

Luiz Otávio Amaral Affonso

**Avaliação de Desempenho de
Turbomáquinas de Refinarias de
Petróleo e Petroquímicas**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Mestre
em Engenharia**

São Paulo

2005

Luiz Otávio Amaral Affonso

**Avaliação de Desempenho de
Turbomáquinas de Refinarias de
Petróleo e Petroquímicas**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Mestre
em Engenharia**

**Área de concentração: Engenharia
Mecânica de Energia e Fluidos**

**Orientador: Prof. Dr. Sílvio de Oliveira
Júnior**

São Paulo

2005

RESUMO

O correto funcionamento da enorme quantidade de turbomáquinas existentes nas indústrias de processo, em particular, nas refinarias de petróleo, é crítico para a produção e economicidade dessas empresas. Deste modo, torna-se imprescindível a existência de mecanismos de avaliação, no campo, das condições de funcionamento dos equipamentos mais importantes.

O objetivo deste trabalho é sistematizar e propor procedimentos de teste de desempenho de turbomáquinas em operação em plantas de processo de refinarias de petróleo e petroquímicas, compatibilizando os requisitos normativos dos testes em bancada, mais rigoroso por princípio, com as limitações encontradas nas instalações reais, de modo a ser possível avaliar se o desempenho do equipamento é similar ao original. São apresentados procedimentos para avaliação de desempenho de bombas centrífugas, compressores centrífugos, turbinas a vapor e turbinas a gás.

ABSTRACT

The performance of the great number of turbomachines that can be found in the process industry, especially oil refining and petrochemical is critical for the production and economy of these companies. Procedures for field performance testing of these critical machines are deemed necessary.

The objective of this document is the systematization and proposal of field performance tests procedure for the turbomachines that can be found in process plants in the refining and petrochemical industries. These procedures should take in account the specifications for a factory performance test, that can be done more precisely, with the limitations found in the field, in such a way that it should be possible to determine if the performance of the machine is similar to the original. Procedures for field tests of centrifugal pumps, centrifugal compressors, steam turbines and gas turbines are presented.

SUMÁRIO

Lista de figuras	vi
Lista de tabelas	xi
Lista de símbolos	xii
Introdução	1
1. A importância industrial do desempenho das turbomáquinas	2
1.1. Fatores organizacionais	3
1.2. Monitoração de desempenho	15
1.3. Monitoração de vibração	18
1.4. Outros parâmetros a monitorar	23
2. Revisão de literatura	26
2.1. Testes de campo	26
2.2. Análise Dimensional e Similaridade de Fluxo	27
2.3. Equação da Energia	32
3. Procedimentos de Teste de Campo	35
3.1. Testes de Fábricas e no Campo	35
3.2. Bombas Centrífugas	44
3.3. Avaliação de Desempenho de Bombas Centrífugas	60
3.4. Compressores Centrífugos	70
3.5. Avaliação de Desempenho de Compressores Centrífugos	84
3.6. Turbinas a Vapor	99
3.7. Avaliação de Desempenho de Turbinas a Vapor	107
3.8. Turbinas a Gás	117
3.9. Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás	132
4. Conclusões e Recomendações	141
5. Referências Bibliográficas	142
6. Anexo 1 – Modelos Termodinâmicos	
7. Anexo 2 – Listagens dos programas e planilhas	
8. Anexo 3 – Transferência de energia nas Turbomáquinas	

LISTA DE FIGURAS

número	título
1.1	Gráfico de tendências indicando o desvio do altura manométrica e da eficiência politrópica de um grande soprador de ar ao longo do tempo
1.2.	Tendência da vibração de uma grande bomba de captação de água para uma indústria de processo
2.1	Eficiência e formato do rotor de bombas centrífugas em função de N_s
2.2	Eficiência de compressores em função de N_s
3.1	Ilustração de um arranjo de sistema utilizado para teste de compressores centrífugos
3.2	Ilustração dos requisitos normativos para posicionamento de instrumentos de medição de pressão e temperatura de descarga para teste de um compressor centrífugo
3.3	Bomba centrífuga multi-estágios instalada numa bancada para teste de desempenho
3.4	Compressor centrífugo instalado na bancada para testes de desempenho e de funcionamento mecânico
3.5	Curva característica típica
3.6	Ilustração do aumento esperado de eficiência de bombas centrífugas em função de melhorias do acabamento interno
3.7	Interior da carcaça de uma bomba centrífuga mostrando reparo com solda na voluta
3.8	Ilustração da relação entre as diversas fontes de perdas de eficiência nua bomba centrífuga
3.9	Ilustração do colapso de uma bolha de vapor com a incidência de um micro-jato de fluido sobre a superfície sólida

- 3.10 Rotor de bomba centrífuga que trabalhava com água mostrando sinais de dano por cavitação
- 3.11 Bomba centrífuga cuja carcaça explodiu devido à vaporização do fluido causada pela operação com a sucção e descarga bloqueadas
- 3.12 Ilustração da recirculação que ocorre no interior do rotor quando em operação com vazão reduzida
- 3.13 Vazão mínima de bombas centrífugas
- 3.14 Rotor de bomba de água com danos causados pelo vórtice formado pela recirculação na descarga
- 3.15 Ilustração do requisito normativo para arranjo das tomadas para medição de pressão de sucção e descarga durante o teste de uma bomba
- 3.16 Resultado de teste de desempenho de duas bombas centrífugas, uma das quais não conseguia atender às necessidades do processo
- 3.17 Rotor danificado por corpo estranho
- 3.18 Redução da altura manométrica observada na bomba danificada
- 3.19 Redução da eficiência
- 3.20 Canais de retorno do difusor do quinto estágio, mostrando o dano ocorrido devido ao seu deslocamento
- 3.21 Difusor mostrando os canais de retorno em bom estado
- 3.22 Curva de desempenho para duas bombas operando em paralelo e os resultados dos testes
- 3.23 Testes com as mesmas bombas acima, em ocasião em que foi possível a operação de uma máquina de cada vez
- 3.24 Curvas características de um compressor centrífugo
- 3.25 Ilustração do efeito da compressibilidade do gás na vazão volumétrica aspirada por cada estágio do compressor

- 3.26 Um compressor centrífugo multi-estágios, onde pode ser vista a influencia da compressibilidade do gás na largura dos rotores
- 3.27 Ilustração da recirculação localizada num rotor (“stall”)
- 3.28 Curva de desempenho de um compressor controlado por variação de velocidade
- 3.29 Pás guia na sucção de um compressor
- 3.30 Desempenho de um compressor com IGV
- 3.31 Difusor ajustável
- 3.32 Desempenho de um compressor com difusor ajustável
- 3.33 Controle anti-”surge” em compressor de velocidade variável
- 3.34 Ilustração do conceito de utilização de diversas linhas de controle na proteção anti-”surge”
- 3.35 Erros no cálculo de performance a partir do modelo de gás ideal
- 3.36 Erro no cálculo do teste em função da incerteza da composição do gás, gás úmido de UFCC, 1º estágio
- 3.37 Variação das curvas de desempenho com a composição do gás
- 3.38 Típico sistema de compressão
- 3.39 Registro da pressão de descarga, vazão e rotação do compressor, mostrando a redução de pressão e vazão mesmo com o aumento da rotação
- 3.40 Registro do aumento de vibração do compressor
- 3.41 Incrustação no difusor
- 3.42 Incrustação de cloreto de amônia no rotor
- 3.43 Difusores do primeiro estágio de um compressor
- 3.44 Comparação do ponto de operação do compressor acima com as suas curvas originais

- 3.45 Desempenho de compressor centrífugo onde houve falha de fabricação de um dos diafragmas
- 3.46 Diafragma fabricado com canais de retorno na posição invertida
- 3.47 Ilustração do diagrama entalpia (ordenadas) - entropia (abscissas) de um estágio de uma turbina
- 3.48 Relação entre pressão do primeiro estágio e vazão de vapor
- 3.49 Ilustração do efeito da água condensada nas palhetas da turbina
- 3.50 Bocal expensor danificado pelo desgaste
- 3.51 Turbina de múltiplos estágios com a primeira fileira de palhetas danificada
- 3.52 Palhetas de uma turbina de alta pressão com depósitos de sílica oriundos do tratamento de água
- 3.53 e 3.54 Ilustração das correções que devem ser aplicadas à eficiência calculada em função do desvio das condições de projeto
- 3.55 Sistema de uma turbina de condensação típica
- 3.56 Comparação do “heat rate” calculado com a curva de desempenho original da turbina
- 3.57 Tipos construtivos básicos das turbinas a gás
- 3.58 Comportamento do torque com a rotação para turbinas a gás de 1 e 2 eixos comparadas com um motor de combustão interna
- 3.59 Ilustração esquemática de um sistema de geração de eletricidade com uma turbina a gás de ciclo simples
- 3.60 Diagrama Entalpia-Entropia para o ciclo Brayton
- 3.61 Mapa de performance de turbina a gás de 1 eixo
- 3.62 Correção da potência e eficiência de uma turbina a gás em função da temperatura de sucção do compressor

- 3.63 Correção da potência fornecida por uma turbina a gás em função de altitude e/ou pressão atmosférica
- 3.64 Correção da eficiência e potência fornecida por uma turbina a gás em função da umidade relativa do ar
- 3.65 Efeito do Poder Calorífico Inferior e do tipo de combustível na potência de uma turbina a gás
- 3.66 Mapa de performance típico do compressor com a linha de operação para eixo único
- 3.67 Mapa de performance típico da turbina de eixo único
- 3.68 Mapa de performance típico do compressor com linha de operação para eixo duplo
- 3.69 Mapa de performance típico para as turbinas geradoras de gás e de potência operando em série
- 3.70 Ilustração dos diferentes locais onde pode ser medida a temperatura de entrada dos gases na turbina
- 3.71 Ilustração do efeito da temperatura de entrada da turbina (“firing temperature”) na eficiência de um ciclo simples e um ciclo combinado
- 3.72 Ajuste dos componentes da turbina a gás
- 3.73 Desvios dos parâmetros operacionais em função da formação de depósito no compressor para as turbinas General Electric LM2500 e Solar CENTAUR
- 3.74 Efeito do depósito no compressor na performance global da turbina a gás

LISTA DE TABELAS

número	título
1.1	Relação entre Custo de Energia e Preço de Compra de Bombas Centrífugas com várias potências
1.2	Relação entre Consumo de Energia e Preço de Compra para Compressores Centrífugos de várias potências
3.1	Efeito da montagem reversa do rotor. Variação percentual em relação à montagem correta, no ponto de eficiência máxima em bombas de um estágio
3.2	Precisão aceitável dos instrumentos e variação admissível das leituras durante os testes
3.3	Oscilação admissível nas variáveis de processo
3.4	Cálculo da destruição de exergia do vapor ao passar pela válvula de controle
3.5	Efeito de erro na temperatura do vapor no cálculo da eficiência da turbina
3.6	Variação permissível das condições de projeto e flutuações admissíveis durante um teste de desempenho em bancada
3.7	Resumo das condições de operação de uma turbina a vapor
3.8	Resumo das condições de operação
3.9	Parâmetros adimensionais para o acompanhamento de performance de turbinas a gás
3.10	Variação máxima permissível das condições operacionais durante um teste de desempenho
3.11	Comparação dos valores calculados com os dados de catálogo

LISTA DE SÍMBOLOS

Nota sobre a nomenclatura – Alguns termos consagrados foram mantidos no idioma original. Este é o caso de “heat-rate”, “surge” e outros.

A	área, m ²
BEP	vazão correspondente à de maior eficiência de uma turbomáquina, m ³ /h ou m ³ /d
c	velocidade absoluta do fluido, m/s
c	calor específico, kJ/kg.°C
d	relação entre a densidade do fluido na temperatura considerada e a densidade de água a 20°C.
D, d	diâmetro, m ou mm
d'	distância entre duas palhetas subseqüentes na região de saída, tomada numa direção perpendicular à superfície da palheta, m ou mm
F	força, N
H	energia transferida num fluxo de fluido, medida em energia por unidade de massa de fluido, kJ/kg
h	entalpia específica, kJ/kg
I	Corrente elétrica, A
k	expoente isoentrópico, adimensional
m	massa, kg
m'	fluxo de massa, kg/s
MW	peso molecular, kg/MOL
n	expoente politrópico, adimensional
n	número de pás
NPSH	altura manométrica líquida positiva de sucção, m

Ns	velocidade específica
P	potência, kW
P _i	potência total fornecida ao rotor pelo eixo ou exercida pelo fluido, kW
P _u	potência útil fornecida ao fluido ou absorvida pelo rotor, kW
Q	vazão volumétrica, m ³ /h, fluxo de calor, kW
R	constante universal dos gases
R	grau de reação, adimensional
r ₁ e r ₂	raio de entrada e saída do fluido, m ou mm
rpm	rotações por minuto
SSS	velocidade específica de sucção
T	temperatura, °C ou K
t	tempo, h ou s
T	torque, N.m
TMEF	Tempo médio entre falhas, mês ou ano
u	velocidade periférica do rotor, m/s
v	velocidade, m/s
V	Voltagem, V
v	volume específico, m ³ /kg
VP	Valor presente, R\$
W	trabalho, J
Z	fator de compressibilidade
α	ângulo do rotor, °
β	ângulo de entrada ou saída do fluido, °
φ	fator de potência do motor elétrico, °

η	eficiência, adimensional
μ	escorregamento (adimensional), viscosidade, cP
ρ	massa específica, kg/m ³
ω , N	velocidade angular do rotor, rad/s, RPM

subscritos

0	imediatamente antes da entrada do rotor
1	na região da entrada do rotor
2	na região da saída do rotor
3	imediatamente após a saída do rotor
e	referente a Euler
h	hidráulico
i	ideal
p	politrópico
r	na direção radial
u	na direção circunferencial, útil

INTRODUÇÃO

O correto funcionamento da enorme quantidade de turbomáquinas existentes nas indústrias de processo é crítico para a produção e economicidade dessas empresas. Deste modo, torna-se imprescindível a existência de um mecanismo de avaliação da condição de funcionamento dos equipamentos mais importantes.

Uma simples avaliação periódica do nível de vibração e do estado do óleo das máquinas não é mais suficiente no atual cenário de alta competitividade a que a indústria está sujeita.

Um sistema moderno de gerenciamento dos equipamentos de uma indústria deve conter elementos que permitam a otimização do resultado global da indústria. Isso compreende otimização de projetos e especificações de compra, testes de recebimento, padrões de armazenamento e instalação e procedimentos de operação e manutenção.

A situação mais comum para os especialistas em manutenção e confiabilidade de máquinas é ter que lidar com os problemas de instalações existentes, otimizando a operação e manutenção de máquinas já instaladas.

O objetivo desse trabalho é sistematizar e propor procedimentos de teste de desempenho de turbomáquinas no campo, compatibilizando os requisitos dos testes feitos em bancada, mais rigorosos, por princípio, com as limitações encontradas nas instalações reais, de modo a ser possível avaliar se o desempenho do equipamento é similar ao original.

Este trabalho teve sua origem na necessidade detectada pelo autor de sistematizar os procedimentos de testes de desempenho de turbomáquinas no campo. Esta necessidade surgiu como decorrência do seu trabalho, desde 1985, na área de aumento de confiabilidade e solução de problemas de turbomáquinas das refinarias da PETROBRAS, especialmente na Refinaria Presidente Bernardes, em Cubatão/SP. Esta foi a fonte da maior parte dos dados de campo.

CAPÍTULO 1 – A IMPORTÂNCIA INDUSTRIAL DO DESEMPENHO DAS TURBOMÁQUINAS

Este capítulo discute a estruturação e administração de um programa de avaliação e diagnóstico de problemas de desempenho e de condição de turbomáquinas. Estão incluídos os fatores organizacionais que podem colaborar para o sucesso do programa, uma discussão das estratégias para monitoração de desempenho e vibração das máquinas e discussão de outros parâmetros a monitorar para aumentar a precisão da análise da condição da máquina.

A avaliação do desempenho das turbomáquinas de uma indústria de processo e o diagnóstico de eventuais problemas vem tendo cada vez maior importância. Essa maior importância decorre do fato de serem os processos produtivos desse tipo de indústria contínuos, situação em que paradas não programadas das máquinas levam a interrupções inesperadas da produção, com as consequências bem conhecidas de todos que trabalham nesse ramo: Podem ocorrer elevados prejuízos em função de perda de produção e dos custos de manutenção e possível perda de mercado, além da possibilidade de impactos ambientais e ameaças à segurança do pessoal e instalações da empresa.

O ambiente competitivo a que as empresas estão expostas hoje em dia requer uma otimização da utilização dos recursos disponíveis. Essa otimização só pode ser alcançada se for possível minimizar os custos de operação e manutenção das máquinas e maximizar a sua confiabilidade. Os custos decorrentes da operação e manutenção das máquinas rotativas ao longo da sua vida produtiva são em geral bem maiores que o custo de aquisição e instalação da máquina, não sendo incomum que somente o valor presente da energia consumida seja de 5 a 15 vezes maior que o preço inicial do equipamento.

A monitoração de desempenho e de condição tem um papel central nessa tarefa de reduzir custos de operação e manutenção e aumentar a confiabilidade das máquinas, principalmente se for considerado que os equipamentos modernos são projetados para operar cada vez mais próximos dos limites físicos dos materiais e componentes utilizados na sua construção.

Essa monitoração de condição e desempenho são mais bem aproveitadas se encaradas como ferramentas estatísticas de controle dos equipamentos, tendo o tratamento adequado para avaliar a situação atual e prever condições futuras, de modo a servir como fator auxiliar na decisão das condutas a adotar com relação às máquinas.

Benefícios extras da existência de um programa formal de avaliação e diagnóstico de problemas de máquinas rotativas incluem, além da redução do custo de manutenção e aumento de confiabilidade:

- a) Facilidade na análise de problemas crônicos, em função da grande quantidade de informações que ficam disponíveis;
- b) Ampliação do conhecimento do pessoal da empresa, incluindo capacitação para melhor analisar os problemas existentes e para avaliar testes de máquinas novas, por exemplo.

1.1-Fatores organizacionais

A organização do programa de avaliação de desempenho e monitoração de condição vai depender fortemente do modo como a manutenção das máquinas da planta está organizada. Existem basicamente três modos de administrar a manutenção das máquinas, que podem ser resumidos em :

- a) Operar o equipamento até que uma falha venha a tirá-lo de serviço é o modo normal para equipamentos de baixo preço e baixa importância para o processo. Esse modo será provavelmente o que vai resultar em maior custo unitário de manutenção (R\$/HP/ano), já que acontece uma grande quantidade de falhas catastróficas. Alguns exemplos de equipamentos que se prestam bem a esse enfoque são bombas de fornecimento de água potável, bombas de remoção de água pluvial (fora da época de chuvas), equipamentos de ar condicionado (durante o inverno), bombas dosadoras de sistemas de inibição de corrosão, dentre outros. É óbvio que o custo da manutenção do equipamento deve ser mais baixo que o custo da monitoração;

- b) Manutenção preventiva é aquela que é feita com base em intervalos fixos de tempo. Sua premissa básica é que os componentes sofrem um desgaste uniforme no tempo, vindo a falhar depois de um número fixo de ciclos. A grande fraqueza desse enfoque é que, no caso da maior parte dos modos de falha das turbomáquinas, a probabilidade de falha de um certo componente num intervalo qualquer de tempo será igual à de outro intervalo qualquer, o que faz com que se tenha falhas distribuídas aleatoriamente. As suas principais desvantagens são: 1) As intervenções de manutenção são executadas numa data pré-fixada na tentativa de evitar falhas das máquinas. Esse período necessariamente é menor do que a vida útil do equipamento. A dispersão inevitável na vida útil de diversas máquinas faz com que possa haver uma falha antes da data marcada para a intervenção, o que leva os prazos para manutenção a serem reduzidos para evitar o risco de falha, o que acaba reduzindo o tempo médio entre falhas e a um aumento desnecessário do custo de manutenção, uma vez que a máquina não é levada até o limite; 2) Uma intervenção de manutenção preventiva num equipamento que está funcionando bem pode introduzir um defeito nesse equipamento, em função de um erro humano ou de uma peça com defeito. Devem ser enquadrados nesse tipo de manutenção somente máquinas para as quais não exista tecnologia de monitoração. Um bom exemplo de manutenção preventiva bem aproveitada são as atividades de lubrificação e inspeção;
- c) A manutenção baseada na condição da máquina, por outro lado, visa permitir que o equipamento opere até que haja algum sinal de que vai haver uma falha em breve. Isso implica monitorar os equipamentos e avaliar o seu funcionamento, intervindo em função dessas análises. As grandes vantagens desse enfoque são: 1) Intervenções de manutenção são direcionadas para as máquinas que mostram algum sinal de problema, com um maior conhecimento da situação da máquina; 2) São minimizadas as ocasiões onde o equipamento é aberto para inspeção e reparos "se necessário"; 3) As máquinas podem continuar a operar além do período usual, aumentando sua vida útil; 4) Os defeitos são detectados mais cedo, limitando o dano causado nas máquinas e reduzindo o custo de manutenção, além de permitir um melhor planejamento, já que

normalmente é possível diagnosticar o problema; 5) A monitoração colabora para reduzir o risco de acidentes, por detectar mudanças na condição das máquinas. Estão incluídas neste item as inspeções visuais feitas pelo operador da máquina e também as medições feitas com equipamentos comuns de monitoração;

- d) Além do exame das condições do equipamento citado no item anterior, é de extrema valia a utilização das informações já disponíveis, tais como: 1) Os limites de projeto de cada equipamento devem estar claramente estabelecidos e ser claramente informados a cada operador. Além disso, as conseqüências da operação fora dos limites de projeto de cada máquina devem ser claramente explicadas. Todos os operadores devem saber o que acontece com bombas e compressores centrífugas quando operados em baixa vazão, o que acontece com os acionadores quando a vazão das bombas é muito alta, quais as conseqüências de colocar em operação uma turbina sem o pré-aquecimento devido, o que acontece com as bombas centrífugas quando a pressão de sucção é muito baixa, etc.; 2) Atuar nos pequenos defeitos antes que eles se tornem grandes, o que significa que os operadores devem fazer inspeções periódicas e providenciar pequenos reparos imediatamente; 3) A monitoração de variáveis operacionais deve ser automática, sempre que possível. Numa planta moderna existem milhares de variáveis operacionais, o que nos leva a desejar que haja um monitoramento automático e alarme de condições anormais. Isso permite que a ação do operador seja dirigida para os pontos onde ela é mais necessária, ou seja, para os pontos onde as condições de operação são anormais. No entanto, deve ser claramente explicado aos operadores que as rondas de área tem um valor inestimável. Nem o melhor sistema de monitoração computadorizado existente no mundo substitui as inspeções periódicas feitas pelo operador, onde ele vai ver, ouvir, sentir e cheirar as condições anormais. Nessas inspeções, podem ser detectadas irregularidades que devem ser levadas aos conhecimentos dos especialistas para avaliação. Pequenos serviços de manutenção podem ser executados durante estas inspeções, tais como reaperto de gaxetas, lubrificação, limpeza; 4) Todos os operadores devem conhecer a construção interna e o funcionamento mecânico das máquinas, de modo a poderem

entender as condições que propiciam a ocorrência de falhas. Alguns exemplos são os detalhes de operação de sistemas de selagem e o seu impacto na vida do selo, os detalhes de operação de sistemas de lubrificação e o seu impacto na vida dos mancais, porque é importante operar as bombas reserva em revezamento com as titulares, etc.

As vantagens acima descritas fazem com que virtualmente todos os equipamentos com alguma importância para as unidades de processo sejam monitorados de alguma forma. As atividades de manutenção preventiva estão em geral limitadas a lubrificação e limpeza externa dos equipamentos. O último item descreve sucintamente o sistema conhecido como manutenção pró-ativa.

1.1.1 - Implantação de um programa de avaliação e diagnóstico

A implantação de um programa desse tipo vai custar algum dinheiro e tempo. Essa implantação só deve ser iniciada depois de uma cuidadosa avaliação das condições da planta específica, dos possíveis ganhos e dos inevitáveis gastos. Ter acesso ao histórico de falhas de máquinas e de perdas de produção causadas por essas falhas é de grande valia para avaliar os ganhos possíveis.

Os principais passos para implantar um programa desse tipo são:

- a) Elaborar um plano de longo prazo, com o planejamento das atividades, recursos necessários e metas. Esse plano deve ter pleno suporte da administração da empresa, pois será necessária sua aprovação para os investimentos no programa (equipamentos, pessoal, treinamento, etc.). Esse plano deve considerar que é difícil obter resultados expressivos antes do fim do primeiro ou segundo ano;
- b) Selecionar e treinar o pessoal que será responsável pela condução do programa no dia a dia. A situação ideal é haver mecânicos para coleta de dados de condição e um técnico para as análises. Os dados para avaliação de desempenho devem ser colhidos por um sistema automático de monitoração, sempre que possível. Um engenheiro em tempo parcial é imprescindível para dar apoio técnico ao pessoal de campo. É

desnecessário dizer que esse tipo de atividade requer pessoal motivado e com muita vontade de aprender. As dificuldades técnicas que vão aparecer não são desprezíveis;

- c) Selecionar as máquinas que serão incluídas no programa, levando em consideração que é melhor começar com um grupo pequeno de máquinas críticas para o processo e ir expandindo a cobertura até incluir todos os equipamentos que tenham alguma importância para o processo. Algumas regras úteis serão discutidas mais adiante;
- d) Selecionar e adquirir instrumentos adequados para as necessidades do programa. Essa tarefa parece, a princípio, extremamente complexa, tal a variedade de instrumentos disponíveis no mercado. A solução para o problema só pode ser adotada após a definição do escopo e extensão do programa e dos seus princípios de funcionamento. Mais detalhes sobre essa questão serão discutidos em itens posteriores;
- e) Obter dados de referência, ou seja, dados para comparação da situação atual da máquina com a sua situação quando nova ou após uma intervenção de manutenção significativa. Esses dados serão espectros de frequências de vibração, temperaturas dos seus componentes, curvas de desempenho, etc. No caso de máquinas novas os dados de teste na fábrica devem ser utilizados. Máquinas que sofreram intervenções de manutenção significativas devem ter os seus padrões de referência revistos e atualizados se necessário.

1.1.2 - As atividades das pessoas envolvidas e o apoio técnico

As atividades desenvolvidas num programa de avaliação e diagnóstico são basicamente as seguintes:

- a) Coleta sistemática (ou seja, seguindo um plano formal pré-definido) dos dados necessários para avaliação global dos equipamentos, o que inclui medições de vibração, dados de processo, inspeções planejadas, etc.;

- b) Avaliação dos dados coletados para decidir quais os equipamentos requerem uma análise mais aprofundada, ou seja, separar os equipamentos problemáticos dos "saudáveis";
- c) Análise da situação dos equipamentos que apresentam algum problema, o que pode incluir levantamento de mais dados. O auxílio de um engenheiro, ou até mesmo de consultores externos, pode ser necessário eventualmente;
- d) Definição da melhor estratégia para solução do problema, o que pode incluir desde uma atividade de manutenção simples, como um realinhamento do conjunto, até modificações de projeto bastante elaboradas, como modificações de mancais, etc.;
- e) Avaliação do programa através da avaliação da precisão das análises e do retorno financeiro proporcionado;
- f) A calibração dos instrumentos é outra atividade de vital importância para o programa. Não é possível avaliar uma máquina se os instrumentos estiverem indicando valores errados. Normalmente serão utilizados instrumentos portáteis e instrumentos instalados permanentemente nos equipamentos, como acelerômetros, transmissores de pressão e temperatura, etc. Uma rotina de calibração deve ser implementada para certificar que esses instrumentos não são fontes de erro significativas.

Pelo escopo das atividades descritas acima é fácil perceber que o grupo de frente, aquele que faz a coleta de dados e a análise dos problemas do dia a dia, não terá capacitação técnica para resolver todos os problemas possíveis.

O pessoal de campo deve ter treinamento adequado para manipular os instrumentos utilizados no programa e para analisar os problemas do dia a dia. No entanto, alguns problemas que excedem a sua capacidade técnica podem ser descobertos no decorrer das atividades, o que requer um apoio adicional.

Uma boa maneira de prover esse apoio técnico é designar um engenheiro para ser o responsável pela solução de eventuais problemas que ultrapassem a capacidade do

pessoal de campo. Esse engenheiro deve obrigatoriamente ter experiência no trato de problemas de equipamentos rotativos e normalmente será ocupado somente em tempo parcial.

A definição do pessoal responsável pela coleta de dados é uma questão basicamente gerencial. Algumas empresas optam por treinar os operadores de processo para essa atividade, outras, principalmente onde há um grande número de máquinas, preferem ter pessoal especializado para a coleta de dados.

A utilização dos operadores de processo para essa tarefa é particularmente vantajosa nas plantas onde o contingente de operadores é dimensionado em função das tarefas necessárias em situações de emergência, como acontece na maior parte da indústria de processo. Quando a planta está operando em situação normal existe uma disponibilidade de recursos que pode ser utilizada para esse e outros fins.

1.1.3 - A importância de cada máquina no programa

O fator determinante da importância de cada máquina da planta para o programa é o custo de uma possível falha. Esse custo vai estar ligado a perdas de produção, custo de manutenção ou possibilidade de acidentes ou impactos ambientais.

A escolha de quais máquinas vão ser cobertas pelo programa de monitoração é um dos passos mais importantes para o seu sucesso, pois existem dois riscos:

- a) Começar com muitas máquinas, incluindo as de menor importância, pode levar a uma sobrecarga inicial, com as já conhecidas dificuldades;
- b) Não incluir alguma máquina crítica, o que pode resultar na ocorrência de uma falha importante sem previsão, descredenciando o sistema.

Uma maneira relativamente fácil de escolher as máquinas que serão monitoradas é selecionar aquelas que se enquadram nas seguintes características:

- a) Equipamentos críticos para o processo, cuja parada resulte em grande prejuízo devido à perda de produção. A existência de máquina reserva obviamente reduz bastante o impacto da falha de um deles;

- b) Máquinas cuja falha não detectada pode resultar em acidentes ou impactos ambientais;
- c) Máquinas cujo consumo de energia seja alto, sendo interessante corrigir rapidamente qualquer problema que resulte em redução de eficiência;
- d) Ou ainda, aqueles cujo custo de manutenção é alto, justificando o investimento na monitoração;

Uma análise dos fluxogramas de processo, dos históricos de manutenção e dos históricos de ocorrências (acidentes, vazamentos, etc.) é de grande valia para a elaboração da referida lista. A ajuda dos operadores, técnicos de manutenção e pessoal de segurança e meio ambiente também é imprescindível.

1.1.4 - O papel da avaliação de desempenho na manutenção preditiva

O sistema de monitoração de máquinas tradicional em geral enfoca somente a monitoração de condição do equipamento. Com a utilização de máquinas de maior potência e com a especificação de máquinas para trabalhar mais próximo do seu limite torna-se importante a avaliação de desempenho desses equipamentos.

Se falha for definida como sendo a situação em que o componente ou equipamento não mais executa a sua função com segurança, pode-se encarar uma deterioração do desempenho do equipamento como uma falha da máquina. A avaliação de desempenho será utilizada como ferramenta de diagnóstico, avaliando um problema existente, ou como ferramenta preditiva, ajudando a decidir o escopo de um trabalho de manutenção, por exemplo.

Essa avaliação de desempenho vai ser uma ferramenta valiosa em virtude de:

- a) Uso racional da energia - Em geral o valor presente do custo da energia consumida por um equipamento mecânico ao longo da sua vida útil é muitas vezes maior que o seu preço inicial. Um dos grandes fatores da economicidade de um processo é a quantidade de energia consumida, da qual uma parte considerável é utilizada pelas máquinas rotativas. Uma avaliação de desempenho vai indicar quais as máquinas

que estão consumindo mais energia do que na sua condição original, sendo possível, então, planejar as ações de manutenção adequadas para restaurar o seu desempenho. As tabelas 1.1 e 1.2, abaixo, ilustram a relação entre preço de compra de bombas e compressores e o valor presente da energia consumida ao longo de 15 anos de operação, calculada com taxa de juros de 12% ao ano:

- b) Sobrecarga dos acionadores - Essa situação pode ocorrer quando o equipamento acionado está trabalhando com eficiência menor do que a original. Em muitas situações a potência requerida pode ser superior à capacidade do acionador, o que pode resultar em impossibilidade de operação devido a desarmes de motores elétricos, redução da rotação de turbinas, etc., com as possíveis conseqüências deletérias para o processo;
- c) Não atendimento às necessidades de processo pode ocorrer em situações onde a pressão de descarga ou a vazão fornecidas pelas máquinas estão aquém daquelas necessidades.

Tabela 1.1 - Relação entre Custo de Energia e Preço de Compra de Bombas Centrífugas com várias potências. (ref.31)

POTÊNCIA (kW)	CUSTO (US\$)	CONSUMO DE ENERGIA (US\$/ano)	VP ENERGIA (US\$)	VP/CUSTO
11,1	44.799,24	8.806,97	51.497,62	1,15
41	75.331,94	32.292,23	188.824,59	2,51
149	126.254,28	117.426,27	686.634,88	5,44

O custo de aquisição listado é o de dois conjuntos, uma vez que bombas centrífugas são normalmente instaladas aos pares.

Se uma avaliação de desempenho for feita, um diagnóstico do problema torna-se possível, o que permite que as decisões de manutenção sejam tomadas com mais

precisão. Pode-se, desse modo, decidir se um certo compressor precisa de uma intervenção de manutenção para restaurar o seu desempenho após uma campanha ou não, ou determinar se alguma condição do processo está afetando o desempenho da máquina. Um enfoque estatístico ajuda bastante, sendo imprescindível a definição de faixas de controle. Essa questão será tratada com mais detalhes no item que discute os níveis de alarme.

Tabela 1.2 - Relação entre Consumo de Energia e Preço de Compra para Compressores Centrífugos de várias potências (ref. 31)

POTÊNCIA (MW)	CUSTO (US\$)	CONSUMO DE ENERGIA (US\$/ano)	VP ENERGIA (US\$)	VP/CUSTO
1	1.560.966,47	438.000,00	2.561.148,10	1,64
4	4.362.394,52	1.752.000,00	10.244.592,41	2,35
16	12.552.703,15	7.008.000,00	40.978.369,65	3,26

O custo listado é somente o do compressor.

