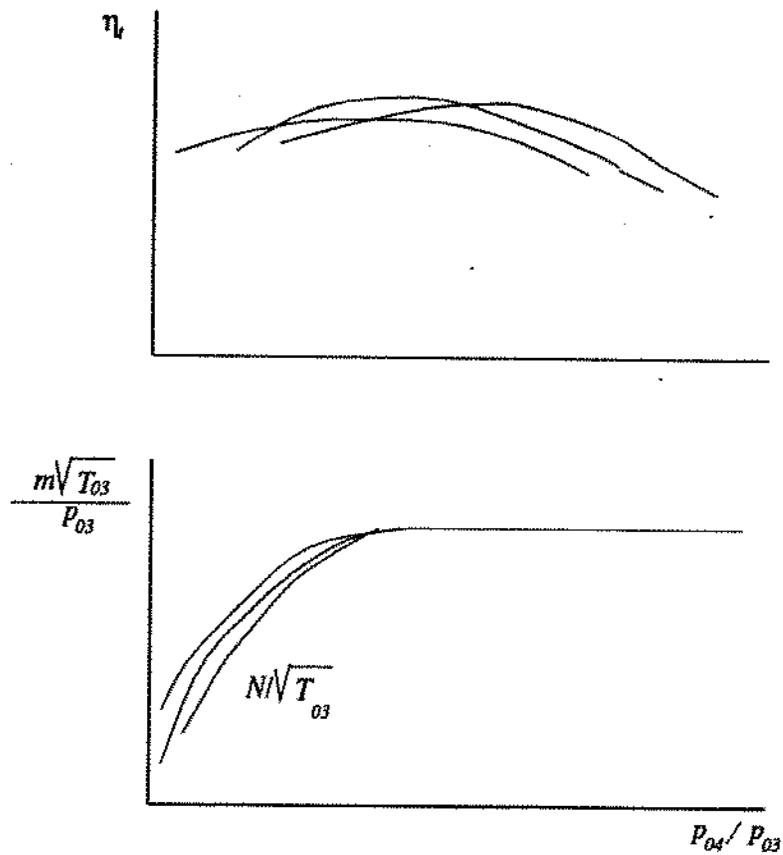


Figura 2.6: Curvas características da turbina

- razões de pressão no compressor e nas turbinas;
- igual rotação entre compressor e turbina geradora de gás.

A compatibilidade de fluxo de massa e de velocidades entre compressor e turbina do gerador de gás, aliados ao equilíbrio de potência entre esses dois componentes fazem com que para cada ponto escolhido arbitrariamente na curva característica do compressor exista uma única razão entre a temperatura máxima do ciclo e a temperatura ambiente. A restrição adicional de equilíbrio de fluxo entre o gerador de gás e a turbina de potência faz com que apenas um ponto em cada curva de rotação constante satisfaça as condições acima. O conjunto formado por todos os pontos obtidos em cada uma das rotações possíveis é chamado de “linha base de operação” ou “linha de equilíbrio” (figura 2.7), e é aproximadamente independente das condições atmosféricas quando se toma todos os parâmetros em sua forma corrigida. Este conceito é muito importante para a avaliação

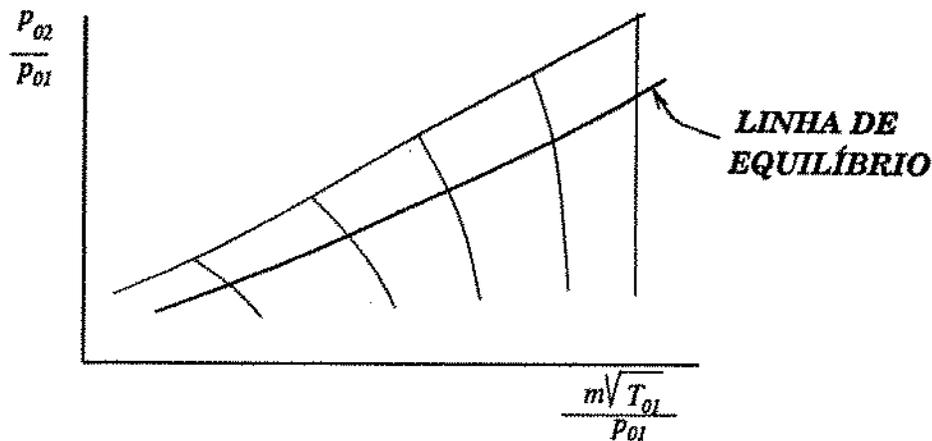


Figura 2.7: Linha de equilíbrio

termodinâmica e vale tanto para turbinas industriais quanto para turbinas aeronáuticas, onde o bocal substitui a função da turbina livre.

Para cada ponto da linha de equilíbrio estão definidos univocamente valores de todas as variáveis do gerador de gás, o que faz com que, escolhido um parâmetro qualquer — geralmente opta-se pela rotação do conjunto gerador de gás, pela facilidade de medição e pequenos erros envolvidos — como referência, possa-se desenvolver linhas base de operação de todos os demais (figura 2.8).

As diferenças encontradas entre valores de linha de equilíbrio e valores medidos ou calculados formam a base do método de avaliação de desempenho tratado neste estudo. As eventuais discrepâncias são comparadas com dados de falhas típicas e a partir dessas informações são analisadas as deteriorações no equipamento compatíveis com as variações apresentadas. Como resultado final é emitido parecer sobre o estado da máquina e de sua instrumentação.

2.2 Revisão Bibliográfica

A previsão de desempenho do conjunto de elementos que compõem uma turbina a gás é estudada desde o efetivo aparecimento deste tipo de equipamento na década de 30. A expressão “previsão de desempenho”, no entanto, pode ter diversas interpretações, que tratam de temas distintos e que se confundem facilmente. A ocorrência mais freqüente em congressos ou em artigos nas publicações especializadas é da abordagem ligada ao projeto

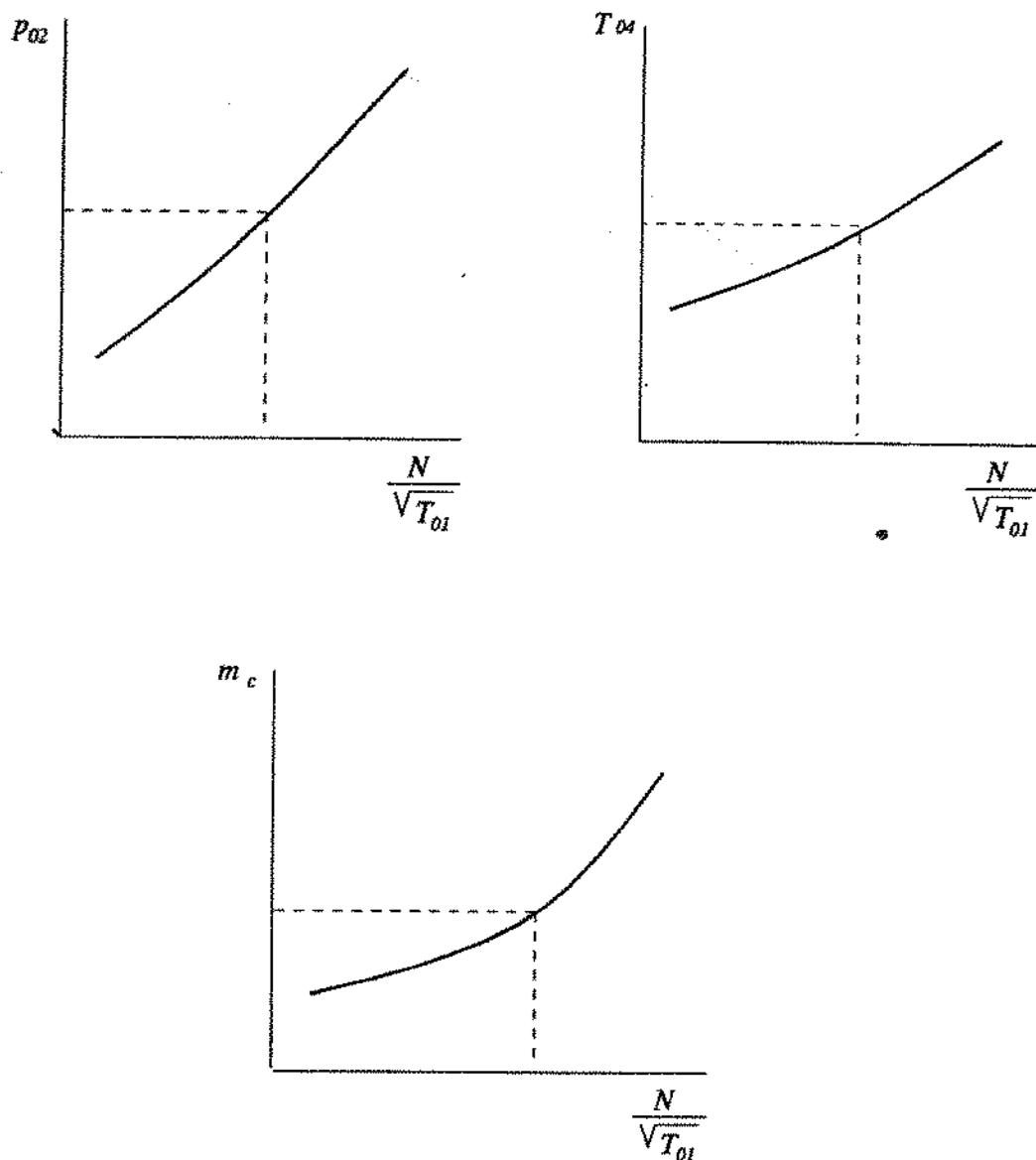


Figura 2.8: Linhas base de operação dos parâmetros da turbina

da máquina, ou seja, dadas determinadas características de projeto de um componente, deseja-se saber qual será o comportamento termodinâmico de cada um de seus estágios e do conjunto completo nas condições nominais e em condições fora das especificadas para operação normal. Uma introdução a este tratamento é desenvolvida na ref. [1], que apresenta com clareza os fundamentos do projeto e do cálculo de ponto de operação de turbinas a gás. A análise de desempenho de equipamento em operação é estudada

com menor frequência na literatura. O termo mais adequado para esse tipo de estudo é *avaliação* de desempenho, já que neste caso os parâmetros da turbina são medidos e calculados, não havendo, portanto, qualquer "previsão", mas sim a constatação de um determinado estado de deterioração do equipamento.

Dentro desse contexto, algumas das técnicas de previsão de desempenho utilizadas para compressores axiais são a teoria da palheta com equilíbrio radial e o empilhamento de estágios [2], com diversas variações possíveis em ambos os casos. No primeiro, tem-se obtido bons resultados em torno das condições de projeto. A inclusão de perdas e de efeitos de fluxos secundários no modelo aumenta significativamente a complexidade da resolução. Mesmo as variações mais modernas dessa técnica são de difícil aplicação em condições fora de projeto, quando um ou mais rotores trabalham em condições de descolamento ("stall") ou engasgados ("choke"), o que é comum de acontecer em compressores de média e alta pressão. O método de empilhamento de estágios requer menos cálculos e tem sido empregado na simulação de conjuntos novos ou degradados, como por exemplo na investigação do comportamento de turbinas sujeitas a sujeira no compressor em diferentes níveis e condições [3, 4].

Os primeiros trabalhos introdutórios na área de monitoramento termodinâmico partiram da indústria aeronáutica. Pode-se citar como exemplo típico o relato das experiências da Eastern Airlines, publicado por Dzuiba [5]. Nesse sistema media-se parâmetros básicos da planta e previa-se falhas e possíveis problemas através de análise de tendência e de experiência operacional. Deteriorações mais comuns, após algumas ocorrências, eram facilmente detectadas pelo comportamento das variáveis mais sensíveis àquela degradação. Mesmo com esta técnica bastante simples foram obtidos bons resultados nas previsões de falhas, principalmente no estágio inicial de desenvolvimento do equipamento. Em turbinas inteiramente desenvolvidas este tipo de monitoramento tornava-se menos proveitoso.

Urban [6] trabalha com equações diferenciais lineares como aproximação de primeira ordem para relacionar os parâmetros medidos com os parâmetros de desempenho de cada componente, o que gera um sistema de equações que pode ser colocado sob a forma de matriz. Considerando que qualquer alteração nas variáveis passíveis de medição é resultado de um ou mais problemas físicos combinados, esse autor considera os parâmetros medidos como dependentes, enquanto que parâmetros de desempenho tais como eficiência de compressão e expansão ou área de passagem da turbina como independentes. Este tratamento permite o relacionamento direto de problemas físicos com diferenças nas medições e tem

grande flexibilidade pois a matriz de relacionamento entre variáveis dependentes (temperaturas, pressões, etc.) e independentes (origem dos problemas: variação de área da turbina, diferença na rugosidade das palhetas, folgas alteradas, etc.) pode ser montada de acordo com os problemas esperados e com as variáveis acessíveis para medição. A correta manipulação da matriz de relacionamento das variáveis permite o isolamento dos vários problemas de uma máquina, enquanto que a variação acima de níveis preestabelecidos indica a provável origem do problema.

Agrawal [7] desenvolveu em computador híbrido um sistema de validação de medidas e de monitoramento para compressores centrífugos acionados por turbina a gás de dois eixos. O programa se baseia na medição e cálculo de parâmetros através de análise termodinâmica, nas linhas base das principais variáveis do conjunto gerador de gás e nos mapas da turbina de potência e do compressor de processo para identificar qualquer comportamento anormal no equipamento. O modelamento de turbinas é também utilizado em seu trabalho, para determinar o sentido de variação de pressões, temperaturas, ou outros indicadores de desempenho em diversas falhas simuladas e para o desenvolvimento das técnicas de validação de medidas. A experiência com esse tipo de modelo aumenta enormemente o conhecimento do operador sobre o comportamento do conjunto quando sujeito a deteriorações usuais, tais como sujeira no compressor ou ingestão de corpo estranho, entre outras. Esse estudo foi direcionado para aplicação na Trans-Canada PipeLines (TCPL), empresa canadense de transporte de gás natural, que publicou alguns trabalhos importantes sobre resultados práticos da aplicação de técnicas de monitoramento de desempenho em turbocompressores [8]. A principal motivação da TCPL é a economia de combustível. Seu sucesso nesse projeto impressiona bastante e parece ter resultado de um claro entendimento dos requisitos de engenharia e de cuidadosa medição, incluindo o uso de instrumentação calibrada onde necessário, obtendo claros ganhos econômicos, sem gastos em sistemas automatizados. Destacam-se as reduções de consumo conseguidas através de teste de turbinas novas e recondicionadas e através de ajustes nos valores medidos da temperatura interturbinas. A economia total mensurável de combustível registrada no primeiro ano do projeto foi de 33 milhões de metros cúbicos, em um sistema com cerca de 560 mil kW instalados. Outra vantagem do sistema de monitoramento registrada por essa companhia foi a alta capacitação desenvolvida pelos operadores para resolver problemas.

Saravanamuttoo et al. [9, 10] desenvolve o modelamento de turbinas a gás e aprofunda a análise do comportamento de equipamentos sujeitos a degradação. Os principais

objetivos desta técnica são a previsão do estado do equipamento, o desenvolvimento de um melhor conhecimento do comportamento da turbina e a simulação e diagnose precoce de possíveis problemas, o que pode permitir economia significativa de combustível e de manutenção. O método foi aplicado a máquinas de geometria fixa e a conjuntos com geometria variável (pás guia e estatores móveis). As curvas características dos elementos — particularmente do compressor axial, que possui forte dependência da rotação — devem ser conhecidas ou estimadas e a obtenção destes dados constitui-se em um dos pontos chave para a construção de um bom modelo. Tais curvas não são normalmente fornecidas pelos fabricantes e as formas mais comumente usadas para sua determinação são a similaridade e, quando necessário, o empilhamento de estágios. Uma boa estimativa dos mapas dos componentes implica necessariamente em boa acórdância entre os resultados da simulação e os dados de desempenho publicados em catálogos ou manuais. É, portanto, boa prática proceder iterativamente a estimativa de curvas características, até que se chegue a resultados satisfatórios.

Mais recentemente, Stamatidis et al. [11] apresenta um método de simulação adaptativa como forma de computar diferenças de fabricação entre máquinas da mesma série. Variações devido a montagem e desmontagem ou à degradação do equipamento podem, da mesma forma, ser detectadas. O termo “simulação adaptativa” é empregado porque os valores medidos são usados para adequar o modelo, através de alterações apropriadas nos mapas dos componentes. O problema da falta de dados pode então ser contornado com o uso de mapas generalizados ou de técnicas de similaridade. Com esse procedimento, através de medições, pode-se reconstituir a forma exata das curvas dos componentes.

Grewal [12] apresenta um modelo computacional para a simulação de turbinas a gás deterioradas. O autor disserta com clareza sobre as diversas formas de degradação ligadas ao caminho do gás e sobre a forma como podem ser identificadas através da medição ou do cálculo das variações nos parâmetros de desempenho em relação aos valores de linha base.

Neste trabalho é desenvolvido um método para avaliação de desempenho de equipamento em operação sujeito a variações no desempenho decorrentes de degradação, a partir da medição das variáveis disponíveis no campo. Este tipo de estudo interessa basicamente aos usuários de turbinas a gás e é encontrado com pouca freqüência na literatura. O sistema é diretamente aplicável a turbinas de dois eixos, industriais ou aeroderivadas. A mesma idéia pode ser aplicada a outros tipos de turbinas com maior ou menor quantidade

de alterações, dependendo da configuração específica do equipamento.

Capítulo 3

PROGRAMA DE CÁLCULO DAS VARIÁVEIS

As mesmas relações que obrigam os componentes do conjunto gerador de gás a trabalhar em uma única linha de equilíbrio fazem também com que haja uma interdependência entre vários parâmetros. Assim, é possível calcular diversas variáveis a partir de um conjunto de valores medidos. Esse cálculo permite que a diagnose seja mais completa e que o operador tenha uma noção mais precisa do comportamento de cada componente da planta. Torna-se possível também a avaliação da potência disponível para o equipamento acionado, do consumo específico de combustível e do rendimento global do conjunto.

3.1 Hipóteses Básicas

São as seguintes as hipóteses básicas assumidas pelo programa:

1. Fluxo adiabático unidimensional em regime permanente.
2. Ar e gases de combustão se comportam como gases ideais com calor específico dependente da temperatura. A composição do ar e a função $c_p(T)$ foram extraídas da ref. [13].

A segunda hipótese é mais restrita em alguns trabalhos anteriores, que consideram calor específico constante. Neste trabalho são feitas comparações para avaliar as diferenças provocadas pelo uso dessa restrição.

As suposições adicionais usadas no cálculo de variáveis são explicitadas no desenvolvimento da formulação, à medida que for sendo necessário. O objetivo dessas hipóteses é sempre de redução de requisitos adicionais nos instrumentos e procedimentos de medição, sem preocupação excessiva com eventuais acréscimos de esforço computacional. Espera-se com essa filosofia obter um instrumento de avaliação de desempenho com razoável precisão, sem necessidade de instrumentos exageradamente sofisticados e com um código de programação de um porte tal que permita fácil manuseio em qualquer sistema.

3.2 Cálculo das Variáveis

O módulo de cálculo do programa prevê a medição de rotação do conjunto gerador de gás, pressões e temperaturas de entrada e saída do compressor, pressão e temperatura entre turbinas e fluxo de combustível. Também é considerada conhecida a potência de eixo consumida pelo equipamento acionado. A pressão e a temperatura ambiente são usadas na redução dos parâmetros a condições atmosféricas normalizadas (condições ISO: 15 °C e 1 atm). Como resultado são apresentados os rendimentos isentrópicos de compressão e expansão, o fluxo de ar, a temperatura na saída da câmara de combustão e o consumo específico de combustível.

3.2.1 Eficiência Isoentrópica do Compressor

A eficiência calculada pelo programa é a eficiência isentrópica, ou seja, a relação entre trabalho isentrópico e trabalho real.

$$\eta_c = \frac{h_{2_{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

O método utilizado para avaliar o trabalho isentrópico entre as pressões de entrada e saída do compressor com calor específico variável é repetido diversas vezes no programa, para a determinação de variações de entalpia em processos com entropia constante. A determinação da temperatura final do processo isentrópico é iterativa com rápida convergência e é obtida através da relação

$$s_{2_{is}} - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = 0 \quad (3.2)$$

Tendo-se essa temperatura obtem-se trivialmente a variação de entalpia isoentrópica.

Para se determinar corretamente o valor do rendimento do compressor deve-se registrar pressões e temperaturas totais como dados de entrada para o cálculo acima. Neste ponto introduz-se a hipótese adicional de que pressões e temperaturas estáticas e totais nas seções de entrada e saída do compressor são aproximadamente iguais.

Esta hipótese pode levar a erros razoavelmente altos na avaliação do valor absoluto do rendimento do compressor, pois as velocidades de entrada e saída nesse componente têm valores típicos da ordem de 150 m/s. Para eliminar esse erro o método de cálculo deveria levar em conta a posição e tipo dos instrumentos medidores de pressão e temperatura, diferentes em cada tipo de equipamento. Em turbinas onde a pressão de descarga do compressor é tomada na região de entrada da câmara de combustão, por exemplo, as velocidades envolvidas são relativamente baixas (da ordem de 60 m/s) e as diferenças entre pressões e temperaturas estáticas e de estagnação são pequenas. Quando apenas os valores relativos de eficiência forem de interesse esses erros passam a ser ainda menores.

Neste trabalho optou-se por manter a hipótese acima no programa básico e corrigir as variáveis termodinâmicas, se necessário, adicionando os termos de velocidade às componentes estáticas.

Os erros relativos à aproximação comumente usada de calor específico constante foram eliminados com a introdução da dependência polinomial do calor específico com a temperatura, de acordo com as formulações desenvolvidas em [13]. No apêndice B são mostrados valores comparativos do rendimento do compressor calculado das duas formas, em diversas condições de temperatura e pressão.

3.2.2 Temperatura da Câmara de Combustão e Razão Combustível/Ar

Uma pequena fração do ar suprido pelo compressor é desviada do fluxo principal e usada no sistema de resfriamento, que abrange os mancais, as palhetas e estatores das turbinas (principalmente os estágios iniciais, onde a temperatura é mais elevada), as paredes do espaço anular, os discos dos rotores e diversos outros componentes.