1.1.5 - A importância de avaliar tendências além da situação imediata

Uma modificação da vibração ou do desempenho de uma máquina deve ser examinada com a mesma atenção que as medições instantâneas. A avaliação de tendências amplia grandemente a capacidade de avaliar os equipamentos, pois uma modificação lenta do seu comportamento pode ser percebida se for registrada num gráfico.

Os testes e inspeções feitos no campo sempre vão apresentar incertezas superiores aos testes de bancada, por razões que serão discutidas mais adiante. Essas incertezas podem nos levar a conclusões errôneas sobre a situação de uma máquina. No entanto, se o seu funcionamento for avaliado durante um período, pode-se detectar com precisão as modificações do seu comportamento, já que as fontes de erros são, em geral, constantes.

A maior utilidade da avaliação de tendências é permitir prever quando será necessária uma intervenção de manutenção e fazer o respectivo planeamento. Também é possível avaliar se um certo equipamento será capaz de executar a sua função até o fim da campanha da planta, ou seja, será capaz de operar adequadamente sem perturbar a produção até que haja uma parada programada para manutenção.

O acompanhamento das tendências permite um acompanhamento contínuo da deterioração dos equipamentos. Um exemplo está mostrado a seguir, na figura 1.1, onde se pode ver a diferença percentual entre os valores medidos de eficiência (curva inferior) e altura manométrica (curva superior) fornecida por um soprador de ar de 15 MW ao longo do tempo:

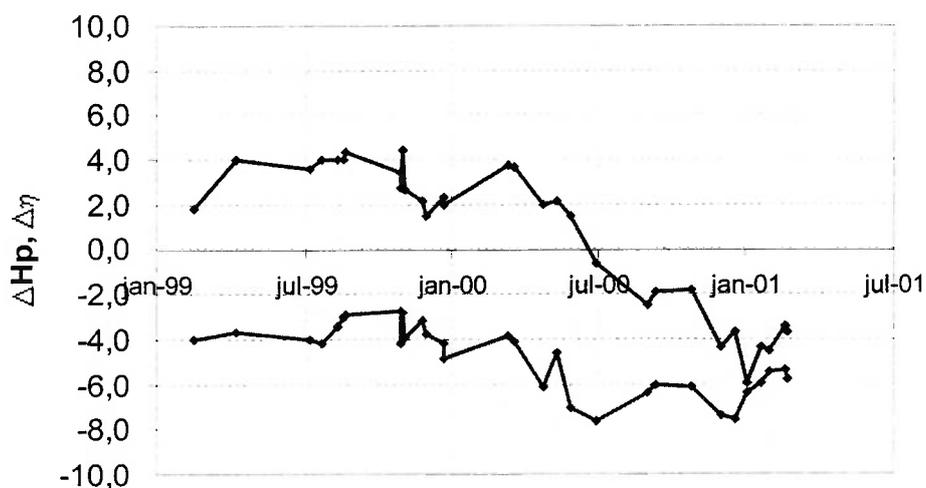


Figura 1.1 – Gráfico de tendências indicando o desvio percentual da altura manométrica e da eficiência politrópica de um grande soprador de ar ao longo do tempo. Pode ser claramente notada a modificação do seu comportamento.

1.1.6 - Avaliação do programa

Como ocorre com todas as áreas da empresa, o programa de avaliação e diagnóstico de máquinas deve ser avaliado periodicamente, para determinar se o seu funcionamento está correto e se está havendo retorno financeiro dos investimentos efetuados.

Deve-se, então, determinar:

- a) As análises são feitas com precisão, o que pode ser feito pelo analista se ele acompanhar a análise da falha do equipamento, feita por ocasião da intervenção de manutenção. Nessa ocasião é possível descobrir qual o dano real no rolamento tido como danificado ou se existe realmente algum depósito reduzindo a eficiência de um compressor, por exemplo. A melhor maneira de registrar essa precisão na análise é apurar mensalmente o índice de acertos, que nada mais é do que o percentual de análises acertadas feitas num determinado mês;
- b) Estão ocorrendo falhas não previstas, o que pode indicar alguma debilidade do programa. Não é, em geral, possível prever todas as falhas por duas razões: Nem todos os defeitos são detectáveis pelos métodos existentes atualmente e sempre existe a possibilidade de um defeito se desenvolver no período entre uma inspeção e a seguinte. Desse modo, é necessário contabilizar o percentual de falhas que ocorre sem previsão, para comparação com a expectativa inicial. Não deve ser esquecido que uma das premissas do programa é a confiabilidade desejada para detecção das falhas. Essa confiabilidade é função principalmente da periodicidade das avaliações e do tempo médio entre falhas dos equipamentos. Mais detalhes serão discutidos no item que trata de tipos de programa de manutenção preditiva;
- c) O programa está proporcionando retorno financeiro à empresa. Esse retorno pode ser avaliado em termos de redução de custo de manutenção e de perdas de produção imputáveis ao programa. Nem sempre é fácil decidir quais os ganhos imputáveis a um programa específico, principalmente quando existem vários programas em andamento com objetivos similares. Algumas indústrias implantam um programa de avaliação de máquinas ao mesmo tempo em que um programa de análise de falhas, o que pode levar a alguma confusão na origem do ganho observado. De qualquer modo, é melhor não ter certeza da origem de uma melhoria no desempenho da planta do que não ter essas melhorias de desempenho. Sempre que possível os ganhos financeiros devem ser contabilizados, como parte da avaliação do sistema.

1.2-Monitoração de desempenho

Monitoração de desempenho não é uma ferramenta preditiva tradicional da indústria de processo. O desempenho das máquinas normalmente só é avaliado em situações específicas, quando uma certa máquina não consegue atender às necessidades do processo. Esse procedimento pode ser adequado a uma grande quantidade de máquinas, no entanto é mais vantajoso fazer avaliações periódicas do desempenho das máquinas críticas da planta.

1.2.1 - Problemas detectáveis pela monitoração e análise de desempenho.

Uma avaliação de desempenho não é capaz de detectar qualquer problema da máquina. O objetivo da monitoração e avaliação é permitir comparar o desempenho atual do equipamento com o original para, a partir daí, traçar o caminho a ser seguido.

Um teste de desempenho por si só não vai, em geral, permitir determinar a causa de uma possível deterioração do equipamento. Normalmente as causas dessa deterioração vão ser determinadas somente com uma inspeção interna ou pela observação de outros parâmetros operacionais. Somente os problemas ligados ao processo, como modificação das características do fluido ou da vazão, por exemplo, poderão ser identificados sem uma inspeção interna da máquina.

1.2.2 - Tipos de programa de avaliação de desempenho

Assim como no caso dos programas de avaliação de funcionamento mecânico, a avaliação de desempenho pode ser encarada de diversas formas. A maneira mais adequada de administrar o programa é dividir os equipamentos em dois tipos:

- a) Máquinas de potência pequena cujo funcionamento de acordo com as condições originais resulta somente em desperdício de energia, sem impactos significativos na produção da planta devem ser avaliadas somente se houver algum outro indício de problema, tal como uma vazão reduzida, sobrecarga do acionador, etc. Em geral essas máquinas dispõem de reserva, não acontecendo perdas de produção quando uma delas tem algum defeito;

b) Máquinas de alta potência críticas para o processo são normalmente equipamentos que não dispõem de reserva e cuja operação nas condições originais é essencial para a produção da planta. Esse tipo de máquina deve ser objeto de um programa de avaliações periódicas em função do significativo prejuízo potencial, tanto em desperdício de energia quanto em perda de produção.

Máquinas de pequeno porte, como bombas e ventiladores, em geral podem ser avaliadas com informações recolhidas em leituras de instrumentos de campo. Máquinas de maior porte, como compressores e turbinas, para os quais a quantidade de informações necessárias é bem maior, são mais bem avaliadas se a planta tiver algum sistema automatizado de coleta de dados. Em geral, os sistemas de supervisão de operação das plantas podem ser facilmente adaptados para essa tarefa.

Os dados de processo são excelentes indicadores de desempenho. É possível saber se houve ou não deterioração das condições de desempenho de uma máquina somente observando as mudanças das variáveis operacionais. Então, as pressões e temperaturas de sucção e descarga e a vazão de um compressor, por exemplo, devem ser continuamente monitoradas, pois modificações nesses valores vão nos dizer se houve ou não alguma mudança no equipamento e se um teste de campo é necessário. Em geral só é possível comparar o desempenho atual de uma máquina com o original com um teste de desempenho que reduza as variáveis operacionais à mesma base a que foram reduzidas as condições do teste original.

A periodicidade da avaliação vai depender das características do equipamento e da planta. Equipamentos cujo desempenho seja crítico para a produção devem ser monitorados com mais frequência. Tem uma importância especial o histórico do equipamento, devendo ser avaliado com mais frequência o equipamento que já tiver apresentado algum problema no passado.

1.2.3 - Tolerâncias e verificação de consistência da avaliação

Devem ser estabelecidos limites para as variações dos diversos parâmetros operacionais que representam o funcionamento da máquina. Em geral, uma avaliação feita no dia a

dia pelos operadores, onde são observadas as pressões, vazões e temperaturas do fluido de processo. Esses valores são comparados com as faixas de variação permissíveis e caso sejam detectadas variações anormais essas devem ser analisadas.

Nem sempre uma variação como as citadas acima vai indicar um problema com o equipamento, sendo muitas vezes apenas o reflexo das modificações das condições de operação da planta. Essas mudanças podem indicar um problema da máquina quando ocorrerem independente de oscilações do processo, situação em que deve ser feito um teste de desempenho no campo para definir a questão com mais precisão.

Em função das diversas fontes de erro encontradas num teste de campo, considera-se que uma tolerância é necessária. A experiência do autor indica que, se os resultados dos testes de campo indicarem um desvio maior que cerca de 5% do valor original do parâmetro avaliado (altura manométrica, eficiência ou potência consumida) pode-se admitir que o equipamento tem algum problema. Deve ser notado que este não é o limite estabelecido nas normas de teste de desempenho de máquinas, sendo, somente, um critério prático para uso nas avaliações feitas no campo, que pode ser adaptado a situações específicas, em função da precisão da instrumentação utilizada. Situações especiais podem requerer uma análise que resulte numa precisão maior do que a citada, sendo necessárias medidas especiais para aproximar as condições do teste de campo das do teste de bancada.

Algumas máquinas podem requerer análise de uma grande quantidade de dados de campo. Nesses casos torna-se muito importante avaliar a consistência das medições, o que é uma excelente verificação da validade da análise.

O processo mais simples de fazer essa verificação de consistência é fazer um balanço de massa e energia ao redor da máquina. Esse balanço de energia será a comparação da potência calculada consumida pelo equipamento acionado com a potência calculada fornecida pelo equipamento acionador. O balanço de massa será a comparação de todos os fluxos de massa que saem da máquina com todos os fluxos de massa que entram. A experiência do autor sugere que uma tolerância de cerca de 3% deve ser utilizada para

validar a consistência da análise. Novamente, esta tolerância não é a indicada nas normas de teste de máquinas rotativas, sendo estas mesmas mais restritivas.

Mais detalhes sobre as tolerâncias e sobre a avaliação de consistência serão discutidos na seção sobre testes de desempenho.

1.3-Monitoração de vibração

O método preditivo tradicional é a monitoração e análise das vibrações do equipamento. A monitoração e análise das vibrações permite detectar com precisão uma enorme variedade de problemas de equipamentos mecânicos, sendo extremamente útil como ferramenta de redução de custo de manutenção e aumento de confiabilidade da planta.

Mesmo não estando ligada ao escopo principal deste trabalho, uma análise sucinta da monitoração de vibração dos equipamentos rotativos permite que o papel da monitoração de desempenho seja situado de forma mais adequada dentro do contexto geral.

Alguns itens genéricos são discutidos aqui, ficando a discussão da análise de vibração em si para capítulo posterior.

1.3.1 - Problemas detectáveis pela monitoração e análise de vibração

Análise de vibração não é uma panacéia, ou seja, não é possível detectar qualquer problema de um equipamento mecânico com esse método. Em geral é possível detectar somente os problemas que estão ligados à interação mecânica dos componentes, na medida em que a magnitude dessa interação seja suficiente para alterar o comportamento dinâmico da máquina.

Exemplos de problemas detectáveis pela análise de vibração são desbalanceamento, desalinhamento, problemas de rolamentos e mancais de deslizamento, perturbações hidráulicas ou aerodinâmicas, falhas ou desgaste de engrenagens, etc. Uma discussão mais detalhada desses e de muitos outros problemas de máquinas detectáveis pela análise de vibração será feita em capítulo posterior.

Tão importante quanto saber o que pode ser detectado pela análise de vibração é saber o que não pode ser detectado. Nessa categoria incluem-se todos aqueles problemas que não interferem com o funcionamento dinâmico dos equipamentos, tais como problemas de desempenho, vazamentos, deterioração do lubrificante (se ela ainda não tiver causado dano nos mancais). Esses problemas devem ser detectados por métodos próprios, que serão discutidos em capítulos posteriores.

O objetivo da monitoração deve ser ressaltado, uma vez que não é possível detectar a totalidade dos problemas possíveis. Mesmo o melhor sistema estará sujeito a falhas, mesmo que exista uma vigilância estreita ainda não será possível detectar todos os defeitos das máquinas. Cada ocasião em que isso não acontece deve ser tratada como uma oportunidade de aprendizado, onde mais um ponto fraco do sistema pode ser corrigido.

1.3.2 - Tipos de programa de manutenção preditiva

Existem diversas maneiras de encarar um programa de manutenção preditiva baseado em monitoração de vibração. O modo mais adequado a uma certa planta depende de uma série de fatores, dentre eles:

- a) Complexidade do processo e das máquinas utilizadas;
- b) Custo de reposição e de manutenção das máquinas;
- c) Existência de equipamentos reserva;
- d) Custo das paradas de produção não programadas;
- e) Experiência do pessoal da planta com as máquinas existentes.

Sempre que um fator indicar possibilidade de maiores gastos ele se torna uma justificativa para aumentar a sofisticação do programa, de modo a aumentar a chance de detecção de defeitos e a precisão da análise.

Plantas pequenas com máquinas simples podem ter um programa simplificado, onde medições periódicas de vibração são complementadas com visitas periódicas de um especialista para as análises necessárias. Essas medições de vibração serão em geral

feitas com equipamento portátil bastante simples e barato porém sem recursos para análises.

O próximo nível de sofisticação, que será adequado para unidades de processo um pouco maiores, disporá de analisadores de vibração e pessoal capacitado para fazer as análises necessárias. Refere-se aqui a plantas com menos que 100 ou 200 equipamentos. Acima desse número é mais adequado dispor de coletores de dados com interface para um computador, que vai ajudar nas análises e gerenciar as informações recolhidas.

Plantas de grande porte onde o custo de uma parada não programada é muito alto estarão melhor servidas com uma variedade de instrumentos de monitoração. A maior parte das máquinas será monitorada periodicamente com coletores de dados, algumas máquinas críticas de grande porte terão um completo sistema de monitoração contínua e diversas máquinas críticas de pequeno porte disporão de um acelerômetro conectado a um computador central através de um multiplexador, o que permite uma monitoração quase contínua. A idéia básica por trás da monitoração contínua é tentar maximizar a probabilidade da detecção do defeito, já que o intervalo entre as medições será próximo de zero.

No caso de monitorações periódicas é importante definir uma periodicidade de medição compatível com a certeza desejada para a detecção de um defeito antes que ele se transforme numa falha da máquina.

A frequência das medições não pode ser tão pequena a ponto de existir um grande risco de não detectar um problema mas também não pode ser tão grande que exija uma equipe exagerada.

Uma boa sistemática é utilizar um critério retirado da engenharia de confiabilidade, definindo o nível de confiança desejado na detecção do defeito e calculando o período a partir da fórmula básica de Weibull:

$$\text{confiabilidade} = e^{-\left(\frac{t}{TMEF}\right)} \quad [1.1]$$

Por exemplo, se é necessária uma confiabilidade de 95% e o tempo médio entre falhas (TMEF) é de 36 meses, o intervalo entre medições será de aproximadamente 55 dias. Isto quer dizer que não se pretende ter um sistema dimensionado para detectar 100% das falhas. No nosso exemplo, ainda existe uma probabilidade de 5% de não se detectar o problema antes da falha do equipamento, o que quer dizer que vai haver, inevitavelmente, algumas falhas não previstas. Cada falha não prevista deve ser encarada como uma oportunidade de aprendizado, onde mais um ponto fraco do programa de monitoração pode ser removido.

Deve ser ressaltado que a confiança de 95% utilizado no exemplo acima se refere à probabilidade de um defeito ser detectado antes de uma falha da máquina, não à confiabilidade da máquina em si. Notar que nem todos os tipos de problemas são detectáveis pela medição de vibração.

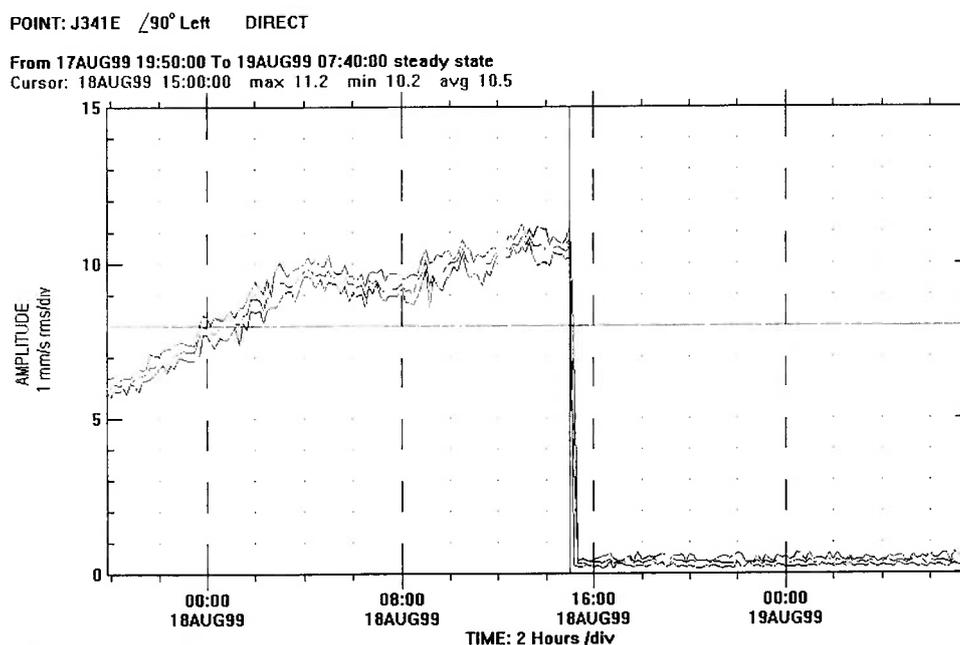


Figura 1.2. - Tendência da vibração de uma grande bomba de captação de água para uma indústria de processo. O assoreamento do poço da sucção criou condições inadequadas de funcionamento que levaram a bomba a sofrer cavitação e ter o nível de vibração aumentado. Uma limpeza com uma retrolavagem permitiu um retorno às

condições anteriores (fonte – dados levantados pelo autor através do TrendMaster 2000 for Windows, Bently Nevada Corp.).

1.3.3 - Níveis de alarme e modos de aplicação desses níveis

O nível de alarme deve ser encarado como um filtro que separa as máquinas defeituosas das que não tem problemas. Isso é feito para permitir que o esforço da análise seja concentrado naquelas máquinas onde haja uma razoável probabilidade de haver um defeito, já que os recursos disponíveis são limitados.

Existem diversas maneiras de tratar os níveis de alarme, algumas mais sofisticadas e precisas do que outras. Alguns exemplos:

- a) Utilizar um alarme para o nível global de vibração é o meio mais simples, mas tem o grande inconveniente de que falhas que aparecem principalmente em altas frequências e com amplitudes baixas dos picos, como problemas de rolamentos, podem ficar escondidas pelos picos maiores, como desbalanceamento. Desse modo o defeito do rolamento pode não ser detectado até que ele seja muito grande e o rolamento esteja muito próximo de uma falha catastrófica;
- b) Alarmes em faixas de frequências requerem a medição do nível em diversas faixas de frequências distintas e a fixação de valores independentes para cada uma delas. Esse procedimento visa evitar o problema citado acima, requerendo equipamento mais sofisticado. Virtualmente todos os coletores de dados existentes no mercado dispõem desse recurso;
- c) Levando ao extremo o conceito acima, pode-se estabelecer um nível aceitável para cada frequência onde exista um pico no espectro. Essa técnica é chamada de análise de envelope, e requer um computador com software adequado e um espectro de referência. Sua maior vantagem é maximizar a vantagem da utilização de alarmes por faixas de frequências.

Além dos níveis de alarme, que tem por função separar as máquinas que requerem uma maior análise, deve ser estabelecido um nível de vibração acima do qual a máquina não

deve ser operada. Esse nível de vibração, às vezes chamado de nível de desarme (“trip”) tem por finalidade proteger a integridade física da máquina, evitando falhas catastróficas.

A definição dos valores de níveis de alarme e desarme será discutida no capítulo sobre avaliação do funcionamento mecânico.

1.3.4 - Seleção e aquisição de instrumentos

Conforme pode ser visto na descrição acima, programas de avaliação de condição de máquinas podem ter níveis de complexidade diversos. A instrumentação utilizada deve refletir as necessidades do programa, sendo em geral, necessário levar em consideração os mesmos fatores que influem no tipo de programa mais adequado para a planta.

Numa planta onde não há experiência com programas de avaliação de condição será mais adequado começar com um instrumento simples que faça avaliação de nível global de vibração e que tenha um filtro para frequências específicas. Esse instrumento será barato e fácil de utilizar, bastando fazer um registro das tendências de vibração de cada máquina. Mesmo um programa simples como esse pode resultar em expressivas reduções de custo de manutenção e aumento da confiabilidade das máquinas, o que pode ser utilizado posteriormente como justificativa para ampliação do programa e aquisição de equipamentos mais sofisticados.

Mais detalhes sobre a instrumentação e sua utilização podem ser encontrados em capítulo posterior.

1.4-Outros parâmetros a monitorar

Embora seja possível detectar e diagnosticar uma enorme variedade de problemas de equipamentos mecânicos com os métodos descritos acima, a monitoração de algumas outras variáveis e alguns tipos de inspeção planejada podem ajudar a fazer uma avaliação completa do equipamento.

Inspeções planejadas consistem simplesmente em preparar uma lista de verificação de itens simples, tais como limpeza, estado da pintura, existência de proteções de

acoplamento, vazamentos, etc. e utilizar essas inspeções visuais como ferramentas de auxiliares de planejamento de manutenção. Muitas das deficiências que podem ser sanadas com a máquina em operação, e até alguns que vão requerer a parada da máquina para sua correção, podem ser detectados por uma inspeção visual bem orientada.

Muitos outros parâmetros de funcionamento da máquina podem ser monitorados e utilizados para uma avaliação da sua condição. Dentre eles encontram-se:

- a) "Gap" de Voltagem de sensores de vibração lateral indicam a posição do eixo no mancal. Um acompanhamento dessa variável pode indicar que o eixo está descendo, por exemplo, o que pode indicar um desgaste do mancal, mesmo antes que o nível de vibração comece a subir;
- b) A posição axial dos rotores pode indicar problemas com mancais de escora ou variações na carga axial do eixo . Seu maior valor é servir como ferramenta para evitar a destruição da máquina em caso de deslocamento axial do eixo em caso de falha do mancal de escora, por exemplo;
- c) Sistemas de lubrificação e selagem normalmente dispõe de diversos instrumentos que indicam pressão, temperatura, nível de óleo, etc. O acompanhamento dessas variáveis pode indicar problemas com a máquina, além de ser causa de alguns outros danos (basta lembrar a rapidez do dano que se desenvolve num um mancal no caso de falta de lubrificante);
- d) Monitoração do estado do óleo lubrificante vai nos dizer muito a respeito do estado da máquina, já que contaminantes encontrados no óleo podem ser relacionados ao desgaste das diversas partes do equipamento. Um programa organizado de análise de óleo é um excelente coadjuvante para um sistema de manutenção preditiva;
- e) Monitoração de temperatura de mancais das máquinas, do enrolamento de motores elétricos e do óleo nos ajudar a entender o desenvolvimento dos problemas com esses componentes, além de poderem ser utilizadas como dispositivos de segurança, desligando as máquinas para reduzir as consequências de eventuais defeitos. Em

alguns casos pode ser vantajoso utilizar técnicas de termografia, o que permite avaliar a temperatura de diversas máquinas em curto espaço de tempo;

A monitoração de compressores alternativos em geral é tratada como um item separado dos demais, por se constituir num grande desafio. Além da óbvia monitoração de temperatura de válvulas (para detectar válvulas que vazam), da monitoração do sistema de lubrificação e de outras já citadas, é possível monitorar a posição vertical da haste ("Rod drop") e a vibração, embora seja às vezes difícil de interpretar os resultados das medições. A posição vertical da haste é bastante influenciada pelas condições de operação da máquina, e a alta vibração, resultado da influência do efeito das enormes forças geradas pelo movimento alternativo das peças, pode tornar difícil decidir se uma certa condição de vibração indica ou não um problema. Programas de computador têm sido utilizados para separar os efeitos do movimento alternativo daqueles gerados por problemas mecânicos, de modo a permitir um diagnóstico mais preciso.

2 – REVISÃO DA LITERATURA

Esse capítulo contém uma revisão da literatura pertinente. Estão incluídos os seguintes tópicos:

- a) Testes de campo
- b) Análise dimensional e parâmetros para avaliação de similaridade de fluxo;
- c) Procedimentos de teste em bancada e no campo, incluindo algumas informações sobre o planejamento dos testes e precauções para evitar erros de medidas ;
- d) Discussão da curva de desempenho real, dos modelos termodinâmicos aplicáveis, da avaliação do funcionamento de cada máquina, de fatores que afetam o desempenho e exemplos reais de testes de campo de diversos equipamentos;
- e) Discussão sobre balanço de energia e de massa durante o teste;

2.1 – Testes de Desempenho no Campo

Embora os testes de desempenho em bancada sejam especificados em detalhes nos “Performance Test Codes” [13, 19, 20, 21, 22], os testes no campo não são normalizados. Uma aplicação direta dos documentos citados aos testes de campo não é, em geral, possível, conforme discutido mais adiante.

Vários autores publicaram recomendações e resultados de experiências com testes de campo de equipamentos específicos, conforme descrito abaixo:

Os vários fabricantes de turbomáquinas publicam instruções simplificadas sobre como executar um teste de desempenho no campo, usualmente focando a questão do atendimento das garantias contratuais.

Segundo Karassik [26], encontramos algumas recomendações sobre testes de campo de bombas centrífugas com a finalidade de avaliar a sua deterioração. O procedimento descrito consiste em fazer medições de variáveis operacionais e cálculo de eficiência e altura manométrica, as quais devem ser comparadas com o desempenho original do equipamento.

Wilcox [27] trata de testes de campo de compressores centrífugos, descrevendo com alguns detalhes os cuidados necessários para fazer medições de dados de processo com precisão. É utilizado, no entanto, um método de cálculo diferente do descrito no PTC 10.

Kurz [28] apresenta uma discussão sobre testes de compressores centrífugos acionados por turbinas a gás. O trabalho é desenvolvido sob o ponto de vista do fabricante do equipamento, que dispõe de informações sobre as dimensões internas do equipamento e métodos de cálculo utilizados no projeto do mesmo. Não é discutido um método prático para um teste de campo pelo usuário.

Outras referências relevantes são citadas ao longo do texto.

2.2 – Análise Dimensional e Similaridade de Fluxo

2.2.1 - Análise dimensional

A técnica chamada de análise dimensional permite que um grupo de variáveis que determina uma relação física seja arranjado de modo a facilitar o entendimento desse fenômeno. Sua maior vantagem consiste em combinar as diversas variáveis que descrevem um fenômeno num grupo menor de variáveis adimensionais, facilitando o estudo experimental. Este tipo de abordagem é utilizado na análise de problemas complexos, como é o caso do funcionamento das turbomáquinas reais.

O processo básico consiste em agrupar as variáveis de modo a resultar em grupos adimensionais. Diversos grupos adimensionais podem ser criados para um grupo de variáveis, sendo somente um pequeno número delas independentes. Isso faz com que se possa ter alguma liberdade para escolher os grupos mais convenientes para o problema em questão. Uma análise do processo está além do escopo deste texto, podendo ser encontrada na referência [12].

Deve ser ressaltado que a análise dimensional em si não traz luz sobre os fenômenos físicos, sendo somente uma ferramenta que vai auxiliar na organização das experiências, por agrupar os parâmetros de interesse de maneira lógica. A influência (ou não influência, já que é possível selecionar por engano uma variável que não interesse ao

problema em questão) de cada parâmetro escolhido sobre o fenômeno só pode ser determinada através da experiência.

2.2.1.1 - Grupos adimensionais utilizados no estudo de turbomáquinas

Obviamente existe uma enorme gama de variáveis que tem influência no funcionamento das turbomáquinas. Reduzindo o problema às variáveis mais importantes, temos oito parâmetros a considerar: Vazão (Q), altura manométrica (H), potência (P), rotação (N), diâmetro do rotor (D), massa específica do fluido (ρ), viscosidade do fluido (μ), e compressibilidade do fluido (e). Esses parâmetros são essenciais para o estudo de uma turbomáquina estando o projeto da máquina definido, uma vez que nenhum parâmetro relacionado ao difusor, ou ao ângulo de saída do rotor, por exemplo, está contemplado.

Como existem basicamente três dimensões primárias (massa, comprimento e tempo), o problema pode se reduzido a cinco grupos adimensionais:

- a) Coeficiente de vazão - $Q/(N \cdot D^3)$ - pode ser entendido como sendo a vazão expressa em forma adimensional. Valores iguais desse coeficiente implicam em triângulos de velocidades similares;
- b) Coeficiente de altura manométrica - $H/(N^2 \cdot D^2)$ - Se considerarmos que $N \cdot D = U$ (velocidade periférica do rotor), esse parâmetro é proporcional à relação entre altura manométrica e energia cinética do rotor;
- c) Coeficiente de potência - $P/(\rho \cdot N^3 \cdot D^5)$ - Basicamente o produto dos dois primeiros, já que potência hidráulica = $\rho \cdot Q \cdot H$;
- d) O próximo grupo adimensional é uma forma de Número de Reynolds - $\mu/(\rho \cdot N \cdot D^2)$ - O que pode ser entendido lembrando que $N \cdot D = U$. O Número de Reynolds dá a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas agindo sobre o fluido, sendo sempre importante no estudo do fluxo de fluidos;
- e) O último grupo é uma forma alterada do Número de Mach - $e/(\rho \cdot N^2 \cdot D^2)$ - O número de Mach dá a relação entre as forças elásticas e as forças de inércia atuando no fluido. Esse parâmetro adquire importância quando as velocidades de fluxo se

aproximam da velocidade sônica do fluido nas condições reinantes no interior da máquina.

Uma análise do funcionamento das turbomáquinas utilizando estes grupos adimensionais está além do escopo deste texto, onde somente será citada a sua utilidade, que é a definição de condições similares de fluxo, para efeito de execução de testes de bancada.

2.2.1.2 - Similaridade de fluxo

Para que haja similaridade de fluxo entre duas máquinas (ou numa mesma máquina operando em condições diferentes) é necessária similaridade geométrica, ou seja, a relação entre as dimensões lineares deve ser mesma, similaridade cinemática, ou seja, a relação entre as velocidades de fluxo devem ser as mesmas, o que acaba resultando em triângulos de velocidade similares e similaridade dinâmica, o que quer dizer que a relação entre as diversas forças agindo sobre o fluido deve ser a mesma.

Em geral não é possível obter completa similaridade de fluxo em duas situações distintas, mas sempre é possível que os fluxos sejam similares o suficiente para permitir extrapolar o desempenho de um equipamento (ou modelo) para outro, ou de um mesmo equipamento para condições diferentes.

Esses são os conceitos necessários para permitir testar equipamentos em condições diferentes das de operação normal (ou das de projeto) e aproveitar os dados de desempenho obtidos numa condição para obter conclusões sobre o desempenho em condições diferentes.

Mais detalhes serão discutidos em capítulo posterior, onde serão analisados os grupos adimensionais utilizados para definir a similaridade de fluxo em duas situações distintas. O caso mais simples de similaridade de fluxo é a operação de uma mesma máquina com o mesmo fluido mas com rotação ou diâmetro do rotor ligeiramente diferente. Nessas condições os fluxos serão aproximadamente similares e a simplificação dos grupos adimensionais resulta nas bem conhecidas leis de similaridade ("fan laws"):

$$Q \propto N$$

$$[2.1]$$

$$H \propto N^2 \quad [2.2]$$

$$P \propto N^3 \quad [2.3]$$

Essas relações são bastante úteis para extrapolar as condições de operação de uma máquina de uma situação para outra, servindo para traçar diversas curvas de "altura manométrica" X vazão para várias rotações ou vários diâmetros de rotor. Deve ser ressaltado que, uma vez que a influência da mudança de alguns dos grupos não foi considerada, esses resultados são válidos para pequenas variações de diâmetro ou rotação somente.

A aplicação das equações acima para extrapolação dos dados obtidos nos testes de turbomáquinas é feita de forma rotineira pelos fabricantes. Seu uso, no entanto, está condicionado à avaliação das condições de similaridade de fluxo com os parâmetros já mostrados anteriormente. Mais detalhes serão discutidos no item sobre testes de compressores.

2.2.1.3 - Velocidade específica (Ns)

Uma modificação dos grupos adimensionais acima pode ser feita para eliminar o diâmetro, de modo a fazer com que o parâmetro seja válido para um grupo de máquinas geometricamente similares. Desse modo foi criado o termo velocidade específica, que tem importância no estudo de turbomáquinas por permitir definir o tipo da máquina em função dos parâmetros básicos de operação: Rotação, vazão e altura manométrica.

$$N_s = \frac{RPM \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad [2.4]$$

Onde os parâmetros são tomados no ponto de máxima eficiência do equipamento. A velocidade específica caracteriza o tipo do equipamento, como pode ser visto na figura 2.1, abaixo, onde o formato do rotor e a eficiência máxima de bombas centrífugas estão mostrados em função da velocidade específica. Na prática usual, Ns é calculado com unidades Inglesas (RPM, GPM e pé). A correspondência com valores calculados com unidades do SI é mostrada na figura 2.1. Isso resulta em termos um Ns que não é exatamente adimensional, pois as unidades não são consistentes. Conjuntos de unidades

diferentes vão resultar em N_s diferentes. O mesmo tipo de gráfico pode ser construído para compressores, embora o termo N_s seja utilizado principalmente para bombas. Em ambas as figuras pode ser observado que as máquinas axiais apresentam maior eficiência em vazões maiores e altura manométrica mais baixo que as máquinas radiais.

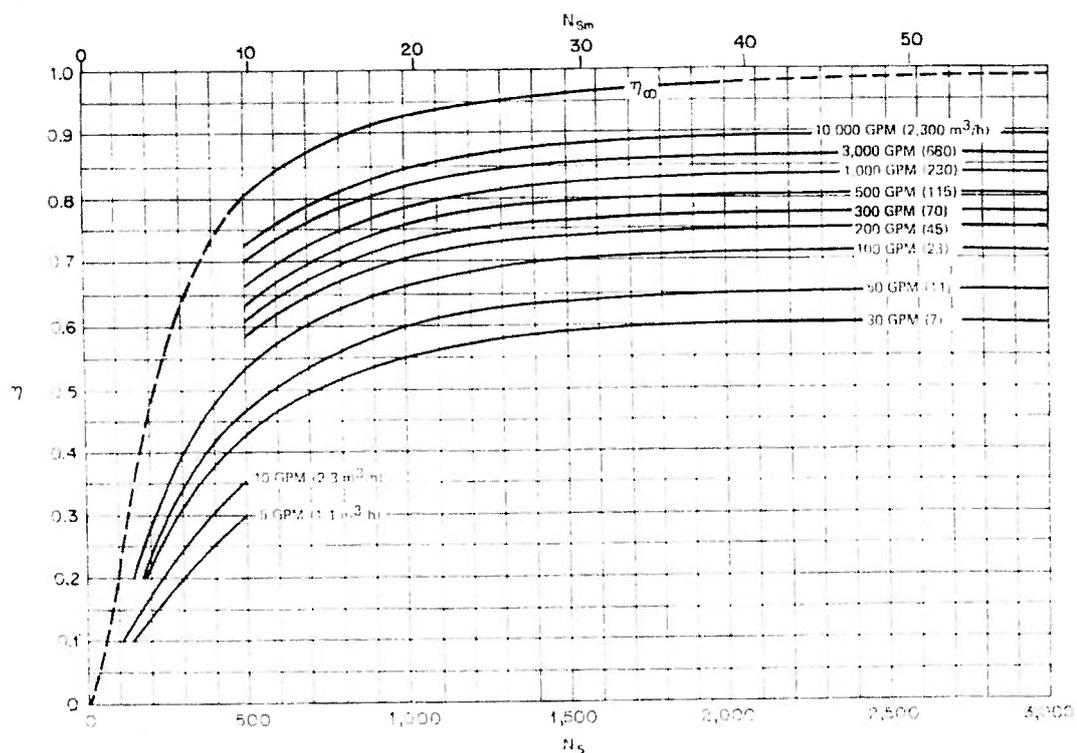


Figura 2.1 - Eficiência e formato do rotor de bombas centrífugas em função de N_s . [ref. 14, pág 2.13]

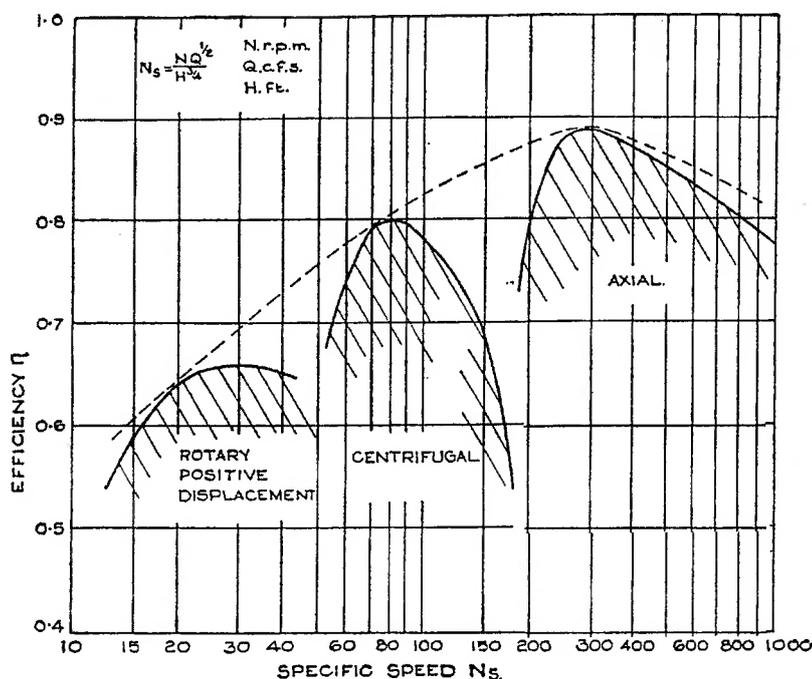


Figura 2.2 - Eficiência de compressores em função de N_s . [ref. 12]

2.3 – EQUAÇÃO DA ENERGIA

A Equação de Euler representa a ferramenta básica de trabalho do projetista de máquinas, cuja missão é desenvolver um formato de rotor que vá oferecer o desempenho desejado. No caso dos usuários de turbomáquinas, costuma ser mais interessante focar a transferência de energia que ocorre entre a máquina e o fluido do ponto de vista externo, de modo a apreciar somente o resultado final do trabalho. Desse modo, adquire especial importância relacionar o estado termodinâmico do fluido (pressão, temperatura) na entrada e saída do equipamento com a energia fornecida ou recebida do eixo.

As Equações de Energia visam fornecer as relações que permitem avaliar as condições de funcionamento da máquina sob o ponto de vista do usuário, que deseja executar um certo serviço com uma certa eficiência. Desse modo, ao estabelecer um volume de controle ao redor do equipamento cuja superfície corta os bocais de sucção e descarga e o eixo e aplicando a condição de conservação da energia (primeira Lei da Termodinâmica), teremos [ref. 11, pág.6]:

$$W_s = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2} \cdot (v_{entrada}^2 - v_{saída}^2) + Q \quad [2.5]$$

Onde W_s é o trabalho específico no eixo (J/kg), $v_{entrada}$ e $v_{saída}$ são as velocidades absolutas do fluido nos flanges de entrada e saída da máquina (m/s) e Q é a quantidade específica de calor que cruza a carcaça da máquina (J/kg).

Essa relação requer que o equipamento esteja funcionando em regime permanente, conforme descrito anteriormente, podendo ser utilizada para qualquer tipo de turbomáquina. O trabalho no eixo será a energia trocada entre o rotor e o fluido ($W_s = H$), o que faz com que a equação de Energia esteja relacionada com a Equação de Euler da seguinte maneira:

$$(h_1 - h_2) + \frac{1}{2} \cdot (v_{entrada}^2 - v_{saída}^2) + Q = (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \quad [2.6]$$

O interesse do usuário de turbomáquinas vai normalmente se restringir à utilização da equação da energia para avaliação do desempenho. Nessa situação, cada termo da equação será avaliado para a condição específica. Em muitas situações será possível desprezar o efeito da velocidade do fluido nos bocais de entrada e saída e da transferência de calor entre o fluido e os componentes da máquina, o que nos leva a:

$$W_s = (h_1 - h_2) \quad [2.7]$$

Isso significa que, para a maior parte das turbomáquinas encontradas na indústria de processo, a energia cedida ao fluido será simplesmente a diferença de entalpia observada entre entrada e saída do equipamento.

2.3.1 - A eficiência na transferência de energia

Além das equações de energia são necessárias equações para a eficiência (η). Existem diversos conceitos para a "eficiência" das turbomáquinas. O conceito que interessa para o usuário de máquinas está ligado ao efeito da máquina no sistema:

$$\eta = \text{energia utilizada} / \text{energia fornecida} \quad [2.8]$$

No caso de uma bomba ou compressor teremos:

$\eta_{\text{hidráulica}} = \text{energia hidráulica cedida ao fluido} / \text{energia mecânica fornecida ao rotor}$

$\eta_{\text{global}} = \text{energia hidráulica cedida ao fluido} / \text{energia mecânica fornecida ao eixo}$

Para uma turbina:

$\eta_{\text{hidráulica}} = \text{energia mecânica fornecida ao rotor} / \text{energia total cedida pelo fluido}$

$\eta_{\text{global}} = \text{energia mecânica fornecida pelo eixo} / \text{energia total cedida pelo fluido}$

Note-se que a diferença entre um e outro tipo é a inclusão ou não das perdas em mancais, selos, engrenagens, sistemas de controle, etc. na avaliação. Essa energia é convertida em energia interna no trajeto entre o acoplamento da máquina e o rotor, independente do sentido de fluxo da energia.

3 – PROCEDIMENTOS DE TESTES DE CAMPO

Avaliar o desempenho de uma máquina significa comparar o seu desempenho atual com aquele demonstrado numa condição de referência. Esta condição de referência pode ser o desempenho obtido num teste executado em bancada, logo após a fabricação do equipamento ou o desempenho garantido em contrato, durante o processo de aquisição da máquina.

Em qualquer dos casos, é necessária uma redução das variáveis medidas nas condições de operação reais a termos comparáveis com o desempenho original, de modo a ser possível uma comparação. Essa redução é feita calculando-se, a partir de dados de processo (pressão de sucção e descarga, vazão, etc.), o desempenho da máquina (altura manométrica, potência, eficiência, etc.).

Existem diversas razões para fazer essa avaliação, a saber: a) Teste de aceitação do equipamento (tanto no caso de máquinas novas como após modificações); b) Monitoração do desempenho para avaliar a tendência de longo prazo e detectar problemas; c) Diagnóstico de um problema existente. A razão do teste e a importância do equipamento para a planta vão determinar o procedimento de teste e os cuidados a serem tomados.

A maneira mais precisa de avaliar o desempenho de uma máquina é fazer um teste de bancada ou de campo seguindo os padrões dos PTC (Performance Test Codes - Normas para avaliação de desempenho) publicados pelo ASME (American Society of Mechanical Engineers - Associação Americana de Engenheiros Mecânicos) [ref. 13, 19, 20, 21, 22]. Existem normas para uma variedade de tipos de equipamentos definindo em detalhes o procedimento dos testes, com objetivo explícito de permitir um teste com a menor incerteza possível sobre os resultados, dentro do estado da arte atual.

3.1- TESTES DE FÁBRICA E NO CAMPO

Este texto trata de testes para monitoração do desempenho do equipamento visando avaliar a tendência de longo prazo e diagnosticar problemas de desempenho porventura

existentes. Esses testes serão sempre executados no campo, onde as condições de teste não são, via de regra, ideais.

Os objetivos de um teste de fábrica normalmente são diferentes dos de um teste de campo. Em geral um teste de fábrica visa verificar se um certo equipamento atinge o desempenho de projeto para permitir a sua aceitação por parte do comprador, tornando-se os seus resultados o subsídio para os testes de campo, onde a maior preocupação é, em geral, avaliar a deterioração desse desempenho.

Um melhor entendimento dessa questão pode ser obtido examinando-se as condições para um teste de fábrica de um compressor centrífugo, por exemplo. As condições normativas para o referido teste são as seguintes [ref. 13]:

- a) As tubulações de sucção e descarga devem ter um traçado adequado a cada situação de teste, para tornar o perfil de velocidades homogêneo. Embora uma instalação industrial deva também ser projetada com essa limitação da turbulência em mente, não é usual que o projeto da instalação esteja adequado às condições da norma;
- b) A instrumentação utilizada deve ter um certo nível de precisão que em geral não é atendido pela instrumentação comum utilizada na indústria de processo. Por exemplo, termômetros e manômetros industriais vão oferecer uma incerteza de 1 a 2%, a exigência normativa para essa precisão é de 0,56 °C e 0,5%, respectivamente;
- c) Os instrumentos normalmente são instalados de modo diferente numa instalação industrial. Para um teste de fábrica são necessárias quatro tomadas de pressão numa certa seção da tubulação, as plantas de processo em geral possuem somente uma. Além disso, nem sempre a instrumentação é completa. Poucas instalações industriais possuem instrumentos para medição da vazão através de um tambor de balanceamento, por exemplo;
- d) As condições de operação da máquina para um teste de fábrica devem assegurar similaridade de fluxo entre as condições de teste e de projeto do compressor. Isso implica na limitação da faixa de variação do Número de Mach (M), Número de Reynolds (Re), relação de volume específico na sucção e descarga (v_1/v_2) e

coeficiente de vazão (ϕ). Num teste de campo as condições de operação serão em geral ditadas pelas necessidades do processo, sendo difícil, se não impossível, atender os critérios da norma;

- e) Os parâmetros de operação (vazão, pressão, temperatura, rotação, etc.) durante o teste de fábrica têm limites de variação estreitos para garantir que a máquina está operando em regime permanente. Nem sempre é possível manter a operação de um compressor estável numa planta em operação;

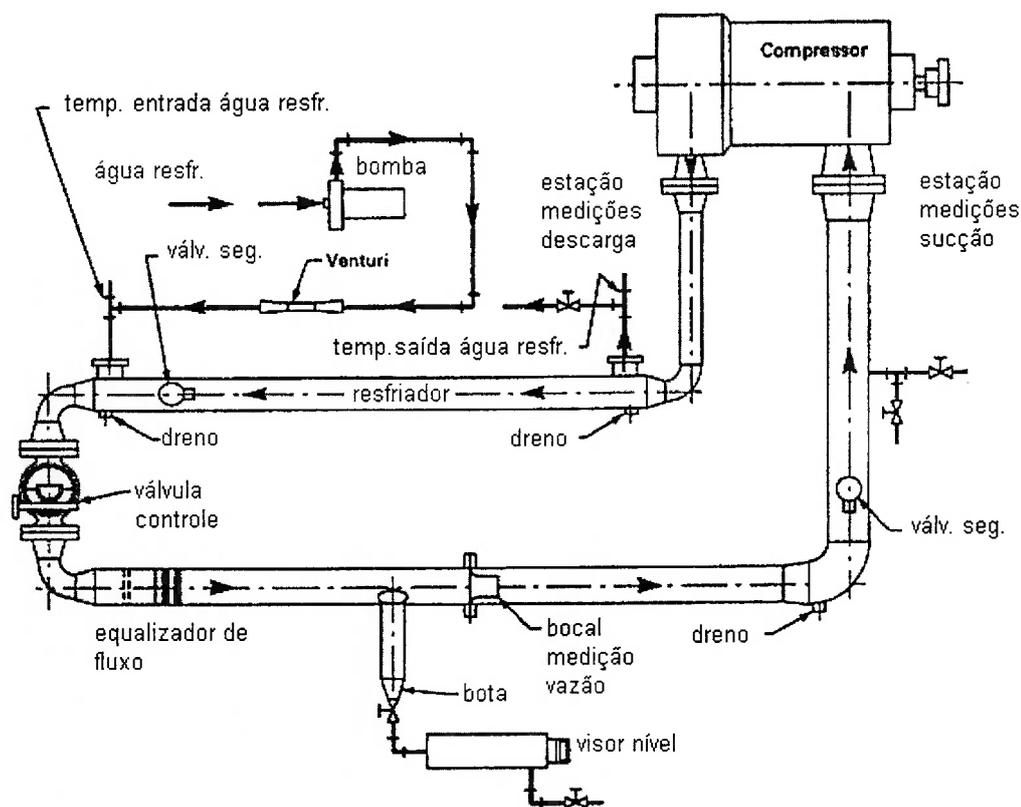


Figura 3.1 - Ilustração de um arranjo de sistema utilizado para teste de compressores centrífugos [ref. 13]

- f) A composição do gás deve ser conhecida e controlada, o que pode ser complicado em uma instalação industrial, onde não é incomum haver variações de composição

num curto espaço de tempo. Além disso não são raras as situações onde são encontradas dificuldades de amostragem e/ou análise do gás. A presença de frações condensáveis, por exemplo, pode representar considerável fonte de erro se não forem tomados cuidados adequados para evitar deterioração da amostra.

Mesmo sem dispor de condições ideais é possível fazer um teste cujos resultados serão repetitivos o suficiente para monitorar as tendências de longo prazo do desempenho do equipamento. Essas dificuldades devem ser bem compreendidas para que seja possível tirar o máximo proveito dos testes. Se for julgado necessário fazer um teste de aceitação no campo esse fator deve ser considerado no projeto da instalação, que deve ser feito atendendo às exigências da norma específica.

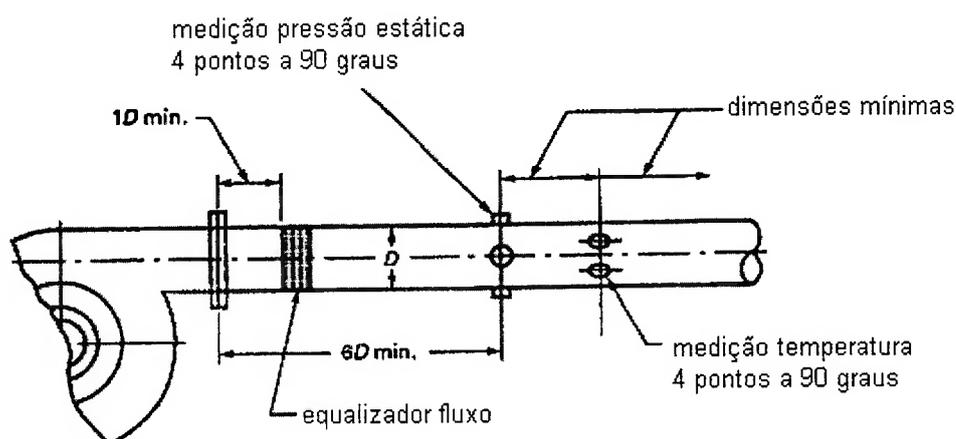


Figura 3.2 - Ilustração dos requisitos normativos para posicionamento de instrumentos de medição de pressão e temperatura de descarga para teste de um compressor centrífugo. As dimensões mínimas estão fixadas na norma específica [ref. 13]

3.1.1- Planejamento e execução do teste

Executar um teste de desempenho de uma máquina rotativa não é uma tarefa simples. O principal pré-requisito para o sucesso de um teste é um correto planejamento, onde serão definidas as diversas questões envolvidas num teste. Nunca é demais ressaltar que o planejamento deve ser mais detalhado para o caso de equipamentos mais complexos ou onde existam contratos a serem cumpridos. Nem sempre será necessária uma preparação

tão cuidadosa como descrito aqui, principalmente no caso de um teste de rotina de um equipamento de pequeno porte. Os principais pontos que devem ser definidos antes do início do teste são:

- a) Objetivo do teste - Conforme foi dito acima, podemos ter diversos objetivos para o teste de desempenho. O grau de complexidade e o custo do teste vão variar em função da precisão necessária. A precisão será função do impacto econômico do teste, sendo necessário um teste rigoroso no caso de aceitação de uma máquina nova, onde há um fabricante envolvido, ou no caso de testes de campo com máquinas críticas para o processo e/ou de grande potência, onde uma decisão errada pode custar muito dinheiro em perdas de produção ou desperdício de energia;
- b) Seleção dos instrumentos e do método de calibração - Esse é outro fator bastante influenciado pela precisão necessária no teste. Embora haja alguma liberdade na instalação de instrumentos num teste de fábrica, no caso de um teste de campo estamos, em geral, limitados aos instrumentos já instalados (a calibração de instrumentos de campo em geral é um fator crítico) . Caso seja prevista a necessidade de testes precisos no campo o projeto da instalação deve levar este fator em consideração;
- c) Incerteza das medições e incerteza do teste como um todo - Devem também ser definidas as tolerâncias para o desempenho. A questão das tolerâncias está definida em normas técnicas para o caso de equipamentos novos. Os desvios admissíveis num equipamento em operação devem ser definidos caso a caso. Desvios admissíveis para equipamentos novos devem ser definidos no contrato de aquisição. Mais detalhes serão discutidos nos itens específicos;
- d) Definição do desempenho de referência – Normalmente só faz sentido testar um equipamento para comparar o resultado do teste com um desempenho de referência. Esse desempenho de referência pode ser a previsão fornecida pelo fabricante, no caso de testes de aceitação, ou o resultado de um teste de aceitação, no caso de um teste de campo para monitoração do desempenho;

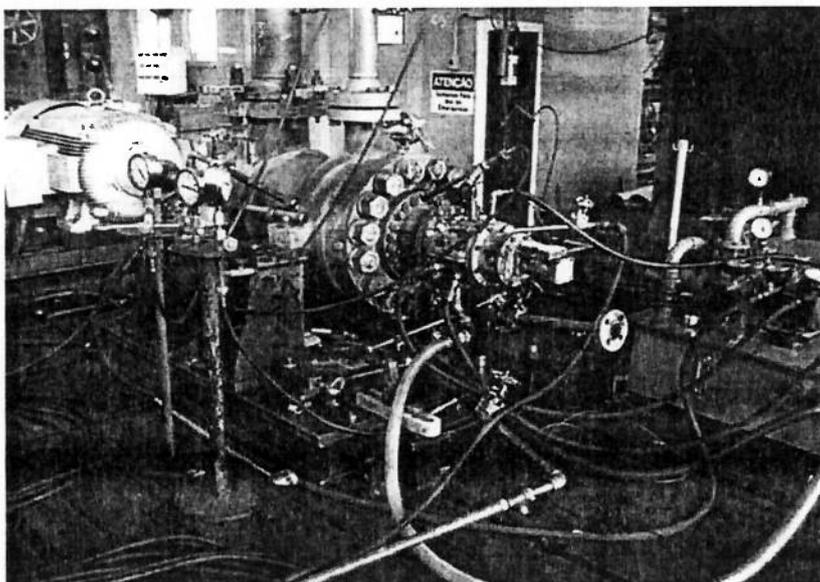


Figura 3.3 – Bomba centrífuga multi-estágios instalada numa bancada para teste de desempenho. Foto do arquivo do autor.

- e) Método de operação do equipamento durante o teste - Deve ser prestada atenção especial à necessidade de similaridade de fluxo e estabilidade de operação, requerida por algumas máquinas. A maneira como uma certa máquina é operada pode influenciar o seu desempenho;
- f) Organização do pessoal encarregado do teste, principalmente da pessoa que será responsável pelo teste como um todo. Essa designação pode ser informal no caso de testes para monitoração de desempenho, mas deve ser formal no caso de testes de aceitação de máquinas novas;
- g) Outros detalhes que devem ser definidos incluem: testes preliminares, duração do teste, frequência das leituras dos instrumentos, valores de correção para o caso de operação em condições diferentes das planejadas, método para computar os resultados, método para comparar os resultados com o desempenho de referência, condições para rejeição de leituras, dentre outros;

Outro ponto importante é a elaboração de um relatório de teste. O conteúdo do relatório deve ser adequado ao uso, sendo mais completo no caso de testes mais complexos. Um relatório de teste de aceitação formal de uma máquina nova deve conter:

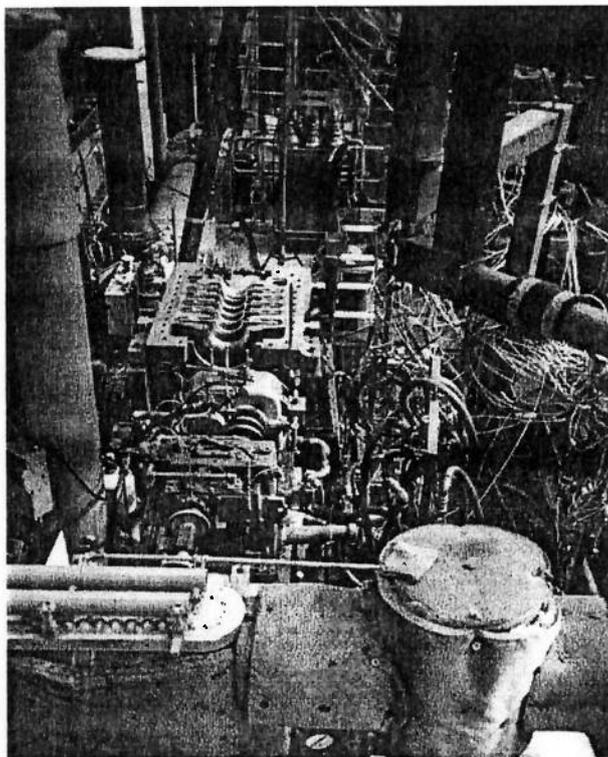


Figura 3.4 – Compressor centrífugo instalado na bancada para testes de desempenho e de funcionamento mecânico. O compressor encontra-se desmontado para troca de rotor. Foto do arquivo do autor.

- a) Um resumo contendo uma descrição sucinta do objetivo, resultados e conclusões do teste;
- b) Uma descrição detalhada do objetivo do teste e das garantias contratuais;
- c) Descrição dos equipamentos testados e de quaisquer dispositivos auxiliares utilizados;
- d) Descrição do método de teste, incluindo arranjo dos equipamentos, instrumentos utilizados e sua localização, condições de operação, incerteza de medição;
- e) Resumo dos resultados medidos;
- f) Métodos de cálculo utilizado para tratamento dos dados brutos e cálculo de incertezas do teste;

- g) Fatores de correção aplicados em função de desvios das condições especificadas, se houve alguma;
- h) O desempenho do equipamento, tanto nas condições de teste quanto corrigido para as condições reais de operação;

Deve ser ressaltado que o nível de detalhamento e complexidade do teste deve ser adequado à sua finalidade, para evitar excesso de cuidados que podem inviabilizar testes de rotina. O exemplo de planejamento de teste citado será necessário somente no caso de máquinas complexas, como compressores de grande porte acionados por turbinas. Testes de máquinas mais simples, como bombas, não requerem um planejamento tão meticuloso.

3.1.2 - Precisão, fontes de erro e tolerâncias

Como em qualquer medição de uma variável, os resultados de testes de desempenho estão sujeitos a incertezas. Embora seja possível determinar a incerteza para um teste específico utilizando uma certa instrumentação, o caminho mais prático para lidar com essa questão é definir padrões para a incerteza e as oscilações das diversas variáveis que são medidas e utilizadas no cálculo dos resultados. Para um certo tipo definido de teste, a definição da precisão e exatidão dos instrumentos determina a incerteza do resultado do teste. Esse é o procedimento normalmente adotado nas normas de testes de desempenho de máquinas rotativas.

As principais fontes de erro nos testes de desempenho são:

- a) Erros dos instrumentos, tanto em função de calibração inadequada como de falta de sensibilidade para detectar variações no processo como de defeitos;
- b) Erros de leitura, hoje em dia grandemente reduzidos pela utilização de coleta automática de dados dos instrumentos de processo pelo computador de processo. Também estão incluídos neste item os erros devidos a posicionamento inadequado dos instrumentos, por exemplo, medição da temperatura de descarga de um

compressor num ponto distante da máquina pode resultar em leitura de temperatura inferior à real, devido ao resfriamento do gás no trajeto;

- c) Erros resultantes da utilização de amostras não representativas, tais como operação do equipamento em situação muito diferente da nominal, amostras de fluidos não representativas, etc;
- d) Erros de conversão de unidades;
- e) Erros de correção de leituras, como por exemplo em colunas de água existentes em manômetros.

Um dos fatores essenciais à execução de um teste válido é estabilidade das condições de operação. Esse pré-requisito é importante o suficiente para justificar uma especificação detalhada da oscilação máxima admissível para todas as variáveis envolvidas num teste. Essas especificações são diferentes para cada tipo de máquina e serão discutidas nas seções específicas.

As tolerâncias nos resultados dos testes devem ser definidas antes dos testes em função das necessidades de cada situação específica. Não existe uma norma técnica especificando qual a tolerância adequada a cada situação. Algumas normas técnicas especificam as tolerâncias no desempenho de equipamentos novos, sendo esse um item de interesse meramente comercial, utilizado como critério de aceitação do equipamento novo. Nesse caso a tolerância admitida deve constar do contrato de aquisição da máquina.

Caso o teste de desempenho seja feito para monitoração da performance e para subsidiar decisões ligadas à manutenção e operação da máquina a tolerância indicada para cada caso vai depender da precisão possível de obter no teste. O objetivo aqui passa a ser decidir qual a perda de desempenho medida no teste que nos dá confiança de afirmar que a máquina realmente sofreu uma redução no seu desempenho. Nesse caso deve ser também considerado qual é o desempenho mínimo aceitável pelo processo, em termos de altura manométrica, vazão e eficiência. Esse desempenho mínimo pode ser diferente

do desempenho original da máquina e deve visar às condições atuais e as da próxima campanha da unidade, para evitar perdas de produção futuras ou desperdício de energia.

3.2 – BOMBAS CENTRÍFUGAS

A função de uma bomba centrífuga é fornecer uma certa altura manométrica a uma certa vazão de um fluido definido consumindo uma quantidade de energia pré-estabelecida. Os problemas de desempenho observados numa bomba são: a) não ser capaz de fornecer a vazão para a qual foi projetada; b) ser incapaz de fornecer a pressão necessária; c) apresentar eficiência menor que a original, consumindo mais energia do que deveria.

3.2.1 – Curvas de desempenho de uma bomba centrífuga

O funcionamento básico de uma bomba centrífuga está descrito no Anexo 3. Numa bomba em funcionamento com um fluido real, o fluxo do fluido pelo rotor será suave e sem choques somente se os ângulos de entrada do fluido no rotor forem iguais aos ângulos das pás. Isso só acontece quando a bomba está operando com a sua vazão de projeto, que corresponde à vazão de eficiência máxima.

Em geral, os rotores das bombas centrífugas têm ângulo de saída menor que 90° , uma vez que essa configuração tem as seguintes vantagens: a) Facilidade de controle de vazão por estrangulamento na descarga, que é o método mais comum; b) Menor velocidade de saída do fluido resulta em maior eficiência do processo de difusão que se segue ao rotor.

Um conjunto de curvas características típico de uma bomba com ângulo de saída menor que 90° é mostrado abaixo. É possível notar que a altura manométrica diminui com a vazão, ao contrário da potência. A eficiência será máxima na vazão de projeto da bomba. O conjunto de curvas mostrado é válido para as condições originais do equipamento. Pequenas modificações de rotação vão alterar a altura manométrica (H) a vazão (Q) e a potência requerida (P) aproximadamente do modo descrito no Anexo 3. Modificações do diâmetro do rotor têm efeito similar. As curvas de desempenho de bombas são afetadas pela viscosidade do fluido bombeado. Fluidos de viscosidade elevada (acima de 20-30 cP) têm o efeito de reduzir a vazão, altura manométrica e

eficiência das bombas. O método para calcular o efeito da viscosidade é mostrado na ref. 29.

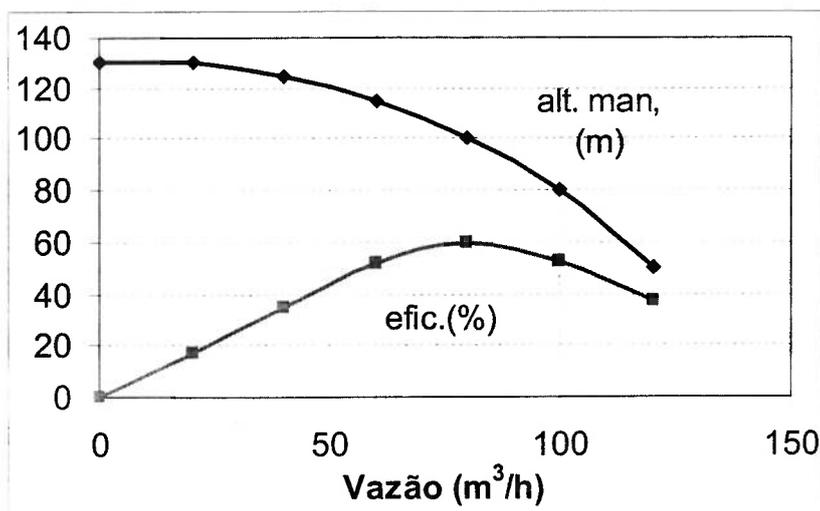


Figura 3.5 – Curva característica típica.

3.2.2 - Fatores que influenciam o desempenho de uma bomba centrífuga

A eficiência de uma bomba é a relação entre a potência absorvida pelo líquido na forma de variação de entalpia (P_h) e a potência fornecida pelo acionador (P_{ac}).

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_{ac}} \quad [3.1]$$

Diversos fatores influem nas perdas que resultam neste rendimento, conforme descrito a seguir.

3.2.2.1 - Perdas hidráulicas

São as perdas de energia que ocorrem em função da interação entre o fluido e as superfícies internas da bomba. Essas perdas hidráulicas são compostas dos seguintes componentes:

- a) turbulência no rotor e na carcaça;
- b) rugosidade e irregularidades das superfícies de passagem do fluido;

c) atrito das superfícies externas do rotor com o fluido.

A eficiência hidráulica das bombas centrífugas pode ser estimada de acordo com a equação abaixo, onde a vazão (Q) é expressa em m³/s [ref. 14, pág. 2.20]:

$$\eta_h \approx 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}} \quad [3.2]$$

Esta equação se refere a um projeto comercial de boa qualidade, embora, em algumas situações, perdas maiores possam ser toleradas, especialmente em máquinas de baixa potência. Essas perdas ocorrem em todas as bombas durante todo o tempo.

Situações anormais podem aumentar algumas delas, como por exemplo:

a) Montagem do rotor de bombas de dupla sucção na posição reversa podem ocorrer. Nessa situação o líquido vai deixar o rotor num ângulo diferente. O efeito na performance das bombas é um ligeiro aumento da altura manométrica e uma significativa redução de vazão e de eficiência. A tabela abaixo mostra alguns dados, a título de exemplo.

Tabela 3.1 - Efeito da montagem reversa do rotor. Variação percentual em relação à montagem correta, no ponto de eficiência máxima em bombas de um estágio.