O efeito desse fluxo secundário na eficiência do ciclo termodinâmico é difícil de ser simulado com precisão sem se complicar demasiadamente o modelo, pois existem vários aspectos diferentes a serem considerados:

1. Há perda direta de trabalho devido à redução no fluxo de ar nas turbinas.
2. A expansão deixa de ser adiabática.
3. Passa a haver perda de carga devido à mistura de ar de resfriamento com o fluxo principal de produtos de combustão.
4. Há, em contrapartida, uma redução no escape de gases pela folga existente entre o topo da palheta e a parede externa do espaço anular.
5. O ar de resfriamento recebe trabalho ao passar radialmente pelas palhetas da turbina.
6. Há variação constante no calor específico da mistura, causada pelo retorno do ar de resfriamento em diferentes pontos e sua mistura com os gases de combustão.
7. O ar de resfriamento que retorna ao fluxo principal pode, eventualmente, realizar ainda algum trabalho nos estágios de turbina a jusante do ponto de retorno.

Além da dificuldade de modelamento de todos os efeitos mencionados acima, existe também para os usuários de turbinas a gás uma enorme dificuldade em se obter os dados necessários para tal tipo de simulação.

A hipótese simplificadora normalmente considerada por vários autores é de que o fluxo de resfriamento é aproximadamente igual à vazão de combustível e que o primeiro não mais retorna ao escoamento principal. Com isso passa a existir uma vazão mássica constante ao longo de todos os componentes, havendo apenas variação na composição química, a partir da câmara de combustão.

Neste ponto parecem estar os maiores erros de cálculo dos métodos mais simples de avaliação de desempenho de turbinas a gás. Mesmo em turbinas mais antigas, onde a necessidade de ar de resfriamento é relativamente pequena, enquanto o fluxo de combustível é da ordem de 1,6 % do ar de entrada, a vazão para resfriamento chega a 10 %. É, portanto, difícil que esses dois valores possam ser cancelados, principalmente quando se considera que em equipamentos mais modernos as temperaturas são cada vez mais elevadas e que é, conseqüentemente, cada vez mais elevado o volume de ar frio necessário para manter os materiais dos componentes a temperaturas toleráveis.

A solução adotada no presente trabalho foi de considerar independentes o fluxo de ar de resfriamento e a vazão de combustível. O primeiro é considerado como uma porcentagem fixa do fluxo de ar e é dado de entrada (fornecido pelo fabricante ou estimado) e o segundo é medido no ponto de operação.

O procedimento de cálculo não considera quaisquer efeitos de compressibilidade nos pontos em que o ar de resfriamento é extraído do escoamento. São considerados apenas os efeitos da variação no fluxo de massa e no calor específico do gás. Com essas aproximações pretende-se somente uma redução nos erros relacionados à perda direta de trabalho nas turbinas por variações no fluxo de massa.

Na câmara de combustão considera-se que há queima completa, sem formação de subprodutos tais como monóxido de carbono ou óxidos de nitrogênio. Considera-se um rendimento de combustão constante de 99 %, definido como a razão entre a variação real de entalpia e a variação teórica de entalpia em uma combustão completa. A avaliação do nível de emissão de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio foi eliminada porque foge do escopo do trabalho a análise de emissão de poluentes. A variação que tais produtos causam no balanço energético é pequena e está englobada no valor assumido de rendimento da câmara de combustão.

O combustível é considerado como uma mistura variável de hidrocarbonetos com uma pequena porcentagem de nitrogênio, gás carbônico, vapor d'água e oxigênio, que é a composição típica do gás natural da Bacia de Campos. No apêndice C é apresentada a lista dos componentes em um boletim típico de resultado de análise de gás. A consideração de combustível de composição uniforme foi considerada desnecessária e incompatível com a hipótese básica usada ao longo de todo o trabalho, de que o calor específico depende da temperatura.

O rendimento mecânico do conjunto gerador de gás foi considerado constante e igual a 99 %.

As relações relevantes para o cálculo da temperatura de entrada da turbina geradora de gás são o equilíbrio de potência entre compressor e turbina do gerador de gás (equação 3.3) e o balanço de energia na câmara de combustão (equação 3.4).

$$\int_{T_1}^{T_2} c_{par} dT = \eta_{mgs} (1 - m_{rp} + f) \int_{T_{01}}^{T_{03}} c_{p_{pc}} dT \quad (3.3)$$

$$f = \frac{(1 - m_{rp}) \left[\int_{T_2}^{T_{03}} c_{p_{pc}} dT - \int_{T_0}^{T_2} (c_{p_{pc}} - c_{par}) dT \right]}{\eta_{cc} PCI + \Delta h_{cb} \Big|_{p_0, T_0}^{p_{cb}, T_{cb}} - \int_{T_0}^{T_{03}} c_{p_{pc}} dT} \quad (3.4)$$

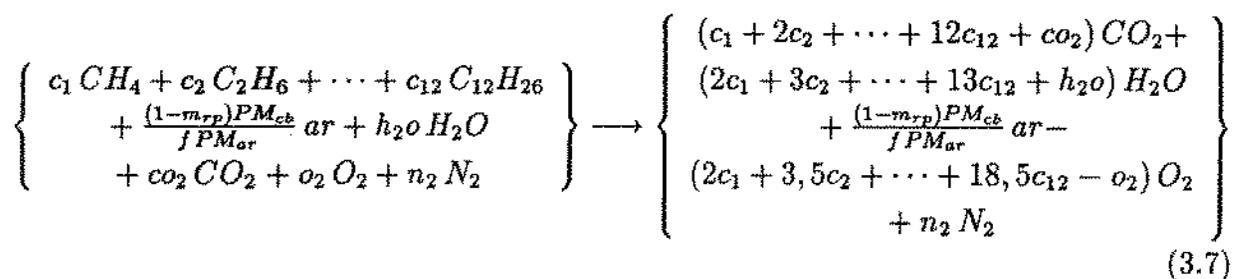
$\Delta h_{cb}|_{p_0, T_0}^{p_{cb}, T_{cb}}$ é a diferença de entalpia do combustível entre pressão e temperatura reais e pressão e temperatura de referência para avaliação do poder calorífico inferior (1 atm e 25 °C). O combustível normalmente é introduzido na câmara de combustão a temperaturas próximas dos 25 °C, o que faz com que essa diferença de entalpia seja bastante baixa e irrelevante para o cálculo. Valores extremos encontrados nos combustíveis usados pela Petrobrás na Bacia de Campos chegam a 0,3% do poder calorífico inferior. Neste trabalho esta variável é desprezada para reduzir os dados de entrada do programa. Sua inclusão, no entanto, não interfere em nada nos procedimentos de cálculo subsequentes.

Conhecida a composição dos gases de combustão e, portanto, o comportamento do calor específico com a temperatura, tem-se um sistema de duas equações com as incógnitas sendo a razão combustível/ar (f) e a temperatura da câmara de combustão (T_{03}). A composição dos produtos de combustão é obtida pelo balanço químico no combustor. O programa considera a reação de combustão completa, com possibilidade de inclusão de todos os elementos apresentados no apêndice C. Para iniciar o processo iterativo necessita-se de uma estimativa da razão combustível/ar para se calcular através do balanço químico uma composição aproximada do gás que deixa a câmara de combustão. Para isso assume-se o calor específico dos produtos de combustão como constante e igual a 0,2794 kcal/kg.K (como na ref. [7]) e chega-se a valores iniciais da temperatura no combustor e da razão combustível/ar

$$T_{03} = \frac{\frac{(h_2 - h_1)(\eta_{cc} PCI + T_0 c_{ppc})}{(1 - m_{rp}) c_{ppc} \eta_{mgs}} + (\eta_{cc} PCI - \Delta h_{0,2}) T_{04}}{\eta_{cc} PCI - \Delta h_{0,2} + \frac{h_2 - h_1}{(1 - m_{rp}) \eta_{mgs}}} \quad (3.5)$$

$$f = \frac{(1 - m_{rp}) [c_{ppc} (T_{03} - T_0) - \Delta h_{0,2}]}{\eta_{cc} PCI - c_{ppc} (T_{03} - T_0)} \quad (3.6)$$

A fração molar de cada componente após a queima é calculada pelo equilíbrio molar da reação de combustão (eq. 3.7)



A temperatura de entrada da turbina do gerador de gás é determinada iterativamente, pelo método de Newton-Raphson:

$$T_{03}^{(n)} = T_{03}^{(n-1)} - \frac{g(T_{03}^{(n-1)})}{g'(T_{03}^{(n-1)})} \quad (3.8)$$

onde

$$g(T_{03}) = (1 - m_{rp} + f)\Delta h_{04,03} - \frac{\Delta h_{1,2}}{\eta_{m,gg}} \quad (3.9)$$

Definida a temperatura da câmara de combustão, a razão combustível/ar é obtida por

$$f = \frac{(1 - m_{rp})(\Delta h_{0,03} - \Delta h_{0,2})}{\eta_{cc}PCI - \Delta h_{0,03}} \quad (3.10)$$

O valor calculado de temperatura é comparado com o que foi assumido inicialmente e o procedimento acima é repetido, a partir do cálculo da fração molar dos componentes, até que a temperatura calculada coincida com o resultado da iteração anterior.

3.2.3 Fluxo de Ar

O fluxo de ar é obtido diretamente pela relação

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}_{cb}}{f} \quad (3.11)$$

3.2.4 Eficiência da Turbina Geradora de Gás

A eficiência isoentrópica da turbina é definida como a razão entre o trabalho real e o trabalho isoentrópico e é dado por

$$\eta_t = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04,s}} \quad (3.12)$$

Novamente deve-se voltar à consideração feita no item 3.2.1 acerca da pertinência ou não de se tomar pressões e temperaturas estáticas ou absolutas na avaliação do rendimento.

As velocidades do gás na entrada e na saída da turbina geradora de gás são usualmente bem superiores às encontradas no compressor (cerca de 250 m/s). Torna-se,

então, ainda mais difícil manter a hipótese usada para o cálculo da eficiência do compressor de que os valores estáticos de pressões e temperaturas podem fornecer aproximações razoáveis dos valores absolutos. Por outro lado, assim como no compressor, também na turbina geradora de gás são diversificados os tipos de instrumentos usados para medição e a posição em que são colocados.

Optou-se, nesta tese, por considerar que a pressão entre turbinas é medida por sensores de pressão estática e que a temperatura nesse mesmo ponto é tomada por instrumentos que captam o valor absoluto. Esta suposição é feita com base na observação de que os medidores normalmente utilizados para a medição da temperatura dos gases de saída do conjunto gerador são termopares diretamente expostos ao fluxo, o que faz com que, dependendo da geometria do instrumento, parte ou a quase totalidade da parcela dinâmica da temperatura seja computada pelo sensor. Na ref. [1] são citados valores típicos de 60-70 % de absorção da temperatura dinâmica em termopares sem blindagem e de até 98 % em termopares projetados com a finalidade de obter o efeito pitot.

O programa requisita uma estimativa do fluxo de ar de resfriamento que é devolvido ao escoamento principal e considera um ponto de retorno único, imediatamente após a turbina do conjunto gerador de gás.

O procedimento de cálculo não considera quaisquer efeitos de compressibilidade nos pontos em que o ar de resfriamento é devolvido ao escoamento. São considerados apenas os efeitos da variação no fluxo de massa e no calor específico do gás.

A perda de carga na câmara de combustão é assumida como

$$\frac{\Delta p_{02,03}}{p_{02}} = PLF \frac{R_{ar}}{2} \left[\frac{\dot{m}_{ar}(1 - m_{rp})\sqrt{T_2}}{A_{cc}p_2} \right]^2 \quad (3.13)$$

onde

$$PLF = K_1 + K_2 \left(\frac{T_{03}}{T_2} - 1 \right) \quad (3.14)$$

e K_1 e K_2 são constantes, determinadas experimentalmente.

Para estimar o comportamento da pressão de entrada da turbina geradora de gás são tomados os valores aproximados indicados na equação 3.15 para a relação entre as constantes experimentais e para o valor de projeto de PLF em cada tipo de câmara de

combustão

$$PLF \simeq \begin{cases} 35 & (\text{ tubular }) \\ 25 & (\text{ tubo-anular }) ; K_1 \simeq 5,5K_2 \\ 18 & (\text{ anular }) \end{cases} \quad (3.15)$$

Todos os dados acima referentes à perda de carga na câmara de combustão foram extraídos da ref. [1].

A temperatura estática entre turbinas é calculada iterativamente pelo método de Newton-Raphson:

$$T_4^{(n)} = T_4^{(n-1)} - \frac{g(T_4^{(n-1)})}{g'(T_4^{(n-1)})} \quad (3.16)$$

onde

$$g(T_4) = \left[\frac{(1 - m_{rp} + f + m_r)R}{p_4 A_4} \right]^2 \frac{T_4^2}{2} - \Delta h_{4,04} \quad (3.17)$$

A função $g(T_4)$ é montada a partir das relações

$$\begin{cases} \Delta h_{4,04} = \frac{V_4^2}{2} \\ \dot{m}_4 = \rho_4 A_4 V_4 \\ \frac{p_4}{\rho_4} = RT_4 \end{cases} \quad (3.18)$$

A pressão total (p_{04}) é calculada por

$$p_{04} = p_4 \exp \left\{ \int_4^{04} c_{p_{tp}} \frac{dT}{T} \right\} \quad (3.19)$$

Obtida a pressão total na seção 4, o rendimento da turbina é calculado através da equação 3.12.

3.2.5 Potência do Gás, Consumo Específico de Combustível e Rendimento Térmico na Geradora de Gás

A potência do gás que deixa o conjunto gerador é definida como sendo a quantidade de energia por unidade de tempo que poderia ser extraída desse gás se ele fosse expandido isoentropicamente das condições reinantes imediatamente a jusante da turbina geradora de gás até as condições atmosféricas

$$EGkW = (h_{04} - h_{05'}) \dot{m}_{ar} (1 - m_{rp} + f + m_r) \quad (3.20)$$

O consumo específico de combustível na geradora de gás é a razão entre o fluxo de combustível e a potência de gás entre turbinas

$$sf_{EGkW} = \frac{\dot{m}_{cb}}{EGkW} \quad (3.21)$$

O rendimento térmico na geradora de gás é a relação entre a potência do gás e a potência fornecida à turbina. Usando a relação acima tem-se

$$\eta_{T_{gg}} = \frac{1}{sf_{EGkW} PCI} \quad (3.22)$$

3.2.6 Eficiência da Turbina Livre, Consumo Específico de Combustível Global e Rendimento Térmico Global

A eficiência da turbina livre é avaliada pela razão entre a potência de eixo (medida através do equipamento acionado) e a potência isoentrópica entre as pressões de entrada e saída da turbina.

$$\eta_{tp} = \frac{SkW}{(h_{04} - h_{05'}) \dot{m}_{ar} (1 - m_{rp} + f + m_r)} \quad (3.23)$$

Deve-se notar a diferença entre a potência do gás, definida no item anterior e a potência isoentrópica da turbina livre. No primeiro caso a pressão final no processo a entropia constante é atmosférica, enquanto que no segundo caso a pressão final depende da perda de carga no duto de exaustão.

O consumo específico de combustível baseado na potência de eixo é dado por

$$sf_{SkW} = \frac{\dot{m}_{cb}}{SkW} \quad (3.24)$$

e o rendimento térmico global é

$$\eta_{T_G} = \frac{1}{sf_{SkW} PCI} \quad (3.25)$$

3.2.7 Resultados Comparativos do Programa

No apêndice D são mostradas as diferenças encontradas nos diversos parâmetros calculados com calor específico constante e com calor específico dependente da temperatura. Observa-se aqui, assim como no apêndice B, que o erro tende a crescer com o aumento da razão de pressões.

Aparece também com bastante clareza uma motivação importante para se trabalhar com calor específico variável: a partir da câmara de combustão o calor específico do gás depende, além da temperatura, da composição do combustível e da razão ar/combustível. Com isso é de se esperar que os parâmetros que dependam das características dos produtos de combustão apresentem diferenças mais significativas entre os dois procedimentos de cálculo. Pode-se observar, por exemplo, que o erro no rendimento da turbina geradora de gás é muito maior que no rendimento do compressor.

Em turbinas a gás com razões de pressões maiores é razoável esperar erros ainda maiores entre os dois procedimentos de cálculo.

No apêndice E são apresentadas as diferenças encontradas entre as linhas base fornecidas à Petrobrás pelo fabricante das turbinas HSB THM 1304 e as obtidas com calor específico constante e com calor específico dependente da temperatura.

Deve-se levar em conta na análise dos resultados apresentados nesse anexo que os dados do fabricante não são confiáveis: tomando-se tais valores nota-se, por exemplo, que não é alcançado o equilíbrio de potência entre compressor e turbina geradora de gás. Dados mais elaborados seriam necessários para se chegar a alguma conclusão definitiva sobre os ganhos globais de precisão do método aqui apresentado na avaliação das variáveis de desempenho.

Capítulo 4

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E VALIDAÇÃO DE MEDIDAS

No capítulo 2 foram descritos diversas técnicas e modelos ligados à avaliação de desempenho e à validação de medidas em turbinas a gás. Em todos os trabalhos investigados são desenvolvidos instrumentos de grande utilidade para o aumento do conhecimento do operador sobre a máquina. Chega-se em todos eles a resultados promissores e de forte potencial para aplicação em sistemas de monitoramento. No presente trabalho incorpora-se algumas idéias apresentadas nos estudos examinados, tomando-se sempre como referência o uso nas turbinas de dois eixos com ciclo simples utilizadas nas plataformas marítimas de produção de petróleo.

4.1 Filosofia do Sistema

O sistema de diagnose é desenvolvido a partir do cálculo direto das variáveis de desempenho (capítulo 3), a partir de parâmetros medidos. Os desvios apresentados em relação à linha base de operação são comparados com uma matriz de falhas, o que permite a determinação do modo específico de deterioração do equipamento e de eventuais erros de medição. Esta mesma idéia é utilizada na ref. [7]. Naquele trabalho obteve-se uma matriz de falhas através do modelamento em computador de degradações em uma turbina hipotética. Quando a turbina real apresentava variações nos parâmetros medidos e calculados semelhantes a algum dos modos de falha simulados, considerava-se que o

conjunto apresentava a deterioração indicada.

Apesar do sistema básico ser o mesmo, no presente estudo foram introduzidas várias alterações no método, com o objetivo de ampliar a capacidade de diagnose e de adequá-lo à realidade dos equipamentos em uso na Bacia de Campos. As principais modificações são destacadas a seguir.

4.1.1 Esquemas de Leitura

Foram considerados quatro esquemas de leitura de dados, definidos de acordo com o nível de informação disponível sobre a máquina. No primeiro considera-se a existência apenas de instrumentos de medição de pressão de descarga do compressor e de temperatura entre turbinas. Apesar de ser um esquema extremamente otimista ao pretender traçar um diagnóstico com tão pouca informação, é também bastante realista, já que são estes os dados normalmente disponíveis sobre as turbinas a gás em uso na Petrobrás.

O segundo arranjo considera a inclusão no esquema anterior de instrumento de medição de fluxo de combustível. Novamente a escolha do plano de leitura é baseada na disponibilidade do instrumento na máquina. Em algumas plataformas há medição da vazão de combustível para cada equipamento e em outras há previsão para instalação de medidores.

No terceiro conjunto de medidas é incluída a temperatura de descarga do compressor como dado disponível para leitura. Este esquema pode ser considerado como de alto grau de conhecimento e, apesar de não estar previsto em nenhum dos acionadores em operação na Petrobrás, serve como recomendação preferencial para instalação, visto que esta temperatura exerce forte influência sobre vários parâmetros calculados (observar a matriz de sensibilidade, tabela 4.3).

O quarto conjunto considerado representa a totalidade das informações necessárias para o cálculo. Este é o esquema ideal considerado no módulo de cálculo dos parâmetros de desempenho e na ref. [7].

4.1.2 Diagnose

O critério de avaliação de desempenho é exclusivamente baseado na matriz de falhas e nas variações dos parâmetros lidos. As variáveis estimadas não exercem qualquer in-

fluência no processo de diagnose. Na ref. [7] o diagnóstico depende em alguns casos dos parâmetros estimados, o que pode falsear a avaliação final sobre o estado da máquina.

4.1.3 Avaliação de Parâmetros

O critério de estimativa dos parâmetros que não são lidos é função das variações apresentadas pelas variáveis medidas. O objetivo é apresentar aproximações que levem em consideração a falha diagnosticada e que dêem idéia ao operador do valor absoluto das demais variáveis. Observar que o sentido da relação de dependência é oposto ao sugerido em [7]: *parâmetros estimados dependem da diagnose* e não o contrário.

4.1.4 Condições de Degradação

A matriz de falhas foi acrescida de condições de degradação apresentadas em diversas referências, suprimindo parcialmente a falta de um modelo computacional de simulação de deteriorações. Valores numéricos substituem, em alguns casos, as variações puramente qualitativas, com o objetivo de facilitar a identificação do tipo de falha. Pretende-se, com o aumento da experiência no uso desta ferramenta, que se possa passar cada vez mais à análise quantitativa dos desvios. Estes mesmos números e os valores da matriz de sensibilidade foram combinados para a avaliação dos parâmetros a serem calculados.

4.2 Matriz de Falhas e Matriz de Sensibilidade

São os conjuntos de dados básicos na composição do sistema de diagnose, juntamente com os erros assumidos na medição das diversas variáveis (apêndice F).

Os erros de medição são fortemente dependentes do sistema de medição e, portanto, variam caso a caso. Os valores considerados neste programa devem ser reavaliados para cada instrumentação específica e sugere-se que sejam dados de entrada para fins de generalização do método. Os valores aqui considerados são valores típicos, obtidos da ref. [7].

4.2.1 Matriz de Falhas

A matriz de falhas é definida sobre o conjunto de variáveis medidas mais as variáveis calculadas que facilitem o diagnóstico do equipamento. Das variáveis medidas, pressão

e temperatura ambientes são utilizadas na padronização das condições de entrada e a rotação do conjunto gerador de gás é usada como abcissa das linhas base de operação de todos os outros parâmetros medidos e calculados. Os demais parâmetros obtidos por medição direta (pressão e temperatura de descarga do compressor, pressão e temperatura entre turbinas e fluxo de combustível) ou calculados (eficiência isoentrópica do compressor e da turbina, fluxo de ar, temperatura da câmara de combustão e potência do gás que deixa o conjunto gerador de gás) formam o conjunto de variáveis na matriz.