Ns	Altura manométrica	Variação de vazão (%)	Variação de eficiência (%)
1240	+ 5	- 61	- 41
1430	+ 6	- 30	- 46
2570	+ 17	- 38	- 47
2740	+ 38	- 38	- 53

b) Aumento da rugosidade da voluta causa redução da eficiência da bomba devido ao aumento da perda de carga do fluido nessa parte do seu trajeto. Estudos experimentais mostram que pode ser observada uma redução de até 7,5 % na eficiência da bomba no caso de um aumento de rugosidade de uma superfície

fundida bruta para 1,2 mm sem que seja observada nenhuma redução de vazão. A redução da rugosidade com uma pintura lisa produz um aumento muito pequeno de eficiência;

O efeito do atrito com as superfícies internas da bomba foi quantificado de forma analítica e experimental [ref. 18] para o caso de bombas de velocidade específica entre 9,7 a 97 (calculado com unidades do SI, 500 e 5.000, quando calculado com unidades inglesas, GPM, RPM e pés), faixa de maior interesse para a indústria. As principais conclusões são:

- a) Um acabamento superficial liso em todas as superfícies internas da bomba produz um aumento de eficiência de cerca de 18% ($N_s = 510$) a cerca de 7% ($N_s = 5.100$), embora esta seja uma solução de custo muito elevado para fabricação;
- b) Um acabamento superficial liso somente nas superfícies externas do rotor produz um aumento de eficiência de cerca de 6,5% em bombas com $N_s = 510$;
- c) Um acabamento superficial liso somente nas superfícies internas do rotor produz um aumento de eficiência de cerca de 5% em bombas com $N_s = 5.100$..
- d) Uma redução da área de passagem da voluta causa um aumento da perda de carga e uma conseqüente redução da eficiência. Aumento de área de passagem causa aumento da eficiência, que, no entanto, é pequeno. Cuidado especial deve ser tomado com reparos com solda nas volutas, que aumentam a rugosidade e reduzem a área de passagem. Esse tipo de reparo deve ser feito somente se não for possível obter uma nova carcaça para o equipamento danificado.

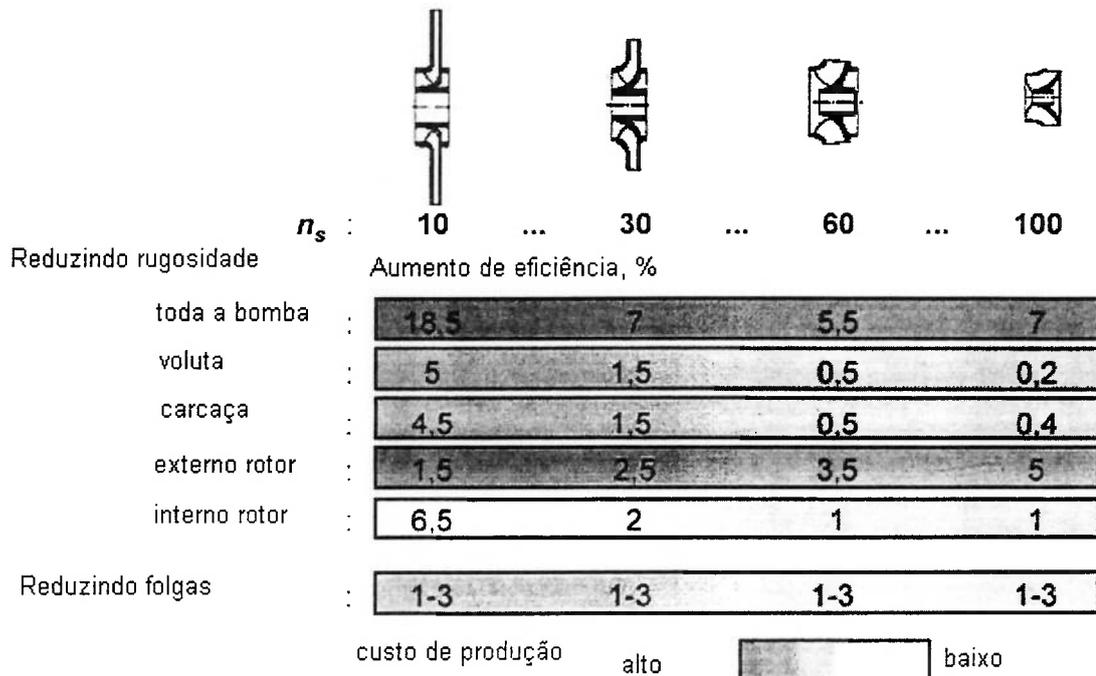


Figura 3.6 – Ilustração do aumento esperado de eficiência de bombas centrífugas em função de melhorias do acabamento interno, para diferentes faixas de velocidade específica. Comparação do custo de produção para realização da melhoria do acabamento em cada parte do equipamento [ref. 18].

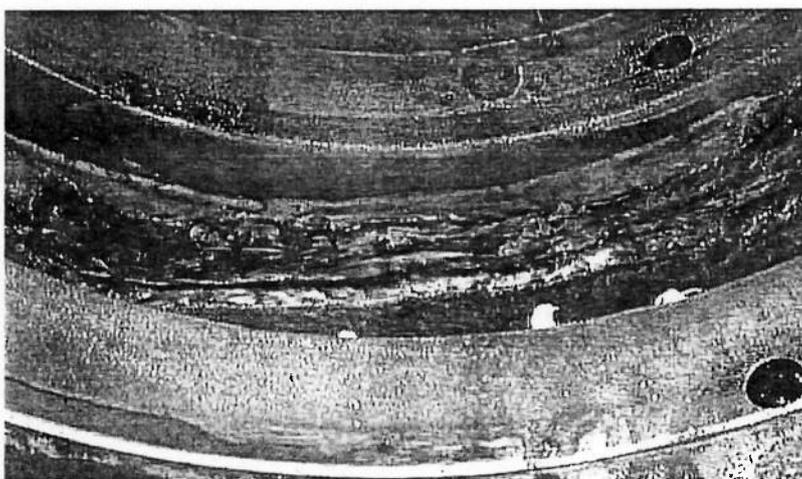


Figura 3.7 – Interior da carcaça de uma bomba centrífuga mostrando reparo com solda na voluta. Esse tipo de reparo normalmente reduz a eficiência do equipamento.

3.2.2.2 - Rendimento volumétrico

Rendimento volumétrico é a relação entre a vazão útil que sai da bomba (Q) e a vazão bombeada pelo rotor, incluindo os reciclos por anéis de desgaste e dispositivos de balanceamento (Q_r).

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{(Q + Q_r)} \quad [3.3]$$

A eficiência volumétrica de bombas de alta vazão pode ser maior do que 97 ou 98%. Bombas de baixa vazão podem ter eficiência volumétrica abaixo de 95% [ref. 14, pág. 2.21].

A situação mais freqüente é a redução do rendimento volumétrico com o tempo devido ao aumento das folgas dos anéis de desgaste. Normalmente não é observada redução da vazão, somente redução da altura manométrica e da eficiência do equipamento. A boa prática recomenda substituição dos anéis quando a folga atingir o dobro do valor inicial.. Uma bomba de processo típica, com N_s entre 500 e 1000, vai consumir entre 5 e 10% mais energia ao dobrar a folga dos anéis de desgaste. Um aumento de 50% na folga causa uma redução de cerca 2,5% na eficiência da bomba, numa faixa de velocidades específicas entre 510 e 5.100 [ref. 18].

Outros fatores podem contribuir para reduções expressivas do rendimento volumétrico, como por exemplo, a existência de uma passagem indevida conectando a descarga com a sucção da bomba.

3.2.2.3 - Perdas mecânicas em mancais e selos e atritos internos

Mancais e selos geram atrito que contribui para redução da eficiência da bomba. Na maior parte dos equipamentos essas perdas são pequenas, embora possam significar até 5 % da potência fornecida ao equipamento, no caso de bombas de pequeno porte.

Falhas de lubrificação e atritos internos entre partes móveis e fixas podem aumentar significativamente a perda mecânica, em alguns casos tornando impossível a operação do equipamento.

3.2.2.4 - A influência de cada fator na eficiência da bomba

A figura 3.8, abaixo, mostra a influência de cada fator acima citado na eficiência da bomba. Nota-se que a influência de cada fator depende fortemente da velocidade específica do equipamento .

É possível observar que o atrito das laterais do rotor com o fluido é o principal fator de perda de eficiência em bombas de baixo N_s (baixa vazão e grande altura manométrica) e que as perdas hidráulicas na carcaça são o principal fator para as bombas de alto N_s (alta vazão e pequena altura manométrica).

A eficiência máxima obtida por bombas comerciais foi mostrada anteriormente (figura 2.1) . Essa figura se refere a bombas operando na vazão de eficiência máxima. Uma bomba que opere fora dessas condições terá necessariamente uma menor eficiência, em função do aumento das perdas hidráulicas decorrente da entrada do fluido no rotor num ângulo diferente do da sua pá, o que causa choques e turbulência.

3.2.3 – Anomalias hidráulicas

O desempenho das turbomáquinas pode ser afetado por anomalias hidráulicas ou aerodinâmicas. Esta interferência pode fazer com que os resultados de testes de desempenho não representem a real condição do equipamento.

3.2.3.1 - Cavitação

Cavitação é o fenômeno no qual ocorre a formação e o subsequente colapso de bolhas de vapor do líquido quando o fluxo de fluido sofre variações de pressão no seu trajeto. Esse mecanismo de desgaste é freqüente em rotores de bombas, hélices de navios, válvulas sujeitas a grande diferencial de pressão e outros. A cavitação ocorre da seguinte maneira:

- a) Redução local da pressão do fluido, atingindo a pressão de vapor do fluido e formando bolhas de vapor;

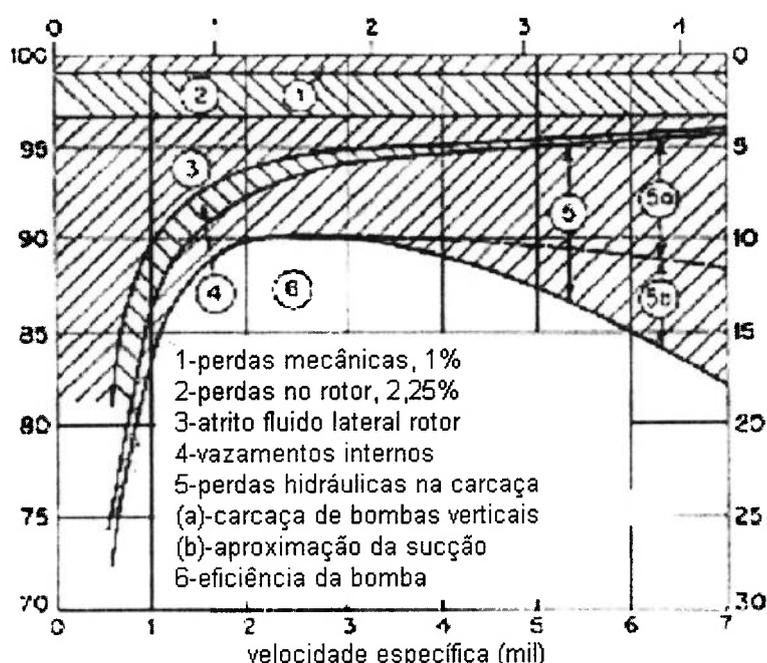


Figura 3.8 – Ilustração da relação entre as diversas fontes de perdas de eficiência numa bomba centrífuga [ref. 14, pág. 2.203].

b) Subseqüente colapso da bolha formada anteriormente quando ela atinge uma região de alta pressão.

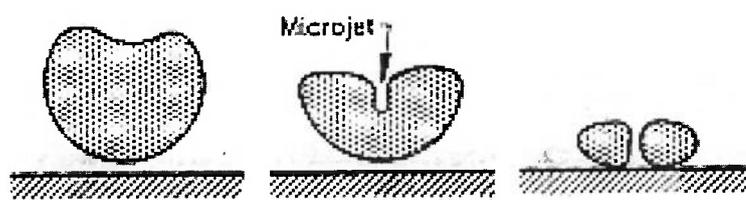


figura 3.9 - Ilustração do mecanismo da cavitação (ref. 51)

Quando esse colapso ocorre próximo a superfícies metálicas o dano por cavitação pode ocorrer. O micro-jato de líquido atinge altas velocidades, arrancando pequenas partículas da superfície. Estima-se que somente uma em 30.000 implosões resulte em dano visível.

Alguns fatores colaboram para agravar ou atenuar o impacto do micro-jato de líquido na superfície metálica quando do colapso das bolhas de vapor:

- a) Gases dissolvidos no líquido tendem a ocupar uma parte do volume das bolhas juntamente com o vapor. No momento do colapso a pequena quantidade de gás não condensável tende a amortecer o impacto, tornando o dano menos severo;
- b) Uma alta relação entre volume específico do vapor e volume específico do líquido faz com que o volume das bolhas seja maior. Tendo maior espaço para acelerar quando da implosão da bolha de vapor o micro-jato de líquido atingirá maior velocidade e vai causar maior dano. Essa é a razão que faz com que a cavitação seja mais deletéria em equipamentos que trabalham com água do que em equipamentos que trabalham com hidrocarbonetos, por exemplo;
- c) A operação da bomba com vazão menor do que a de eficiência máxima faz com que o $NPSH_{0\%}$, ou seja, o NPSH que corresponde à condição de não ocorrência de redução da altura manométrica, possa ser consideravelmente maior que o $NPSH_{3\%}$, ou $NPSH_r$, que é o valor usualmente informado pelos fabricantes. Este fato pode causar a necessidade de fatores de segurança maiores quando a bomba operar por tempo prolongado em vazões menores que a de eficiência máxima.

Quando o fluido está se deslocando no interior da bomba ele sofre modificações na direção do seu movimento. A modificação de direção mais crítica é aquela que ocorre quando o fluido está entrando em contato com o rotor, por ser essa a região de menor pressão dentro da bomba. A região que fica atrás da palheta vai ser uma região onde a pressão local é reduzida em função da mudança de direção.

Se o fluido estiver entrando na bomba em condições próximas às de vaporização essa pequena redução pode ser suficiente para criar bolhas de vapor, que vão seguir o caminho do fluido. Ao atingir uma região de alta pressão essas bolhas vão colapsar, o que pode causar danos ao rotor.

Além dos danos mecânicos, a cavitação reduz a transferência de energia entre o rotor e o fluido. Essa redução pode inviabilizar o funcionamento do equipamento. A determinação do $NPSH_r$ de bombas comerciais é feita reduzindo o $NPSH_d$ até que haja uma redução de 3% no altura manométrica fornecido ao fluido.

Evita-se cavitação fazendo com que a pressão de sucção da bomba seja maior do que a pressão de vapor do fluido nas condições de sucção o suficiente para evitar vaporização em qualquer ponto do rotor.

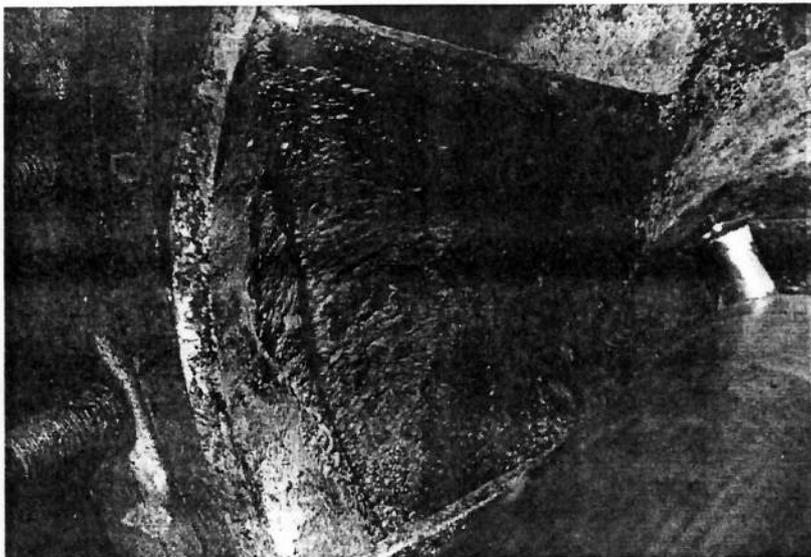


Figura 3.10 - Rotor de bomba centrífuga que trabalhava com água mostrando sinais de dano por cavitação.

A margem de segurança necessária é chamada de NPSHr (Net Positive Suction Head - required). A margem de segurança existente numa certa instalação é conhecida como NPSHd (NPSH disponível)

$$NPSH_d = \frac{10 \cdot (P_s - P_v)}{d} \quad [3.4]$$

onde:

P_s = Pressão de sucção da bomba (kgf/cm^2 Abs.)

P_v = Pressão de vapor do fluido na temperatura de sucção (kgf/cm^2 Abs.)

d = massa específica do fluido / massa específica da água

Normalmente utiliza-se um fator de segurança de 0,5 a 1 m, dependendo do serviço. Um fator de segurança maior pode ser necessário em situações especiais, principalmente no caso de operação prolongada em vazões consideravelmente menores que a de eficiência

máxima. O NPSHr de uma bomba específica pode ser obtido no catálogo do fabricante. Considera-se que o NPSHr é proporcional ao quadrado da rotação da bomba.

Todo problema de cavitação começa com o fenômeno descrito acima. Depois de constatado que a bomba realmente não dispõe de NPSHd suficiente para operar é necessária uma análise do sistema onde a bomba está operando para determinar qual será a melhor maneira de eliminar o problema. Alguns exemplos são:

- a) Redução da perda de carga na tubulação de sucção, aumento diâmetro ou reduzindo comprimento e número de curvas, por exemplo. Outras maneiras de conseguir essa redução incluem redução da vazão, aumento da área de filtros, limpeza (remoção de incrustações), etc;
- b) Aumento da pressão do fluido a montante da bomba, fixando um nível mínimo de operação do vaso de sucção, elevando o vaso de sucção ou abaixando a bomba, etc. Se a bomba estiver succionando produto de um vaso onde exista líquido em equilíbrio com seu próprio vapor, não será eficaz o aumento de pressão no vaso sem modificação das condições de equilíbrio;
- c) Substituição da bomba por outra com menor NPSHr. Isso pode ser feito utilizando uma bomba com rotor com maior área da região de sucção ou uma bomba de menor rotação. Pode ainda ser utilizado um indutor, que nada mais é do que um rotor adicional montado em série que possui ângulo de entrada do fluido (e NPSHr) muito pequeno ;
- d) Utilização de indutores, que nada mais são que rotores com ângulo de entrada muito pequeno, o que resulta numa redução do NPSHr da bomba;
- e) Algumas vezes não é possível eliminar a causa básica da cavitação. Torna-se então útil conhecer alguns métodos para reduzir os seus efeitos, tais como instalação de rotores fabricados de materiais mais resistentes (reduzir o desgaste), injeção de gás em quantidades controladas na sucção da bomba (amortecer impactos), etc

3.2.3.2 – Operação com vazão reduzida

A vazão que está efetivamente circulando por dentro de uma bomba influencia o seu comportamento. Essa influência aparece de modo mais óbvio da maneira mostrada nas figuras acima, onde vê-se como a eficiência e altura manométrica mudam com a vazão.

Conforme foi apontado acima, as bombas são projetadas para uma certa vazão, a vazão de eficiência máxima. Isso não quer dizer que as bombas não possam operar em condições diferentes dessa, mas significa que o seu desempenho não será o mesmo. Além de não fornecer a mesma altura manométrica e de não apresentar a mesma eficiência a bomba sofrerá alguns outros problemas:

- a) O esforço radial exercido pelo fluido sobre o rotor será maior em vazões diferentes da de máxima eficiência para todas as bombas que não tenham difusor, em razão da distribuição irregular de pressões na sua periferia. Esse esforço radial aumenta a carga nos mancais da bomba, embora bombas de serviço pesado sejam projetadas para resistir a esse esforço em qualquer condição de operação;
- b) A temperatura do fluido bombeado aumentará com a redução da vazão, uma vez que a energia recebida do acionador e não transformada em pressão será transformada em energia interna do fluido;
- c) Pode haver recirculação do fluido bombeado no interior do rotor, o que pode levar as bombas com potência maior do que cerca de 100 HP a apresentar uma vibração elevada.

Os problemas de aumento de temperatura e de recirculação podem ser avaliados com maior precisão se for conhecida a vazão mínima térmica e a vazão mínima para fluxo estável da bomba.

3.2.3.3 - Aquecimento do fluido

O aquecimento do fluido é consequência da perda de eficiência da bomba em baixas vazões. A energia não utilizada para aumentar a pressão é gasta aquecendo o fluido. O aumento de temperatura pode causar vaporização do fluido no interior da bomba, o que origina cavitação, com seus efeitos deletérios.

O limite para aumento de temperatura depende da temperatura de sucção e da temperatura de vaporização do fluido na pressão de sucção, sendo usualmente menor que 20 °C. Esse aumento é calculado da seguinte maneira [ref. 16, pág 86]:

$$\Delta T = 0,00981 \cdot \frac{H}{c} \cdot \left(\frac{2}{\eta} - 1 \right) \quad [3.5]$$

onde:

ΔT = aumento de temperatura do fluido (°C)

H = Altura manométrica fornecida pela bomba (m)

η = eficiência da bomba

c = calor específico do fluido (kJ/kg.°C)

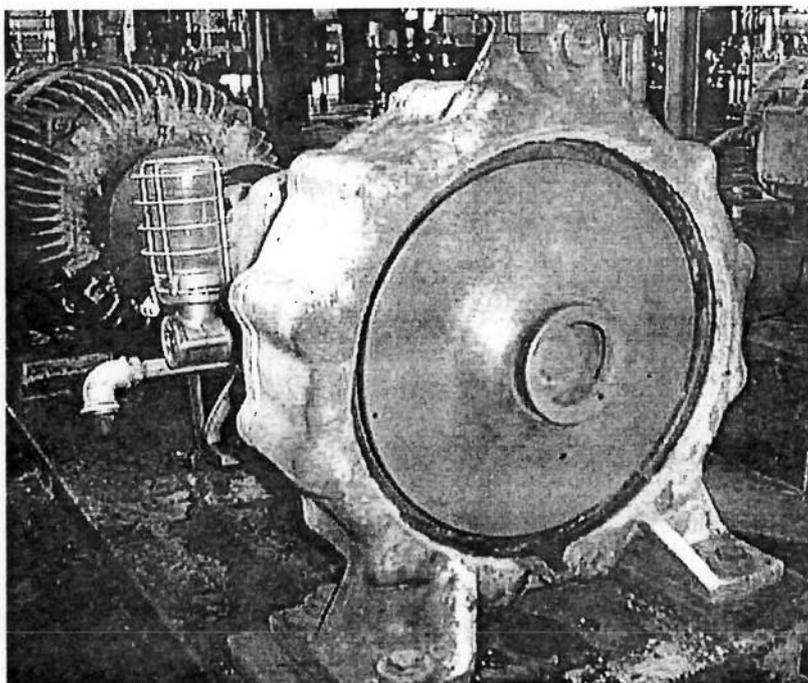


Figura 3.11 – Bomba centrífuga cuja carcaça explodiu devido à vaporização do fluido causada pela operação com a sucção e descarga bloqueadas. Foto do arquivo do autor.

3.2.3.4 - Instabilidade hidráulica

Bombas com potência superior a 75 kW podem apresentar sensibilidade à instabilidade de fluxo numa vazão maior que a calculada para limitar o aumento de temperatura, devido à quantidade de energia cedida ao fluido pelo rotor. Esse ponto é conhecido como vazão mínima para fluxo estável e é a vazão na qual começa a haver recirculação de fluido internamente ao rotor. A vibração da bomba pode aumentar muito devido às forças hidráulicas ocasionadas pela recirculação. Embora mais comum em bombas de potência maior que 100 HP, pode acontecer em máquinas menores.

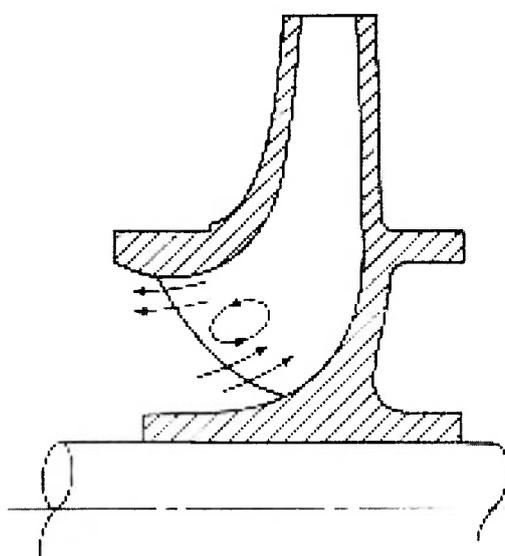


Figura 3.12 - Ilustração da recirculação que ocorre no interior do rotor quando em operação com vazão reduzida.

O método utilizado para cálculo aproximado da vazão mínima para fluxo estável é devido a Fraser [ref. 15], consistindo no cálculo da Velocidade Específica (N_s), a Velocidade Específica de Sucção (SSS) e utilização do gráfico abaixo, onde a vazão mínima estável é expressa como um percentual da vazão de eficiência máxima do equipamento.

$$N_s = \frac{RPM \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad [3.6]$$

$$SSS = \frac{RPM \cdot Q^{0,5}}{NPSH_r^{0,75}} \quad [3.7]$$

Onde:

Q – vazão da bomba no ponto de eficiência máxima com o maior rotor. No caso de rotores de dupla sucção utilizar a metade da vazão correspondente à máxima eficiência, BEP (GPM)

H – altura manométrica no ponto de eficiência máxima com o maior rotor (ft)

NPSH_r – NPSH requerido no ponto de eficiência máxima com o maior rotor (ft)

Algumas reduções na vazão mínima calculada podem ser aplicadas, conforme abaixo:

- Se a vazão de eficiência máxima da bomba for menor que 2.800 GPM a vazão mínima será o valor retirado do gráfico multiplicado por 0,5 para serviço contínuo e por 0,25 para serviço intermitente;
- No caso de hidrocarbonetos a vazão mínima poderá ser reduzida em 60 % para operação contínua e em 75 % para operação intermitente.

O método descrito um valor aproximado para a vazão mínima estável de uma certa bomba. Uma maneira conservativa de abordar a questão é considerar que, caso não exista informação específica do fabricante da bomba, a vazão mínima calculada deve ser confirmada por um teste de campo, medindo-se a vibração e o aumento de temperatura . Outros métodos de cálculo podem ser encontrados na literatura [ref. 16, pág. 87].

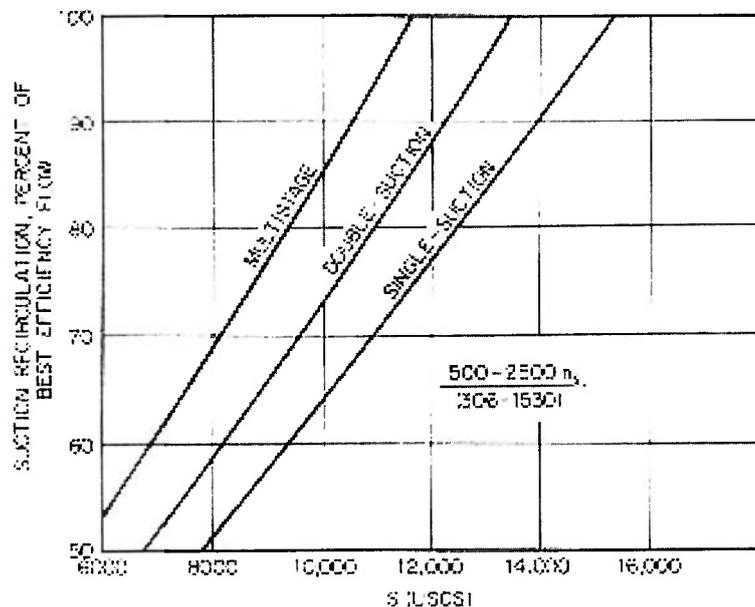


Figura 3.13– Vazão mínima de bombas centrífugas [ref. 15]

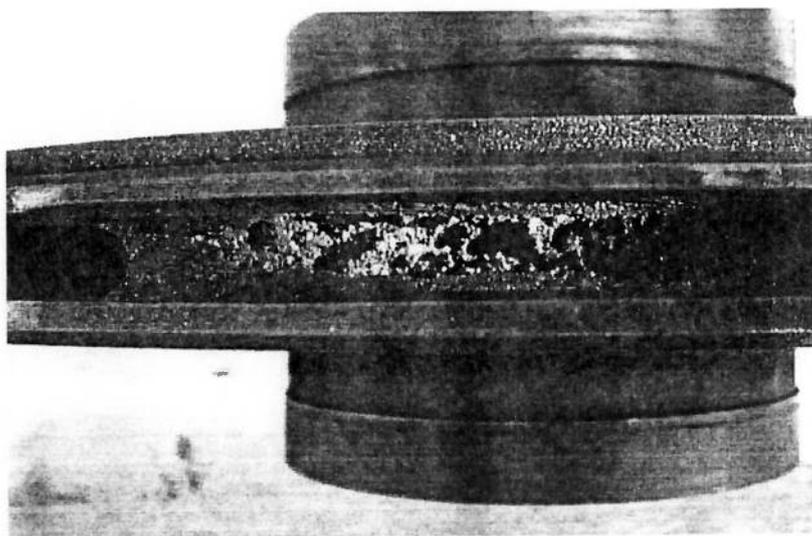


Figura 3.14 - Rotor de bomba de água com danos causados pelo vórtice formado pela recirculação na descarga. Essa recirculação foi causada pela operação da bomba com vazão cerca muito menor que a vazão de eficiência máxima. Foto do arquivo do autor.

3.3 – Avaliação de Desempenho de Bombas Centrífugas no Campo

Foram discutidos acima diversos fatores que influenciam o desempenho de uma bomba. Num caso real de um equipamento que esteja apresentando baixa eficiência pode ser interessante fazer um teste de desempenho no campo, para facilitar a determinação da causa do problema.

O procedimento para o teste de campo de uma bomba acionada por motor elétrico, que é o caso mais comum, é o seguinte:

- a) Obter os seguintes dados sobre a bomba a ser testada: Folha de dados, curva de performance obtida no teste original, ficha de manutenção com registros de folgas internas e diâmetro do rotor instalado.
- b) Obter a folha de dados do acionador.
- c) Verificar se o equipamento possui instrumentos para medição de pressão de sucção e descarga, vazão, tensão e corrente elétrica do motor. Verificar se os instrumentos estão calibrados. Observar que a medição de vazão pode necessitar de correção em função de variações de temperatura ou densidade do produto bombeado;
- d) Obter pelo menos duas leituras consecutivas das variáveis acima, tendo o cuidado de certificar-se que todas elas estão estáveis na hora da medição;
- e) Obter densidade e viscosidade do produto bombeado no momento do teste, retirando uma amostra, se necessário;
- f) Verificar se é necessário fazer correção do desempenho original da bomba em função da viscosidade ou da rotação;
- g) Calcular altura manométrica, potência hidráulica, potência fornecida pelo acionador e eficiência da bomba com as fórmulas listadas abaixo, fazendo as correções em função da rotação do equipamento conforme discutido anteriormente;
- h) Comparar a eficiência e a altura manométrica calculadas com os dados originais. Diferenças maiores que 10% indicam que a performance atual está diferente da

original. Essa tolerância deve ser utilizada somente no caso de testes para monitoração do desempenho de equipamentos instalados.

$$H = \frac{10 \cdot (P_d - P_s)}{\rho} \quad [3.8]$$

$$P_h = \frac{9,81 \cdot Q \cdot H \cdot \rho}{3600} \quad [3.9]$$

$$P_{ac} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \eta_m \cdot \phi \quad [3.10]$$

$$\eta_b = \frac{P_h}{P_{ac}} \quad [3.11]$$

Os resultados calculados vão indicar a situação atual do equipamento.

H = Altura manométrica, metros

P_d, P_s = Pressão de descarga e sucção, kgf/cm²

d = densidade do fluido, g/cm³

P_h = Potência hidráulica, kW

P_{ac} = potência do acionador, kW (caso seja um motor elétrico trifásico)

I = Corrente elétrica, A

V = Voltagem, V

φ = fator de potência do motor

η_m = eficiência do motor

η_b = eficiência da bomba

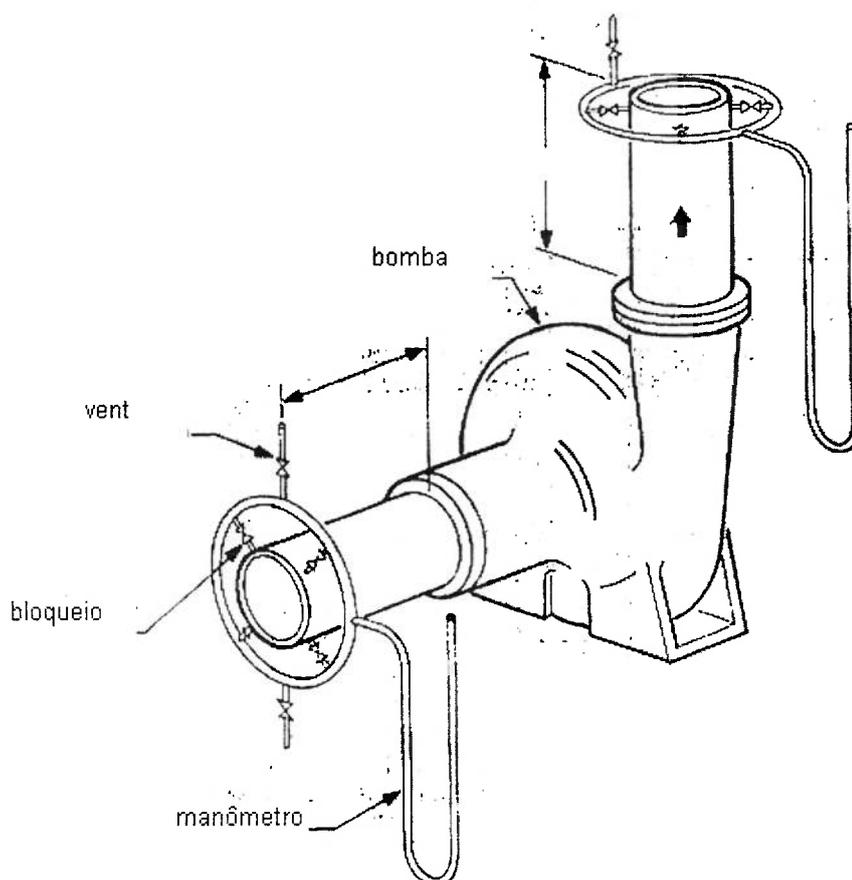


Figura 3.15 - Ilustração do requisito normativo para arranjo das tomadas para medição de pressão de sucção e descarga durante o teste de uma bomba (ref. 21)

Variável	Precisão das medições (%)		Flutuação das medições (%)	
	Teste tipo A	Teste tipo B	Teste tipo A	Teste tipo B
altura manométrica total	-	-	2,0	4,0
altura manométrica	0,25	0,5	2,0	4,0

descarga				
altura manométrica sucção	0,25	0,5	3,0	6,0
Vazão	0,75	2,0	2,0	4,0
RPM	0,1	0,5	0,3	0,75
potência	1,0	2,0	1,0	2,0

Tabela 3.2 – Precisão aceitável dos instrumentos e variação admissível das leituras durante os testes [ref. 21]

3.3.1 – Discussão de casos reais

Cerca de 75% dos problemas de desempenho de bombas centrífugas analisados pelo autor tiveram sua origem em deficiências da bomba. Os restantes estavam divididos em problemas com o sistema elétrico e modificação das condições de operação.

A figura 3.16, abaixo, ilustra o exemplo de uma bomba que apresentava desempenho inferior às necessidades do processo. Neste conjunto de testes, foram avaliadas duas bombas que eram originalmente idênticas. Um dos equipamentos apresentou resultados próximos dos originais, sendo representado pelo ponto identificado com a data do teste (21/8/03). A outra bomba forneceu uma altura manométrica significativamente inferior à original, sendo representada pelo ponto marcado com o rótulo de “testes anteriores”.

Apesar de fornecer altura manométrica bem inferior à original, a eficiência da bomba era próxima à original. Essa aparente contradição pode levar a decisões erradas. A figura 3.27, abaixo, mostra o estado do rotor da bomba, danificado por algum corpo estranho que caiu no interior da bomba.

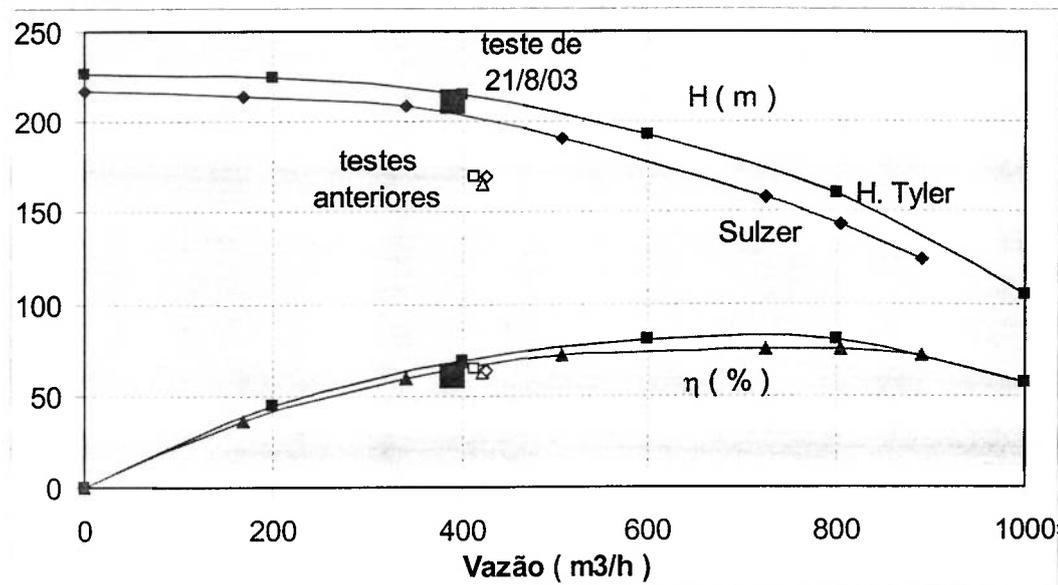


Figura 3.16 – Resultado de teste de desempenho de duas bombas centrífugas, uma das quais não conseguia atender às necessidades do processo. Dados retirados de testes de campo realizados pelo autor.

Deve ser notado que o ângulo de saída do fluido e o diâmetro externo do rotor foram reduzidos devido ao dano. Essa redução do ângulo de saída e de diâmetro externo reduz a transferência de energia, conforme mostrado no anexo 3 e repetido aqui por conveniência:

$$H = U_2 \cdot (U_2 - V_{m2} \cdot \cot \beta_2) \quad [3.12]$$

A eficiência não é afetada por não haver perda de energia adicional. O dano causado ao rotor, nesse caso específico, não aumentou a turbulência ou incluiu restrições adicionais ao fluxo.

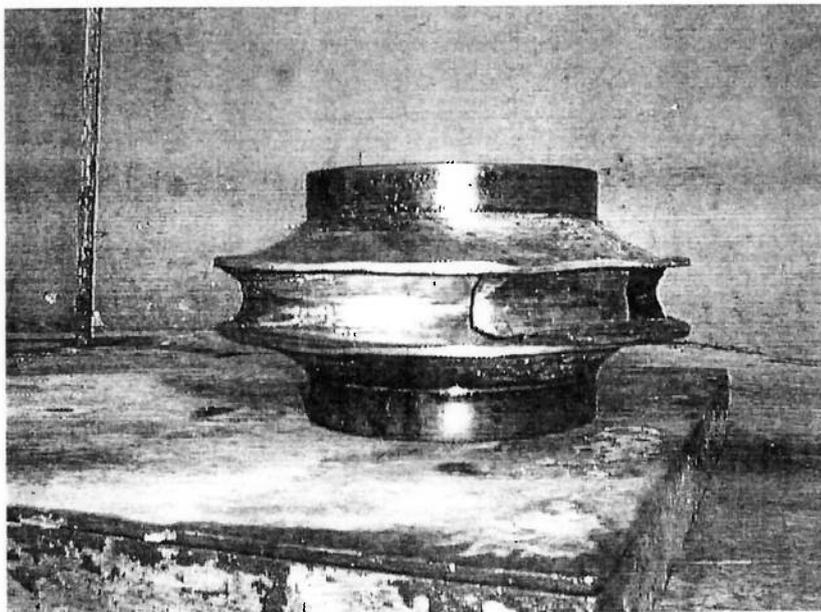


Figura 3.17 – Rotor danificado por corpo estranho. O desempenho foi afetado conforme mostrado na figura abaixo. Foto do arquivo do autor.

Outro exemplo de bomba onde houve um problema de desempenho pode ser visto nas figuras 3.18 a 3.21. Neste caso, é mostrado um exemplo de falha mecânica interna da bomba, onde um deslocamento do difusor do quinto estágio causou uma restrição ao fluxo, reduzindo a eficiência e a altura manométrica fornecidas pela bomba.

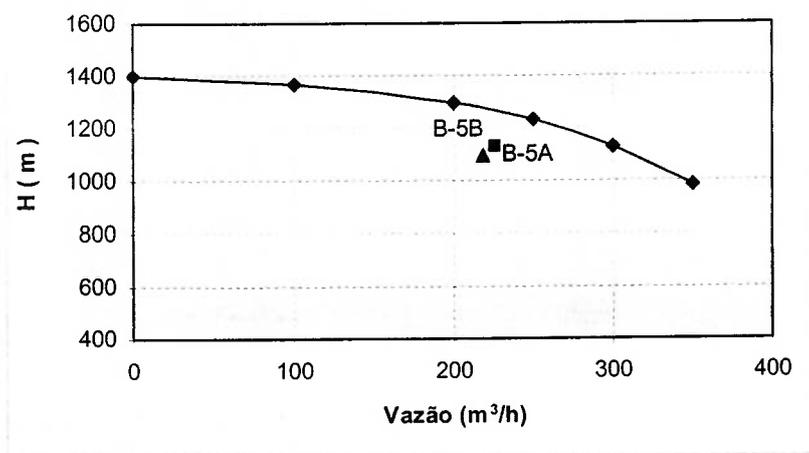


Figura 3.18 – Redução da altura manométrica observada na bomba danificada. Dados de testes de campo realizados pelo autor.

Esta redução do desempenho foi causada pela interposição de uma perda de carga adicional ao fluido nas regiões onde o defeito interno causou uma restrição da área de passagem.

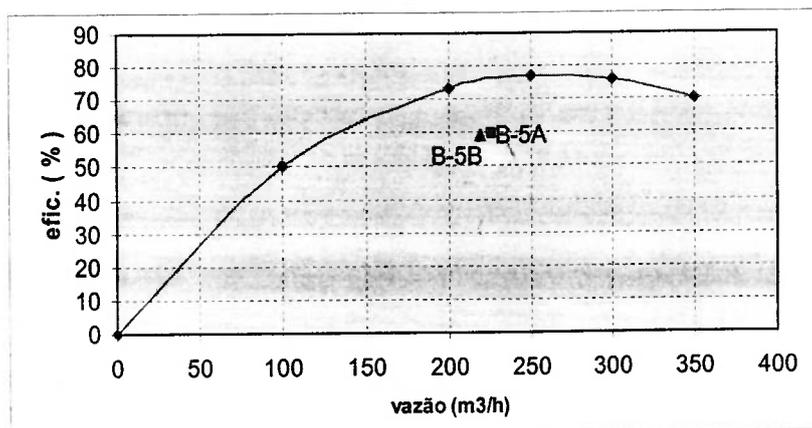


Figura 3.19 – Redução da eficiência. Dados de testes de campo executados pelo autor.

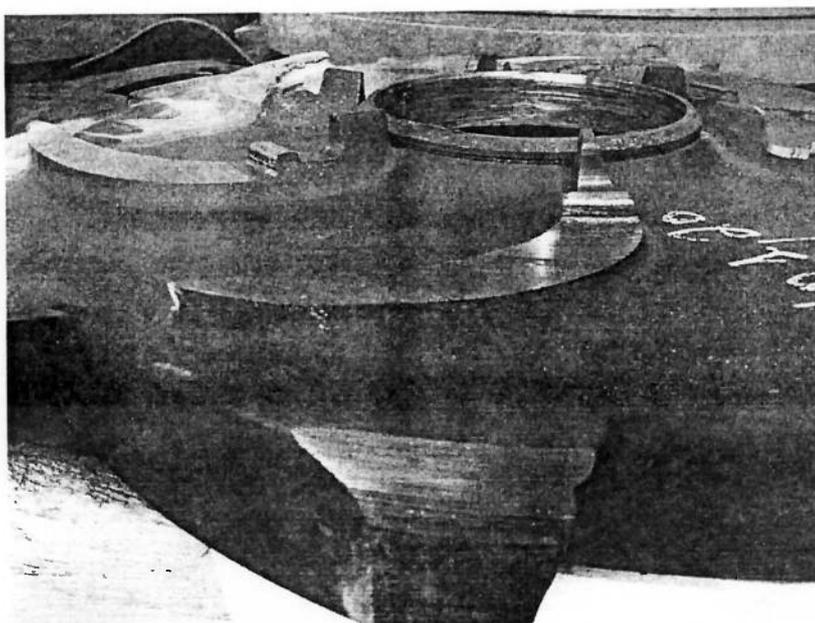


Figura 3.20 – Canais de retorno do difusor do quinto estágio, mostrando o dano ocorrido devido ao seu deslocamento. Foto do arquivo do autor.

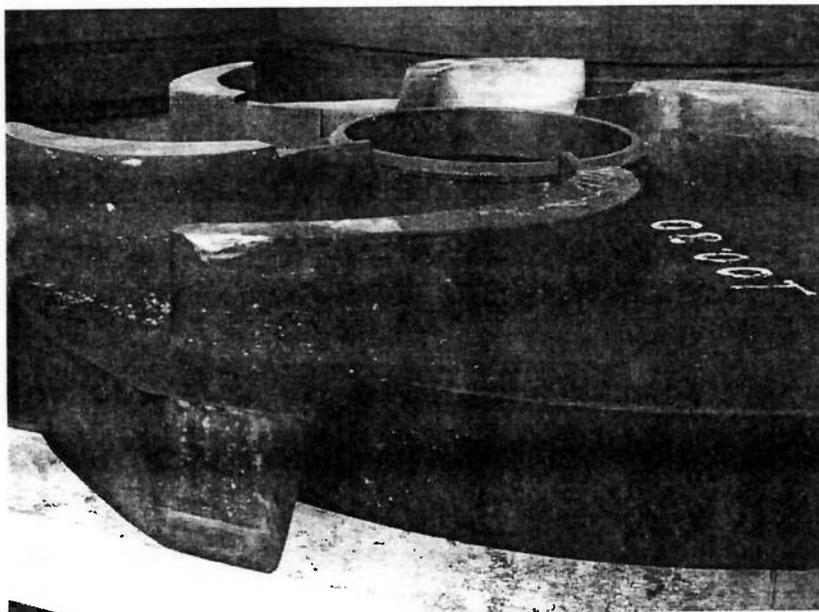


Figura 3.21 – Difusor mostrando os canais de retorno em bom estado. Foto do arquivo do autor.

Um outro caso particular e interessante é o de instalações projetadas para operação de mais de uma bomba em paralelo. Se não for possível operar uma máquina de cada vez, não é possível, em princípio, fazer uma avaliação de desempenho.

Um artifício pode tornar esta avaliação possível: Operar as bombas aos pares e comparar o resultado dos testes com uma curva de desempenho composta, ou seja, a curva resultante para as duas bombas (que, no caso de operação em paralelo, pode ser obtida através da soma das vazões representadas nas curvas).

O exemplo abaixo torna a questão mais clara:

Uma grande instalação de bombeamento de água de resfriamento estava apresentando diversos problemas, causados por uma redução da vazão de água abaixo dos valores historicamente observados. Uma análise preliminar do problema indicou que era possível que as bombas estivessem operando com eficiência reduzida.

A vazão de água necessária não permitia a operação de uma bomba isolada sem prejuízos para o sistema. A alternativa adotada foi a realização de um teste com duas

bombas em paralelo, tomando como base a curva de desempenho das bombas combinadas. O resultado está mostrado na figura abaixo, para duas combinações de bombas. Pode ser visto que o desempenho combinado se aproxima bastante do desempenho indicado na curva combinada.

Testes realizados em ocasião posterior, quando foi possível operar as bombas uma a uma indicaram que a conclusão anterior estava certa, podendo o seu resultado ser observado na figura seguinte. Uma pequena redução de pressão de descarga foi observada com uma das bombas, redução esta que não justificava o problema observado.

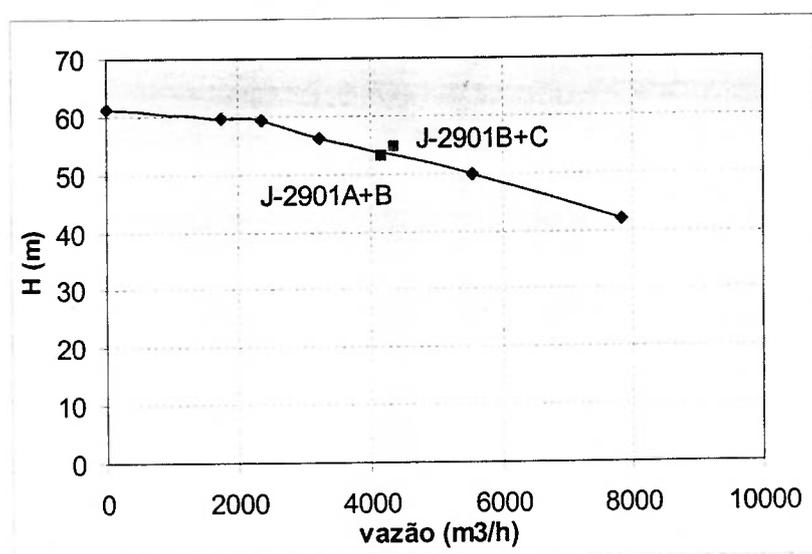


Figura 3.22 – Curva de desempenho para duas bombas operando em paralelo e os resultados dos testes. Dados de testes de campo realizados pelo autor.

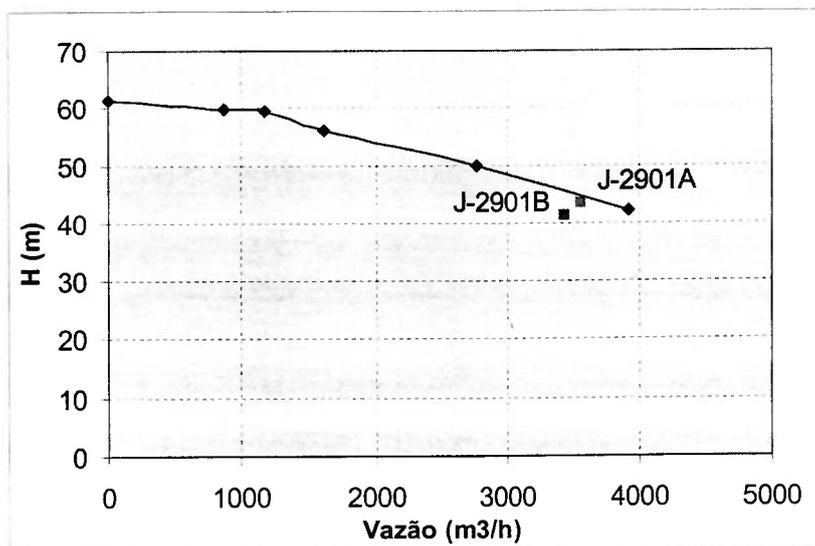


Figura 3.23 – Testes com as mesmas bombas acima, em ocasião em que foi possível a operação de uma máquina de cada vez. Dados de testes de campo realizados pelo autor.

3.4 – COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

Assim como no caso de uma bomba centrífuga, discutido anteriormente, a função de um compressor é fornecer uma certa quantidade de energia hidráulica a uma certa vazão de um fluido definido, consumindo uma quantidade de energia pré-estabelecida. Os problemas de desempenho que podem ser observados num compressor são: a) não ser capaz de fornecer a vazão para a qual foi projetada; b) ser incapaz de fornecer a pressão necessária; c) apresentar eficiência menor que a original, consumindo mais energia do que deveria.

3.4.1 - Curvas características de um compressor

Conforme mostrado no Anexo 3, para um certo compressor, existe uma correspondência entre a quantidade de energia cedida ao fluido e as velocidades do fluido e do rotor nas regiões de sucção e descarga do rotor. Em geral os compressores não dispõem de mecanismos para imprimir uma pré-rotação ao fluido e a equação de Euler pode ser simplificada e escrita:

$$H_e = U_2 \cdot V_{u2} \quad [3.13]$$

A influência do ângulo de saída do rotor na transferência de energia foi, também, discutida anteriormente. Supondo-se fixa a rotação, a energia cedida ao fluido torna-se função exclusivamente da velocidade do fluido na direção tangencial na região de descarga do rotor. Essa relação implica que a energia cedida ao fluido é função da vazão volumétrica descarregada pelo rotor, conforme descrito no Anexo 3. Não é muito prático expressar o desempenho do compressor em função da vazão volumétrica na descarga do rotor, por ser essa uma variável normalmente inacessível para o usuário da máquina. A prática usual é expressar o desempenho do compressor em função da vazão volumétrica aspirada, que está relacionada com a descarregada do seguinte modo:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} \quad [3.14]$$

Onde Q é a vazão volumétrica e v o volume específico. Os subscritos 1 e 2 se referem às regiões de sucção e descarga, respectivamente.

Desse modo, a representação usual, onde são representadas as características do compressor em função do volume aspirado, é somente uma aproximação da representação do desempenho da máquina, sendo a manutenção da relação de volumes específicos do gás um fator preponderante para assegurar a precisão da informação.

Em geral, a relação de v_2/v_1 só é mantida constante se as condições de operação e a composição do gás foram mantidas constantes ou forem similares. A condição de similaridade de fluxo é imprescindível para a utilização das curvas de desempenho dos compressores centrífugos e, por conseguinte, para a interpretação dos resultados dos testes de desempenho.

As condições de similaridade são afetadas pela compressibilidade do gás, que por sua vez está ligada a diversos fatores, tais como: composição, relação de pressão, eficiência do compressor, número de Mach, rotação. Desse modo fica evidente que um conjunto de curvas características só será válido para um conjunto de condições de operação (pressão, temperatura, composição do gás, rotação, etc). Somente no caso de se desprezar a compressibilidade do gás seria possível considerar as curvas como gerais.

Curvas do compressor

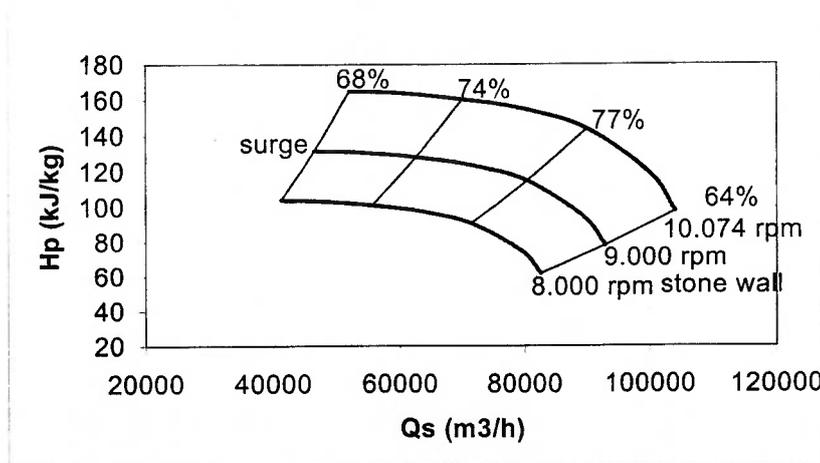


Figura 3.24 - Curvas características de um compressor centrífugo.

A figura acima ilustra um conjunto típico de curvas características de um compressor. Pode ser visto que existe um limite superior e inferior, em função da rotação máxima e mínima de trabalho, normalmente associadas a limitações mecânicas da máquina, e limites à esquerda e à direita, em função da ocorrência de fenômenos aerodinâmicos (“surge” e stone wall). Esses fenômenos aerodinâmicos serão discutidos mais adiante. As diversas curvas em várias rotações mostrada acima não são obtidas pela aplicação direta das “fan laws” citadas anteriormente.

3.4.2 - O efeito bola de neve (snowball)

As considerações acima são válidas para qualquer compressor. No caso de máquinas de múltiplos estágios, existe outro fator complicador, que é a amplificação dos efeitos da compressibilidade ao longo dos diversos estágios de compressão, o que pode ser entendido do seguinte modo:

Um compressor é projetado para ter eficiência máxima numa certa vazão. As áreas de passagens dos diversos estágios vão decrescer junto com o volume específico do gás, à medida que ele é comprimido. Caso o primeiro estágio opere, por alguma razão externa à máquina, com vazão menor que a de projeto, o segundo estágio sofrerá a soma de dois efeitos: a) A redução da vazão causada por uma razão externa ao compressor somado a b) A redução da vazão descarregada pelo primeiro estágio em função do aumento da relação de pressão no primeiro estágio. Esse fenômeno leva o compressor de múltiplos estágios a amplificar os efeitos de qualquer alteração nas condições de operação, sendo os estágios subseqüentes obrigados a trabalhar em condições ainda mais distantes da de projeto que o primeiro estágio. Este fenômeno é conhecido como efeito bola de neve (snowball). Este efeito pode ser visto, esquematicamente, na figura abaixo. É possível notar que uma variação na vazão aspirada pelo primeiro estágio é amplificada nos estágios seguintes. Os rotores do compressor, por sua vez, são projetados para uma certa condição de vazão e compressibilidade, sendo esta a razão que leva à existência de larguras diferentes nos diversos rotores.

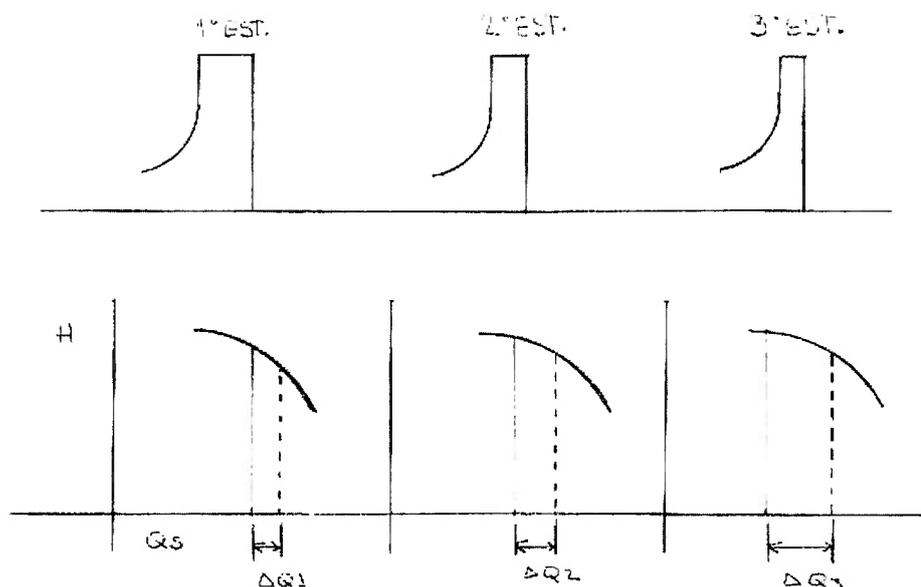


Figura 3.25 – Ilustração do efeito da compressibilidade do gás na vazão volumétrica aspirada por estágio do compressor. Desenhado a partir da descrição do texto da ref. 2.

3.4.3 - Anomalias aerodinâmicas

As anomalias aerodinâmicas clássicas em compressores são “surge”, “stonewall” e “stall”. Esses termos não têm um correspondente adequado em português. Embora uma discussão detalhada desses fenômenos esteja além do escopo deste texto, uma descrição resumida é apresentada abaixo.

3.4.3.1 – “Surge”

“Surge” é fenômeno que depende não somente do compressor, mas de todos os componentes do processo, tais como tubulações, vasos de pressão, etc. O “surge” é definido como a condição de operação em que ocorre reversão da vazão no compressor, isto é, o fluxo de gás progride no sentido inverso através do compressor ou do rotor onde ocorre, saindo pela sucção. Note-se que é possível que haja “surge” somente num estágio, sem que todo o compressor entre em “surge”. Um compressor que entrou em “surge” permanecerá nessa situação até que uma ação externa modifique as condições do sistema e permite que o “surge” seja interrompido.

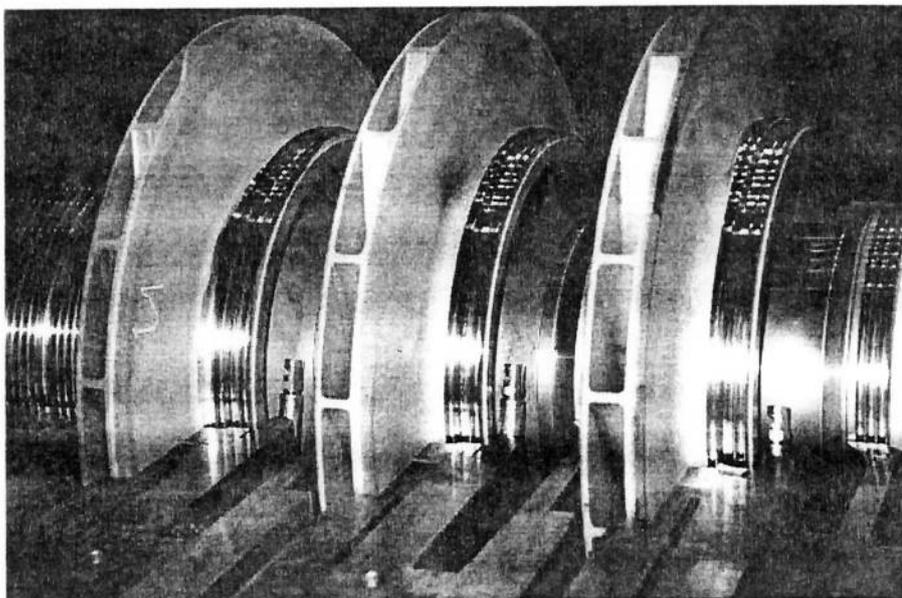


Figura 3.26 – Um compressor centrífugo multi-estágios, no qual pode ser vista a influencia da redução do volume específico do gás na largura dos rotores. Foto do arquivo do autor.

Obviamente todos os fatores que influem na compressibilidade do gás vão influir nesse efeito. Fatores que diminuem a compressibilidade, como uma redução no Número de Mach, por exemplo, vão diminuir a sensibilidade do compressor e vice-versa.

Esse fenômeno em geral é acompanhado de ruído e vibrações radiais e axiais elevadas e de grandes variações de pressão e temperatura na sucção e descarga da máquina. Esses fatores podem danificar o compressor em pouco tempo, sendo a justificativa principal para todos os esforços que visem evitar a sua ocorrência. A maior parte dos compressores centrífugos possui alguma forma de proteção contra o “surge”, sendo essa em geral uma linha de reciclo com uma válvula comandada por instrumentação sofisticada.

Quando um compressor entra em “surge” tudo se passa como se a curva do compressor tivesse uma continuação à esquerda da linha de “surge” onde a altura manométrica fornecida cai junto com a vazão. Nessa região o funcionamento do compressor é

instável, ou seja, pequenas perturbações podem fazer com que a vazão mude muito, assumindo, inclusive, valores negativos.

A vazão em que o compressor entra em “surge” pode ser ligeiramente modificada em função da compressibilidade do gás, sendo maior com gases mais compressíveis. O limite de “surge” muda muito com a rotação, sendo comum o estabelecimento de um limite de “surge” para cada faixa de rotações que a máquina vai operar. A única maneira de determinar o limite de “surge” é através de um teste, o que é normalmente feito juntamente com o teste de performance do equipamento na fábrica.

3.4.3.2 - “Stonewall”

O fenômeno do “stonewall” consiste simplesmente na incapacidade em aumentar a vazão através do compressor em função de ter sido atingida a velocidade sônica em algum ponto no interior da máquina. Isso normalmente ocorre na região de sucção.

Compressores modernos trabalham com Números de Mach próximos de 1, o que não deixa muito espaço para aumentos de vazão. Em geral o “stonewall” não causa danos ao compressor, somente limitando a vazão com a qual ele pode trabalhar, o que pode ser um grande inconveniente se ocorrer numa faixa de vazões de interesse para o processo ao qual o compressor está ligado. Acontece também uma acentuada queda na eficiência da compressão.

Gases de alto peso molecular e baixas temperaturas normalmente possuem menores velocidades sônicas. Isso resulta numa menor vazão máxima para ocorrência de “stonewall”, o que pode resultar em impossibilidade de atendimento ao processo.

3.4.3.3 - “Stall”

O “stall” é um fenômeno similar ao “surge”, porém mais localizado, ocorrendo quando existe uma reversão localizada de fluxo ou uma diminuição localizada de pressão ou velocidade, além de uma separação do fluxo no caso de curvas muito acentuadas. O “stall” pode acontecer dentro de um componente ou estágio e é freqüentemente

acompanhado de um aumento na vibração subsíncrona e nas pulsações de pressão, além de uma possível redução no aumento de pressão no estágio onde ocorre.

É importante notar que o “stall” pode acontecer em qualquer ponto de operação do compressor, sendo mais comum em vazões muito afastadas da de eficiência máxima, onde a turbulência e os ângulos de incidência do gás são mais desfavoráveis.

A figura abaixo ilustra essa reversão de fluxo em um rotor.

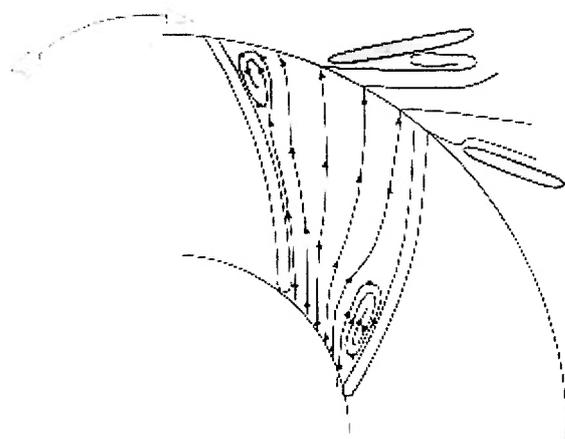


Figura 3.27 - Ilustração da recirculação localizada num rotor (“stall”)

3.4.1 – Controle de compressores centrífugos

Um compressor centrífugo, sendo parte de um certo processo, deve ser controlado para atender às necessidades do sistema. Esse controle deve adaptar a vazão e altura manométrica fornecidos pelo compressor às exigidas pela unidade de processo. O controle de um compressor centrífugo é constituído, normalmente, de duas partes: Controle de desempenho e controle (ou proteção) anti “surge”.

3.4.4.1 – Controle de desempenho

A função básica de um controlador de desempenho de um compressor centrífugo é fazer com que o compressor forneça vazão e altura manométrica compatíveis com as necessidades do processo. Existem quatro tipos principais de controle: Controle de velocidade, pás guias na sucção, difusores ajustáveis e estrangulamento na sucção.

Embora seja possível fazer o controle através de um estrangulamento na descarga, este método não é muito utilizado, em virtude da sua baixa eficiência energética.

a) Controle de velocidade

O controle de velocidade visa adequar o compressor ao sistema através do controle da velocidade de descarga do gás pelo rotor. Lembrando o conceito discutido anteriormente:

$$H = (U_1 \cdot V_{u1} - U_2 \cdot V_{u2}) \quad [3.15]$$

Com entrada radial do gás, a expressão acima se reduz a:

$$H = -U_2 \cdot V_{u2} \quad [3.16]$$

Como as duas velocidades são proporcionais à rotação, o controle de rotação permite alterar a altura manométrica fornecido pelo compressor. O controle de capacidade através do controle de rotação pode ser o método onde é necessário maior investimento inicial, já que acionadores de velocidade variável costumam requerer maiores investimentos que os de velocidade fixa, mas esse método é normalmente o mais eficiente em termos energéticos, pois o compressor vai fornecer ao gás somente a quantidade de energia necessária.

Além disso, como pode ser observado na figura abaixo, que a região de eficiência máxima para cada velocidade de operação tem um formato que segue aproximadamente a curva do sistema, o que permite operação sempre nas proximidades da vazão de eficiência máxima.

b) Pás guia na sucção (ou IGV, inlet guide vanes)

A utilização de pás guia na sucção visa controlar a pré-rotação do gás. Havendo uma componente tangencial de velocidade na região de sucção, essa componente afeta a transferência de energia no rotor, conforme mostrado no Anexo 3. A imposição de uma pré-rotação pode, então, ser utilizada para modificar as características operacionais do compressor, ajustando-o ao sistema.