Deve-se observar que os modos de falha desenvolvidos neste sistema baseiam-se sempre em comparações com rotação do conjunto gerador mantida constante. Em alguns casos pode parecer estranho que um determinado tipo de deterioração cause, por exemplo, um aumento de potência. O que acontece é que esse aparente aumento de potência está relacionado, em geral, a um aumento da temperatura na câmara de combustão (v. na tabela 4.1 o caso de dano na turbina GG), que força uma redução na vazão de combustível e, conseqüentemente, fechando o ciclo de controle, leva à redução da rotação.

A matriz de falhas indica como se comportam os parâmetros do conjunto gerador nas diversas condições de falha previstas pelo programa. As variações indicadas podem ser qualitativas ou quantitativas, dependendo do tipo de aplicação que se pretende dar a elas, e dependem do equipamento específico que se está analisando.

Para se obter uma matriz de falhas confiável é recomendável o uso de modelamento das falhas, validado por dados de campo. Este estudo não atingiu o trabalho de modelamento, limitando-se a produzir critérios e procedimentos de validação. Os dados utilizados foram obtidos de literatura e referentes a um conjunto diversificado de máquinas. Espera-se com a matriz configurada dessa forma uma quantidade razoável de acerto na diagnose, mas deve-se conseguir grande melhora de confiabilidade ao se implementar matrizes específicas para cada turbina a gás.

As variações em relação às linhas base de operação observadas nos diversos parâmetros não é linear com a rotação ou com a severidade da degradação. As figuras 4.1 e 4.2 apresentam comportamentos típicos dos desvios em relação à linha de equilíbrio provocados por deteriorações, ao longo de ampla faixa de rotações e de severidade de degradação. Pode-se observar que em ambos os casos os desvios não permanecem constantes percentualmente em toda a faixa. A hipótese de linearidade em relação a essas duas variáveis será assumida em todo o módulo de diagnose.

O conjunto de dados utilizados para a matriz de falhas usada ao longo de todo o

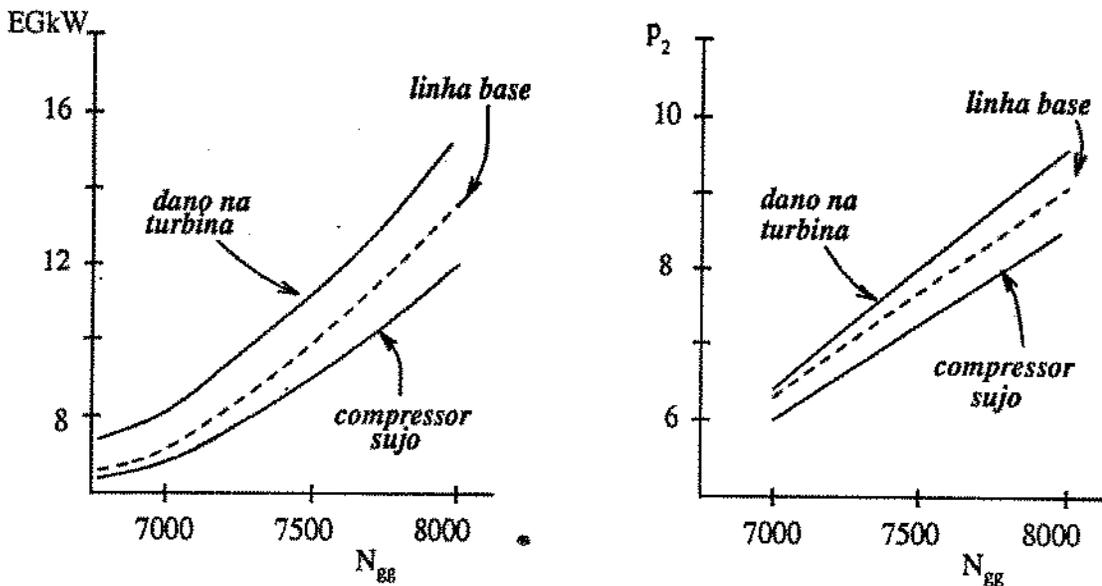


Figura 4.1: Comportamento típico da potência e da pressão de descarga do compressor ao se variar a rotação de turbinas deterioradas – ref. [9]

programa é apresentado na tabela 4.1. São as variações encontradas em várias condições de falha distintas. São tanto dados de medição no campo quanto de simulação computacional. Os valores ou tendências precedidos de um ‘~’ não são mencionados nas referências indicadas; são valores estimados, algumas vezes empiricamente. Todas as variações estão em porcentagem do valor de linha base.

Este conjunto de dados foi usado para dois objetivos principais:

1. Construção da matriz de falhas usada no programa.
2. Estimativa de diversas variáveis, em conjunto com a matriz de sensibilidade.

A matriz de falhas usada no programa é apresentada na tabela 4.2. Novamente as tendências assinaladas com um ‘~’ foram estimadas. Os dados desta tabela foram selecionados a partir das informações constantes da tabela 4.1.

Os modos de falha apresentados na tabela são os seguintes:

1. planta OK.
2. compressor sujo com perda de eficiência ($0,5 < \frac{\Delta\eta_c}{\Delta\eta_{ar}} \leq 1$).

Δp_2	ΔT_2	Δp_4	ΔT_{04}	$\Delta \dot{m}_{cb}$	$\Delta \dot{m}_{ar}$	$\Delta \eta_c$	ΔT_{03}	$\Delta \eta_t$	$\Delta EGkW$	Δsfc
-4,07			-1,54	-5,37	-3,39	~ 0		~ 0	-8,01	+2,87
compressor sujo - simulação da turbina Solar Centauro: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0$ (ref. [3])										
-3,83			-0,69	-4,40	-3,47	$\sim \downarrow$		~ 0	-7,18	+3,00
compressor sujo - simulação da turbina Solar Centauro: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0,25$ (ref. [3])										
-3,60			+0,15	-3,41	-3,54	$\sim \downarrow$		~ 0	-6,35	+3,14
compressor sujo - simulação da turbina Solar Centauro: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0,5$ (ref. [3])										
-3,36	$\sim 0,40$		+1,00	-2,42	-3,62	$\sim \downarrow$		~ 0	-5,51	+3,27
compressor sujo - simulação da turbina Solar Centauro: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0,75$ (ref. [3])										
-3,12			+1,84	-1,44	-3,69	$\sim \downarrow$		~ 0	-4,68	+3,40
compressor sujo - simulação da turbina Solar Centauro: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 1$ (ref. [3])										
-5,44			-3,33	\downarrow	~ -7	~ -2		~ 0	-13,80	$\sim \uparrow$
compressor sujo - simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon (ref. [9])										
+3,51			+7,02	\uparrow	$\sim =$	~ 0		~ -2	+12,62	$\sim \uparrow$
dano na turb. GG (redução no rendimento) - simulação aproximada Rolls-Royce Avon (ref. [9])										
\downarrow			\downarrow	\downarrow	$\sim =$	~ 0	$\sim \downarrow$	~ 0	-10,88	$\sim \uparrow$
aumento de área da turbina TP - simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon (ref. [9])										
$\sim =$			\uparrow	$\sim =$	$\sim =$	~ 0	$\sim \uparrow$	~ 0	+4,96	$\sim \downarrow$
aumento de área da turbina GG - simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon (ref. [9])										
=			+10,46	\uparrow		~ 0		~ 0	+19,15	
vazamento nos selos (8 %) - simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon (ref. [9])										
-2			-0,30	$\sim =$	-1,25	-0,5		~ 0	$\sim \downarrow$	$\sim \uparrow$
compressor sujo - turbina aeroderivada; teste de campo com medição de \dot{m}_{ar} (ref. [8])										
$\sim \uparrow$			$\sim \uparrow$	\uparrow	\uparrow	$\sim \downarrow$		$\sim =$	\uparrow	$\sim \downarrow$
abertura excessiva dos estatores móveis - simulação da turbina GE LM 2500-30 (ref. [3])										
-5,05			$\sim =$	$\sim \downarrow$	-5,15	$\sim \downarrow$		~ 0	-8,00	$\sim \uparrow$
compressor sujo - simulação da turbina GE LM2500-30: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0,75$ (ref. [4])										
-5,29			$\sim =$	$\sim \downarrow$	-6,45	$\sim \downarrow$		~ 0	-11,73	$\sim \uparrow$
compressor sujo - simulação de turbina não identificada: $\frac{\Delta \eta_c}{\Delta \dot{m}_{ar}} = 0,75$ (ref. [4])										
\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	=	\downarrow	=	\downarrow	\uparrow
$\dot{m}_{ar} \downarrow$ - modelo hipotético (ref. [7])										
\uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow	=	\downarrow	\uparrow	\downarrow	$\sim \uparrow$	\uparrow
$\eta_c \downarrow$ (dano no compressor) - modelo hipotético (ref. [7])										
\downarrow	\uparrow	\downarrow	\uparrow	=	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow
$\dot{m}_{ar} \downarrow$ e $\eta_c \downarrow$ - modelo hipotético (ref. [7])										
\uparrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow	=	=	\uparrow	\downarrow	$\sim \uparrow$	\uparrow
$\eta_t \downarrow$ (dano na turbina GG) - modelo hipotético (ref. [7])										
\downarrow	=	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow
$\dot{m}_{ar} \downarrow$, $\eta_c \downarrow$ e $\eta_t \downarrow$ - modelo hipotético (ref. [7])										
\downarrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow	=	\downarrow	=	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow
$\dot{m}_{ar} \downarrow$ e $\eta_t \downarrow$ - modelo hipotético (ref. [7])										
-3,93		-5,06	-1,01	-3,35						
compressor sujo - modelo hipotético (ref. [7])										
-3,68	+1,11	-10,92	+2,54	-6,52	-10,64		+2,13		-12,29	+6,58
$\dot{m}_{ar} \downarrow$, $\eta_c \downarrow$ e $\eta_t \downarrow$ - modelo hipotético (ref. [7])										

Tabela 4.1: Dados de variações em relação à linha base de diversas referências

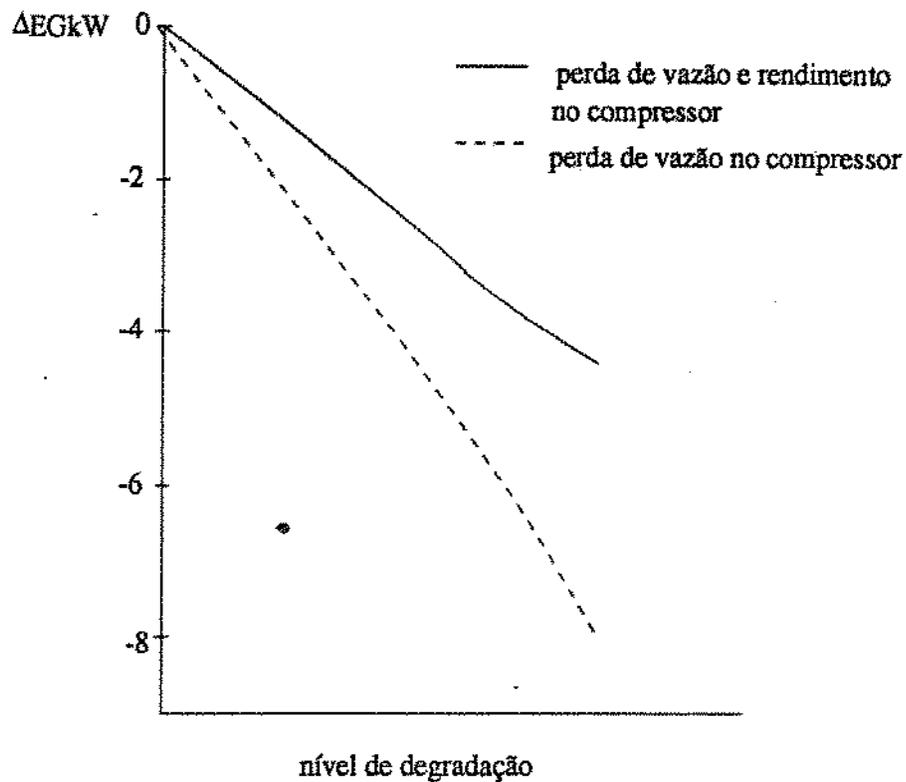


Figura 4.2: Comportamento típico da potência e da pressão de descarga do compressor com a severidade do dano em turbinas a gás – ref. [3]

3. compressor sujo com pequena perda de eficiência ($0 < \frac{\Delta\eta_c}{\Delta\dot{m}_{ar}} \leq 0,5$).
4. compressor sujo, como em 3.
5. compressor sujo com redução apenas no fluxo de ar ($\Delta\eta_c = 0$).
6. compressor sujo, como em 5.
7. perda de eficiência na turbina geradora de gás.
8. perda de eficiência no compressor.
9. perda de eficiência na turbina geradora de gás e no compressor.
10. compressor sujo e perda de eficiência na turbina geradora de gás.
11. compressor sujo com forte perda de eficiência no compressor.

Falha	p_2	T_2	p_4	T_{04}	\dot{m}_{cb}	\dot{m}_{ar}	η_c	T_{03}	η_t	EGkW
1	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=
2	↓	~ =	↓	=	=	=	=	~ =	~ =	↓
3	↓	~ =	↓	=	↓	=	=	~ =	~ =	↓
4	↓	~ =	↓	=	↓	~ ↓	=	~ =	~ =	↓
5	↓	~ =	↓	↓	↓	↓	=	↓	=	↓
6	↓	↓	↓	↓	↓	↓	=	↓	=	↓
7	↑	↓	↑	↑	↑	=	=	↑	↓	↑
8	↑	↑	↑	↑	↑	=	↓	↑	~ =	~ ↑
9	↑	~ =	↑	↑	↑	=	↓	↑	↓	~ ↑
10	↓	↓	↓	↑	=	↓	=	↑	↓	↓
11	↓	↑	↓	↑	=	↓	↓	↑	~ =	↓
12	↓	=	↓	↑	↓	↓	↓	↑	↓	↓
13	↓	~ ↓	~ ↓	↓	↓	~ =	~ =	~ ↓	~ =	↓
14	~ =	~ =	~ ↑	~ ↑	~ =	~ =	~ =	~ ↑	~ =	↑
15	=	~ =	~ =	↑	↑	~ =	~ =	~ ↑	~ =	↑
16	~ ↑	~ ↑	~ ↑	~ ↑	↑	↑	~ ↓	~ ↑	~ =	↑

Tabela 4.2: Matriz de falhas

12. compressor sujo, perda de eficiência na turbina geradora de gás e no compressor.
13. erosão na turbina livre.
14. erosão na turbina geradora de gás.
15. aumento no fluxo de ar de resfriamento por vazamento nos selos.
16. abertura excessiva dos estatores móveis do compressor.

Os eventos 3 e 4 correspondem à mesma falha. A redução no fluxo de massa pode ocorrer ou não, dependendo da severidade do problema e das características da turbina sob análise. O mesmo ocorre nos eventos 5 e 6 em relação à temperatura de descarga do compressor.

variáveis calculadas	variáveis medidas						
	ambiente		compressor		câmara combustão	turbina	
	p_1	T_1	p_2	T_2	\dot{m}_{cb}	p_4	T_{04}
η_c	-0,5769	+1,970	+0,5785	-1,917	0	0	0
η_t	-0,1029	-0,6265	-0,7140	+1,537	+0,1095	+0,5914	-0,9796
η_{tp}	+0,9822	-0,4436	0	+0,0616	-0,9966	-0,9147	+0,5659
T_{03}	0	-0,1549	0	+0,4338	0	0	+0,7209
\dot{m}_{ar}	0	+0,4322	0	-0,0631	+1	0	-1,529
$EGkW$	-0,9727	+0,4456	0	-0,0616	+1,007	+0,9232	-0,5627
sf_{CEGkW}	+0,9822	-0,4436	0	+0,0616	-0,0066	-0,9147	+0,5659
sf_{global}	0	0	0	0	+1	0	0

Tabela 4.3: Matriz de sensibilidade das variáveis calculadas para 1 % de variação em cada variável medida

4.2.2 Matriz de Sensibilidade

Através da matriz de sensibilidade pode-se observar a influência de cada variável medida sobre as variáveis calculadas. Ela é definida como a variação percentual de um determinado parâmetro calculado, dado um erro de 1 % na medição de um outro parâmetro. Esta matriz, juntamente com a matriz de falhas apresentada no item anterior, é usada exaustivamente no método de diagnose. Outro uso importante dos dados de sensibilidade é na avaliação da importância de cada parâmetro medido e da precisão necessária na sua medição.

Os valores de sensibilidade variam de máquina para máquina, e com a condição operacional. É recomendável que um sistema de diagnose receba como entrada a matriz específica do equipamento a ser avaliado pois estes valores são usados como base para todo o procedimento de avaliação de desempenho. A utilização de matrizes específicas para cada turbina pode auxiliar no aumento de confiabilidade do sistema de diagnose. Na tabela 4.3 são apresentados os valores de sensibilidade da turbina Hispano-Suiza THM 1304 no ponto de 100 % de rotação.

evento	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p_2	=	=	=	↑	↓	↑	↑	↓	↓
T_{04}	=	↑	↓	=	=	↑	↓	↑	↓

Tabela 4.4: Esquema com p_2 e T_{04}

4.3 Esquema com Leitura da Pressão de Descarga do Compressor e da Temperatura entre Turbinas

É o sistema mais simples considerado pelo programa. Neste caso a quantidade de informação sobre o estado real da máquina é bastante escassa e é impossível a avaliação com uma margem de erro aceitável de qualquer das variáveis calculadas. O programa estima valores presumíveis das variáveis que não são medidas e com isso estima também as variáveis calculadas. Essas estimativas pretendem servir apenas como orientação para a operação, e não como instrumento de diagnose. Existe um número limitado de possibilidades de variação de tendências, o que permite que sejam analisados todos os casos. A tabela 4.4 mostra os eventos possíveis.

A análise dos eventos segue uma linha similar à do programa "PERTURB" (ref. [15]) de avaliação de desempenho de turbinas. O diagnóstico é feito com base nas causas mais freqüentes para as variações detectadas. A avaliação de todos os demais parâmetros é feita caso a caso, de acordo com o tipo de problema da turbina. Em todos os exemplos abaixo, os valores de linha base usados foram os do apêndice G. O diagnóstico segue sempre as indicações da matriz de falhas (tabela 4.2).

Descrição dos eventos:

1. instrumentos OK

planta OK

Considera-se os demais parâmetros na linha base

- $T_2 = T_{2b}$
- $p_4 = p_{4b}$

- $\dot{m}_{cb} = \dot{m}_{cb_b}$

2. instrumentos OK

possibilidade de vazamento nos selos

Considera-se T_2 e η_t na linha base. \dot{m}_{cb} , m_{rp} e $EGkW$ variam de acordo com a variação de T_{04} . O valor de x_1 , x_2 e x_3 deve ser estimado experimentalmente ou por simulação.

- $T_2 = T_{2_b}$
- $m_{rp} = [1 + x_1(\frac{T_{04}}{T_{04_b}} - 1)]m_{rp_b}$
- $\dot{m}_{cb} = [1 + x_2(\frac{T_{04}}{T_{04_b}} - 1)]\dot{m}_{cb_b}$
- $\eta_t = \eta_{t_b}$
- $EGkW = [1 + x_3(\frac{T_{04}}{T_{04_b}} - 1)]EGkW_b$

3. possível erro em T_{04}

planta OK

Considera $T_{04} = T_{04_b}$ e segue como em 1

4. possível erro em p_2

planta OK

Considera $p_2 = p_{2_b}$ e segue como em 1

5. instrumentos OK

compressor sujo

Considera-se T_2 na linha base. p_4 e \dot{m}_{cb} variam de acordo com a variação de p_2 , conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

- $T_2 = T_{2_b}$
- $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{3,35}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2_b}} - 1)]\dot{m}_{cb_b}$
- $p_4 = [1 + \frac{5,06}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2_b}} - 1)]p_{4_b}$

6. instrumentos OK

dano na turbina GG e/ou no compressor

Considera-se \dot{m}_{ar} na linha base. T_2 , η_t e $EGkW$ variam de acordo com a variação de p_2 . O valor de x_4 e x_5 deve ser estimado experimentalmente ou por simulação.

- $T_2 = [1 + x_4(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$
- $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar_b} \Rightarrow \dot{m}_{cb} = \dot{m}_{ar_b} f$
- $\eta_t = [1 - x_5(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]\eta_{t_b}$
- $EGkW = [1 + \frac{12,62}{3,51}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]EGkW_b$, conforme a simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon da ref. [9], apresentada na tabela 4.1.

7. erro de medição em p_2 e/ou T_4

8. instrumentos OK

compressor sujo

dano na turbina GG e/ou no compressor

Considera-se T_2 na linha base. p_4 e \dot{m}_{cb} variam de acordo com a variação de p_2 . O valor de x_6 deve ser estimado experimentalmente ou por simulação.

- $T_2 = T_{2b}$
- $\dot{m}_{cb} = [1 + x_6(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]\dot{m}_{cb_b}$
- $p_4 = [1 + \frac{10,92}{3,68}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]p_{4_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

9. instrumentos OK

a) $\Delta p_2 \geq \Delta T_{04} \Rightarrow$ compressor sujo

Considera-se T_2 , p_4 e \dot{m}_{cb} variando de acordo com a variação de p_2 .

- $T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$ para manter $\Delta\eta_c = 0$, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

- $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{5,37}{4,07}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]\dot{m}_{cb}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], tabela 4.1.
- $p_4 = [1 + \frac{5,06}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]p_{4b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

b) $\Delta p_2 < \Delta T_{04} \Rightarrow$ erosão nas palhetas da turbina livre

Considera-se \dot{m}_{ar} e η_t na linha base. T_2 varia de acordo com a variação de p_2 e p_4 é aproximado pela relação de gás perfeito.

- $T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$ para manter $\Delta\eta_c = 0$, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.
- $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar_b} \Rightarrow \dot{m}_{cb} = \dot{m}_{ar_b} f$
- $\eta_t = \eta_{t_b} \Rightarrow p_{04} = p_{03} [1 - \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03}\eta_t}]^{\gamma/(\gamma-1)}$

4.3.1 Exemplos

Os exemplos abaixo reproduzem entradas e saídas do programa de diagnose de turbinas. Em todos os casos é mantida a rotação constante para facilitar a comparação dos resultados. Todos os dados de entrada se referem a medições fictícias em turbinas Hispano-Suiza THM 1304. As pressões são dadas em valores manométricos.

Exemplo 1

Os dados de entrada representam a condição 5 da tabela 4.4. A pressão manométrica nominal na descarga do compressor deveria ser 9,63 bar em uma turbina nova, sem qualquer deterioração. A redução dessa pressão com a manutenção da temperatura entre turbinas aproximadamente constante representa um caso clássico de compressor sujo. O diagnóstico é, portanto, bastante claro.

Dados de entrada:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4

T1[C]= 15

[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.41
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 704.62
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 1

Resultados do programa:

Diagnostico:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.832
- instrumentos OK	Temp. da camara de combustao = 1265.0 K
	fluxo de ar = 47.0 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.813
	potencia da GG = 10629 kW

Exemplo 2

Corresponde à condição 7 da tabela 4.4, ou seja, pressão de descarga do compressor acima do seu valor nominal e temperatura entre turbinas abaixo do esperado. Esta condição é extremamente improvável em qualquer das falhas consideradas pelo programa. Como consequência o diagnóstico é de erro de medição em pelo menos um dos instrumentos.

Dados de entrada:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.85
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 685
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 1

Resultados do programa:

Diagnostico:

- erro de medicao em p2 e/ou T4

Exemplo 3

Neste caso ocorre o evento 2 da tabela 4.4. O único modo de falha que se adapta perfeitamente ao resultado das medições é o vazamento nos selos. Deve-se observar que neste esquema com medição apenas de dois parâmetros assume-se que os instrumentos estão em perfeito estado. Esta hipótese é mantida enquanto não houver forte indicação do contrário. A potência fornecida pelo conjunto gerador de gás é estimada acima do valor de linha base de 11.140 kW (v. apêndice G). A explicação para este aumento é simples: a redução do fluxo de massa na turbina do conjunto gerador de gás é compensada por um aumento na temperatura da câmara de combustão, o que leva ao aumento da potência. Na prática a turbina entra em limitação de temperatura e é forçada a operar em uma rotação mais baixa, sofrendo, portanto, redução de velocidade e de potência.

Dados de entrada:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.63
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 725
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 1

Resultados do programa:

Diagnostico:

- possibilidade de vazamento nos selos	rendimento do compressor = 0.842 Temp. da camara de combustao = 1284.3 K
---	---

- instrumentos OK

fluxo de ar = 47.6 kg/s

rendimento da turb. GG = 0.816

potencia da GG = 11529 kW

4.4 Esquema com Leitura de Pressão de Descarga do Compressor, Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível

Neste esquema, com a medição do parâmetro adicional \dot{m}_{cb} passa a ser possível a estimativa com um erro razoavelmente pequeno do fluxo de ar (ver apêndice F). Passa-se a ter, portanto, três variáveis medidas e uma calculada disponíveis para verificação de diagnose. Tomando-se apenas os valores medidos tem-se ainda, em termos de tendências, uma quantidade aceitável de possibilidades, o que permite que seja feita uma avaliação caso a caso, do mesmo modo que no esquema anterior. A tabela 4.5 apresenta os eventos possíveis.

Descrição dos eventos:

1. planta OK

Considera-se os demais parâmetros na linha base

- $\dot{T}_2 = T_{2b}$
- $p_4 = p_{4b}$

- a) $\dot{m}_{ar} \downarrow \Rightarrow$ possível erro em T_{04} e/ou em \dot{m}_{cb}
- b) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0 \Rightarrow$ instrumentos OK

2. planta OK

possível erro em \dot{m}_{cb}

$\dot{m}_{cb} = \dot{m}_{cbb}$. Considera-se os demais parâmetros também na linha base, como em 1.

evento	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p_2	=	=	=	=	=	↑	↓	↑	↑
T_{04}	=	=	=	↑	↓	=	=	↑	↓
\dot{m}_{cb}	=	↑	↓	=	=	=	=	=	=

evento	10	11	12	13	14	15	16	17	18
p_2	↓	↓	↑	↑	↓	↓	=	=	=
T_{04}	↑	↓	=	=	=	=	↑	↑	↓
\dot{m}_{cb}	=	=	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑

evento	19	20	21	22	23	24	25	26	27
p_2	=	↑	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓
T_{04}	↓	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↓	↓
\dot{m}_{cb}	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↑	↓

Tabela 4.5: Esquema com p_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb}

3. o mesmo que 2
4. Considera-se $T_2 = T_{2b}$ e $p_4 = p_{4b}$. A diagnose depende do cálculo do fluxo de ar.
 - a) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0$:
 - instrumentos OK
 - erosão na turbina GG
 - b) $\dot{m}_{ar} \updownarrow$:
 - erro em T_{04}
 - planta OK
5. possível erro em T_{04}
planta OK

$T_{04} = T_{04_b}$. Considera-se os demais parâmetros também na linha base, como em 1.

6. possível erro em p_2

planta OK

$p_2 = p_{2_b}$. Considera-se os demais parâmetros também na linha base, como em 1.

se $\dot{m}_{ar} \uparrow \Rightarrow$ possível erro em T_{04} e/ou \dot{m}_{cb} .

7. Considera-se $T_2 = T_{2_b}$ e $p_4 = p_{4_b}$. A diagnose depende do cálculo do fluxo de ar. O limite de 0,30% para o fluxo de ar nos itens b e c é obtido somando-se a incerteza deste parâmetro (v. apêndice F) à variação esperada, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

a) $\dot{m}_{ar} > +3,95\%$:

- possível erro em T_{04} e/ou em \dot{m}_{cb}
- possível erro em p_2
- planta OK

b) $+0,30\% < \Delta\dot{m}_{ar} \leq +3,95\%$:

- possível erro em p_2
- planta OK

c) $\Delta\dot{m}_{ar} \leq +0,30\%$:

- instrumentos OK
- compressor sujo

8. Considera-se $T_2 = T_{2_b}$ e $p_4 = p_{4_b}$. Há sempre duas possibilidades, a segunda dependendo do valor encontrado para \dot{m}_{ar}

a) erro em p_2 e em T_{04}

b.1) $\Delta\dot{m}_{ar} = 0$:

- erro em \dot{m}_{cb}
- dano na turbina GG e/ou no compressor

b.2) $\dot{m}_{ar} \downarrow$:

- erro em p_2
- compressor sujo
- dano na turbina GG ou no compressor

9. possível erro em T_{04} *

planta OK

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

10. instrumentos OK

compressor sujo

dano na turbina GG ou no compressor

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = [1 + \frac{10,92}{3,68} (\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)] p_{4b}, \text{ conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.}$$

11. $T_2 = T_{2b}$

$$p_4 = p_{4b}$$

Há duas possibilidades principais, a segunda dependendo do valor encontrado para o fluxo de ar

a) erro em p_2 e em T_{04}

b.1) $\Delta\dot{m}_{ar} = 0$:

- erro em \dot{m}_{cb}
- possibilidade de erosão na turbina de potência

b.2) $\dot{m}_{ar} \uparrow$:

- erro em T_{04}
- possibilidade de sujeira no compressor

12. Considera-se $T_2 = T_{2b}$, $p_4 = p_{4b}$ e erro na medição da temperatura entre turbinas. A avaliação da falha depende do valor do fluxo de ar

- a) $\dot{m}_{ar} \uparrow \Rightarrow$ possível abertura excessiva dos estatores móveis
- b) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0 \Rightarrow$ possível dano no compressor e/ou na turbina GG

13. erro em p_2

compressor sujo

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

14. erro em \dot{m}_{cb}

compressor sujo

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

15. instrumentos OK

compressor sujo

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = [1 + \frac{5,06}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]p_{4b}, \text{ conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.}$$

16. vazamento nos selos

$$T_2 = T_{2b}$$

$$m_{rp} = [1 + x_7(\frac{T_{04}}{T_{04b}} - 1)]m_{rp_b}$$

$$\eta_t = \eta_{t_b}$$

$$EGkW = [1 + x_8(\frac{T_{04}}{T_{04b}} - 1)]EGkW_b$$

o valor de x_7 e x_8 deve ser estimado experimentalmente ou por simulação.

- a) $\dot{m}_{ar} \uparrow \Rightarrow$ instrumentos OK
 b) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0 \Rightarrow$ erro em T_{04} e/ou em \dot{m}_{cb}

17. erro em \dot{m}_{cb}

possível erosão na turbina GG

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

18. erro em T_{04}

possível vazamento nos selos

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

19. Considera-se $T_2 = T_{2b}$ e $p_4 = p_{4b}$. A diagnose depende do valor assumido para o fluxo de ar.

a) $\dot{m}_{ar} \uparrow \Rightarrow$ erro de medição na pressão de descarga do compressor e/ou na temperatura entre turbinas e/ou no fluxo de combustível.

b) $\dot{m}_{ar} \downarrow$:

- erro de medição da pressão de entrada da câmara de combustão.
- possível sujeira no compressor.

c) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0$:

- erro em p_2
- possível erosão na turbina livre

20. Toma-se o valor inicial da temperatura de descarga do compressor na linha base para tornar possível o cálculo do fluxo de ar. A avaliação dos parâmetros depende do valor assumido da vazão no compressor.

a) $\dot{m}_{ar} \uparrow$:

- instrumentos OK

- abertura excessiva dos estatores móveis
- $T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.
- $p_4 = \{1 + \frac{1}{0,59}[0,71(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1) + 0,98(\frac{T_{04}}{T_{04b}} - 1) - 0,11(\frac{\dot{m}_{cb}}{\dot{m}_{cbb}} - 1)]\}p_{4b}$ para manter o rendimento da turbina na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

b) $\dot{m}_{ar} \downarrow$:

- erro em T_{04} e/ou em \dot{m}_{cb}
- possível dano na turbina e/ou no compressor
- $T_2 = [1 + x_9(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$
- $\eta_t = [1 - x_{10}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]\eta_{tb}$
- $EGkW = [1 + \frac{12,62}{3,51}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]EGkW_b$, conforme a simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon da ref. [9], apresentada na tabela 4.1.
- x_9 e x_{10} são obtidos experimentalmente ou por simulação.

c) $\Delta\dot{m}_{ar} = 0$:

- instrumentos OK
- dano na turbina e/ou no compressor
- parâmetros calculados como em b

21. erro em p_2

compressor sujo

dano na turbina GG e no compressor

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = [1 + \frac{10,92}{2,54}(\frac{T_{04}}{T_{04b}} - 1)]p_{4b}, \text{ conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.}$$

22. erro em T_{04}

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = p_{4b}$$

Há duas possibilidades principais:

- abertura excessiva dos estatores móveis
- dano na turbina GG e/ou no compressor

23. procede-se como em 19

24. Considera-se $T_2 = T_{2b}$ e $p_4 = p_{4b}$

• Duas possibilidades principais:

- possível erro em p_2
 - a) $\dot{m}_{ar} \uparrow \Rightarrow$ possível abertura excessiva dos estatores móveis.
 - b) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0$ ou $\dot{m}_{ar} \downarrow$:
 - possível vazamento nos selos
 - possível dano na turbina GG
 - possível dano no compressor
- possível erro em \dot{m}_{cb}
 - compressor sujo
 - dano na turbina e/ou no compressor

25. instrumentos OK

compressor sujo

dano na turbina GG e no compressor

$$T_2 = T_{2b}$$

$$p_4 = \left[1 + \frac{10,92}{3,68} \left(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1\right)\right] p_{4b}, \text{ conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.}$$

26. erro em \dot{m}_{cb}

$$T_2 = \left[1 + \frac{0,58}{1,92} \left(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1\right)\right] T_{2b} \text{ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.}$$

a) $\Delta p_2 \geq \Delta T_{04} \Rightarrow$ compressor sujo

Considera-se p_4 e \dot{m}_{cb} variando de acordo com a variação de p_2 .

- $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{5,37}{4,07}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]\dot{m}_{cbb}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.
- $p_4 = [1 + \frac{5,06}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]p_{4b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

b) $\Delta p_2 < \Delta T_{04} \Rightarrow$ erosão nas palhetas da turbina livre

Considera-se \dot{m}_{ar} e η_t na linha base. p_4 é aproximado pela relação de gás perfeito.

- $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{arb} \Rightarrow \dot{m}_{cb} = \dot{m}_{arb}f$
- $\eta_t = \eta_{tb} \Rightarrow p_{04} = p_{03}[1 - \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03}\eta_t}]^{\gamma/(\gamma-1)}$

27. Toma-se um valor inicial da temperatura de descarga do compressor na linha de equilíbrio para tornar possível o cálculo do fluxo de ar. A vazão no compressor define o diagnóstico final e a avaliação dos parâmetros.

a) $\dot{m}_{ar} \uparrow$:

- erro em T_{04} e/ou em \dot{m}_{cb}
- possibilidade de sujeira no compressor e/ou erosão na turbina de potência
- $p_4 = p_{4b}$

b) $\Delta \dot{m}_{ar} = 0$:

- instrumentos OK
- erosão na turbina livre
- $T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$ para manter a eficiência do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.
- $\eta_t = \eta_{tb} \Rightarrow p_{04} = p_{03}[1 - \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03}\eta_t}]^{\gamma/(\gamma-1)}$

c) $\dot{m}_{ar} \downarrow$:

- instrumentos OK
- compressor sujo
- $T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]T_{2b}$ para manter o rendimento do compressor na linha de equilíbrio, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.
- $p_4 = [1 + \frac{5,06}{3,93}(\frac{p_2}{p_{2b}} - 1)]p_{4b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

4.4.1 Exemplos

* Os casos analisados a seguir são reprodução de entradas e saídas do programa. Assim como na seção 4.3 foi mantida a rotação constante para facilitar a comparação de resultados. Os dados de entrada se referem a medições fictícias em turbinas Hispano-Suiza THM 1304. As pressões são dadas em valores manométricos.

Exemplo 1

Neste caso, correspondente ao evento 8 da tabela 4.5, não existe nenhuma deterioração na matriz de falhas que se adapte perfeitamente às variações apresentadas pela turbina. A degradação que mais se aproxima dos resultados das medições é de perda de eficiência no compressor ou na turbina geradora de gás. Nesse caso o medidor de vazão de combustível tem que ser verificado pois essa medida é suspeita, apesar de estar de acordo com o valor esperado para uma turbina nova.

Uma segunda hipótese é a descalibração dos medidores de pressão de descarga do compressor e de temperatura entre turbinas. Nesse caso considera-se que não é possível determinar qualquer problema no equipamento. O histórico da máquina pode auxiliar na definição da opção mais provável. De qualquer forma, um exame minucioso da instrumentação seguida de nova avaliação de desempenho também pode facilitar o operador na determinação do problema.

É importante observar a importância que a avaliação do fluxo de ar tem na diagnose neste esquema de leitura com apenas três instrumentos. Se a vazão no compressor tivesse sido reduzida substancialmente a possibilidade de sujeira no compressor estaria bastante reforçada.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.85
[3] - p2,T2,T4,mc	T04[C]= 725
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	m_comb[kg/s]= .733
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 2

Resultados do programa:

Diagnostico:

- dano na turb. GG e/ou compressor	rendimento do compressor = 0.852
- erro na vazao de combustivel	Temp. da camara de combustao = 1284.0 K
	fluxo de ar = 46.3 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.788
ou	potencia da GG = 10983 kW
- planta OK	
- erro em p2 e T4	

Exemplo 2

Corresponde ao evento 22 da tabela 4.5. As medições indicam pressão na entrada da câmara de combustão alta e temperatura de saída do conjunto gerador de gás abaixo do valor nominal. Essa combinação é, via de regra, difícil de ocorrer em qualquer dos modos de falha considerados pelo programa. O consumo excessivo de combustível indica que o provável instrumento defeituoso é o medidor de temperatura.

Novamente existem duas possibilidades de falha: perda de eficiência do compressor ou da turbina geradora de gás ou abertura excessiva dos estatores móveis, no caso de haver esse mecanismo na turbina.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.85
[3] - p2,T2,T4,mc	T04[C]= 680
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	m_comb[kg/s]= .752
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 2

*

Resultados do programa:

Diagnostico:

- possivel abertura excessiva da IGV	rendimento do compressor = 0.852
	Temp. da camara de combustao = 1242.0 K
- possivel dano na turb. GG e/ou compressor	fluxo de ar = 51.1 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.827
- erro em T4	potencia da GG = 11572 kW

Exemplo 3

Corresponde ao evento 15 da tabela 4.5. Esta condição é característica de turbinas a gás com muitas horas de operação sem lavagem do compressor. O diagnóstico imediato é *sujeira no compressor*. A consulta à matriz de falhas (tabela 4.2) indica total concordância entre os desvios medidos e os esperados nas falhas 3 e 4 desta tabela.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.41

[3] - p2,T2,T4,mc T04[C]= 685
 [4] - p2,T2,p4,T4,mc m_comb[kg/s]= .682
 Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 2

Resultados do programa:

Diagnostico:

- compressor sujo rendimento do compressor = 0.842
 - instrumentos OK Temp. da camara de combustao = 1243.3 K
 fluxo de ar = 45.9 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.817
 potencia da GG = 10186 kW

Exemplo 4

Este caso (evento 27 da tabela 4.5) ilustra a importância da determinação das variáveis de desempenho na avaliação do estado de deterioração do equipamento. A análise dos parâmetros medidos indica dois problemas possíveis: compressor sujo ou erosão nas palhetas da turbina de potência. O cálculo do fluxo de ar no compressor dirime a dúvida. Um compressor sujo sofre redução no fluxo de ar, enquanto que a erosão na turbina livre afeta muito pouco esse parâmetro.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4 T1[C]= 15
 [2] - p2,T4,mc p1[bar]= 0
 p2[bar]= 9.41
 [3] - p2,T2,T4,mc T04[C]= 685
 [4] - p2,T2,p4,T4,mc m_comb[kg/s]= .714
 Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 2

Resultados do programa:

Diagnostico:

- erosao na turbina livre	rendimento do compressor = 0.842
- instrumentos OK	Temp. da camara de combustao = 1243.3 K
	fluxo de ar = 48.1 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.816
	potencia da GG = 11455 kW

Exemplo 5

Corresponde ao evento 10 da tabela 4.5. A coincidência com as falhas 10 e 11 da matriz de falhas (tabela 4.2) é total. Notar que por haver pouca informação sobre a máquina (apenas três parâmetros são medidos) não é possível precisar em qual componente ocorre a perda de eficiência.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.41
[3] - p2,T2,T4,mc	T04[C]= 725
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	m_comb[kg/s]= .733
	Ngg[rpm]= 11600

Opcao escolhida: 2

Resultados do programa:

Diagnostico:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.832
- dano na turb. GG ou compressor	Temp. da camara de combustao = 1284.0 K
	fluxo de ar = 46.3 kg/s

- instrumentos OK

rendimento da turb. GG = 0.781

potencia da GG = 10303 kW

4.5 Esquema com Leitura de Pressão e Temperatura de Descarga do Compressor, Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível

Neste caso a quantidade de informação sobre os parâmetros necessários para o cálculo termodinâmico da turbina é suficiente para a avaliação da quase totalidade dos parâmetros a serem calculados (ver apêndice F). A matriz de falhas usada neste esquema de leitura é composta das quatro variáveis lidas e de outras quatro calculadas (η_c , T_{03} , \dot{m}_{ar} e η_t).

Com o aumento significativo das variáveis envolvidas na avaliação do estado da máquina torna-se tediosa e demorada a análise caso a caso dos eventos possíveis, como tem sido feito até aqui. O diagnóstico passa, então, a ser feito globalmente, por comparação das variações detectadas por medição e por cálculo com as variações esperadas para cada tipo de deterioração prevista no pacote. Deve-se salientar que o programa não tem nenhuma capacidade para identificar falhas que não tenham sido previamente cadastradas na matriz de falhas correspondente ao esquema de leitura com o qual se pretende operar.

A identificação do tipo de degradação é baseada nos seguintes princípios:

1. É diagnosticado "instrumentos OK" e "planta OK" se **todos** os parâmetros, medidos e calculados, estiverem dentro de erros aceitáveis, quando comparados com os valores previstos para uma máquina nova.
2. Se **todos** os parâmetros se comportarem segundo alguma das tendências da matriz de falhas tem-se, então, instrumentos OK e planta deteriorada conforme a indicação apresentada.
3. É possível um diagnóstico positivo de falha se *no máximo* um parâmetro medido e/ou um calculado (eliminando-se, neste caso, os que sofrerem influência significativa de eventual medição suspeita) estiverem em desacordo com as tendências esperadas. Tem-se, então, a planta deteriorada conforme a indicação apresentada e os instrumentos relativos às medições discrepantes são considerados como suspeitos.

Seguindo-se os critérios acima chega-se a uma diagnose sobre o estado do equipamento e consegue-se eventualmente identificar instrumentos descalibrados ou leituras equivocadas, o que permite uma redução de falsos diagnósticos de degradação.

4.5.1 Critérios Adotados no Programa

O programa compara as variações medidas e as compara com cada uma das falhas cadastradas. O resultado dessa comparação é enquadrado em uma das três categorias a seguir.

1 - Dois ou mais valores medidos em desacordo: Se em todas as comparações dois ou mais valores medidos estão em desacordo então conclui-se por

$$p_4 = p_{4b}$$

e a diagnose é: planta OK

dois ou mais instrumentos suspeitos

2 - Um valor em desacordo: Se em uma ou mais falhas apenas um valor medido apresentar tendência diferente da esperada e se não houver nenhuma falha na qual todos os parâmetros medidos estejam de acordo com as variações especificadas, considera-se o valor discrepante como suspeito e testa-se se há adequação das variáveis calculadas com a falha específica. Para isso a pressão interturbinas (que é a única variável que falta ser medida neste esquema de leitura) e a variável suspeita têm que ser estimadas. Essa estimativa é feita de forma diferente para cada tipo de deterioração, conforme a seqüência abaixo.

1. planta OK (evento 1 da tab. 4.2)

$$p_4 = p_{4b}$$

A variável suspeita é assumida também na linha base

2. compressor sujo (evento 2 da tab. 4.2)

- (a) $p_2 = [1 - \frac{3,36}{2,42}(1 - \dot{m}_{cb}/\dot{m}_{cb_t})]p_{2b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

$p_4 = [1 - \frac{5,06}{3,33}(1 - \dot{m}_{cb}/\dot{m}_{cb_b})]p_{4_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

(b) $T_2 = [1 + x_{11}(1 - p_2/p_{2_b})]T_{2_b}$, onde x_{11} deve ser determinado experimentalmente ou por simulação.