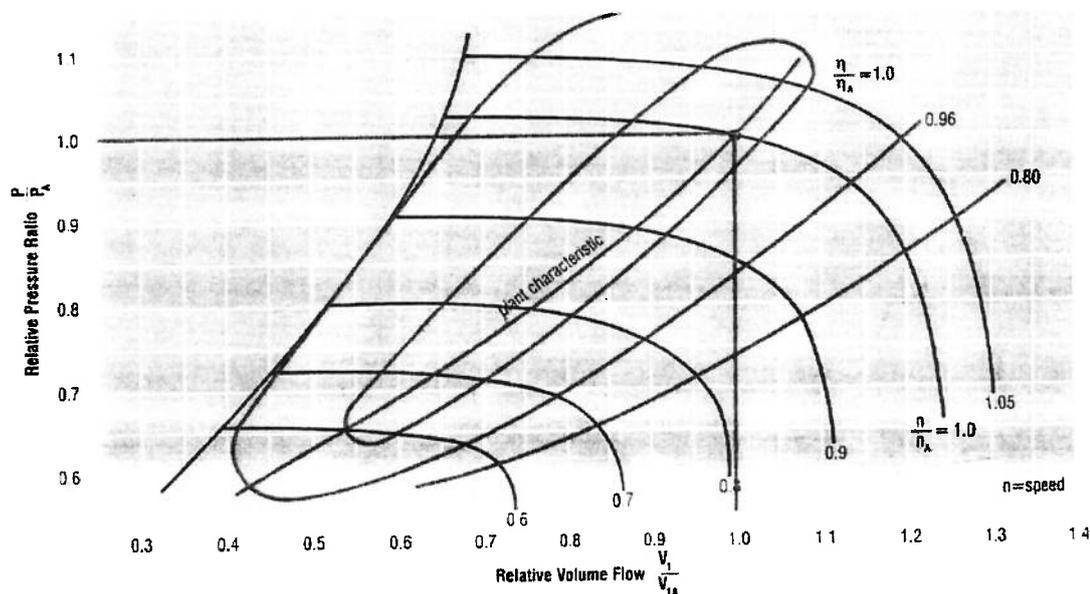


Figura 3.28– Curva de desempenho de um compressor controlado por variação de velocidade. Notar a curva do sistema, mostrada na região central (ref. 34)

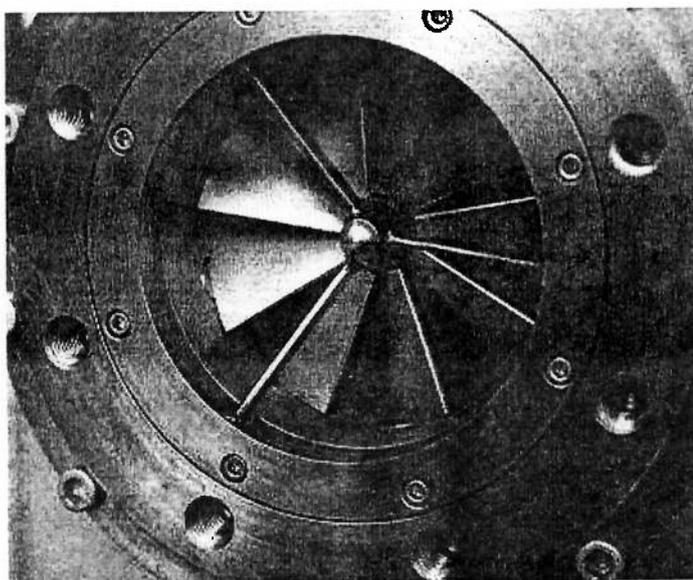


Figura 3.29– Pás guia na sucção de um compressor (ref. 34)

A utilização de pás guia na sucção oferece a possibilidade de uma grande faixa de operação e um bom desempenho em carga parcial. Esse método de controle é bastante utilizado em compressores de ar de serviço e de instrumento, requerendo, normalmente,

um investimento inicial menor que o caso anterior. As curvas abaixo mostram o desempenho de um compressor com pás guias na sucção.

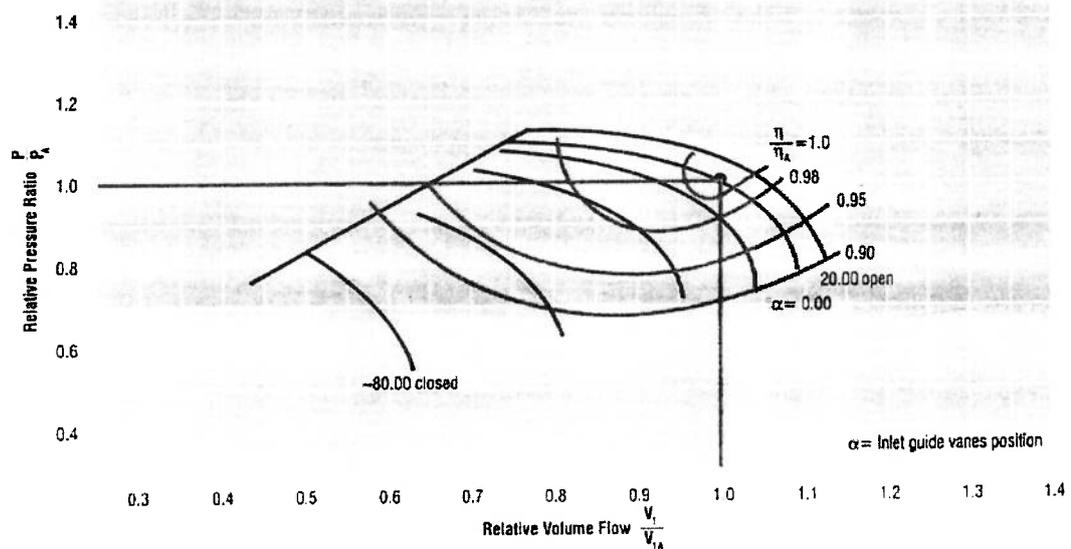


Figura 3.30 – Desempenho de um compressor com IGV (ref. 34)

c) Difusor ajustável

Um difusor ajustável, por outro lado, não tem a capacidade de alterar a transferência de energia entre o rotor e o gás, já que ele não pode alterar os triângulos de velocidade. A modificação de formato do difusor permite modificar a maneira como a energia cinética do fluido na saída do rotor é transformada em entalpia. Esse tipo de dispositivo não é tão utilizado quanto os anteriores, mas permite uma larga faixa operacional com pequena perda de eficiência.

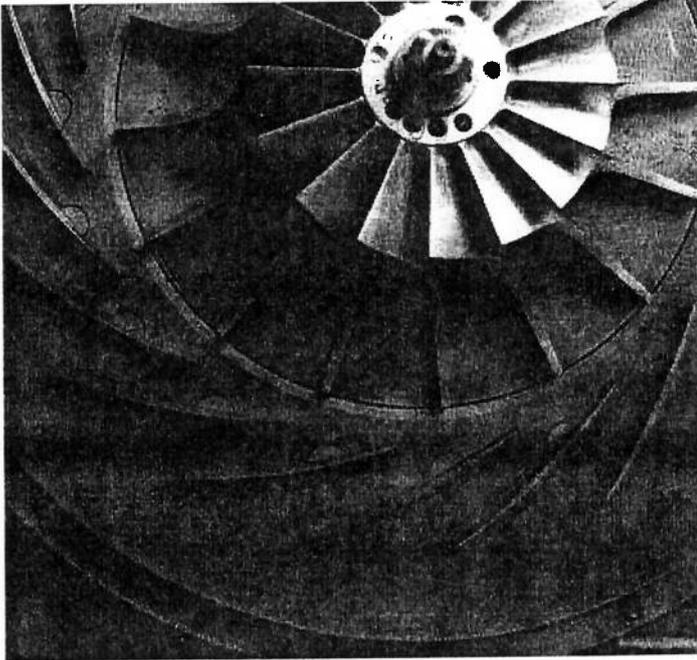


Figura 3.31 – Difusor ajustável (ref. 34)

A figura abaixo mostra o desempenho de um compressor que utiliza um difusor ajustável. Deve ser notada a larga faixa de operação, com pequena perda de eficiência.

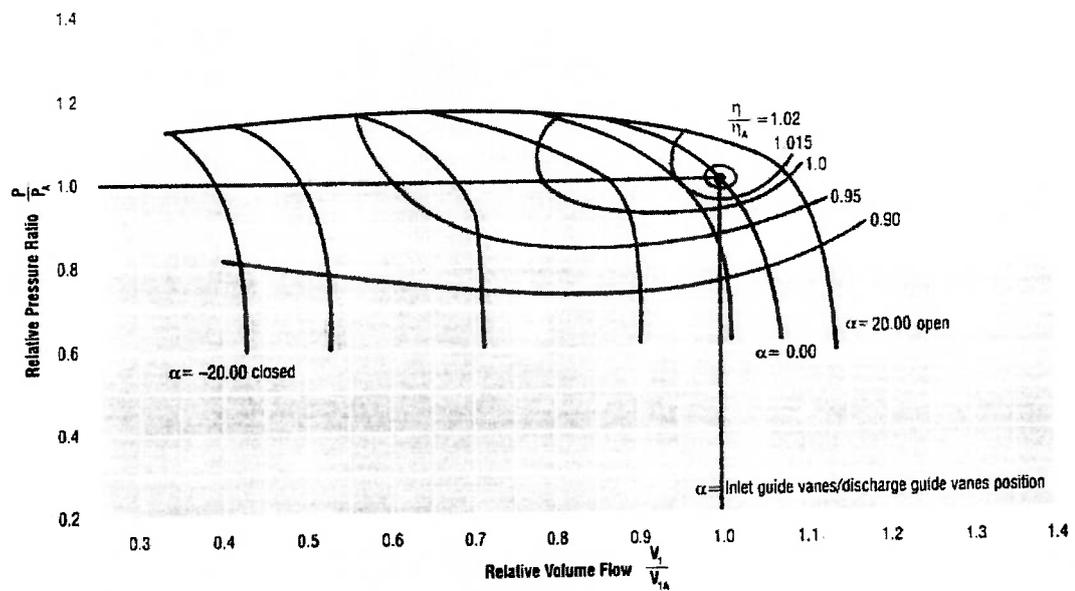


Figura 3.32 – Desempenho de um compressor com difusor ajustável (ref. 34)

c) Estrangulamento na sucção

Consiste na interposição de uma perda de carga controlada na região da sucção do compressor. Este método é, normalmente, utilizado em máquinas de velocidade constante. A curva de desempenho do compressor não é alterada, mas há uma modificação do altura manométrica fornecido pela máquina, de modo a adequá-lo ao altura manométrica necessário para o sistema. Este método é o que oferece menor eficiência energética, dentre os citados, mas é utilizado com uma certa frequência, em máquinas de pequena potência, devido à sua simplicidade e baixo custo inicial.

O estrangulamento na sucção é mais utilizado que o estrangulamento na descarga em virtude de sua maior eficiência energética. A potência requerida por um compressor é calculada como segue:

$$\text{Potência} = \text{altura manométrica} \times \text{fluxo de massa} / \text{eficiência}$$

A altura manométrica será aproximadamente a mesmo em ambos os casos, mas o consumo de energia será menor, em virtude da menor densidade do gás, resultado da menor pressão de sucção.

A seleção do tipo mais adequado de método de controle deve ser feita com base num estudo caso-a-caso, levando-se em consideração as características de desempenho do compressor com cada um dos sistemas, o custo de implantação, o consumo de energia e necessidades especiais do processo.

3.4.4.2 – Controle (ou proteção) anti-”surge”

O controle anti-”surge” visa garantir que o compressor nunca opere na região instável da sua curva de desempenho. Para desempenhar essa função, o controlador anti-”surge” tornou-se um sistema sofisticado, que monitora diversas variáveis do processo e age sobre o compressor, de modo a impedi-lo de entrar em “surge” ou levando-o para uma condição segura, caso ele efetivamente esteja em “surge”.

A filosofia básica do controle anti-”surge” é tentar manter o compressor numa vazão acima da vazão correspondente à de “surge” para as condições de operação

momentâneas. Deve ser ressaltado que a vazão de “surge” depende das condições de sucção (pressão, temperatura, composição do gás) e da rotação do compressor. O limite de “surge” é determinado por um teste. Dessa maneira, a faixa efetiva de operação do compressor é grandemente estendida na direção das menores vazões.

A figura abaixo ilustra um exemplo de sistema de proteção contra “surge” numa máquina de velocidade variável. Deve ser notado que existem instrumentos monitorando as condições de processo e interligados ao controlador anti-“surge”, de modo a ser possível levar em consideração todas as variáveis importantes. Notar que a faixa de operação possível do compressor abrange toda a região marcada, cobrindo a faixa de vazões que vai de zero até o limite de “stone-wall” do compressor.

O método utilizado para proteger o compressor do “surge” é a instalação de uma válvula de reciclo (ou de alívio) que permita que a vazão do compressor esteja sempre acima da de “surge”.

Não é possível manter o compressor exatamente na linha de “surge”. As principais razões são: dificuldade de determinar a posição exata da linha de “surge” e dificuldade de lidar com variações do processo que tendam a reduzir ainda mais a vazão. Essa última dificuldade advém do tempo disponível para a reação do sistema de controle, que se torna igual a zero se o compressor estiver operando exatamente sobre a linha de “surge”.

Desse modo, são estabelecidas outras linhas, chamadas de linhas de controle, que serão utilizadas para determinar a ação do sistema de proteção. Normalmente, são estabelecidas as seguintes linhas de controle:

- Início de reciclo – Corresponde à vazão onde será iniciada a abertura da válvula de reciclo. Essa vazão é, normalmente, ajustada para ser cerca de 10% maior que a vazão de “surge” nas condições específicas;
- Ganho variável – Corresponde a uma vazão menor que a anterior, mas ainda acima da de “surge”. Ao atingir essa vazão o ganho do controlador é aumentado automaticamente, o que permite uma reação mais rápida do controle. Desse modo,

são obtidas aberturas maiores da válvula de reciclo, visando afastar a máquina do “surge” mais rapidamente;

- Linha de segurança – É a linha onde há uma abertura completa e rápida da válvula de reciclo. Considera-se que, ao atingir essa linha, o compressor está mais próximo do “surge” do que deveria ficar, o que justifica a ação extrema de abrir completamente a válvula de reciclo.

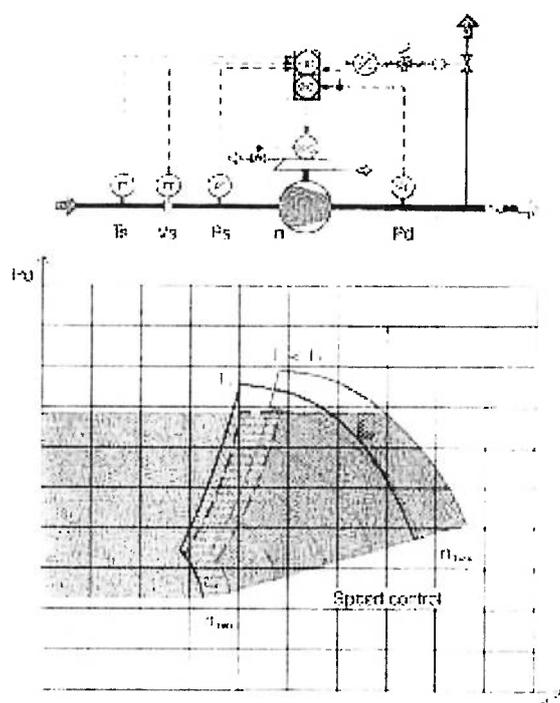


Figura 3.33 – Controle anti-“surge” em compressor de velocidade variável (ref. 34)

Existem no mercado diversos tipos de controlador anti-“surge”. Nem todos funcionam conforme descrito aqui. A figura abaixo ilustra os conceitos discutidos acima.

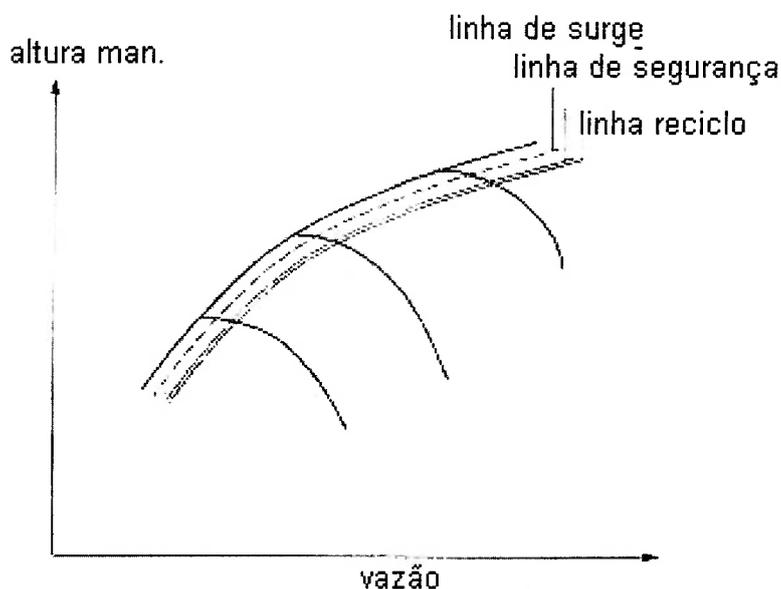


Figura 3.34 – Ilustração do conceito de utilização de diversas linhas de controle na proteção anti-”surge”

3.5 - AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS NO CAMPO

Embora o procedimento geral de avaliação de desempenho de compressores seja similar ao de bombas, algumas complicações aparecem devido à compressibilidade do gás. Uma descrição dos diversos processos de cálculo pode ser encontrada no Anexo I.

O método de cálculo tem influência decisiva na exatidão dos resultados. A figura 2.6.12, abaixo, mostra o erro cometido ao se utilizar o modelo de gás ideal para o cálculo da eficiência, sendo utilizados como exemplos alguns gases comuns na indústria petroquímica. O método de cálculo utilizado aqui é o de Schultz, conforme descrito na ref. 13.

Pode ser observado que no caso de serviços de compressão de hidrocarbonetos úmidos e em condições que fogem às condições de idealidade são verificados erros de até $\pm 10\%$. Pode ser constatado também que, dependendo das propriedades termodinâmicas do gás,

a estimativa de cálculo através do modelo de gás ideal pode superestimar ou subestimar o valor correto.

Outra grande fonte de incerteza em um teste de desempenho de compressor é o peso molecular, cuja influência sobre os resultados pode ser observada no gráfico abaixo, onde foram considerados valores fixos da leitura dos instrumentos (pressões e temperaturas na sucção e descarga do compressor e pressão diferencial no elemento de vazão na sucção).

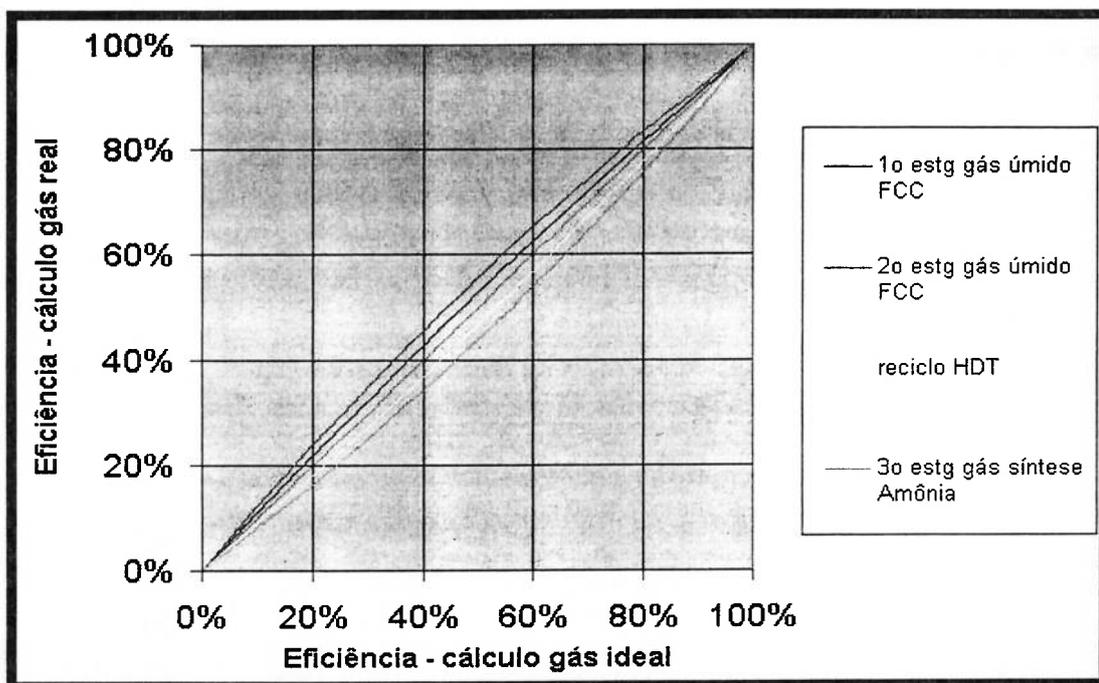


Figura 3.35 – Erros no cálculo de performance a partir do modelo de gás ideal (ref. 33)

As incertezas do peso molecular do gás estão ligadas às incertezas sobre a composição. Algumas condições de amostragem em instalações reais podem dificultar a obtenção de uma amostra representativa. Também podem ocorrer contaminações ou condensação de frações pesadas do gás após a amostragem, o que levará, obviamente, a um erro na composição e no peso molecular.

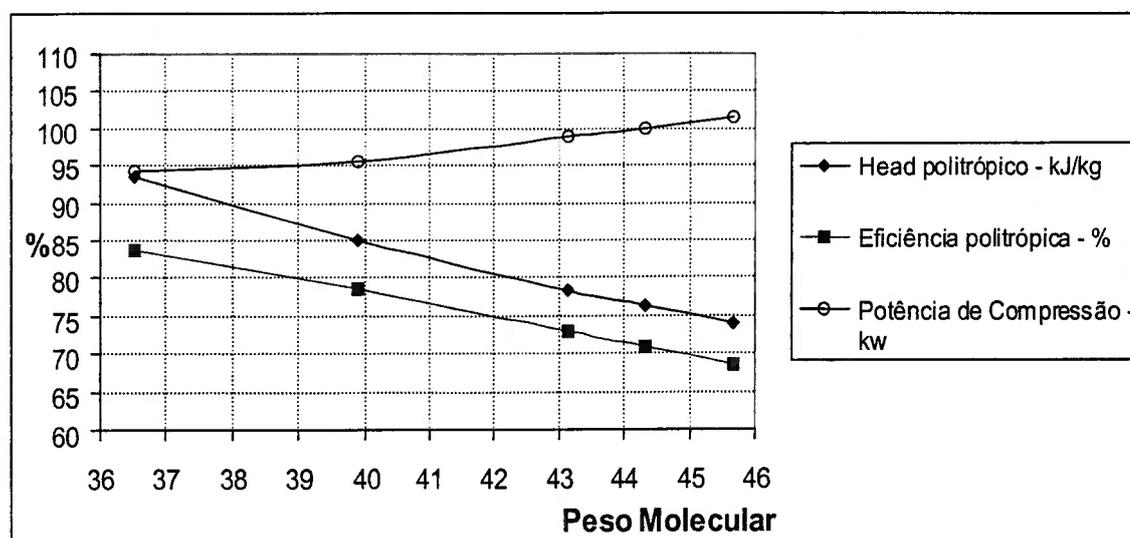


Figura 3.36 – Erro no cálculo do teste em função da incerteza da composição do gás, uma mistura de hidrocarbonetos saturada de água (ref. 33)

Outro efeito que também deve ser considerado é o efeito da composição do gás comprimido sobre as curvas do compressor, conforme pode ser observado no gráfico abaixo.

As modificações na composição do gás alteram as condições da interação entre o gás e os internos da máquina. A mais notável interação é na comparação de processos com dois gases de compressibilidade diferente, onde, mesmo que não haja modificações nas demais condições de operação, de modo a termos condições similares na sucção do rotor, haverá considerável diferença no volume específico na região da descarga do compressor. Essas diferenças resultam em diferentes triângulos de velocidade e em diferentes transferências de energia do rotor para o gás. Essa é a diferença expressa na figura anterior.

3.5.1 - Erro no cálculo da eficiência devido a erros na indicação dos instrumentos

A exatidão mínima dos instrumentos já foi citada acima. Os exemplos abaixo ilustram o efeito de um erro de 1% na medição da temperatura de descarga do compressor sobre a eficiência calculada, tomando-se como base alguns serviços típicos da indústria petroquímica. Deve ser notado que os erros apontados na eficiência podem resultar

numa decisão errada sobre as ações subseqüentes de manutenção, ou seja, podem resultar numa intervenção desnecessária numa máquina que funciona adequadamente ou num problema de processo não detectado, no caso oposto.

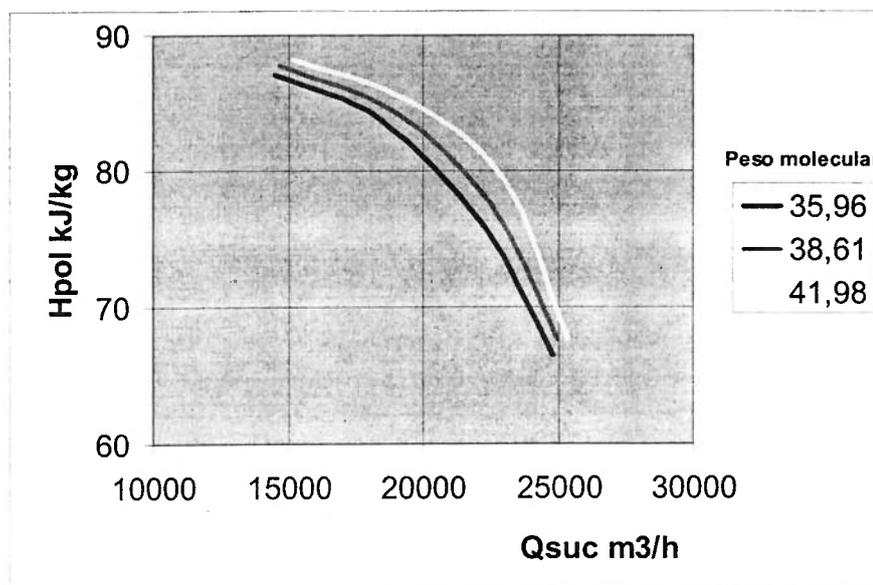


Figura 3.37 – Variação das curvas de desempenho com a composição do gás, misturas de hidrocarbonetos com o peso molecular indicado (ref. 33)

- a) Compressão de propano, pressão manométrica de sucção de $2,0 \text{ kgf/cm}^2$, pressão manométrica de descarga de $10,0 \text{ kgf/cm}^2$ M, temperatura de sucção de $40,6 \text{ }^\circ\text{C}$:

Td (oC)	Efic. politrópica
99	79,6
100	77,99
101	76,48

- b) Compressão de ar, pressão de sucção manométrica igual a $0,0 \text{ kgf/cm}^2$, pressão manométrica de descarga igual a $3,0 \text{ kgf/cm}^2$, temperatura de sucção igual a $30 \text{ }^\circ\text{C}$:

Td (oC)	Efic. politrópica
212	81,0
214	80,3
216	79,6

- c) Compressão de hidrogênio, pressão manométrica de suc o igual a $80,0 \text{ kgf/cm}^2$, pressão manométrica de descarga igual a 100 kgf/cm^2 , temperatura de suc o igual a $30 \text{ }^\circ\text{C}$:

Td (oC)	Efic. politrópica
57,4	76,6
58	75,1
58,6	73,6

3.5.2 - Similaridade e estabilidade de fluxo durante o teste

Um compressor centrífugo tem a rota o e a geometria do rotor e do difusor definidas pelas condi es de transferência de energia para o gás necessárias para atingir uma certa pressão de descarga com o máximo de eficiência. Como essa transferência de energia está ligada aos triângulos de velocidade na região da suc o e descarga do rotor da forma descrita pela equa o de Euler, ela pode ser alterada por qualquer condi o que altere essas velocidades.

Dentre os fatores que podem alterar os triângulos de velocidade encontram-se:

- Altera es de rota o ou diâmetro do rotor, que alteram a componente tangencial da velocidade;
- Mudanças na vazão aspirada, que alteram a componente da velocidade do gás que   normal ao eixo de rota o do rotor;

- c) Mudanças na relação de compressão, que alteram a relação entre os volumes específicos do gás nas regiões de sucção e descarga do rotor, alterando a relação entre as velocidades radiais nos mesmos pontos;
- d) Alterações na compressibilidade do gás, que causa o mesmo efeito anterior, além de poder mudar a quantidade de energia que é transformada em energia interna.

Deve ser notado que, no caso de um compressor de múltiplos estágios, o efeito das mudanças das condições de operação nesse tipo de máquina é grandemente amplificado, já que as condições de aspiração de um rotor serão as condições de descarga do anterior.

A realização de um teste com um compressor centrífugo deve ser feita em condições onde o fluxo de gás seja similar ao fluxo de gás nas condições de projeto. A solução mais simples para esse problema é testar o compressor nas mesmas condições em que ele vai operar (denominado Teste Tipo I pelo PTC 10, ref. 13), o que pode não ser possível em função de:

- a) Impossibilidade de obter um gás com a mesma composição, o que é muito comum para compressores de processo;
- b) Impossibilidade de fornecer toda a potência necessária para acionamento de uma máquina de grande porte, sendo vantajoso executar o teste com uma rotação reduzida para reduzir a potência consumida.

Desse modo, é necessário um critério que permita atender às limitações acima mantendo condições de similaridade de fluxo suficientes para não alterar significativamente as condições de transferência de energia (conhecido como Teste Tipo II). Note-se que a transferência de energia no teste não precisa ser a mesma que a de projeto, mas deve acontecer de modo a permitir que as correções para as condições de projeto sejam feitas utilizando-se as leis de similaridade dos ventiladores (fan laws), já discutidas no Anexo 3.

O critério mais utilizado para avaliar a similaridade do fluxo de gás é o definido pelo código ASME PTC 10 (Performance test code - Centrifugal Compressors), que estabelece limites para algumas variáveis, como definido abaixo:

- a) Relação de volumes específicos do gás na sucção e descarga do rotor (v_2/v_1), intimamente ligada à manutenção da relação entre os triângulos de velocidade dessas duas regiões. O limite máximo de variação desse parâmetro é de 5% acima ou abaixo do valor de projeto;
- b) Coeficiente de vazão (vazão volumétrica na sucção dividida pela rotação), ligado à manutenção das proporções do triângulo de velocidades na sucção do rotor. O limite de variação desse parâmetro é de 4% acima e abaixo do valor de projeto;
- c) Número de Mach, definido como sendo a relação entre a velocidade periférica na região de descarga do rotor e a velocidade sônica do gás. Esse parâmetro está ligado às condições de compressibilidade do gás no interior do compressor. O limite de variação é função do número de Mach de projeto, sendo admitida maior variação com menor número de Mach. Para número de Mach maiores que 0,8, uma situação bastante comum em máquinas modernas, o limite é de +7% e -4%;
- d) Número de Reynolds, definido como sendo o produto da velocidade periférica da região de descarga do rotor com a largura do rotor dividido pela viscosidade cinemática do gás nas condições de sucção. O número de Reynolds está ligado às condições de perdas por atrito viscoso no interior da máquina. Seu limite de variação também é função do valor de projeto, sendo que máquinas com $Re > 10^6$ podem ser testadas com Re 10 vezes menor ou 10 vezes maior que o de projeto. Números de Reynolds diferentes levam à necessidade da correção dos resultados dos testes em função do Número de Reynolds.

As condições de operação da máquina devem ser constantes durante o teste. A razão para essa necessidade é a seguinte: Introduzindo-se um volume de controle que contenha toda a máquina, o teste visa determinar a relação entre as diversas entradas e saídas de energia e massa. Essa energia vai cruzar as fronteiras do volume de controle na forma de

entalpia do gás. Se não houver operação em regime permanente haverá acúmulo de energia ou de massa no interior do volume de controle e os resultados dos testes não expressarão o desempenho real da máquina.

Novamente existem limites de flutuação das diversas variáveis operacionais definidas no PTC 10 [ref. 13], como segue:

Variável	Variação máxima
Pressão de sucção e descarga e pressão diferencial na placa de orifício	2%
Temperatura do gás na sucção, na placa de orifício e da água de resfriamento	0,5%
Rotação	0,5%
Torque	1%
Potência do motor elétrico	1%
Peso molecular	0,25%
Vazão de água de resfriamento	2%
Voltagem da rede	2%

Tabela 3.3 – Oscilação admissível nas variáveis de processo [ref. 13]

É necessário um cuidado especial para possibilitar a operação do equipamento dentro dos limites acima. Deve ser notado, no entanto, que esses limites são necessários para execução de testes de acordo com o ASME PTC 10, o que nem sempre será feito no campo.

Algumas fontes de variação do processo podem ser eliminadas, tais como:

- a) Não permitir que a máquina opere por algum tempo para que suas temperaturas e condição de funcionamento sejam estáveis;
- b) Não considerar a possibilidade de contaminação do gás de teste por ar atmosférico ou por outro gás injetado em selos mecânicos;
- c) Não monitorar as variações da rede elétrica;

É bastante comum que as condições de operação do compressor sejam ligeiramente diferentes das de projeto. A medição de vazão do gás é a variável mais afetada por modificações das condições de operação. A vazão corrigida deve ser calculada através de:

$$Q_c = Q \cdot \sqrt{\frac{P_p \cdot T_t \cdot MW_p}{P_t \cdot T_p \cdot MW_t}} \quad [3.17]$$

Onde os subscritos p e t se referem às condições de projeto do dispositivo de medição de vazão e de teste, respectivamente. Essa correção deve ser efetuada para todas as medições feitas com placas de orifício ou venturi.

3.5.3 - Balanço de energia e de massa

Um sistema típico com um compressor e uma turbina está mostrado abaixo. Note-se que o compressor ilustrado tem dois estágios de compressão com um resfriamento intermediário, o que não é uma situação incomum. Nesse caso, a quantidade de variáveis envolvidas cresce muito, o que torna interessante fazer um balanço de massa e energia para verificar a consistência dos resultados do teste.