$p_4 = [1 - \frac{5,06}{3,93}(1 - p_2/p_{2_b})]p_{4_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

(c) $T_{04} = [1 + \frac{1,00}{3,36}(1 - p_2/p_{2_b})]T_{04_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

(d) $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{2,42}{3,36}(1 - p_2/p_{2_b})]\dot{m}_{cb_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

3. compressor sujo (eventos 3 e 4 da tab. 4.2)

(a) $p_2 = [1 - \frac{3,83}{4,40}(1 - \dot{m}_{cb}/\dot{m}_{cb_b})]p_{2_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2a**, acima

(b) $T_2 = [1 + x_{12}(1 - p_2/p_{2_b})]T_{2_b}$, onde x_{12} deve ser determinado experimentalmente ou por simulação.

p_4 como em **2b**, acima

(c) $T_{04} = [1 + \frac{0,69}{3,83}(1 - p_2/p_{2_b})]T_{04_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

(d) $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{4,40}{3,83}(1 - p_2/p_{2_b})]\dot{m}_{cb_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

4. compressor sujo (eventos 5 e 6 da tab. 4.2)

(a) $p_2 = [1 - \frac{4,07}{5,37}(1 - \dot{m}_{cb}/\dot{m}_{cb_b})]p_{2_b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2a**, acima

(b) $T_2 = [1 + x_{13}(1 - p_2/p_{2b})]T_{2b}$, onde x_{13} deve ser determinado experimentalmente ou por simulação.

p_4 como em **2b**, acima

(c) $T_{04} = [1 + \frac{1,54}{4,07}(1 - p_2/p_{2b})]T_{04b}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

(d) $\dot{m}_{cb} = [1 + \frac{5,37}{4,07}(1 - p_2/p_{2b})]\dot{m}_{cbb}$, conforme a simulação da turbina Solar Centauro da ref. [3], apresentada na tabela 4.1.

p_4 como em **2b**, acima

5. dano na turbina GG (evento 7 da tab. 4.2)

$$p_4 = p_{4b} \left(\frac{p_2}{p_{2b}} \right)$$

$p_2 = [1 + \frac{3,51}{7,02}(T_{04}/T_{04b} - 1)]p_{2b}$, conforme a simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon da ref. [9], apresentada na tabela 4.1.

$$T_2 = 0,975T_{2b}$$

$T_{04} = [1 + \frac{7,02}{3,51}(p_2/p_{2b} - 1)]T_{04b}$, conforme a simulação aproximada da turbina Rolls-Royce Avon da ref. [9], apresentada na tabela 4.1.

$$\dot{m}_{cb} = 1,03\dot{m}_{cbb}$$

6. dano no compressor (evento 8 da tab. 4.2)

$$T_2 = 1,025T_{2b}$$

Demais variáveis calculadas como no item 5, acima

7. dano na turbina GG e no compressor (evento 9 da tab. 4.2)

$$T_2 = T_{2b}$$

Demais variáveis calculadas como no item 5, acima

8. compressor sujo e dano na turbina GG (evento 10 da tab. 4.2)

$p_4 = [1 - \frac{10,92}{3,68}(1 - p_2/p_{2b})]p_{4b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

$p_2 = [1 - \frac{3,68}{2,54}(T_{04}/T_{04_b} - 1)]p_{2_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

$$T_2 = 0,975T_{2_b}$$

$T_{04} = [1 + \frac{2,54}{3,68}(1 - p_2/p_{2_b})]T_{04_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

$$\dot{m}_{cc} = \dot{m}_{cb_b}$$

9. compressor sujo e dano no compressor (evento 11 da tab. 4.2)

$$T_2 = 1,025T_{2_b}$$

Demais variáveis calculadas como no item 8, acima

10. compressor sujo com dano na turbina GG e no compressor (evento 12 da tab. 4.2)

$$T_2 = T_{2_b}$$

$\dot{m}_{cb} = [1 - \frac{6,52}{3,68}(1 - p_2/p_{2_b})]\dot{m}_{cb_b}$, conforme o modelo da ref. [7] apresentado na tabela 4.1.

Demais variáveis calculadas como no item 8, acima

11. erosão na turbina de potência (evento 13 da tab. 4.2)

$T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2_b}} - 1)]T_{2_b}$ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

$p_2 = [1 + \frac{1,92}{0,58}(\frac{T_2}{T_{2_b}} - 1)]T_{2_b}$ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

$$T_{04} = 0,975T_{04_b}$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar_b} \Rightarrow \dot{m}_{cb} = \dot{m}_{ar_b} f$$

$$\eta_t = \eta_{t_b} \Rightarrow p_{04} = p_{03} [1 - \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} \eta_t}]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

12. erosão na turbina GG (evento 14 da tab. 4.2)

$$T_{04} = 1,025T_{04_b}$$

$$p_4 = 1,025p_{4_b}$$

Demais parâmetros são calculados na linha base



13. vazamento nos selos (evento 15 da tab. 4.2)

$$T_{04} = 1,025T_{04_b}$$

$$\dot{m}_{cb} = 1,03\dot{m}_{cb_b}$$

Demais parâmetros são calculados na linha base

14. abertura excessiva dos estatores móveis (evento 16 da tab. 4.2)

$T_2 = [1 + \frac{0,58}{1,92}(\frac{p_2}{p_{2_b}} - 1)]T_{2_b}$ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

$p_2 = [1 + \frac{1,92}{0,58}(\frac{T_2}{T_{2_b}} - 1)]T_{2_b}$ para manter o rendimento do compressor na linha base, conforme a matriz de sensibilidade, tabela 4.3.

$$T_{04} = T_{04_b}(\frac{T_2}{T_{2_b}})$$

$$p_4 = p_{4_b}(\frac{p_2}{p_{2_b}})$$

$$\dot{m}_{cb} = 1,03\dot{m}_{cb_b}$$

Tendo sido estimados todos os parâmetros necessários, o programa determina os rendimentos isoentrópicos do compressor e da turbina, a temperatura de entrada da turbina GG, o fluxo de ar e a potência do gás, conforme descrito no capítulo quatro, sendo que as variáveis calculadas que sofrerem influência significativa da medida suspeita são desconsideradas na análise. Em todos os casos em que as variáveis calculadas pertinentes apresentarem as tendências previstas pela deterioração assumida é emitida mensagem identificando a hipótese como possível.

Como segunda opção, se em nenhuma das alternativas de problemas possíveis (na comparação dos valores medidos com a matriz de falhas) as variáveis calculadas que não sofrem influência significativa do parâmetro medido suspeito se comportarem conforme o esperado, pode-se aceitar até uma dessas variáveis calculadas fora da tendência, desde que tenha sido possível a avaliação de pelo menos três desses parâmetros. Em outras palavras, quando for possível calcular três ou mais variáveis, aceita-se que uma delas esteja em desacordo com a matriz de falhas. A tabela 4.6 sumariza os critérios descritos. O limite de erro permitido varia na avaliação do rendimento da turbina, de acordo com as estimativas desenvolvidas no apêndice F.

variável suspeita	p_2	T_2	T_{04}	\dot{m}_{cb}
variáveis calculadas	$T_{03}, \dot{m}_{ar}, \eta_t$	\dot{m}_{ar}	η_c, η_t	η_c, T_{03}, η_t
limite de η_t (%)	$\pm 4,50$	—	$\pm 4,69$	$\pm 4,27$
aceita? (S/N)	S	N	N	S

Tabela 4.6: Critérios de aceitação de uma variável calculada fora da tendência

var. calculada fora	var. medida fora	var. medida suspeita
T_{03}	qualquer	T_2 e/ou T_{04}
η_c	qualquer	T_2 e/ou p_2
\dot{m}_{ar}	qualquer	T_{04} e/ou \dot{m}_{cb}
η_t	p_2	T_2 e/ou T_{04}
	\dot{m}_{cb}	p_2, T_2 e/ou T_{04}

Tabela 4.7: Diagnóstico adicional sobre a instrumentação

Havendo o caso de confirmação da hipótese de degradação assumida inicialmente, com um dos parâmetros calculados fora das tendências esperadas, é emitido um diagnóstico adicional sobre a instrumentação, de acordo com a tabela 4.7. A definição das variáveis calculadas suspeitas nessa tabela é feita com base na matriz de sensibilidade (tabela 4.3). Variáveis medidas com um coeficiente de influência menor que 0,11 em relação à variável calculada não são consideradas suspeitas.

Caso os critérios descritos não se adequem a nenhum dos modos de falha, o diagnóstico será “dois ou mais instrumentos suspeitos”.

A condição “planta OK” tem prioridade sobre todas as demais. Se o programa detecta que essa condição satisfaz todos os critérios de forma ótima, segue que este diagnóstico é emitido e cessa a busca sobre outros possíveis modos de falha.

3 - Variáveis medidas de acordo com a matriz de falhas: Se houver uma ou mais falhas às quais os valores medidos se adaptam perfeitamente, calcula-se a pressão interturbinas para cada falha conforme os critérios apresentados à página 58 e segue-se a análise exatamente como no item anterior, a menos das variáveis a serem calculadas (sempre $T_{03}, \dot{m}_{ar}, \eta_c$ e η_t) e do número de variáveis que podem estar fora (sempre

uma). O diagnóstico em caso de dupla inadequação passa a ser “uma ou mais variáveis suspeitas”.

4.5.2 Exemplos

Os casos analisados a seguir são reprodução de entradas e saídas do programa. Assim como na seção 4.3 e 4.4 foi mantida a rotação constante para facilitar a comparação de resultados. Os dados de entrada se referem a medições fictícias em turbinas Hispano-Suiza THM 1304. As pressões são dadas em valores manométricos.

Exemplo 1

Este é o caso mais simples de avaliação de desempenho. A turbina não apresenta qualquer variação anormal dos parâmetros em relação à linha de equilíbrio. A condição 1 da tabela 4.2 está perfeitamente de acordo com os valores medidos e calculados. Segue-se como indicado no parágrafo 3, acima.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.63
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T2[C]= 336
	T04[C]= 704.62
	m_comb[kg/s]= .733
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

- planta OK	rendimento do compressor = 0.842
- instrumentos OK	Temp. da camara de combustao = 1265.0 K
	fluxo de ar = 47.8 kg/s

rendimento da turb. GG = 0.816

potencia da GG = 11113 kW

Exemplo 2

Todas as variáveis medidas têm desvios negativos em relação à linha base. Na tabela 4.2 existem duas falhas que se adaptam aos desvios medidos. A análise dos parâmetros calculados mantém as duas hipóteses, segundo os critérios apresentados no item 4.5.1. Deve-se observar que a indicação de *erosão na turbina livre* merece maior atenção pois nesse caso as variáveis calculadas também se adequam integralmente à previsão de variação da matriz de falhas (não há nenhum diagnóstico de erro de instrumento).

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.40
[3] - p2,T2,T4,mc	T2[C]= 323
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .710
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.867
- T4 e/ou fluxo de combustivel	Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
suspeitos	fluxo de ar = 48.0 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.802
	potencia da GG = 10611 kW

***Hipotese 2:**

- erosao na turbina livre
 - instrumentos OK
- rendimento do compressor = 0.867
 Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
 fluxo de ar = 48.0 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.816
 potencia da GG = 11753 kW

Exemplo 3

Os diagnósticos neste caso são os mesmos do exemplo acima, acrescidos de suspeição da leitura da pressão de descarga do compressor. Este parâmetro não segue a tendência determinada por todos os outros nas duas falhas possíveis.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.63
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T2[C]= 323
	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .710
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

***Hipotese 1:**

- compressor sujo
- rendimento do compressor = 0.866

- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
- T4 e/ou fluxo de combustivel	fluxo de ar = 48.0 kg/s
suspeitos	rendimento da turb. GG = 0.791
	potencia da GG = 10394 kW

*Hipotese 2:

- erosao na turbina livre	rendimento do compressor = 0.841
- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
	fluxo de ar = 48.0 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.816
	potencia da GG = 11214 kW

Exemplo 4

A comparação deste exemplo com o exemplo 2 mostra mais uma vez o papel desempenhado pelas variáveis calculadas. Em ambos os casos todas as variáveis medidas apresentam desvios negativos em relação à linha base. A diferença está nos parâmetros calculados, particularmente no fluxo de ar. Pelos critérios adotados neste esquema, com alto grau de informação sobre a turbina, mantem-se as duas hipóteses como possíveis, apesar de que a deterioração mais provável neste caso passa a ser *compressor sujo*, pelos mesmos motivos descritos no exemplo 2. Independentemente dos critérios adotados pelo programa, deve-se frisar que a diferença básica entre compressor sujo e erosão na turbina de potência está exatamente na existência ou não de redução no fluxo de ar no compressor.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.40
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T2[C]= 323
	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .680
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- | | |
|-------------------|---|
| - compressor sujo | rendimento do compressor = 0.867 |
| - instrumentos OK | Temp. da camara de combustao = 1234.0 K |
| | fluxo de ar = 45.9 kg/s |
| | rendimento da turb. GG = 0.798 |
| | potencia da GG = 10159 kW |

*Hipotese 2:

- | | |
|---|---|
| - erosao na turbina livre | rendimento do compressor = 0.867 |
| - T4 e/ou fluxo de combustivel
suspeitos | Temp. da camara de combustao = 1234.0 K |
| | fluxo de ar = 45.9 kg/s |
| | rendimento da turb. GG = 0.816 |
| | potencia da GG = 11256 kW |

Exemplo 5

Este é um caso crítico para análise (desvio em relação à linha de equilíbrio negativo para a pressão de descarga do compressor, positivo para a temperatura entre turbinas e dentro da margem de tolerância assumida pelo programa para as demais variáveis). Apesar de nenhuma das falhas consideradas pelo programa coincidir com os desvios apresentados, existem cinco condições nas quais apenas uma das variáveis medidas é incompatível com as demais. A identificação das deteriorações mais prováveis passa, então, a depender dos parâmetros calculados. A comparação dos valores calculados elimina três das cinco falhas iniciais. A hipótese de erosão na turbina geradora de gás continua sendo considerada como possível, apesar de que implica na consideração adicional de erro em algum instrumento. Como resultado final chega-se à diagnose de *compressor sujo* como o problema mais provável.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

[1] - p2,T4	T1[C]= 15
[2] - p2,T4,mc	p1[bar]= 0
[3] - p2,T2,T4,mc	p2[bar]= 9.40
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T2[C]= 336
	T04[C]= 726
	m_comb[kg/s]= .733
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.831
- T4 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1270.8 K
	fluxo de ar = 47.4 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.810
	potencia da GG = 10768 kW

*Hipotese 2:

- erosao na turbina GG	rendimento do compressor = 0.842
- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1284.9 K
- T2 e/ou T4 suspeitos	fluxo de ar = 46.3 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.813
	potencia da GG = 11240 kW

Exemplo 6

Neste exemplo os desvios dos parâmetros medidos são exatamente os mesmos do caso anterior. A única diferença na entrada de dados está no valor do fluxo de combustível;

esta alteração, no entanto, é menor do que a faixa de erro assumida pelo programa, o que faz com que a vazão de combustível continue sendo considerada na linha base. A comparação dos valores calculados evidencia forte possibilidade de problema ligado a sujeira no compressor e, talvez, de algum problema adicional.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

	T1[C]= 15
[1] - p2,T4	p1[bar]= 0
[2] - p2,T4,mc	p2[bar]= 9.40
[3] - p2,T2,T4,mc	T2[C]= 336
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 726
	m_comb[kg/s]= .716
Opcao escolhida: 3	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.831
- T4 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1270.8 K
	fluxo de ar = 46.3 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.808
	potencia da GG = 10516 kW

*Hipotese 2:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.874
- dano na turbina GG	Temp. da camara de combustao = 1271.3 K
- T2 suspeito	fluxo de ar = 45.3 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.747
	potencia da GG = 10516 kW

***Hipotese 3:**

- | | |
|----------------------|---|
| - compressor sujo | rendimento do compressor = 0.792 |
| - dano no compressor | Temp. da camara de combustao = 1298.6 K |
| - T2 suspeito | fluxo de ar = 45.1 kg/s |
| | rendimento da turb. GG = 0.807 |
| | potencia da GG = 10009 kW |

Exemplo 7

Novamente os desvios apresentados pelas variáveis medidas são os mesmos que nos dois exemplos anteriores. A elevação da temperatura de descarga do compressor não é suficiente para superar o erro de medição assumido para este parâmetro, mas é bastante para alterar o diagnóstico. A comparação com o exemplo 5 deixa clara a diferença. O aumento da temperatura de entrada da câmara de combustão indica que há uma forte elevação na temperatura na entrada da turbina geradora de gás o que torna, segundo a matriz de falhas, a hipótese de erosão nesse componente mais provável.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura

- | | |
|----------------------|--------------------|
| | T1[C]= 15 |
| [1] - p2,T4 | p1[bar]= 0 |
| [2] - p2,T4,mc | p2[bar]= 9.40 |
| [3] - p2,T2,T4,mc | T2[C]= 347 |
| [4] - p2,T2,p4,T4,mc | T04[C]= 726 |
| | m_comb[kg/s]= .733 |
| Opcao escolhida: 3 | Ngg[rpm]= 11600 |

Resultados do programa:

Diagnostico:

***Hipotese 1:**

- | | |
|-------------------|----------------------------------|
| - compressor sujo | rendimento do compressor = 0.803 |
|-------------------|----------------------------------|

- dano na turbina GG e compressor	Temp. da camara de combustao = 1294.8 K
- fluxo de combustivel suspeito	fluxo de ar = 44.4 kg/s
- p2 e/ou T2 e/ou T4 suspeitos	rendimento da turb. GG = 0.798
	potencia da GG = 9858 kW

*Hipotese 2:

- erosao na turbina GG	rendimento do compressor = 0.813
- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1294.8 K
	fluxo de ar = 46.2 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.835
	potencia da GG = 11227 kW

4.6 Esquema com Leitura de Pressão e Temperatura de Descarga do Compressor, Pressão e Temperatura entre Turbinas e Fluxo de Combustível

Este é o esquema ideal de leitura e pressupõe a existência de todos os instrumentos de medição previstos no módulo de cálculo do programa. Deve-se enfatizar que é pouco usual encontrar em turbinas a gás para uso industrial todos esses medidores, apesar de que não há impedimentos técnicos relevantes a sua instalação. Dentre as turbinas em uso em plataformas marítimas de produção de óleo e gás na Bacia de Campos não existe nenhuma que possua simultaneamente todos esses instrumentos.

O procedimento seguido neste esquema é basicamente o mesmo do esquema anterior. A diferença principal é que as tabelas 4.6 e 4.7 são substituídas, respectivamente, pelas tabelas 4.8 e 4.9.

4.6.1 Exemplos

Os casos apresentados se assemelham aos exemplos desenvolvidos no item 4.5.2. Neste esquema há disponibilidade total de informação, o que resulta sempre em uma

variável suspeita	p_2	T_2	p_4	T_{04}	\dot{m}_{cb}
variáveis calculadas	$T_{03}, \dot{m}_{ar}, \eta_t,$ <i>EGkW</i>	$\dot{m}_{ar},$ <i>EGkW</i>	$T_{03}, \dot{m}_{ar},$ η_c, η_t	$\eta_c, \eta_t,$ <i>EGkW</i>	$\eta_c, T_{03},$ η_t
limite de η_t (%)	$\pm 4,34$	—	$\pm 4,27$	$\pm 4,54$	$\pm 4,11$
limite de <i>EGkW</i> (%)	normal ¹	normal ¹	—	$\pm 3,51$	—
aceita? (S/N)	S	N	S	S	S

Tabela 4.8: Critérios de aceitação de uma variável calculada fora da tendência

var. calculada fora	var. medida fora	var. medida suspeita
T_{03}	qualquer	T_2 e/ou T_{04}
η_c	qualquer	T_2 e/ou p_2
\dot{m}_{ar}	qualquer	T_{04} e/ou \dot{m}_{cb}
η_t	p_2	T_2 e/ou p_4 e/ou T_{04}
	p_4	p_2 e/ou T_2 e/ou T_{04}
	T_{04}	p_2 e/ou T_2 e/ou p_4
	\dot{m}_{cb}	p_2 e/ou T_2 e/ou p_4 e/ou T_{04}
<i>EGkW</i>	p_2	p_4 e/ou T_{04} e/ou \dot{m}_{cb}
	T_{04}	p_4 e/ou \dot{m}_{cb}

Tabela 4.9: Diagnóstico adicional sobre a instrumentação

quantidade menor de hipóteses válidas de degradações.

Exemplo 1

Todos os parâmetros medidos e calculados estão dentro das margens de erro previstas pelo programa. O diagnóstico imediato é de *planta OK e instrumentos OK*.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura	T_1 [C]= 15
	p_1 [bar]= 0
[1] - p_2, T_4	p_2 [bar]= 9.63
[2] - p_2, T_4, mc	T_2 [C]= 336

¹É o erro calculado no apêndice F, quando todas as variáveis medidas necessárias estão disponíveis

[3] - p2,T2,T4,mc	p4[bar]= 1.25563
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 704.62
	m_comb[kg/s]= .733
Opcao escolhida: 4	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

- planta OK	rendimento do compressor = 0.842
- instrumentos OK	Temp. da camara de combustao = 1265.0 K
	fluxo de ar = 47.8 kg/s
	rendimento da turb. GG = 0.816
	potencia da GG = 11113 kW

Exemplo 2

Todos os parâmetros medidos se adequam a duas condições de deterioração. A avaliação do fluxo de ar define a causa mais provável das variações detectadas.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura	T1[C]= 15
	p1[bar]= 0
[1] - p2,T4	p2[bar]= 9.40
[2] - p2,T4,mc	T2[C]= 323
[3] - p2,T2,T4,mc	p4[bar]= 1.207
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .710
Opcao escolhida: 4	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.867
-------------------	----------------------------------

- T4 e/ou fluxo de combustível suspeitos Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
 fluxo de ar = 48.0 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.805
 potencia da GG = 10680 kW

*Hipotese 2:

- erosao na turbina livre rendimento do compressor = 0.867
 - instrumentos OK Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
 fluxo de ar = 48.0 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.805
 potencia da GG = 10680 kW

Exemplo 3

A situação neste exemplo é similar à do exemplo anterior. A diferença consiste na suspeita sobre a correção da medida da pressão de descarga do compressor.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura	T1[C]= 15
	p1[bar]= 0
[1] - p2,T4	p2[bar]= 9.63
[2] - p2,T4,mc	T2[C]= 323
[3] - p2,T2,T4,mc	p4[bar]= 1.207
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .710
Opcao escolhida: 4	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo rendimento do compressor = 0.866

- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1234.0 K
- T4 e/ou fluxo de combustivel suspeitos	fluxo de ar = 48.0 kg/s rendimento da turb. GG = 0.804 potencia da GG = 10680 kW

*Hipotese 2:

- erosao na turbina livre	rendimento do compressor = 0.841
- p2 suspeito	Temp. da camara de combustao = 1234.0 K fluxo de ar = 48.0 kg/s rendimento da turb. GG = 0.830 potencia da GG = 10680 kW

Exemplo 4

Os desvios se assemelham aos do exemplo 2, acima. A redução no fluxo de ar define a causa mais provável como sendo *compressor sujo*.

Entrada de dados

Esquemas de leitura	T1[C]= 15
	p1[bar]= 0
[1] - p2,T4	p2[bar]= 9.40
[2] - p2,T4,mc	T2[C]= 323
[3] - p2,T2,T4,mc	p4[bar]= 1.207
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 684
	m_comb[kg/s]= .680
Opcao escolhida: 4	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- compressor sujo	rendimento do compressor = 0.867
-------------------	----------------------------------

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- | | |
|---|--|
| - compressor sujo | rendimento do compressor = 0.831 |
| - T4 suspeito | Temp. da camara de combustao = 1270.8 K |
| - p4 e/ou fluxo de combustivel
suspeitos | fluxo de ar = 47.4 kg/s
rendimento da turb. GG = 0.813
potencia da GG = 10839 kW |

Exemplo 6

Este exemplo é bastante semelhante ao anterior. A única alteração nos dados de entrada é no valor da vazão de combustível, o que torna três hipóteses possíveis.

Entrada de dados:

Esquemas de leitura	T1[C]= 15
	p1[bar]= 0
[1] - p2,T4	p2[bar]= 9.40
[2] - p2,T4,mc	T2[C]= 336
[3] - p2,T2,T4,mc	p4[bar]= 1.207
[4] - p2,T2,p4,T4,mc	T04[C]= 726
	m_comb[kg/s]= .716
Opcao escolhida: 4	Ngg[rpm]= 11600

Resultados do programa:

Diagnostico:

*Hipotese 1:

- | | |
|-------------------|----------------------------------|
| - compressor sujo | rendimento do compressor = 0.831 |
|-------------------|----------------------------------|

- T4 suspeito Temp. da camara de combustao = 1270.8 K
 fluxo de ar = 46.3 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.811
 potencia da GG = 10585 kW

*Hipotese 2:

- compressor sujo rendimento do compressor = 0.874
 - dano na turbina GG Temp. da camara de combustao = 1271.3 K
 - T2 suspeito fluxo de ar = 45.3 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.768
 potencia da GG = 10510 kW

*Hipotese 3:

- compressor sujo rendimento do compressor = 0.792
 - dano no compressor Temp. da camara de combustao = 1298.6 K
 - T2 suspeito fluxo de ar = 45.1 kg/s
 rendimento da turb. GG = 0.829
 potencia da GG = 10479 kW

4.7 Comentários sobre o Programa

O objetivo deste programa de avaliação de desempenho e validação de medidas é transformar os parâmetros medidos em propostas de danos. As diagnoses incluídas não são, em sua maioria, óbvias para o operador, pois detectam problemas incipientes e muitas vezes não intuitivos. As variáveis estimadas podem, em alguns sistemas, auxiliar a diagnose. A medição da potência do equipamento acionado, por exemplo, se comparada com a estimativa de potência fornecida pelo conjunto gerador de gás, pode esclarecer a dúvida sobre a origem de um eventual problema.

Os fatores usados na matriz de sensibilidade (tabela 4.3) e nas diversas estimativas de parâmetros devem ser ajustados para cada turbina. Esse procedimento permite ganho

de precisão e de confiabilidade do programa e depende de experiência com o equipamento ou de simulação eficiente. Os erros de medição dos instrumentos estão vinculados à qualidade e tipo dos sensores utilizados e também devem ser estimados para cada máquina.

Os dados utilizados no cálculo são muitas vezes dependentes do equipamento específico, mas constantes para todas as medições e avaliações de desempenho. Nestes casos é útil a formação de um cadastro de máquinas, onde devem ser incluídas todas as informações de difícil acesso ao operador e importantes para o programa de diagnose. Através desse procedimento o sistema torna-se de fácil uso, dependente somente da medição dos parâmetros de operação.

O programa executável ocupa 156 kbytes de memória e o tempo de execução em uma estação SUN é desprezível (algo em torno de um segundo, ou menos). Estes dados atendem o objetivo inicial de construir um ferramenta rápida e adequável a qualquer facilidade computacional. No apêndice H encontra-se o fluxograma referente ao sistema desenvolvido.

Capítulo 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Conclusões

O sistema desenvolvido para cálculo de parâmetros de operação e diagnose de deterioração de turbinas a gás de dois eixos está pronto para testes de campo e serve como base para o desenvolvimento de instrumento computacional capaz de facilitar a detecção rápida de problemas em evolução.

A concepção final permite que sejam introduzidos os resultados de novas informações sobre a forma como o equipamento reage sob degradações específicas, o que torna possível ao usuário a incorporação de experiência adquirida ao longo do tempo de operação com turbinas a gás de diversos fabricantes.

O modelo utilizado para diagnose é razoavelmente simples. Como consequência direta espera-se que seja de fácil compreensão e manuseio mas que, por outro lado, possa vir a ter algumas dificuldades na identificação de problemas que causem variações semelhantes nas variáveis medidas.

Este sistema tem vocação para ser acoplado a modelos de diagnose de vibração e demais métodos de manutenção preditiva. As informações fornecidas por cada metodologia isoladamente são muito mais valiosas quando trabalhadas em conjunto. Deteriorações que apresentam comportamento termodinâmico similar podem ter influência totalmente oposta no espectro de vibração, por exemplo.

Recomendações

Existe uma série de trabalhos a serem feitos como complementação e auxílio ao desenvolvimento de um sistema confiável de diagnose de deterioração em turbinas a gás. Podemos citar:

- estudo detalhado dos instrumentos mais adequados à medição dos parâmetros de operação e análise dos erros experimentais envolvidos.
- modelamento de turbinas a gás novas e deterioradas, para aprimorar a matriz de falhas.
- acompanhamento no campo da evolução dos problemas modelados para validação dos resultados e refinamento do programa.

O programa de avaliação de desempenho de compressores de processo, em uso na Petrobrás, deve interagir com este programa, quando da avaliação de turbocompressores. A medição de parâmetros do equipamento acionado permite a fixação da potência de eixo da turbina livre, com conseqüente refinamento da diagnose do acionador.

Deve-se procurar obter de cada fabricante maiores informações sobre o comportamento de turbinas em condições específicas de degradação. Essas informações servem tanto para o enriquecimento dos diagnósticos de falhas quanto para aprimorar o conjunto de dados que forma o cadastro da máquina. A confiabilidade do sistema de diagnose está diretamente relacionada ao grau de conhecimento sobre o equipamento embutido nessas informações cadastrais.

Bibliografia

- [1] H. Cohen, G. F. G. Rogers, and H. I. H. Saravanamuttoo. *Gas Turbine Theory*. Longmans, 2nd edition, 1.972.
- [2] A. R. Howell and W. J. Calvert. A new stage stacking technique for axial-flow compressor performance prediction. *ASME Journal of Engineering for Power*, V.100, p.698, outubro 1.978.
- [3] G. F. Aker and H. I. H. Saravanamuttoo. Predicting gas turbine performance degradation due to compressor fouling using computer simulation techniques. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, V.111, p.343, abril 1.989.
- [4] F. Seddigh and H. I. H. Saravanamuttoo. A proposed method for assessing the susceptibility of axial compressors to fouling. *ASME Journal of Engineering for Power*, V.113, p.595, outubro 1.991.
- [5] J. J. Dzuiba. System monitoring techniques - practical application and experience at Eastern - Jet Engines. Technical Report 720818, SAE, outubro 1.972.
- [6] L. A. Urban. Parameter selection for multiple fault diagnostics of gas turbine engines. *ASME Journal of Engineering for Power*, abril 1.975.
- [7] R. K. Agrawal. *Development of Measurement Validation and Health Monitoring Computer Package for Gas Turbine Power Plants*. Master Thesis, National Research Council, Canadá, maio 1.976. LTR-AN-29.
- [8] J. N. Scott - Trans-Canada Pipe Lines. Improving turbo compressor efficiency via performance analysis techniques. Paper 77-GT-53, ASME, 1.977.

- [9] H. I. H. Saravanamuttoo and B. D. MacIsaac. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics. *ASME Journal of Engineering for Power*, outubro 1.983.
- [10] D. E. Muir, H. I. H. Saravanamuttoo, and D. J. Marshall. Health monitoring of variable geometry gas turbine for the Canadian Navy. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, V.111, p.244, abril 1.989.
- [11] A. Stamatis, K. Mathioudakis, and K. D. Papailiou. Adaptative simulation of gas turbine performance. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, V.112, p.168, abril 1.990.
- [12] M. S. Grewal. *Gas Turbine Engine Performance Deterioration Modelling and Analysis*. PhD Thesis, Cranfield Institute of Technology, School of Mechanical Engineering, fevereiro 1.988.
- [13] W. L. R. Gallo. *Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool*. Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia, 1.990.
- [14] M. J. Zucrow and J. D. Hoffman. *Gas Dynamics*, Vol. 1. John Wiley & Sons, N. Y., 1.976.
- [15] J. C. F. Rezende. "PERTURB" – Programa para avaliação de desempenho de turbinas a gás. Petrobras, 1.987.

Apêndice A

Parâmetros Adimensionais

A tabela abaixo lista os parâmetros e suas formas corrigidas, conforme indicação da ref. [7].

Parâmetro	Forma corrigida
Pressão (p)	p/δ
Temperatura (T)	T/θ
Fluxo de ar (\dot{m}_{ar})	$\frac{\dot{m}_{ar}\sqrt{\theta}}{\delta}$
Rotação (N)	$N/\sqrt{\theta}$
Fluxo de combustível (\dot{m}_{cb})	$\frac{\dot{m}_{cb}}{\delta\sqrt{\theta}}$
Potência (Pot)	$\frac{Pot}{\delta\sqrt{\theta}}$

Tabela A.1: Parâmetros adimensionais

$$\text{onde } \delta = p_1/p_{1ISO}; p_{1ISO} = 1 \text{ atm}$$

$$\theta = T_1/T_{1ISO}; T_{1ISO} = 15^\circ\text{C}$$

Os fatores de correção acima são deduzidos por análise dimensional. Através dessa técnica pode-se inferir o comportamento termodinâmico de um componente em uma determinada condição operacional se conhecido seu desempenho em outra condição qualquer. A partir dos grupos adimensionais encontrados na literatura e empregando-se valores normalizados de temperatura e pressão ambiente, chega-se às formas corrigidas apresentadas na tabela A.1. O objetivo é extrapolar o comportamento de uma turbina a gás operando

nas condições ISO para um outro ponto de operação em condições atmosféricas distintas.

O cálculo dos fatores de correção assim como descritos na tabela leva em conta a hipótese de gás ideal, sem variação do calor específico. Esta aproximação torna-se menos precisa à medida que as condições ambientais se afastam da condição ISO. Apesar de todos os fatores serem afetados por este efeito, considera-se suficiente corrigir somente o fluxo de combustível através do coeficiente β , como apresentado na ref. [7] (a menos de pequena alteração no coeficiente linear)

$$\beta = 0,000350(1,8T_1 - 459,67) + 0,97935$$

O fluxo de combustível corrigido passa a ser

$$\dot{m}_{cb_{cor}} = \frac{\dot{m}_{cb}^*}{\beta \delta \sqrt{\theta}}$$

Apêndice B

Cálculo da Eficiência Isoentrópica do Compressor com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura

Neste apêndice são apresentadas as diferenças encontradas no rendimento isoentrópico do compressor calculado com calor específico constante e com calor específico dependente da temperatura. Dessa forma torna-se possível isolar as variações causadas apenas por este fator. As razões de pressões e as temperaturas usadas na tabela correspondem aos valores normalmente encontrados em turbinas a gás de uso industrial. As faixas de temperatura ambiente, particularmente, são relativas aos limites extremos de inverno e verão na região da Bacia de Campos. A avaliação das diferenças nos demais parâmetros calculados pela análise termodinâmica envolve hipóteses adicionais e por este motivo é tratada nos apêndices D e E, onde se compara os resultados globais do programa com os resultados de um modelo simplificado.

Valores utilizados:

- $c_p(T)$ conforme ref. [13]
- c_p constante = $1,015 \frac{kJ}{kg.K} \Rightarrow \gamma = 1,3941$ [7]
- composição do ar seco conforme ref. [13]

$T_1(K)$		$p_2/p_1 = 5$		$p_2/p_1 = 10$		$p_2/p_1 = 15$		$p_2/p_1 = 20$		
285	$T_2(K)$	465	500	565	605	640	690	700	760	
	η_c	c_p cte	0,912	0,764	0,934	0,817	0,923	0,809	0,915	0,799
		$c_p(T)$	0,917	0,766	0,932	0,812	0,914	0,798	0,900	0,782
		gás real	0,917	0,766	0,932	0,813	0,915	0,798	0,900	0,782
	erro (%)	c_p cte	-0,57	-0,29	+0,20	+0,55	+0,93	+1,43	+1,61	+2,23
		$c_p(T)$	-0,01	-0,02	-0,03	-0,03	-0,04	-0,02	-0,02	-0,04
310	$T_2(K)$	500	530	620	665	690	750	745	815	
	η_c	c_p cte	0,940	0,812	0,917	0,801	0,938	0,810	0,949	0,818
		$c_p(T)$	0,941	0,811	0,908	0,790	0,922	0,791	0,926	0,792
		gás real	0,941	0,811	0,909	0,790	0,922	0,791	0,927	0,792
	erro (%)	c_p cte	-0,14	+0,09	+0,97	+1,40	+1,78	+2,40	+2,48	+3,23
		$c_p(T)$	-0,04	-0,04	-0,05	-0,04	-0,04	-0,06	-0,06	-0,05

Tabela B.1: Diferenças encontradas no cálculo do rendimento isoentrópico do compressor

Os erros apresentados na tabela são calculados por comparação com os dados da ref. [14]. Pode-se observar que o cálculo com calor específico dependente da temperatura praticamente elimina os erros na avaliação do rendimento do compressor, para toda a faixa de pressões e temperaturas pesquisadas. Os erros no cálculo com calor específico constante são bem maiores e crescem com a razão de pressões. Com base nestes resultados considerou-se justificável o aumento do esforço computacional para reduzir os erros, conforme mostrado na tabela.

Outra justificativa para o uso de calor específico variável no programa são os os erros no cálculo do rendimento da turbina geradora de gás. Quando se considera calor específico constante esses erros são maiores que os apresentados neste apêndice pois englobam as variações relativas à alteração da composição do gás durante o processo de combustão.

Apêndice C

Boletim de Resultado de Análise de Gás

O gás combustível usado nas turbinas instaladas em plataformas marítimas na Bacia de Campos é amostrado em cilindros e tem seus componentes quantificados e identificados através de análise cromatográfica. Pressão e temperatura no ponto de coleta são anotados e reproduzidos no laboratório para evitar a formação de condensado no interior do cilindro. Os resultados são apresentados na tabela C.1.

O boletim de resultado de análise de gás inclui, além das frações molares dos componentes, uma avaliação de uma série de parâmetros relativos à mistura de gases, tais como o peso molecular médio, o fator de compressibilidade, a viscosidade, a relação de calores específicos, o poder calorífico superior e inferior, entre outros. Esses dados foram omitidos na tabela C.1, apesar de serem emitidos normalmente junto com o resultado de cromatografia.

 PETROBRAS PETRÓLEO BRASILEIRO S.A. R P S E SUPROD/SELAD	BOLETIM DE RESULTADOS		N. 304.302/91
	SOLICITANTE: NELSON GUIMARAES		
	DIVISAO/SETOR: COPER II/SECOP		DATA: 05.07.91
	STQ: N. 110/91	DATA: 03.07.91	
EXECUTANTE			
SELAD/AREA: LABGAS		DATA RECEBIMENTO: 03.07.91	ANALISTA: LUIZ CARLOS
IDENTIFICACAO DA AMOSTRA			
MATERIAL ANALISADO: GAS NATURAL			
ORIGEM DA AMOSTRA: GAS COMBUSTIVEL		PLATAFORMA:	
LOCAL AMOSTRAGEM: V-00463 DE PCH-1			
DATA COLETA: 21.06.91			
TEMPERATURA (C): 63			
PRESSAO (kgf/cm2 g): 20			
TAG DO CILINDRO AMOSTRADOR: A-016			
N. DA ANALISE: 138/91			
OBJETIVO DA ANALISE			
PROCEDIMENTO			
NORMA N-2057 (MODIFICADA)			
RESULTADO			
*** ANALISE CROMATOGRAFICA ***			
COMPONENTES	FRACAO MOLAR		
C1	:0.811610		
C2	:0.081464		
C3	:0.041574		
iC4	:0.007087		
nC4	:0.012673		
iC5	:0.003217		
nC5	:0.005383		
nC6	:0.005840		
nC7	:0.003780		
nC8	:0.002148		
nC9	:0.000968		
nC10	:0.000579		
nC11	:0.000114		
nC12	:0.000000		
N2	:0.006836		
CO2	:0.005829		
H2O	:0.010899		
O2	:0.000000		
2,2 Dimetil C3	:0.000000		
SOMA	:1.000000		

Tabela C.1: Boletim de resultado de análise de gás

Apêndice D

Diferenças Encontradas no Cálculo com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura – Turbina HSB THM 1304

Este apêndice apresenta resultados comparativos entre o método de cálculo de variáveis desenvolvido neste trabalho e o método simplificado da ref. [7].

Os valores mostrados na figura D.1 representam as diferenças percentuais entre os parâmetros de desempenho avaliados conforme a ref. [7] em relação ao procedimento desenvolvido neste estudo. No gráfico da figura as variações são investigadas em toda a faixa de rotações da turbina Hispano-Suiza THM 1304, tomados como dados de entrada para o programa os valores fornecidos pelo fabricante. As grandes diferenças encontradas no fluxo de ar e na potência do gás são consequência da hipótese utilizada neste trabalho de que a vazão de ar de resfriamento não é da mesma ordem de grandeza do fluxo de combustível.

Os parâmetros apresentados na figura D.1 são basicamente os mesmos da figura D.2. A diferença é que nesta última foi considerada uma vazão de ar de resfriamento da mesma magnitude do fluxo de combustível, com o objetivo de reduzir a influência deste fator nas

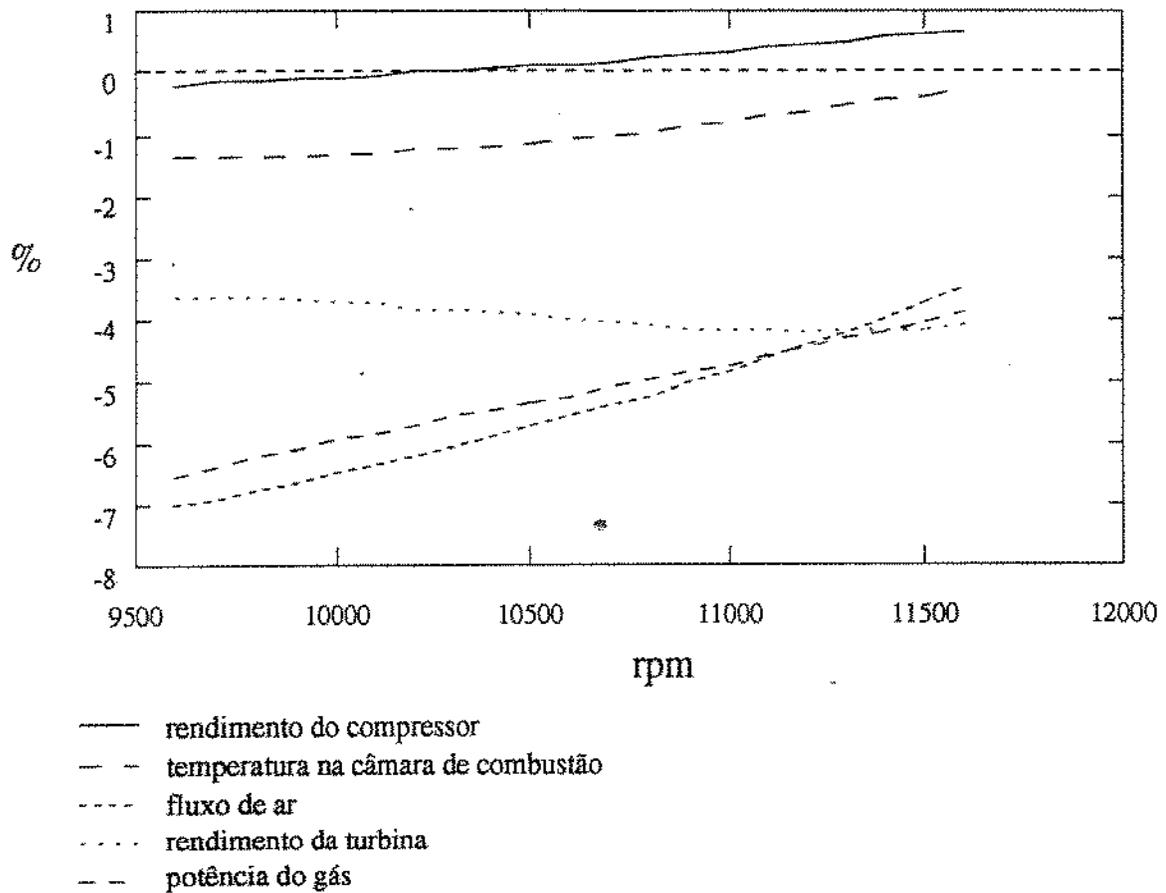


Figura D.1: Diferença percentual nos parâmetros de desempenho calculados conforme a ref. [7] em relação ao método do programa

variações encontradas no gráfico anterior.