Esse balanço de massa consiste em comparar o fluxo de massa nos diversos componentes do sistema, ou seja, o fluxo de massa que entra no primeiro estágio deve ser igual ao fluxo de massa que sai do segundo estágio somado ao fluxo de massa retirado no vaso de separação após o resfriador intermediário ($Q_1 = Q_2 + Q$).

O balanço de energia consiste simplesmente em igualar a potência calculada fornecida pelo eixo da turbina com a potência absorvida pelo eixo do compressor. A utilização de

acoplamentos com dispositivos para medição de torque pode simplificar esse balanço de energia.

Discrepâncias no balanço de energia indicam que existe algum erro, o que invalida os resultados do teste.

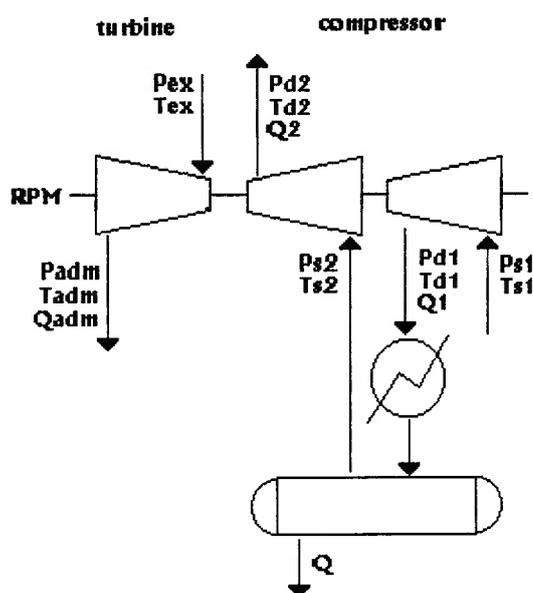


Figura 3.38 - Típico sistema de compressão com uma turbina, um compressor de dois estágios e um sistema de resfriamento do gás e separação de líquidos condensados. Desenhado pelo autor a partir de instalações reais de campo.

3.5.4 – Discussão de casos reais

Os fatores que afetam o desempenho das bombas são bastante similares aos dos compressores, sendo a discussão dos capítulos anteriores aplicável, ao menos qualitativamente.

3.5.4.1 - Deposição de cloreto de amônia durante uma operação de regeneração do catalisador de uma unidade de processo. A causa do problema foi um descontrole operacional. A perda de desempenho foi tão grande que nenhuma análise se fez necessária. A vibração do compressor também foi bastante afetada.

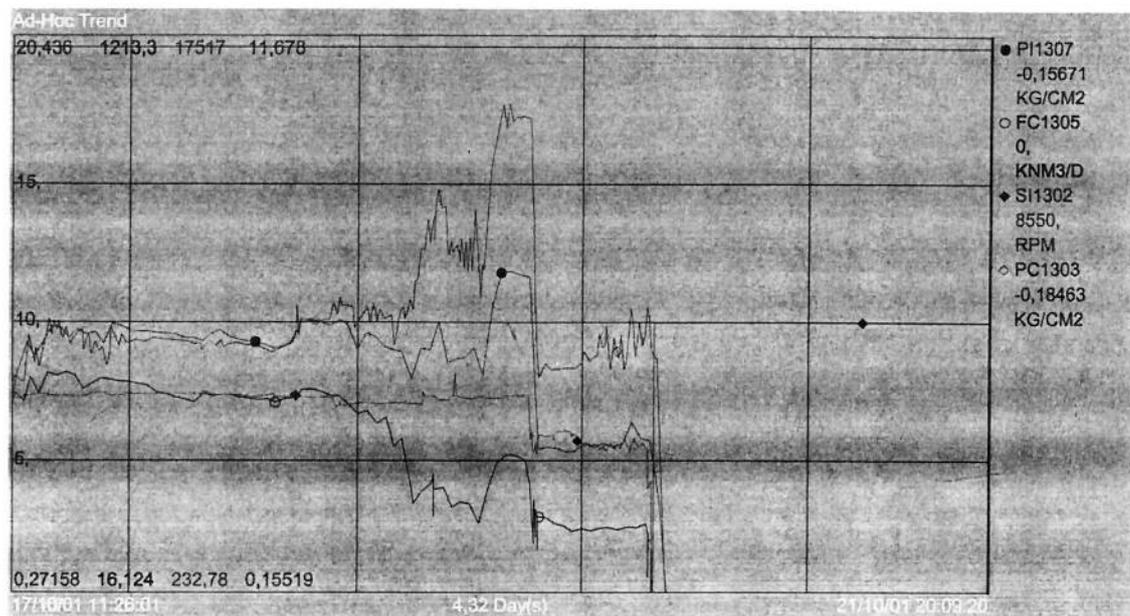


Figura 3.39 – Registro da pressão de descarga, vazão e rotação do compressor, mostrando a redução de pressão e vazão mesmo com o aumento da rotação.

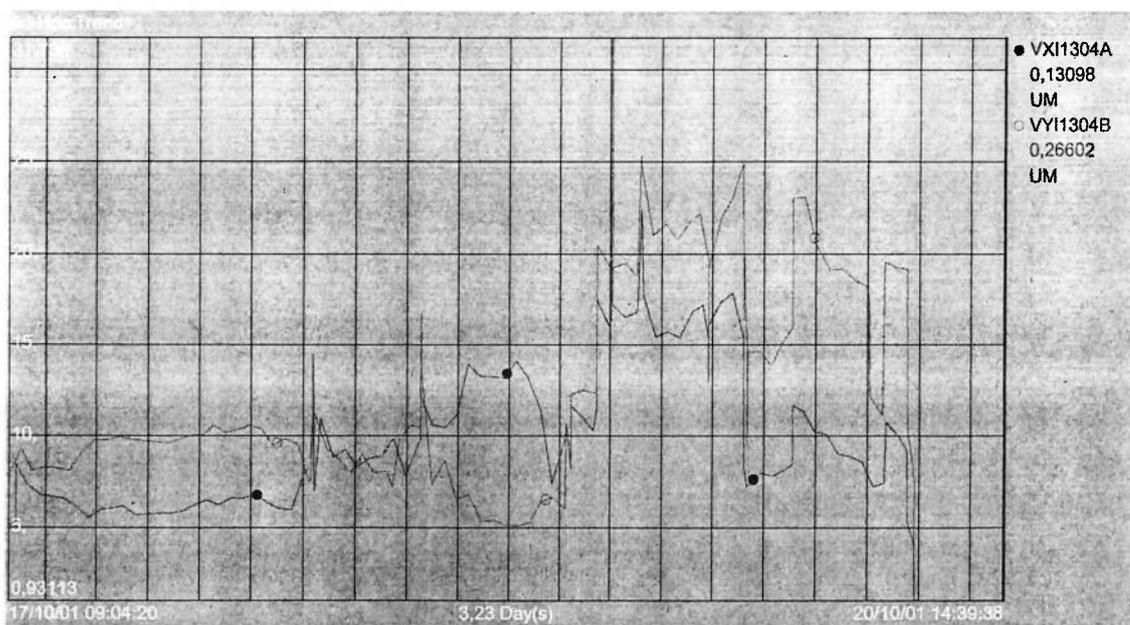


Figura 3.40 – Registro do aumento de vibração do compressor. Dados obtidos pelo autor no campo.



Figura 3.41 – Incrustação no difusor. Foto do arquivo do autor.

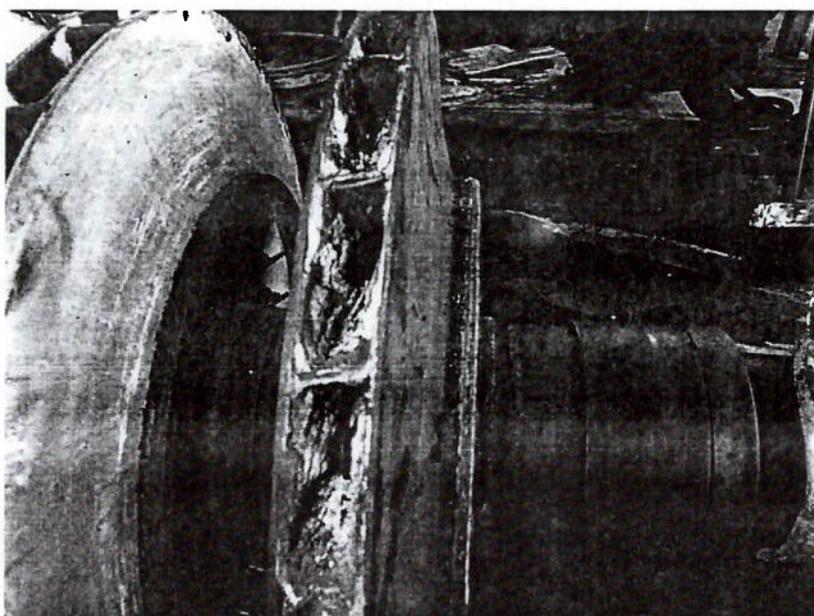


Figura 3.42– Incrustação de cloreto de amônia no rotor. Foto do arquivo do autor.

3.5.4.2 – Um compressor que trabalha com gases instáveis, com alto teor de olefinas, sofreu incrustação dos internos. Uma menor redução do desempenho costuma ser

detectada por uma avaliação mais detalhada. Uma avaliação do ponto de operação da máquina mostrou que ela apresentava uma redução apreciável de eficiência.

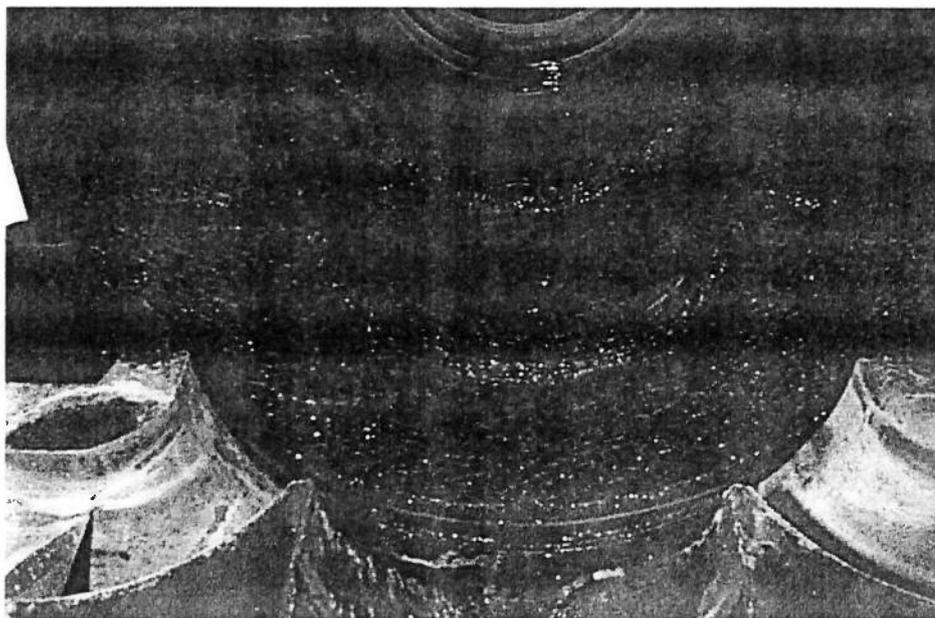


Figura 3.43 - Difusores do primeiro estágio de um compressor, onde pode ser vista uma grande quantidade de depósitos formados pela polimerização de alguns componentes instáveis presentes na composição do gás (ref. 33)

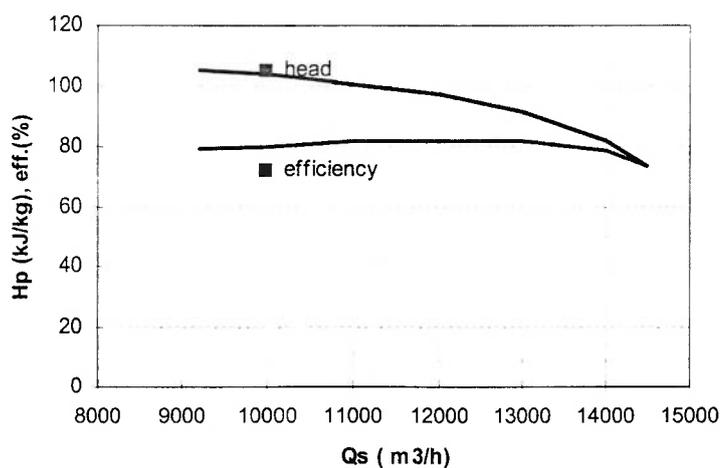


Figura 3.44 - Comparação do ponto de operação do compressor acima com as suas curvas originais (superior – altura manométrica, inferior – eficiência). Pode ser visto que

os depósitos reduziram sensivelmente a eficiência da máquina, em função do aumento da rugosidade interna. Esse aumento de rugosidade leva a um aumento da turbulência e das perdas (ref. 33).

3.5.4.3 - Uma falha de fabricação do diafragma resultou numa expressiva redução do desempenho de um compressor. Neste caso, um dos diafragmas teve os canais de retorno do gás fabricados na posição inversa, o que leva a uma pré-rotação desfavorável na sucção do estágio correspondente. O mecanismo pelo qual a pré-rotação afeta o desempenho da máquina será discutido posteriormente. O desempenho resultante e a peça defeituosa podem ser vistos abaixo.

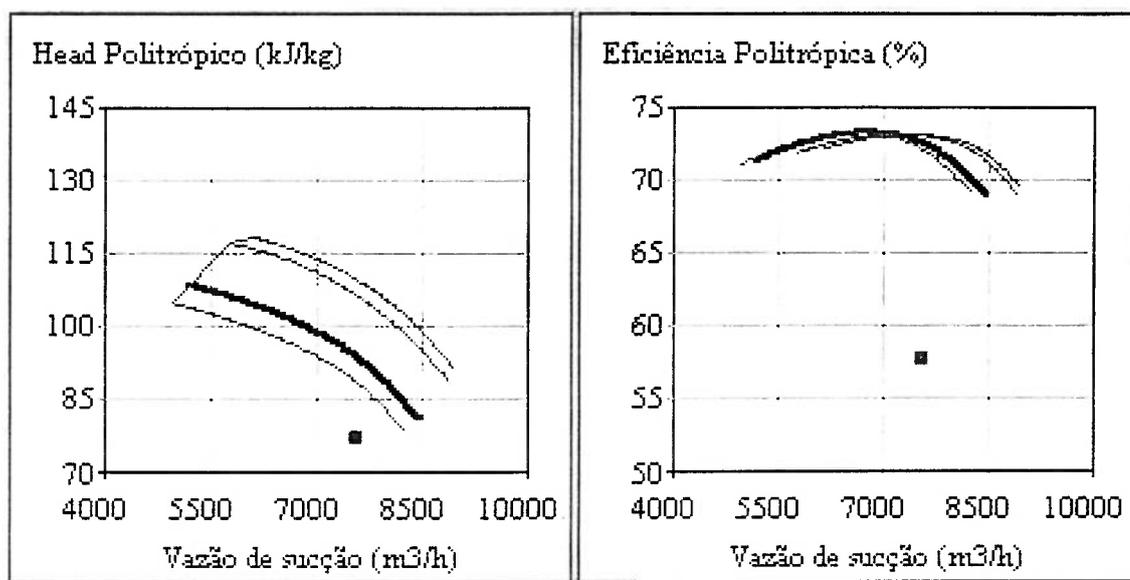


Figura 3.45 – Desempenho de compressor centrífugo onde houve falha de fabricação de um dos diafragmas. É possível notar uma expressiva redução do altura manométrica e da eficiência da máquina (ref. 33).

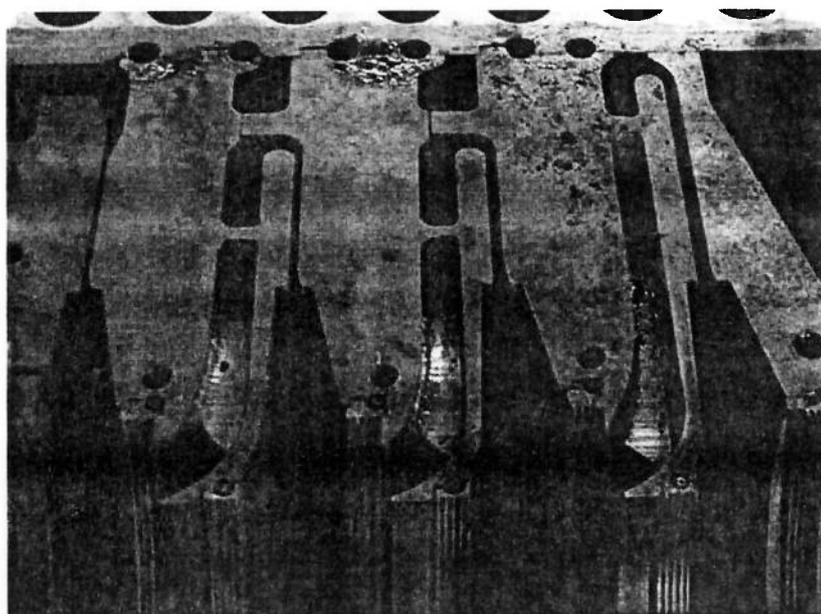


Figura 3.46 – Diafragma fabricado com canais de retorno na posição invertida (primeiro da esquerda para a direita da foto) (ref. 33)

3.6 – TURBINAS A VAPOR

A função de uma turbina a vapor é transformar o salto entálpico do vapor em rotação do seu eixo, contra um certo torque. A turbina deve fornecer uma potência pré-estabelecida utilizando uma certa quantidade de vapor. Os problemas de desempenho observados numa turbina são, em geral: a) consumo de vapor maior que o previsto (eficiência baixa); b) impossibilidade de fornecer a potência ou a rotação desejada.

3.6.1 – Curvas de Desempenho

O desempenho de uma turbina a vapor foi descrito no Anexo 3, com uma análise das condições ideais. Numa turbina real, o fluxo de vapor ocorrerá sem choques somente quando ela operar com as condições de pressão, temperatura e vazão de vapor, além de rotação e potência, para as quais foi projetada. Modificações das condições do vapor modificam as condições de expansão nos bocais e a velocidade de saída do bocal pode ser diferente da ideal para um fluxo sem choques.

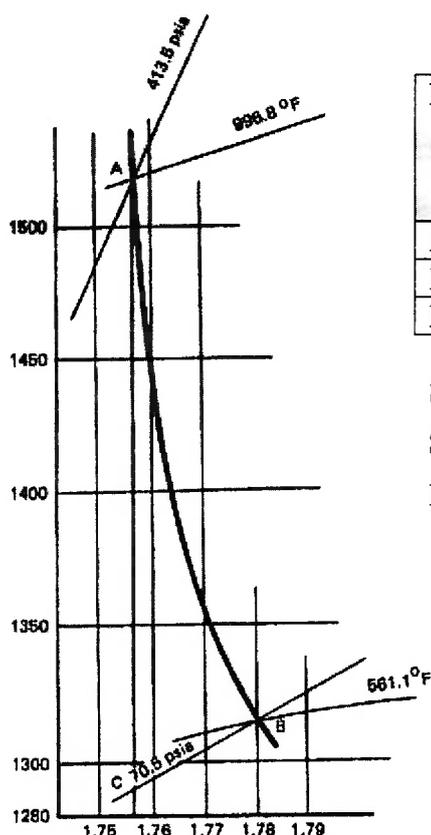
As curvas de desempenho das turbinas a vapor espelham esta situação, mostrando que existe um conjunto de condições para as quais a eficiência é máxima. Estas curvas são fornecidas pelos fabricantes, contendo eficiência isentrópica ou “heat rate” em função da carga da turbina, para uma certa condição de vapor e rotação. Alguns exemplos serão vistos mais adiante.

O diagrama h-s (entalpia – entropia) para um estágio de impulso é mostrado na figura abaixo. Pode ser visto que o salto entálpico ideal (isentrópico) será sempre maior que o real, sendo essa diferença função das perdas por atrito, turbulências, etc.

As perdas devidas à energia cinética residual do vapor terão influência somente na medida em que a recuperação dessa energia para as condições de estagnação na região de exaustão é feita de forma não ideal, havendo transformação de uma parte dessa energia em energia interna do vapor.

Utilizando-se esse diagrama podemos introduzir o conceito de eficiência isentrópica (η_{iso}) que é a relação entre o salto entálpico real e o salto entálpico isentrópico. Essa

eficiência não deve ser confundida com a eficiência total da turbina em virtude de desprezar o efeito da energia residual do vapor. Ou seja, numa turbina com eficiência isentrópica igual a 100% o vapor que escapa pela exaustão terá um nível entálpico acima de zero.



Local	Pressão (kPa A)	Temp. (°C)	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)
Admissão	2.945	536	3.532	7,348
Exaustão	502,2	293,9	3,047	-
Ex (ise)	502,2	-	2.997	7,438

Salto entálpico isoentrópico = 3532 – 2997 = 535 kJ/kg

Salto entálpico real = 3532 – 3047 = 485 kJ/kg

Eficiência do estágio = 485/535 = 90,6%

Figura 3.47 – Ilustração do diagrama entalpia (ordenadas) - entropia (abscissas) de um estágio de uma turbina [ref. 19].

3.6.2 – Relações entre pressão, temperatura e vazão de vapor por uma turbina

A equação determinando o fluxo de vapor por uma turbina é, para o caso geral [ref. 20]:

$$\dot{m} = C_q \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot \left(\frac{P_1}{v_1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} \quad [3.18]$$

onde:

m = vazão mássica de vapor

C_q = coeficiente de fluxo

A_n = área do bocal

γ = razão de calores específicos (c_p/c_v)

p_1 e p_2 = pressão a montante e a jusante do bocal, respectivamente

v_1 = volume específico na entrada do estágio

g = aceleração da gravidade

Numa turbina de múltiplos estágios, a relação de pressão à montante e à jusante de cada estágio não varia muito com as condições de operação, exceto para o primeiro e último estágios. Desde modo, desprezando a variação de C_q com o número de Reynolds, e as pequenas mudanças de γ e A_n , podemos escrever uma relação aproximada entre fluxo de vapor e condições termodinâmicas de cada estágio:

$$\frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} = \text{constante} \quad [3.19]$$

ou:

$$\frac{\dot{m}}{p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R_1 \cdot T_1}}} = \text{constante} \quad [3.20]$$

Estas equações podem ser utilizadas para interpretar uma modificação do desempenho da turbina, considerando uma modificação nas condições do vapor.

A relação entre vazão e fluxo numa turbina de múltiplos estágios operando com temperatura de vapor vivo, e pressão de exausto constantes está ilustrada na figura abaixo. Esta relação não é representada por uma linha reta porque, em cargas reduzidas, uma maior proporção da transferência de energia total acontece no primeiro estágio e temperatura e pressão de entrada no segundo estágio são menores. A redução de

temperatura reduz a pressão necessária para a vazão da mesma quantidade de vapor, conforme mostrado na equação 3.20. A pressão de entrada no último estágio é menor do que a pressão do condensador devido à ação bombeadora do último estágio.

O efeito de variações nas condições de operação pode ser resumido como segue, baseando-se a análise nas equações 3.19 e 3.20:

- a) Um aumento na pressão de admissão resulta num aumento proporcional da vazão, que por sua vez resulta num aumento proporcional de pressão em todos os estágios subseqüentes (exceto o último estágio de turbinas de condensação, que são influenciados pela pressão constante do condensador). A pressão de entrada do último estágio de uma turbina de condensação vai variar de forma aproximadamente proporcional à variação da pressão de admissão somente se a relação de pressão no último estágio for menor do que a crítica;
- b) Um aumento da temperatura de admissão causa uma redução da vazão de vapor, mantidas as demais condições constantes, conforme mostrado na equação anterior. Não deve haver modificação na relação de pressão nas válvulas de controle ou do primeiro estágio, nem dos estágios subseqüentes. Uma redução da temperatura de admissão, do mesmo modo, influi na vazão e não na pressão dos estágios.

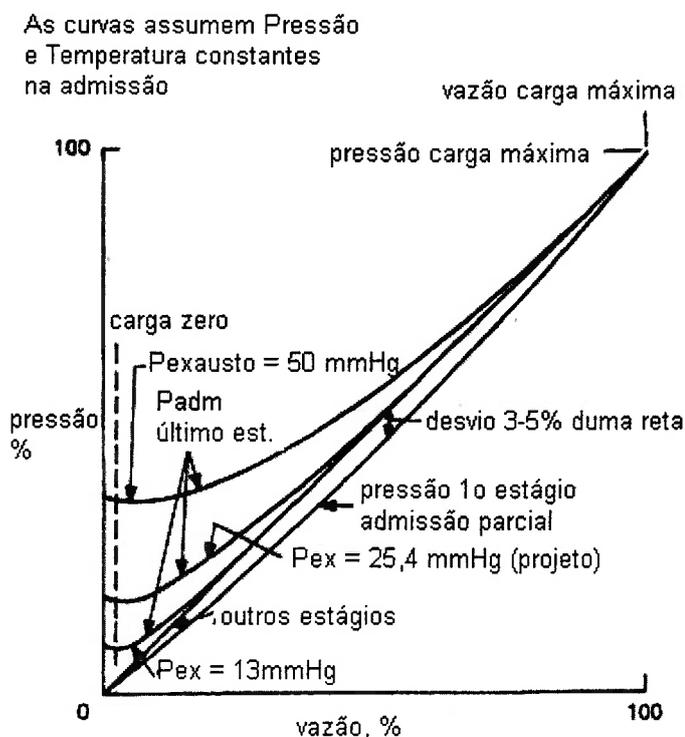


Figura 3.48 – Relação entre pressão do primeiro estágio e vazão de vapor [ref. 20]

3.6.3 - Mecanismos de Controle

O mecanismo de controle usual das turbinas a vapor é a imposição de uma perda de carga adicional no fluxo de vapor que entra na turbina por meio de uma válvula de controle. Este mecanismo tem efeito similar ao do controle de bombas e compressores por meio de estrangulamento do fluxo, ou seja, embora o estrangulamento seja um processo isentálpico, ele ocorre com aumento de entropia do vapor, resultando em redução da capacidade de realização de trabalho, ou perda de exergia. Esta redução é, no entanto, pequena, havendo uma deterioração apreciável na capacidade de realização de trabalho do vapor somente se a turbina operar em condições muito diferentes das de projeto. A tabela abaixo, ilustra o cálculo da destruição de exergia para uma turbina real. Na primeira coluna encontram-se os dados referentes à operação com carga próxima da nominal, sendo a destruição de exergia da ordem de 1%. Na segunda coluna encontram-

se os dados referentes à operação com carga baixa, sendo a destruição de exergia da ordem de 5%.

P_{adm} Man.	kPa	4.052,0	40,0	(na tubulação)
T_{adm}	°C	353,0	353	
P_1 Man.	kPa	3.697,5	25,0	(após válvula garganta)
T_0	°C	25,0	25	
P_0 Man.	kPa	0,0	0	
h_{adm}	kJ/kg	3.100,2	3.100,2	
s_{adm}	kJ/kg.K	6,6	6,5928	
s_1	kJ/kg.K	6,6	6,7896	
b_{adm}	kJ/kg	1.135,6	1.135,6	
b_{adm}	kJ/kg	1.124,2	1.076,9	
	%	-1,0	-5,2	

Tabela 3.4 – Cálculo da destruição de exergia do vapor ao passar pela válvula de controle. Calculado a partir de dados de testes de campo realizados pelo autor.

3.6.4 - Fatores que Afetam o Desempenho

Antes de uma inspeção interna para procurar por danos ou depósitos, todas as condições externas à turbina devem ser examinadas para que seja possível ter certeza de que estas condições externas não são os motivos que causam o desvio do desempenho observado.

Algumas destas condições externas são, por exemplo:

- a) Irregularidades do ciclo termodinâmico;
- b) Problemas devido à falta de isolamento de alguns componentes durante o teste, com válvulas que vazam, etc.;
- c) Erros de leituras de instrumentos, correção de dados, cálculos.

Os motivos internos à turbina que podem causar desvios de desempenho podem ser de diversos tipos, alguns deles discutidos abaixo [adaptado da ref. 20, com acréscimos]:

- a) Uma modificação nas condições mecânicas que reduza a área de entrada de vapor, como danos na primeira fila de palhetas que reduz também a vazão de vapor pela turbina;
- b) Danos que aumentem a área de passagem e a vazão de vapor, como erosão dos difusores;
- c) Desajustes no sistema de válvulas de controle de vapor, ou no sistema de controle, onde uma válvula pode deixar de operar devido a uma fratura de um componente, ou as válvulas podem ser abertas na seqüência incorreta;
- d) Modificações do ciclo termodinâmico, tais como modificação da vazão de extração, por exemplo, podem causar uma alteração de desempenho com um valor constante de diferença para as condições de referência, em diferentes condições de operação;
- e) Danos mecânicos nas vedações internas, que causam vazamento de vapor com alto conteúdo exergético para os estágios subseqüentes, sem produção de trabalho. Este tipo de modificação pode acontecer num período curto, devido, por exemplo, a um evento de operação com vibração elevada, ou num período longo de tempo, devido ao desgaste das peças. Vazamentos em válvulas de sobrecarga causam efeito semelhante. Estes mecanismos de dano causam maior redução de eficiência quando ocorre nas regiões de pressão mais alta da turbina, devido ao maior conteúdo energético do vapor de alta pressão;
- f) Depósitos nas palhetas que reduzam a área de passagem e restrinjam o fluxo são, com freqüência, acompanhadas de aumento da pressão do vapor em cada estágio, em geral acompanhadas de uma redução gradual da eficiência da turbina;
- g) Rupturas de palhetas resultam, normalmente, em pequena redução da eficiência isentrópica da turbina, sendo percebidas devido ao aumento do nível de vibração. Danos nas palhetas nas regiões de baixa pressão terão pequeno efeito na eficiência da turbina.

O fluxo de vapor numa turbina segue na mesma direção que a queda de pressão do vapor. Isso faz com que haja menor probabilidade de ocorrência de problemas aerodinâmicos, se comparada aos compressores.

Os diversos fatores citados no Anexo 3.2 também são válidos aqui. Um outro fator de perda de desempenho específico de turbinas a vapor deve ser citado: A condensação do vapor nos últimos estágios. A água condensada se move em velocidade mais baixa que o vapor, tipicamente em torno de 10 a 20% da velocidade do vapor. Essa menor velocidade faz com ele se choque o lado oposto da palheta, contribuindo para freá-la.

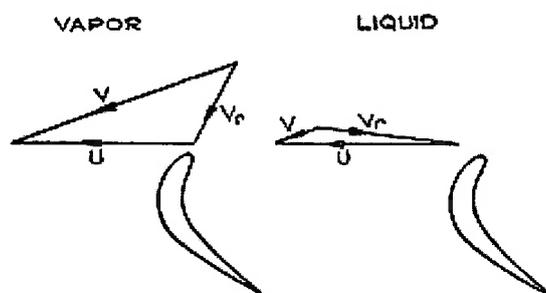


Figura 3.49– Ilustração do efeito da água condensada nas palhetas da turbina (ref. 2)

Uma vez que a conversão da entalpia do vapor em energia cinética é uma das mais importantes funções dentro da turbina, é de se esperar que os bocais difusores tenham uma grande influência na sua eficiência. Um bocal danificado pode reduzir a eficiência da turbina. A figura abaixo mostra um exemplo de bocal expansor danificado pelo desgaste devido ao longo tempo de utilização. Um aumento da área de passagem devido ao desgaste aumenta a vazão de vapor proporcionalmente, no caso de operação em carga parcial com relação de pressão maior que a crítica. No caso contrário, ou seja, se a operação ocorrer na região de relação de pressão menor que a crítica, o aumento de área resulta num pequeno aumento de vazão, devido ao correspondente aumento de pressão que ocorre à jusante do bocal.

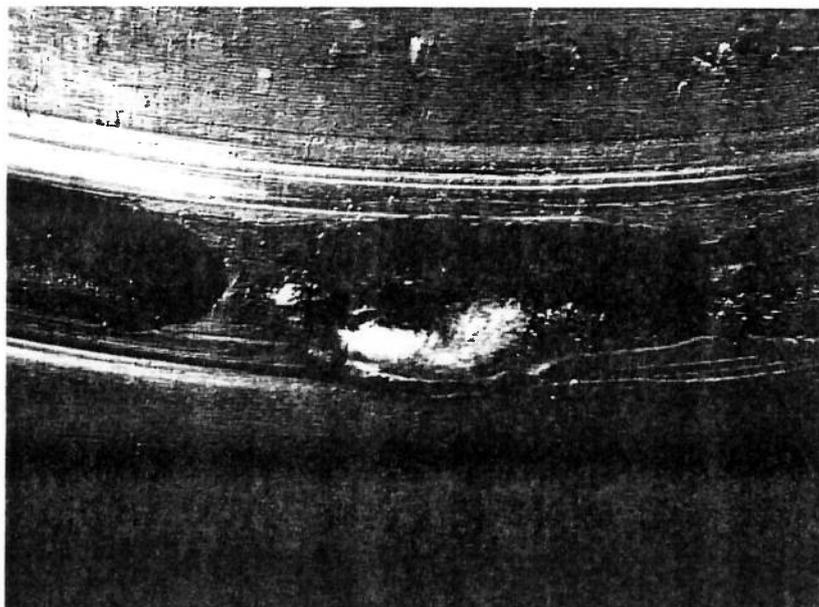


Figura 3.50 – Bocal expansor danificado pelo desgaste. Foto do arquivo do autor.

Danos nas palhetas influenciam o desempenho da turbina de modo similar às ferrugens, uma vez que tanto os triângulos de velocidades quanto as áreas de passagem são modificados. A figura abaixo mostra um exemplo de palhetas danificadas, sendo este caso, onde as palhetas do primeiro estágio estão danificadas, onde há a maior redução de desempenho. Isto é causado pela grande conversão de energia que é obtida no primeiro estágio, na maior parte das turbinas.

3.7 - AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE TURBINAS A VAPOR NO CAMPO

Uma avaliação de desempenho de uma turbina pode ser feita com a finalidade de ser um teste de aceitação de uma turbina nova ou para servir como fonte de informação para monitorar o desempenho de uma turbina instalada.

No caso de testes de compressores é necessário um grande cuidado na seleção do modelo matemático para as propriedades termodinâmicas do gás. Essa dificuldade não existe no caso de turbinas, sendo as propriedades do vapor obtidas a partir das tabelas ou da formulação matemática do International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWF – IF97).