O gráfico da figura D.2 não pretende representar variações causadas unicamente pela consideração do calor específico dependente da temperatura. Existem várias diferenças entre os dois procedimentos de cálculo que impedem que este objetivo seja alcançado plenamente. Na ref. [7] aproxima-se pressões e temperaturas totais por estáticas, considera-se a perda de carga na câmara de combustão constante (em porcentagem da pressão de entrada) para toda a faixa de rotações e supõe-se os fluxos de ar de resfriamento e de combustível como idênticos em qualquer condição operacional.

O rendimento do compressor calculado pelos dois métodos aproxima-se muito mais do que o rendimento da turbina geradora de gás, que sofre maior influência da variação do calor específico e das diferenças mencionadas acima sobre os procedimentos de cálculo.

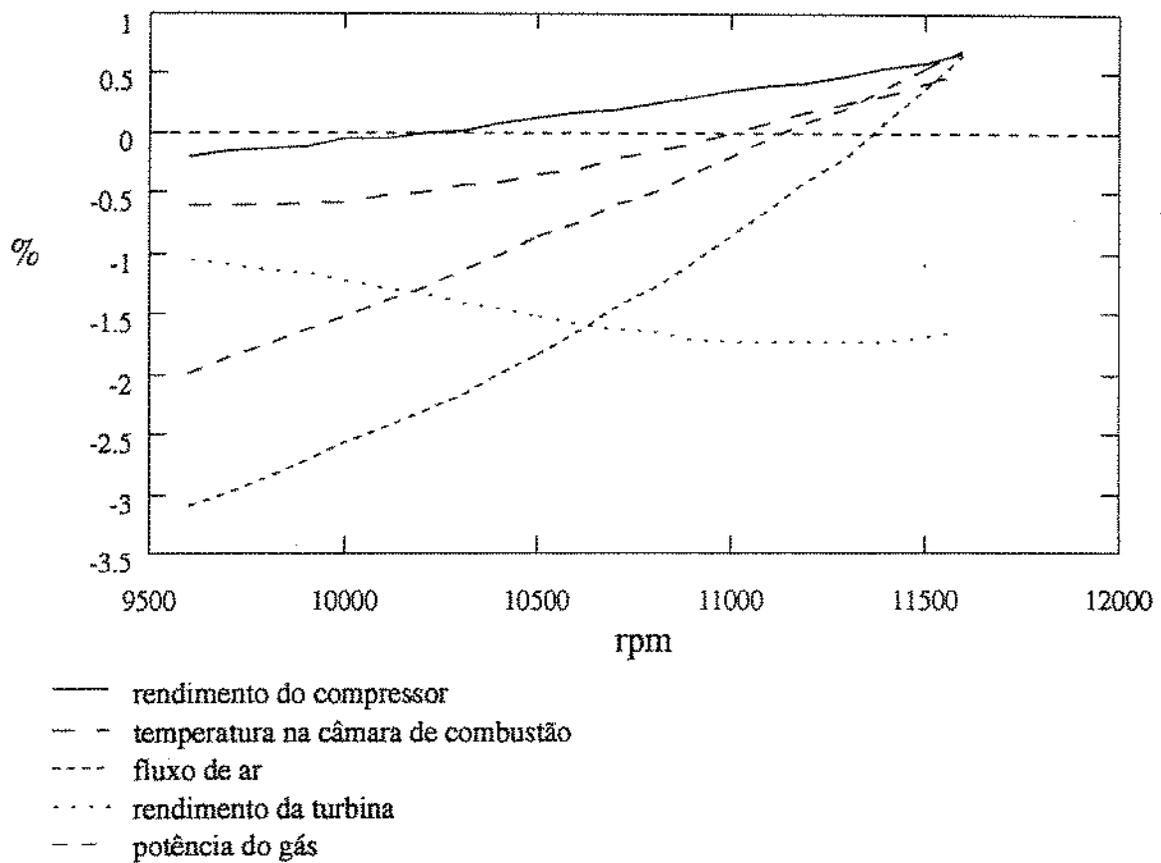


Figura D.2: Diferença percentual nos parâmetros de desempenho calculados com calor específico constante e com calor específico variável

Nos dois gráficos não existe variação significativa na temperatura da câmara de combustão, apesar desse parâmetro ser diretamente afetado por quase todas as diferenças nos métodos de cálculo. A explicação está na pequena influência que esta variável sofre das demais, como é mostrado na tabela 4.3. A representação gráfica da queda de temperatura na turbina geradora de gás indicaria variações percentuais muito mais acentuadas entre as duas formas de avaliação de variáveis.

Apêndice E

Diferenças Encontradas entre as Linhas Base do Fabricante e as Obtidas com Calor Específico Constante e com Calor Específico Dependente da Temperatura – Turbina HSB THM 1304

A figura E.1 apresenta a diferença percentual das linhas base da temperatura da câmara de combustão e do fluxo de ar calculados pelo método da ref. [7] e pelo procedimento desenvolvido neste trabalho, em relação à linha base fornecida pelo fabricante. Nos dois casos e em toda a faixa de rotações a diferença é maior quando os dados de entrada são processados segundo o programa deste estudo. Os dados originais da turbina são, entretanto, suspeitos (o equilíbrio de potência entre compressor e turbina geradora de gás, por exemplo, não é atingido quando se utiliza tais valores como referência para cálculo), não permitindo conclusões sobre a precisão de qualquer um dos sistemas.

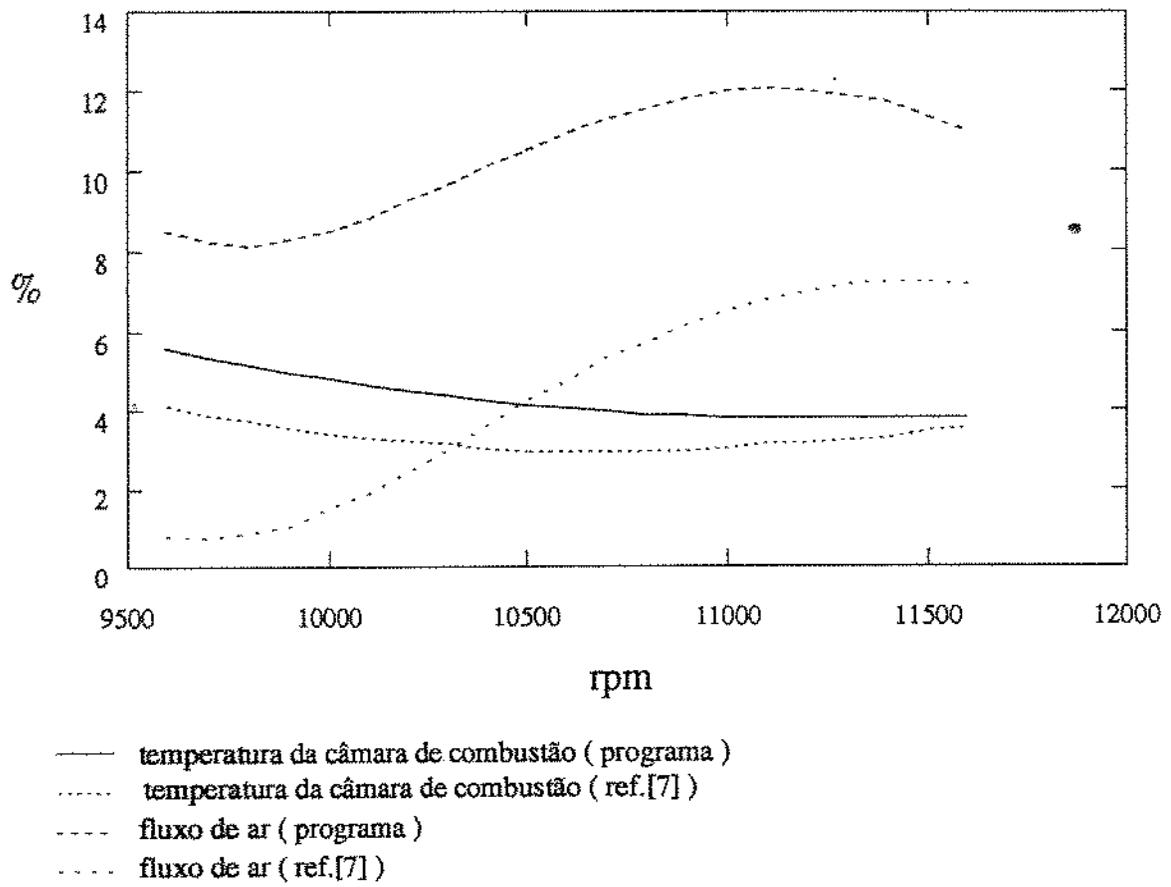


Figura E.1: Diferença percentual em relação às linhas base do fabricante de parâmetros de desempenho calculados conforme a ref. [7] e pelo método do programa

Apêndice F

Incertezas Assumidas na Medição das Variáveis

A incerteza de um parâmetro experimental dependente é calculada por,

$$\sigma(P) = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial P}{\partial x_i} \sigma(x_i) \right)^2} \quad (\text{F.1})$$

onde P = parâmetro calculado

x_i = variáveis medidas

$\sigma(x_i)$ = incerteza medida ou estimada da variável x_i

No programa as variáveis medidas são pressão e temperatura de descarga do compressor, pressão e temperatura entre turbinas e fluxo de combustível. As incertezas assumidas para estes parâmetros foram retiradas da ref. [7]

$$\begin{aligned} \sigma(T_2) = \sigma(p_2) = \sigma(T_{04}) = \sigma(p_4) &= 2\% \\ \sigma(\dot{m}_{cb}) &= 2,5\% \end{aligned} \quad (\text{F.2})$$

Os erros de instrumento dependem fortemente do sistema de medição específico de cada planta. Os valores considerados acima servem apenas como exemplo e como uma primeira aproximação. Dados mais realistas devem ser considerados para se aumentar a confiabilidade do sistema de diagnose.

Em um esquema de leitura em que todos os dados necessários para o cálculo dos parâmetros dependentes estão disponíveis, estima-se as incertezas das variáveis calculadas

pelo programa através da equação F.1. As derivadas parciais da equação são aproximadas pelos coeficientes de sensibilidade da tabela 4.3. Como resultado tem-se

$$\begin{aligned}\sigma(\dot{m}_{ar}) &= 3,95\% \\ \sigma(T_{04}) &= 1,68\% \\ \sigma(\eta_t) &= 4,1\% \\ \sigma(\eta_c) &= 4\% \\ \sigma(EGkW) &= 3,32\%\end{aligned}\tag{F.3}$$

A matriz de falhas (tabela 4.2) utiliza os valores de incerteza indicados pelas relações F.2 e F.3 como limites de variação dos parâmetros. Uma variável que se desvie da linha de equilíbrio de um valor superior a sua incerteza é considerada fora da linha base.

Nos esquemas de leitura em que não estão disponíveis todos os instrumentos necessários, as incertezas calculadas pela equação F.1 são menores que as reais, já que alguns valores de variáveis são assumidos, provocando desvios elevados. Para esses casos o programa considera uma equação alternativa para estimar as incertezas das variáveis calculadas, na qual os termos referentes aos parâmetros estimados são somados duas vezes como forma de simular uma incerteza maior para esses parâmetros (eq. F.4).

$$\sigma(P) = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial P}{\partial x_i} \sigma(x_i) \right)^2 + 2 \sum \left(\frac{\partial P}{\partial x_{i_N}} \sigma(x_{i_N}) \right)^2}\tag{F.4}$$

onde x_{i_N} = variável estimada

Um maior conhecimento da máquina e de sua instrumentação permite ao operador uma estimativa mais aprimorada das incertezas a serem utilizadas no caso de variáveis estimadas.

Além de determinar os erros cometidos na medição e no cálculo dos parâmetros termodinâmicos, o programa necessita identificar a todo instante, no módulo de diagnose, se uma determinada variável é ou não importante para o cálculo e se suas tendências têm ou não algum significado para a determinação da falha. Essa avaliação é feita segundo um critério único em todos os esquemas de leitura.

Em um equipamento com um diagnóstico tal que leve à estimativa de todas as variáveis não medidas no valor de linha base, a variação máxima entre um valor calculado e o valor correspondente da linha de equilíbrio é

$$\delta_{máx} = \sum \left| \frac{\partial P}{\partial x_i} \sigma(x_i) \right|\tag{F.5}$$

Se este valor for maior que a incerteza calculada pela equação F.4, considera-se que a variável é relevante para a análise de tendência, já que nesse caso, existem condições extremas de variações dos parâmetros medidos nas quais pode haver variação da tendência da variável calculada, mesmo quando todos os valores medidos estiverem dentro dos limites de incerteza. Esse critério é extrapolado para condições de variáveis medidas fora da linha base e, em todos os esquemas de leitura, pode ser resumido pela relação F.6

$$\text{se } \delta_{m\acute{a}x} > \sigma(P) \Rightarrow \begin{array}{l} \text{calcula variável e inclui} \\ \text{na análise de tendência} \end{array} \quad (\text{F.6})$$

Apêndice G

Linhas Base da Turbina Hispano-Suiza THM 1304

As linhas base dos diversos parâmetros foram desenvolvidas a partir dos dados de linha base fornecidos pelo fabricante, para a faixa de rotação de 9600 a 11600 rpm. Os valores de pressão entre turbinas foram estimados de forma a manter o rendimento da turbina geradora de gás próximo do rendimento da turbina livre. As linhas base dos parâmetros calculados está de acordo com os valores fornecidos pelo programa, tendo como dados de entrada as linhas base dos parâmetros medidos.

Os valores listados neste apêndice servem de referência para todos os exemplos desenvolvidos neste trabalho, mas não correspondem a uma máquina real, apesar de serem oriundos de um modelo específico de turbina a gás. Os dados de pressão entre turbinas fornecidos pelo fabricante, por exemplo, se empregados no cálculo termodinâmico, levam a rendimentos acima de 100 % na turbina geradora de gás e abaixo de 40 % na turbina de potência.

Para o desenvolvimento do modelo de diagnose as linhas base dos diversos parâmetros foram aproximadas por polinômios do segundo grau. Esta aproximação leva a pequenos erros que devem ser eliminados através de curva que ajuste com maior precisão as curvas reais dos parâmetros, pois pequenas diferenças podem levar a diagnósticos imprecisos. Os coeficientes utilizados são apresentados na tabela G.1.

parâmetro	a	b	c
p_2 [bar]	25	-30,1	11,91925
T_2 [°C]	650	-893	770,39
p_4 [bar]	6,742	-10,12204	4,9384112
T_{04} [°C]	4.437,5	-8.367,05	4.712,448
\dot{m}_{cb} [kg/s]	6,35	-11,297	5,29296
η_c	-2	4,21	-1,3504
T_{03} [K]	4.675	-8.491,5	4824,46
\dot{m}_{ar} [kg/s]	-15	125,3	-77,264
η_t	-1,8	3,986	-1,38568
$EGkW$ [kW]	117.050	-205.881	92.459,48

Tabela G.1: Coeficientes usados nas linhas base

Equação utilizada: $parâmetro = a(rpm/10.000)^2 + b(rpm/10.000) + c$

Apêndice H

Fluxograma do Programa

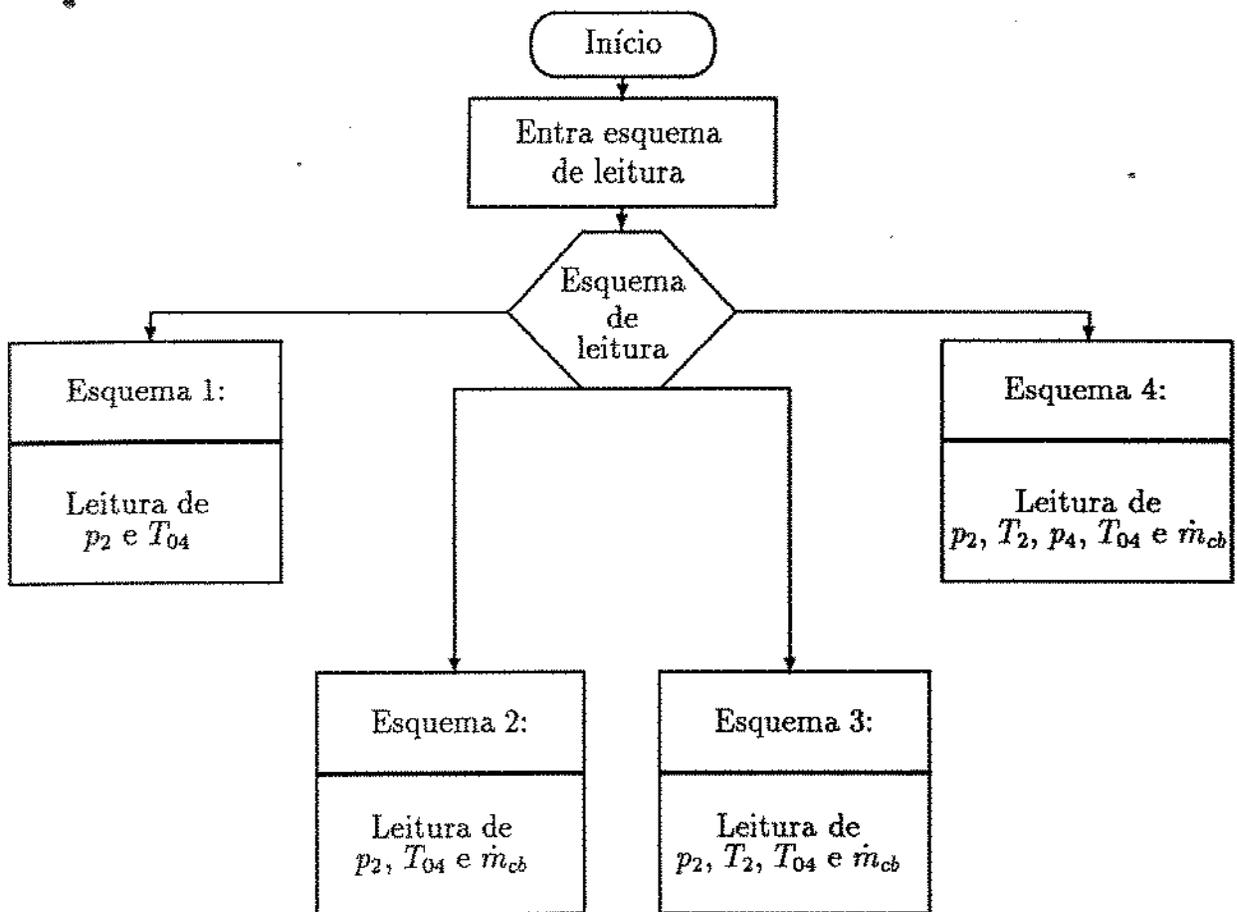


Figura H.1: Programa principal

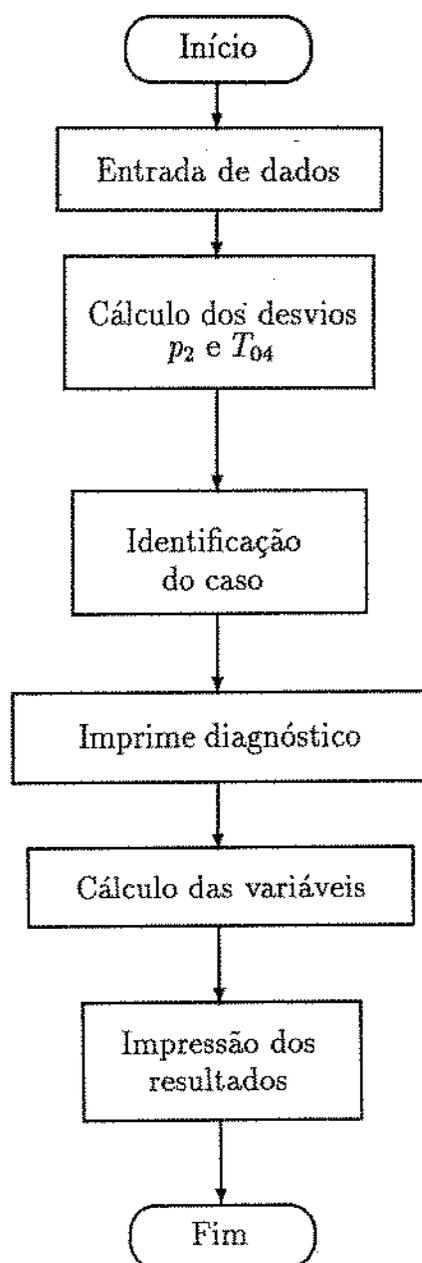


Figura H.2: Esquema com leitura de p_2 e T_{04}

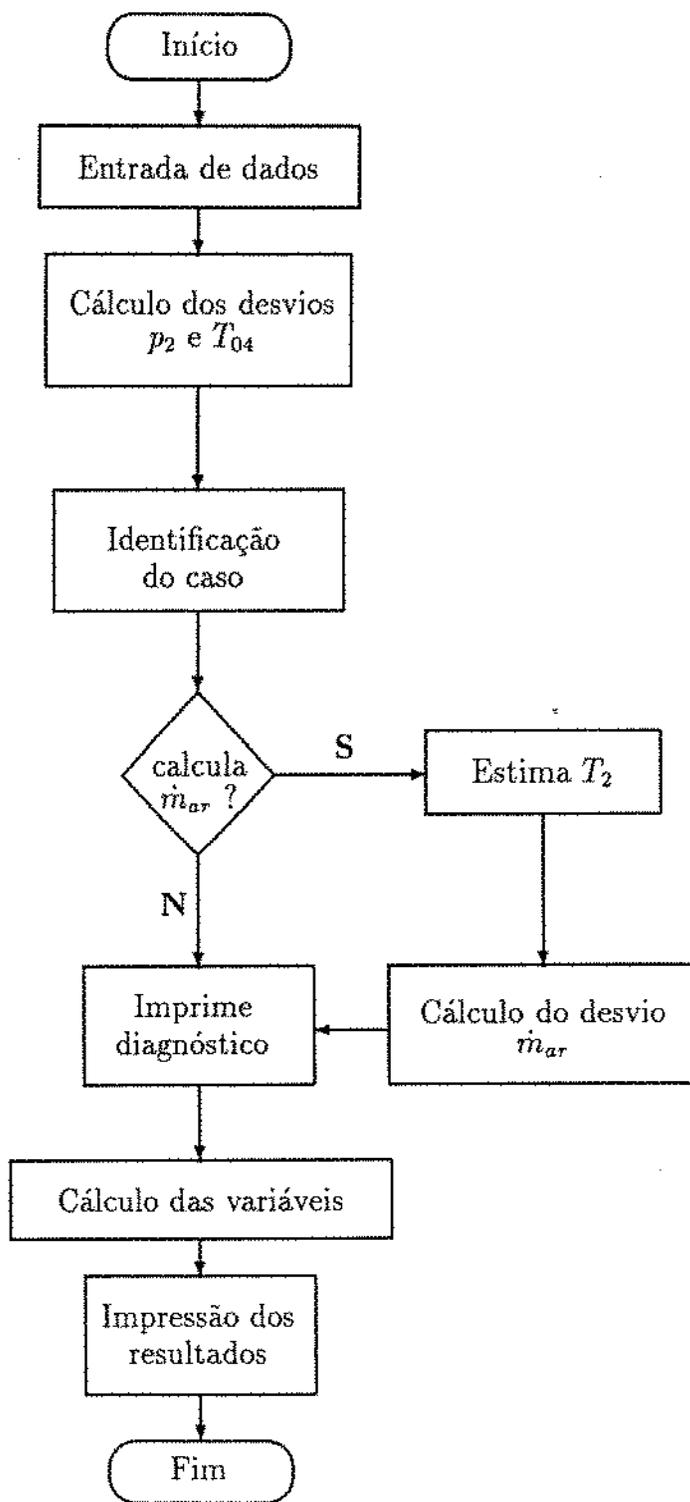


Figura H.3: Esquema com leitura de p_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb}

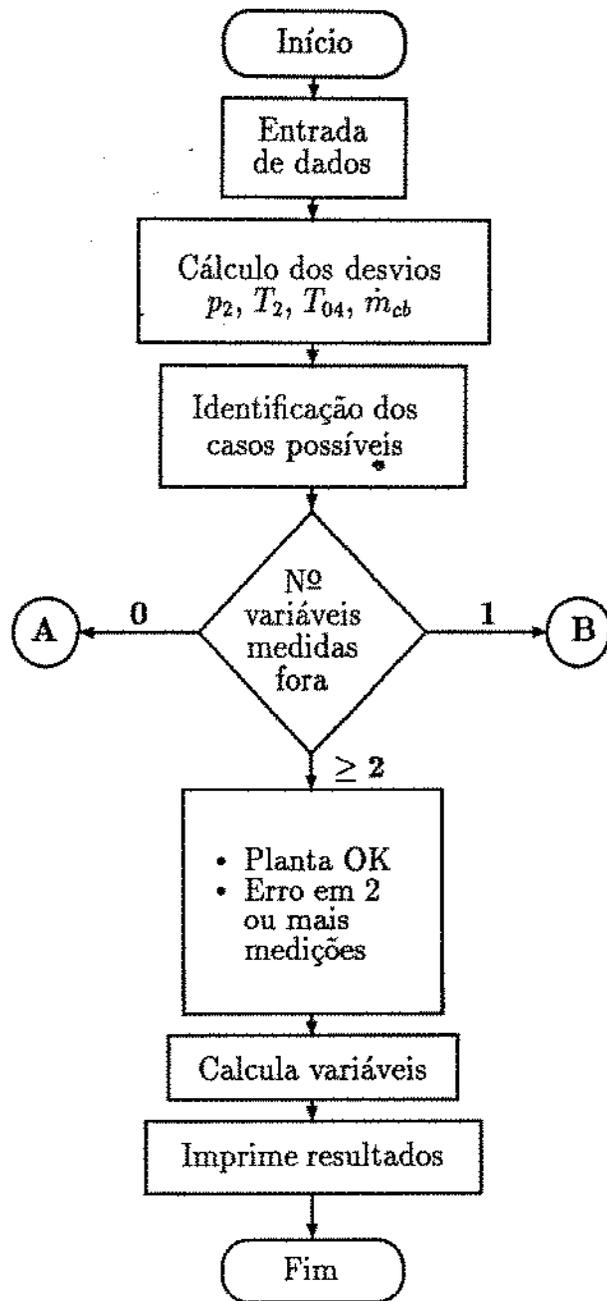


Figura H.4: Esquema com leitura de p_2, T_2, T_{04} e \dot{m}_{cb}

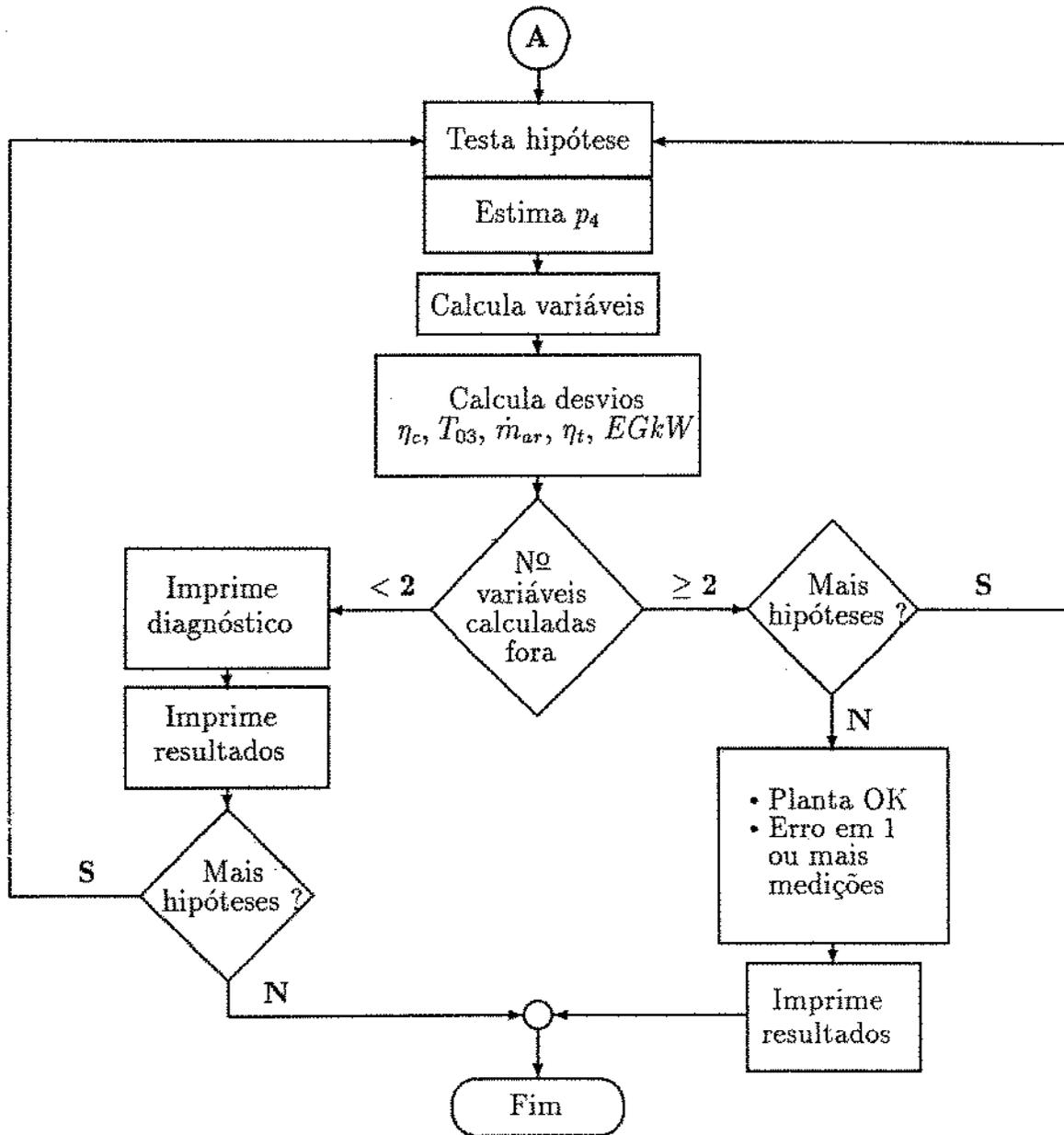


Figura H.5: Esquema com leitura de p_2 , T_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)

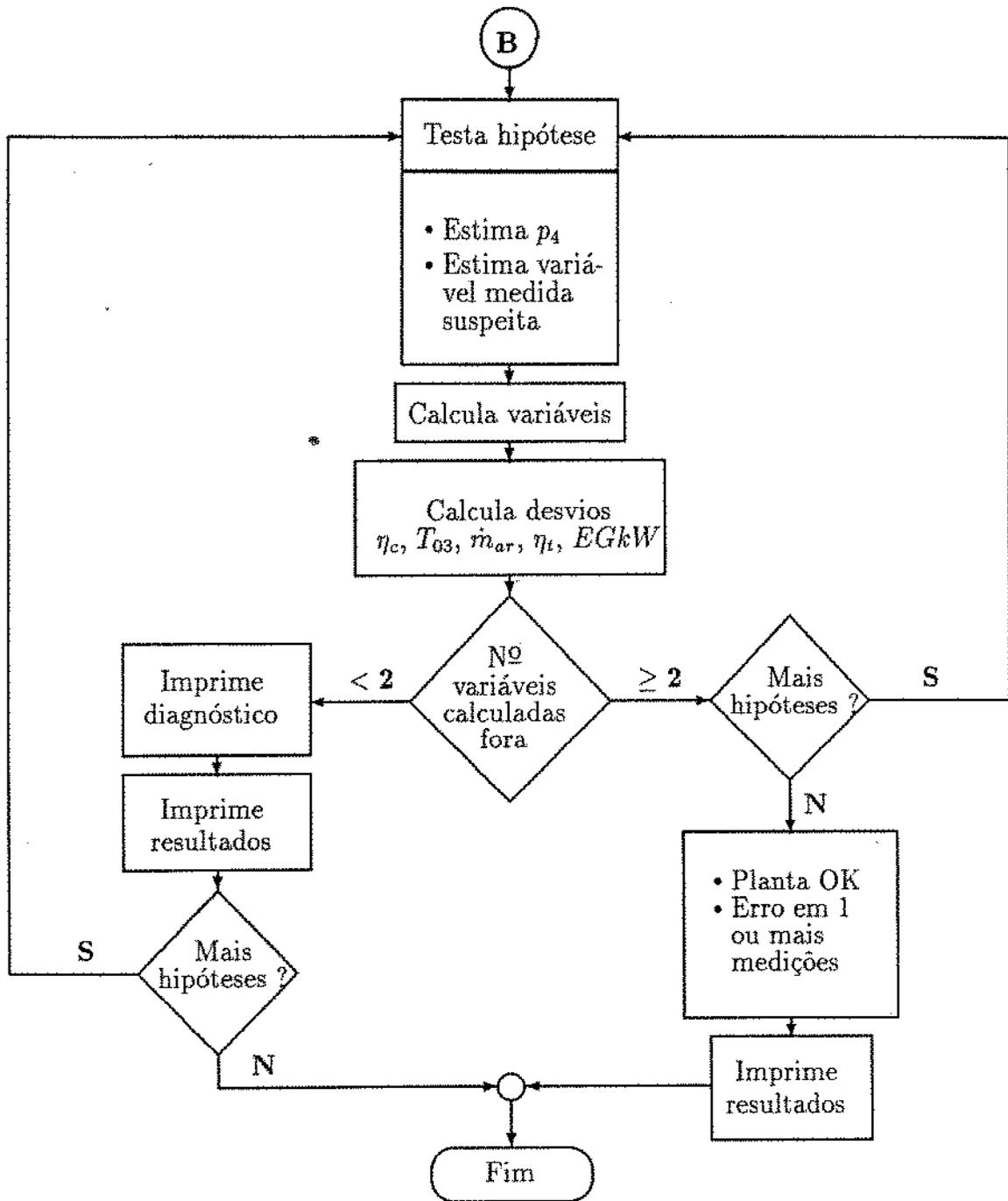


Figura H.6: Esquema com leitura de p_2 , T_2 , T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)

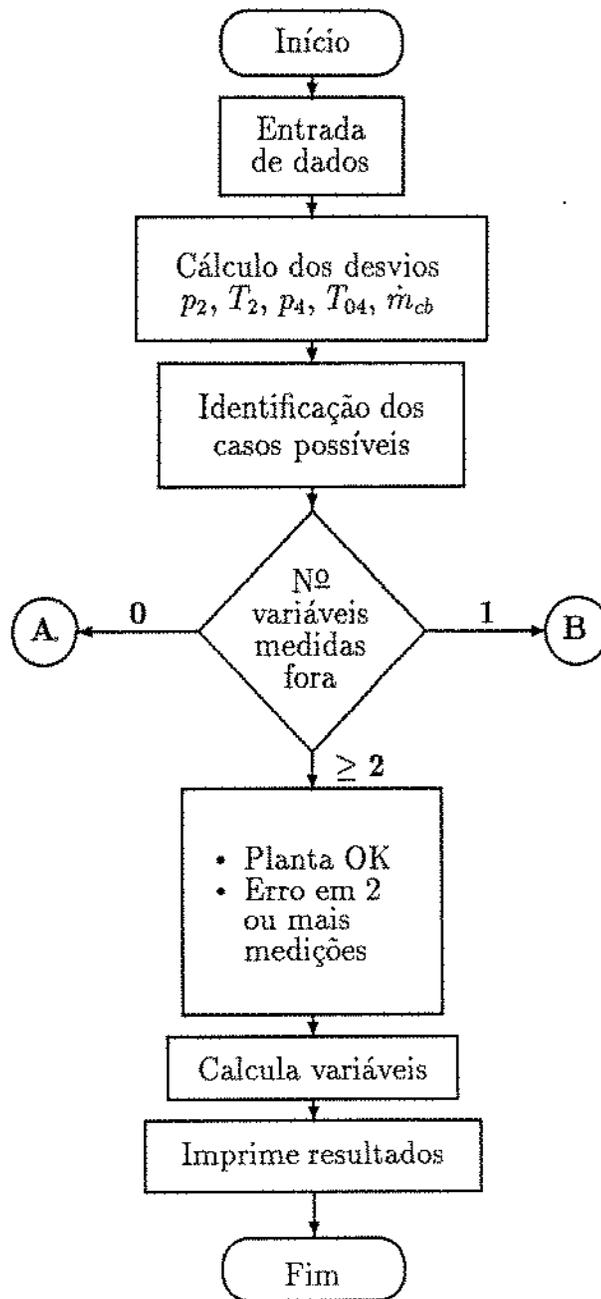


Figura H.7: Esquema com leitura de p_2, T_2, p_4, T_{04} e \dot{m}_{cb}

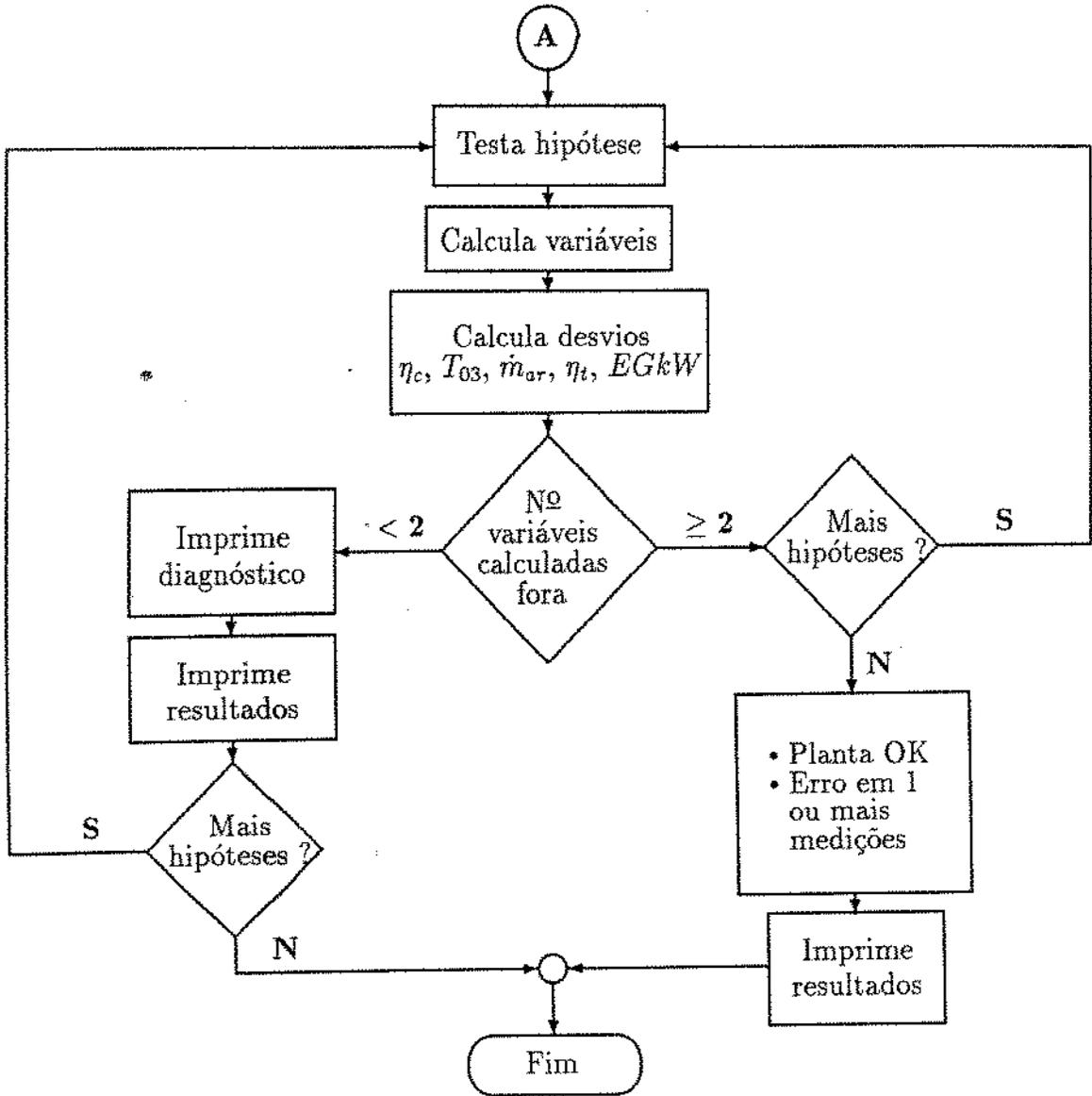


Figura H.8: Esquema com leitura de p_2 , T_2 , p_4 , T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)

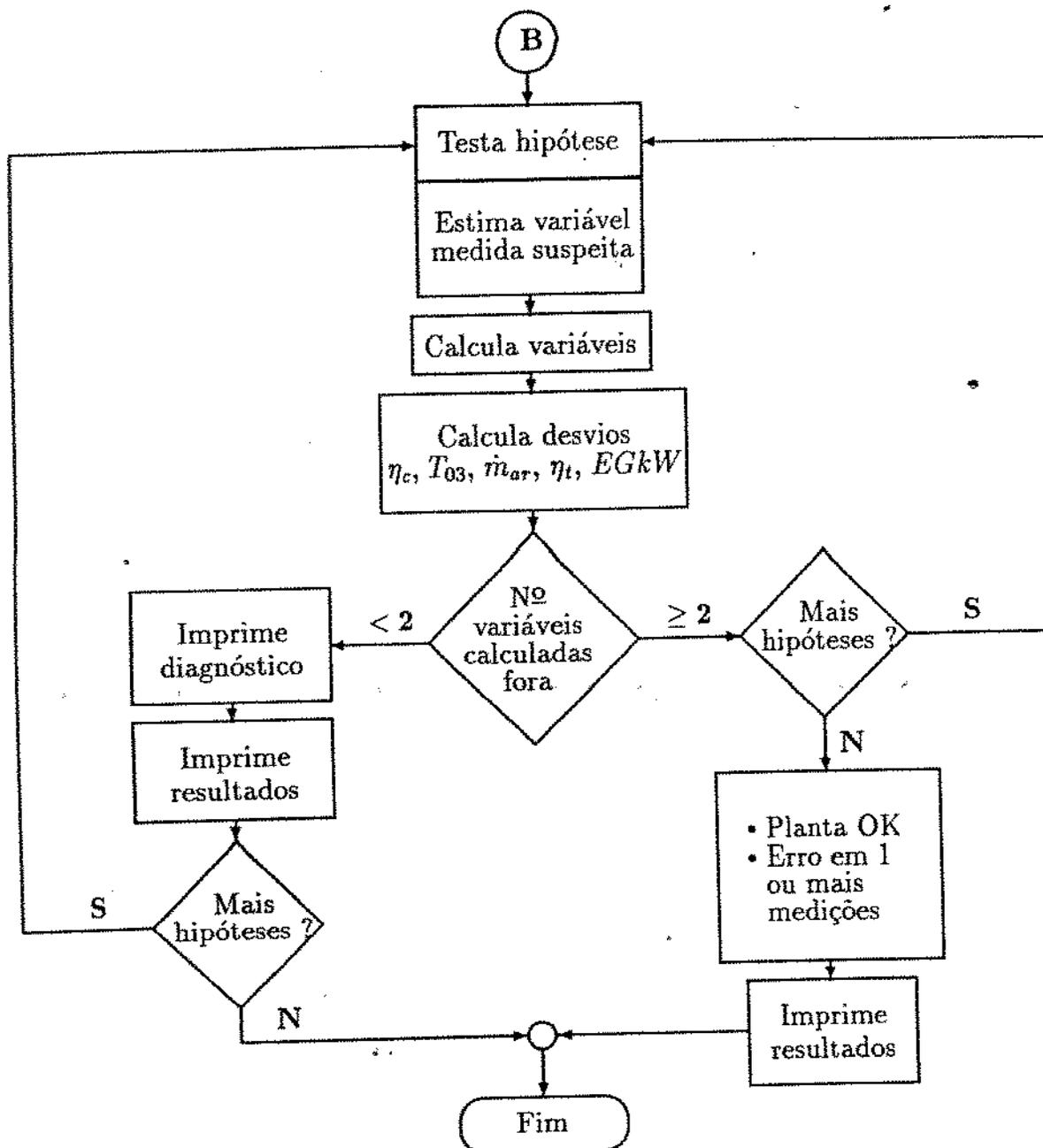


Figura H.9: Esquema com leitura de p_2 , T_2 , p_4 , T_{04} e \dot{m}_{cb} (cont.)