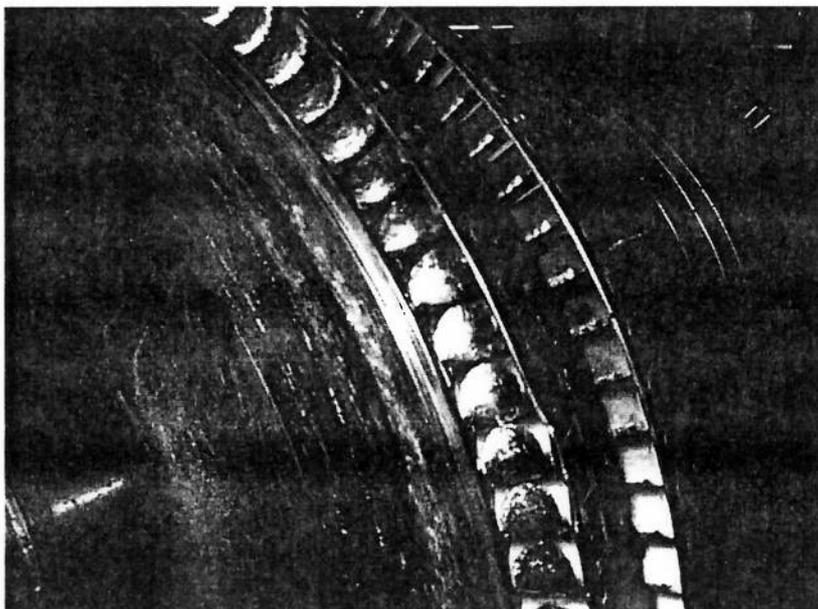


Figura 3.51 – Palhetas danificadas em turbina multi-estágios. Foto do arquivo do autor.

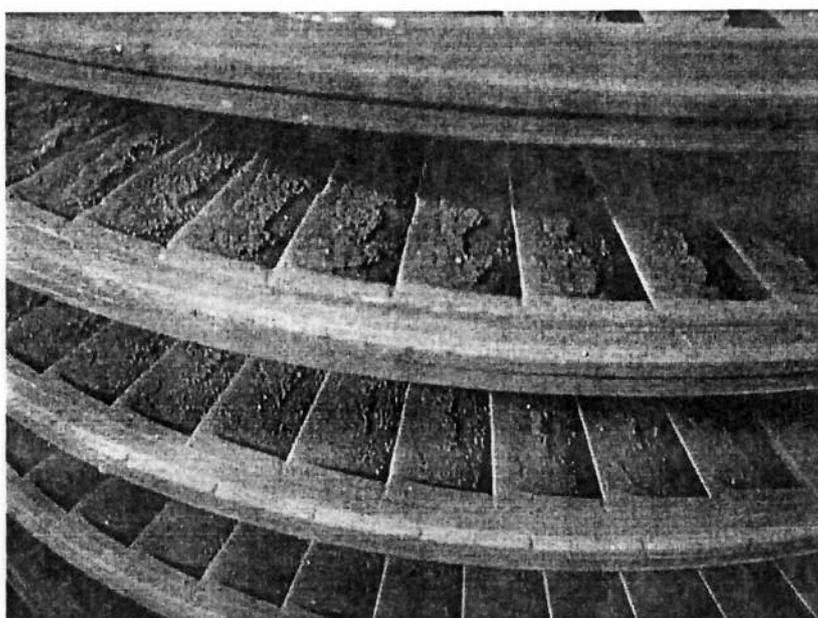


Figura 3.52 - Palhetas de uma turbina de alta pressão com depósitos de sílica oriundos do tratamento de água. Foto do arquivo do autor.

A exatidão da medição das variáveis operacionais deve ser feita de acordo com a recomendação dos códigos de teste. A tabela 2.7.3, abaixo, ilustra o efeito de um erro de 1% na medição da temperatura do vapor exausto no cálculo da eficiência de uma turbina

de contrapressão. Pode ser visto que, com a medição de temperatura indicando um valor 1% maior, a eficiência calculada é cerca de 3,4% pontos percentuais menor, um valor significativo.

	admissão	exaustão	exaustão (erro 1% T)	exaustão (isoentrópica)
P (kPa M)	11.143	4.255	4.255	4.255
T (°C)	520	395,3	399,3	366
H (kJ/kg)	3414	3499	3208	3127
η_{iso}		0,75	0,716	

Tabela 3.5 - Efeito do erro na determinação da temperatura do vapor no cálculo da eficiência da turbina.

Os objetivos da monitoração de desempenho são:

- a) Calcular a potência fornecida pela turbina;
- b) Calcular a eficiência da turbina;
- c) Comparar os valores acima com os dados de projeto e avaliar a tendência.

Esses resultados podem ser utilizados para tomada de decisões sobre trabalhos de manutenção, avaliação da efetividade de modificações ou de intervenções de manutenção e para detectar modificações do desempenho da turbina ou do ciclo termodinâmico.

A grande variedade de configurações de turbinas existente inviabiliza um tratamento genérico. Serão discutidos aqui dois casos básicos:

- a) Turbina de contra-pressão com exausto superaquecido;
- b) Turbina de condensação;

Qualquer outra configuração pode ser reduzida a uma combinação das duas anteriores. Uma discussão completa de diversas configurações de turbinas pode ser encontrada na literatura [ref. 19 e 20].

As condições de operação durante o teste devem ser mantidas estáveis e próximas às condições de projeto. Os limites de variação estão listados abaixo:

Variável	afastamento das condições de projeto	flutuação durante o teste
Pressão de admissão e exaustão	+ - 3%	+ - 2 %
Temperatura admissão	+ - 16 °C	+ - 4 °C
Potência	+ 0 – 10%	+ - 1 %
Velocidade	+ - 5%	+ - 1 %

Tabela 3.6 – Variação permissível das condições de projeto e flutuações admissíveis durante um teste de desempenho em bancada [ref. 19]

Os resultados do teste devem ser corrigidos em função da diferença entre as condições de operação no teste e as condições de operação originais através das curvas fornecidas pelo fabricante da turbina para essa finalidade. Um exemplo é mostrado abaixo.

As razões pelas quais a correção é necessária podem ser facilmente entendidas ao se referir às equações que descrevem a transferência de energia numa turbina a vapor (Anexo 3.4). A eficiência da turbina varia grandemente com a relação entre a velocidade do vapor e a velocidade periférica da palheta. Uma modificação das condições termodinâmicas do vapor de admissão modifica a expansão que ocorre nos bocais, por conseguinte, modificando a relação citada acima. Uma modificação da rotação da turbina tem efeito similar.

a) Turbina de contrapressão com exausto superaquecido

O teste mais simples e mais representativo das condições da turbina é o cálculo da eficiência isentrópica, representada por

$$\eta_{iso} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad [3.21]$$

Essa equação é simplesmente a relação entre o salto entálpico real e o salto entálpico isentrópico. A potência fornecida é simplesmente o produto do salto entálpico pela vazão de vapor:

$$Pot = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_2 - h_1) \quad [3.22]$$

Comparando-se os valores acima com as curvas de desempenho originais da turbina. Plotando-se os valores acima no tempo é possível avaliar a situação da turbina. Também devem ser acompanhadas as condições do vapor, abertura de válvulas parcializadoras, pressão na primeira roda, rotação, etc.

b) Turbina de condensação

A eficiência isentrópica e a potência fornecida são facilmente calculadas no caso de uma turbina de contrapressão, já que todas as propriedades do vapor podem ser obtidas medindo-se pressão e temperatura na admissão e exaustão.

Numa turbina de condensação existe a dificuldade adicional de determinar o título do vapor exausto. Embora haja diversas maneiras de determinar o título do vapor exausto, tanto direta como indiretamente, vamos optar por uma determinação indireta, que pode levar a algum erro mas requer somente instrumentação normalmente disponível na indústria.

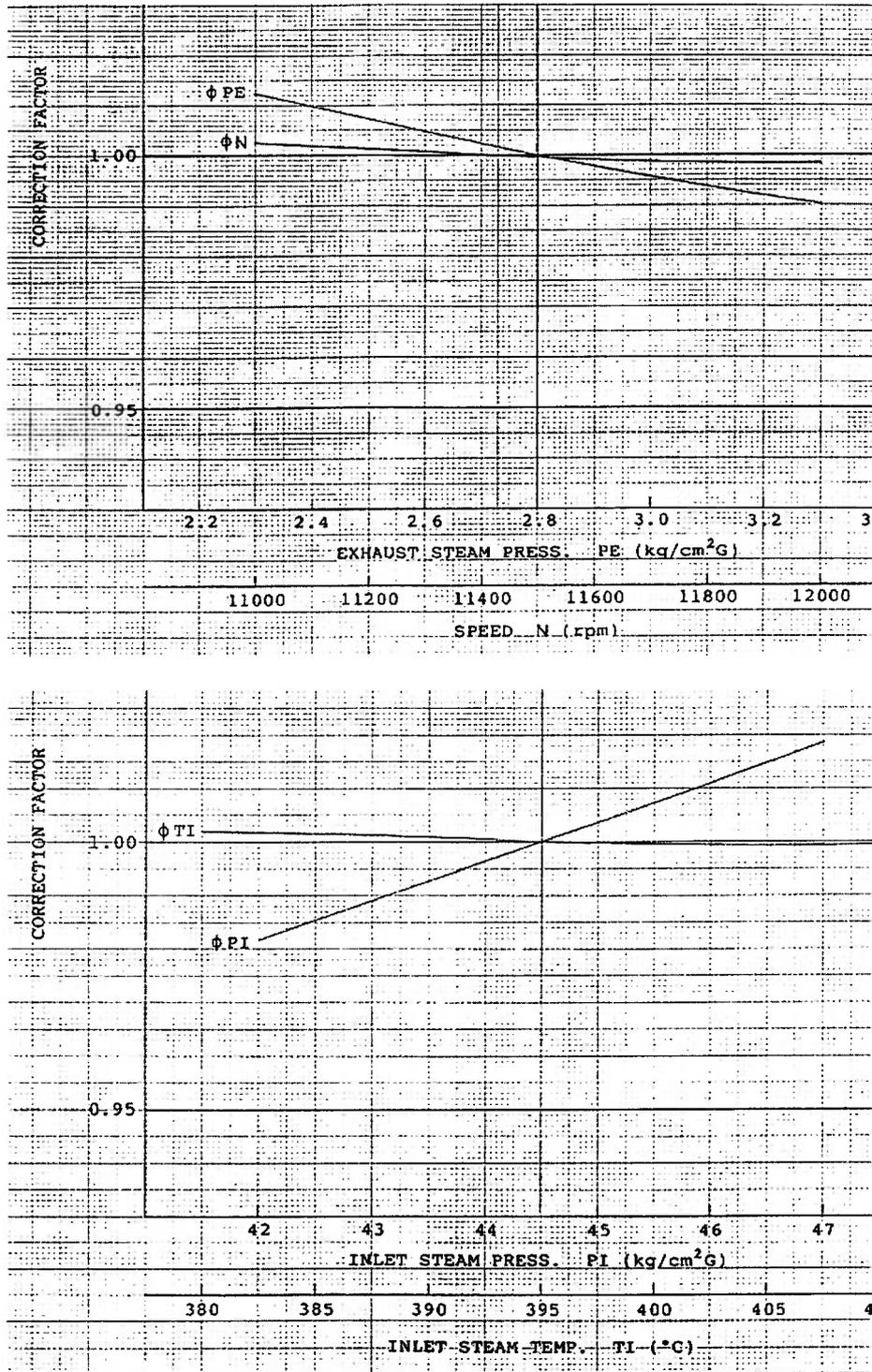


Figura 3.52 e 3.53 – Ilustração das correções que devem ser aplicadas à eficiência calculada em função do desvio das condições de projeto. Pi, Pe e Ti – correções em

função da pressão e temperatura de admissão e exaustão, N – correção em função da rotação. Estas correções se aplicam a uma turbina específica. (ref. – Manual Mitsubishi)

A figura abaixo ilustra o sistema:

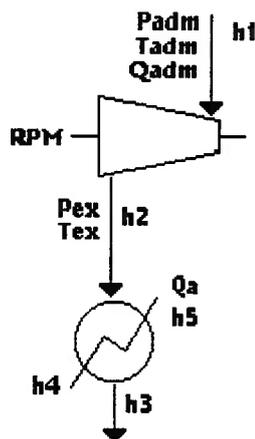


Figura 3.54 – Sistema de uma turbina de condensação típica. Desenhado pelo autor a partir de instalações de campo.

A eficiência isentrópica será determinada por:

$$\eta_{iso} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad [3.23]$$

Essa equação é simplesmente a relação entre o salto entálpico real e o salto entálpico isentrópico. A potência fornecida é simplesmente o produto do salto entálpico pela vazão de vapor:

$$Pot = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_2 - h_1) \quad [3.24]$$

O problema adicional é determinar as condições do vapor na exaustão. Isso pode ser feito através de um balanço de massa ao redor do condensador:

$$\dot{m}_{vapor} \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_5 - h_4) \quad [3.25]$$

Onde m_{vapor} e $m_{\acute{a}gua}$ são a vazão mássica de vapor na turbina e água para o condensador, respectivamente.

c) Balanço de massa e energia

A complexidade das avaliações e a grande quantidade de erros possíveis faz com que seja interessante estabelecer um método de verificação de consistência dos cálculos. Uma das melhores técnicas é fazer um balanço de massa e energia ao redor de todos os equipamentos avaliados, conforme descrito no Anexo 3.7.

3.7.1 – Estudo de casos

a) A monitoração de condições de operação pode ser suficiente para detectar problemas de desempenho numa turbina a vapor sem outras considerações. A tabela 2.7.4, abaixo, mostra um caso de uma turbina a vapor de condensação que sofreu danos nos bocais difusores e na primeira roda de palhetas devido à entrada de condensado (figura 2.7.4, acima). Os danos foram de tal ordem que o consumo de vapor aumentou cerca de 60%, sem aumento correspondente na potência requerida pelo equipamento acionado. Não são necessários cálculos termodinâmicos para chegar à conclusão que a turbina não está oferecendo o desempenho original.

		original	antes	depois
rotação	RPM	3550	3535	3441
Padm	kPa M	3970	4255	4255
Tadm	C	340	357	349
Tex	C	-	117	75,7
Qv	T/h	9,9	16,1	10,4
Pex	kPa M	-94,2	-50,7	-50,7

Tabela 3.7 – Resumo das condições de operação de uma turbina a vapor, mostrando os dados de projeto, com a turbina danificada, antes da intervenção de manutenção e depois da intervenção de manutenção. Dados colhidos pelo autor em testes de campo.

b) Uma turbina de contra-pressão, utilizada para ajustar a pressão do vapor gerado às necessidades de um processo petroquímico foi avaliada seguindo a metodologia descrita acima. A conclusão foi que, embora apresentando “heat rate” ligeiramente maior do que o de projeto, este fato, por si só, não justifica uma intervenção de manutenção. Deve ser notado que esta turbina gera eletricidade para atendimento a uma indústria petroquímica.

A mesma redução de desempenho numa central termoelétrica comercial poderia não ser tolerável, uma vez que o impacto no resultado da empresa seria significativamente maior.

Um resumo das condições de operação e uma ilustração do “heat rate” calculado comparado com a curva original da turbina pode ser visto na tabela 2.7.5 e figura 2.7.9, abaixo. Deve ser notado que existe somente uma curva, pois esta turbina opera com rotação fixa.

Padm Man.	kPa	11751
Tadm	C	519,9
Pex Man.	kPa	4954
Tadm	C	418,3
Qv	T/h	91,0
h1	kJ/kg	3409
s1	kJ/kg.K	6,58
h2	kJ/kg	3243
h2s	kJ/kg	3149
"heat rate"	kg/kWh	21,6
potência	kW	4.211
η iso	%	63,9%

Tabela 3.8 – Resumo das condições de operação. Dados colhidos pelo autor.

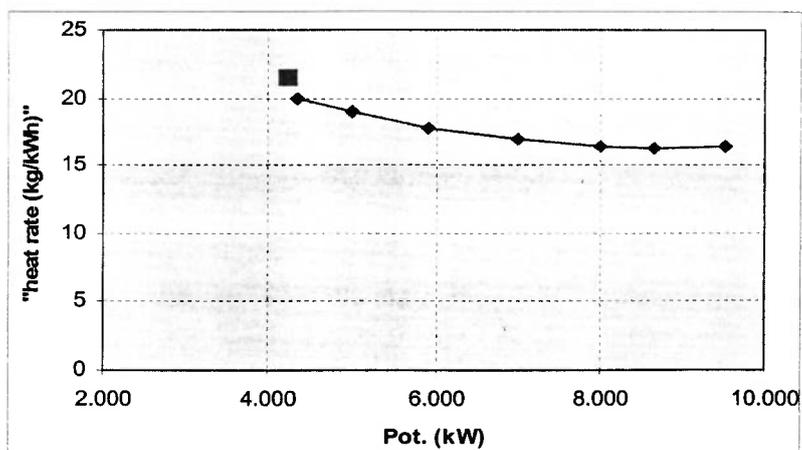


Figura 3.55 – Comparação do “heat rate” calculado com a curva de desempenho original da turbina. Desenhado a partir de dados colhidos pelo autor em testes de campo.

3.8 – TURBINAS A GÁS

3.8.1- Tipos construtivos

Turbinas a gás para aplicação industrial possuem duas construções básicas: Eixo duplo ou eixo único. A primeira consiste de um compressor de ar acionado por uma turbina geradora de gás em um dos eixos, e uma turbina de potência no segundo eixo. Na segunda o compressor e a turbina estão em um eixo único, sendo a turbina capaz de acionar o compressor e a carga simultaneamente. As características de potência e eficiência de uma turbina a gás, portanto, resultam de uma complexa interação entre diferentes máquinas e um sistema de combustão.

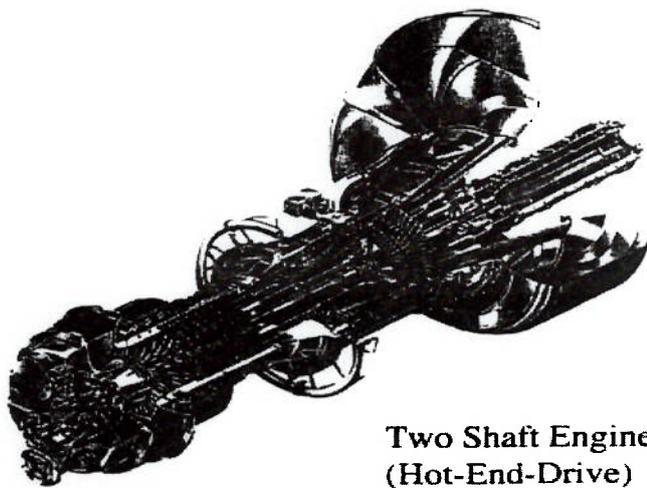
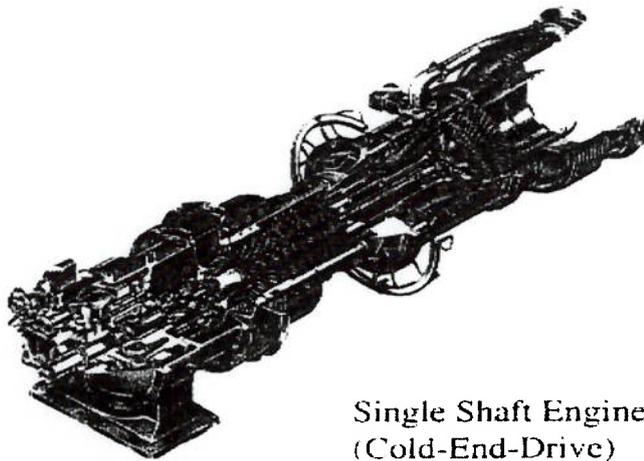


Figura 3.56 – Tipos construtivos básicos das turbinas a gás. [ref. 23]

A escolha entre o uso de uma turbina de um ou dois eixos é largamente determinada pelas características da carga acionada. Se a rotação da carga é constante, como no caso de gerador elétrico, uma turbina de eixo único é usualmente especificada, embora a máquina de dois eixos seja também uma alternativa possível. No caso em que a carga necessita ser operada em rotação variável, a configuração de dois eixos é vantajosa.

As características de torque são bastante diferentes e determinam a adequação da turbina para a aplicação desejada. A turbina de eixo único, cujo compressor tem a rotação restrita pela rotação da carga, apresenta forte redução de torque com a rotação, sendo contra-indicada para acionamento mecânico. A turbina de dois eixos, possuindo uma turbina de potência livre, tem características de torque mais favorável, conforme mostrado na figura 2.8.2.

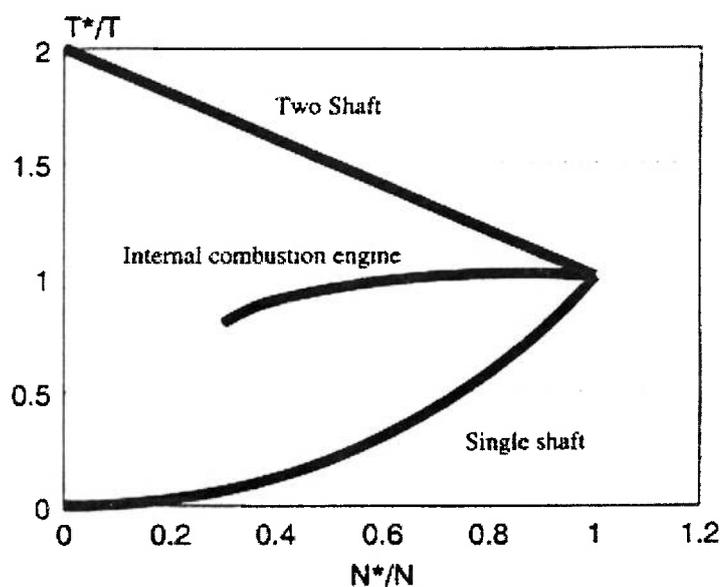


Figura 3.57 – Comportamento do torque com a rotação para turbinas a gás de 1 e 2 eixos comparadas com um motor de combustão interna. [ref. 23]

3.8.2-- Performance Global da Turbina a Gás

A performance global do equipamento é traduzida pelo parâmetro “heat rate”, cujo significado é a relação entre a energia térmica fornecida pelo combustível ($m_{\text{comb}} \cdot \text{PCI}$) e

a energia mecânica obtida no eixo de saída ou elétrica obtida do gerador, conforme o caso, com a seguinte formulação:

$$HR = \dot{m} \frac{PCI}{P} \text{ (kcal / kWh)} \quad [3.26]$$

A eficiência térmica do equipamento, por sua vez, é o inverso do HR, definida como a fração da energia térmica convertida em energia mecânica ou elétrica, segundo a equação abaixo:

$$\eta_{term} = \frac{3600}{4.186HR} \quad [3.27]$$

Um procedimento de avaliação no campo da performance global de turbina a gás em plantas de geração é descrito pela norma ASME PTC-22. Uma amostra do combustível deve ser obtida durante o teste para determinação em laboratório do poder calorífico superior e da densidade. A relação PCS/PCI=1,11 será utilizada para cálculo do poder calorífico inferior quando o combustível é gasoso.

O funcionamento da turbina a gás compreende as etapas de compressão do ar, injeção e queima do combustível à pressão constante, e por fim, expansão do gás quente na turbina, conforme o denominado ciclo Brayton. No diagrama entalpia-entropia a etapa 1-2 corresponde à compressão do ar, enquanto o calor cedido no combustor corresponde à etapa 2-3. O gás quente é então expandido na etapa 3-7 em turbinas de 1 eixo, ou, nas etapas 3-5 no gerador de gás e 5-7 na turbina de potência, no caso de turbinas de 2 eixos.

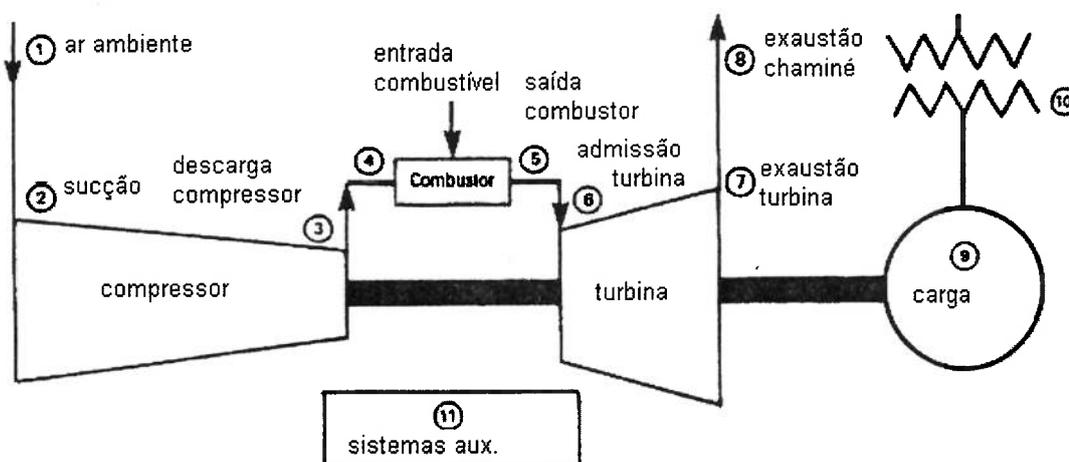


Figura 3.58 – Ilustração esquemática de um sistema de geração de eletricidade com uma turbina a gás de ciclo simples [ref. 22]

3.8.3– Mapas de performance característicos

Mapas de performance típicos para turbinas a gás de eixo único são mostrados nas figuras abaixo. Em geral estes mapas podem ser usados para determinar a potência máxima de acionamento a uma dada temperatura ambiente e a uma dada rotação da turbina de potência. Também são indicados os valores de consumo de combustível em qualquer nível de carga, bem como a vazão e a temperatura do exausto. Para objetivo de diagnóstico, estes mapas também permitem a determinação de valores esperados para a pressão de descarga do compressor, temperatura de controle (tipicamente a temperatura de admissão ou de exaustão da turbina de potência) e rotação da geradora de gás para qualquer ponto de operação.

Para operação em carga parcial, a vazão de combustível pode ser reduzida até que a variável controlada (por exemplo, vazão de gás no compressor de processo acionado ou carga no gerador elétrico) atinja o valor ajustado. Para uma máquina de eixo único, que deve operar com rotação da geradora de gás constante para manter fixa a frequência do gerador, isto significa que a temperatura na câmara de combustão será reduzida com a carga. A máquina de dois eixos irá experimentar uma redução simultânea na rotação da

geradora de gás e na temperatura do combustor. Em ambos os casos, a operação em carga parcial implicará no aumento do “heat rate” da turbina.

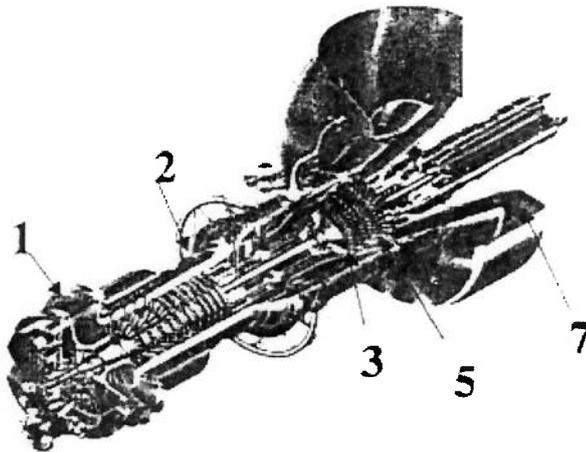
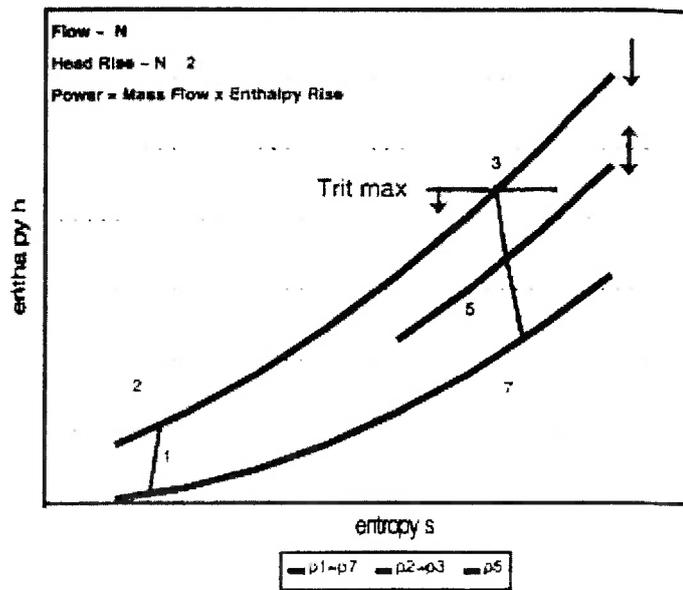


Figura 3.59 – Diagrama Entalpia-Entropia para o ciclo Brayton [ref. 23]

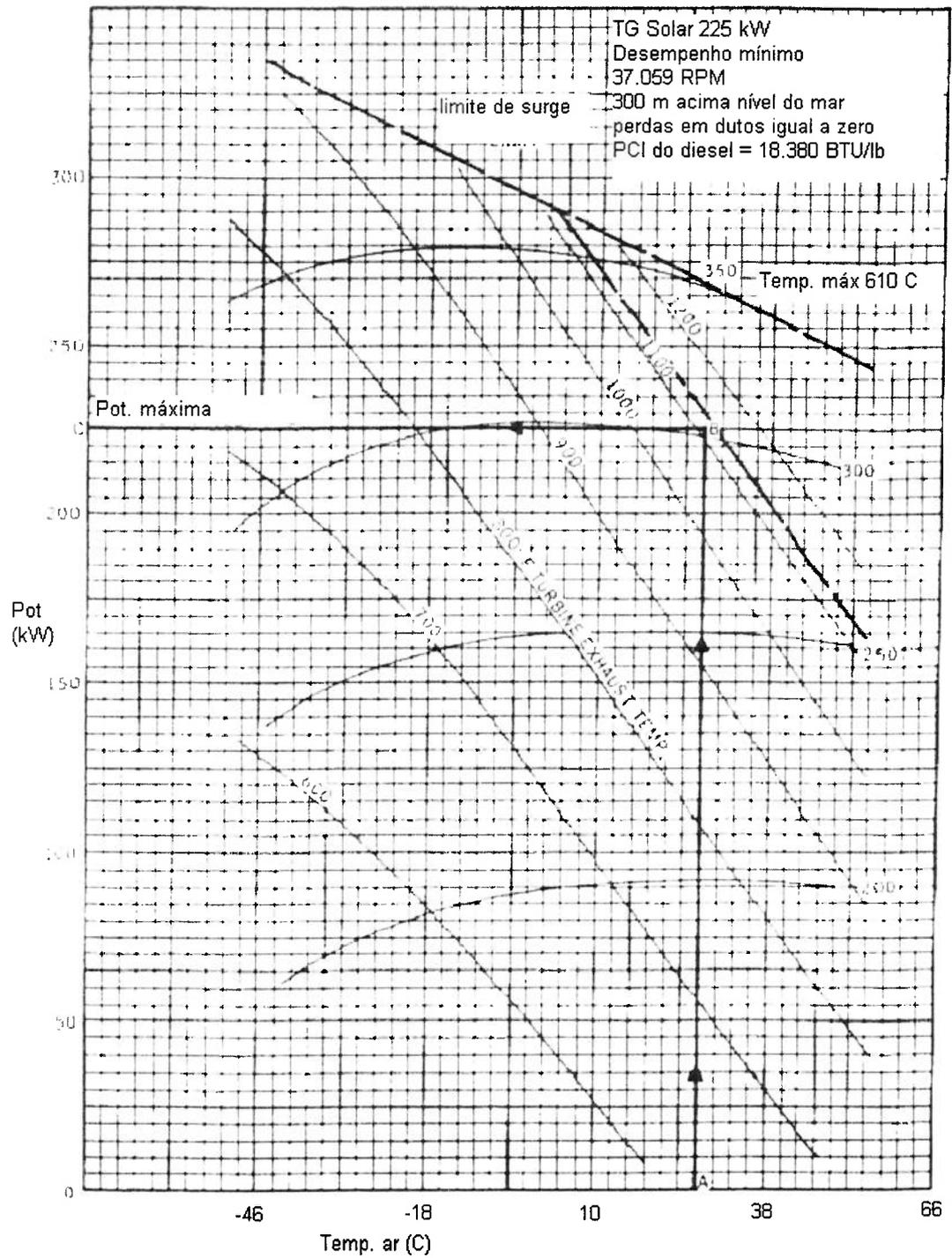


Figura 3.60 - Mapa de performance de turbina a gás de 1 eixo.(ref. Manual Solar)

Para uma dada condição de admissão de gás quente, a turbina de potência tem uma rotação ótima na qual a sua eficiência é máxima. O ponto de trabalho ótimo da turbina de potência é caracterizado por uma determinada relação entre a velocidade tangencial das palhetas, que depende da rotação N_{TP} e a velocidade axial do fluxo de gás, que é proporcional à vazão volumétrica na admissão. Esta, por sua vez, é função da temperatura de admissão e da carga, transferindo esta dependência para a rotação ótima da turbina.

O desempenho indicado nos mapas acima é válido para condições de pressão atmosférica ao nível do mar na admissão e na descarga da turbina, condições estas padronizadas em 1 Atm, 15°C e 60% UR. Este conjunto de condições é conhecido como condições ISO. O sistema de admissão da turbina compreende um sistema de filtragem e um duto de entrada. Na descarga existe um duto, um silenciador e possivelmente um sistema de recuperação de calor. Todo este sistema irá causar perda de carga de maneira que a turbina irá admitir o ar a uma pressão inferior à atmosférica, além de descarregar o gás quente a uma pressão superior à ambiente. A mudança na pressão barométrica, bem como na umidade relativa também irá influenciar o desempenho da turbina em função da densidade do ar admitido. Mapas adicionais permitem a correção relativa às perdas na admissão e na exaustão, bem como à altitude local e umidade .

Estas perdas de potência e eficiência estão todas relacionadas à redução da densidade do gás e aumento da altura manométrica do compressor.

O Poder Calorífico Inferior do combustível e o tipo de combustível também influem na eficiência e na potência fornecida pela turbina. A vazão de combustível aumenta a vazão de gás que circula através da turbina, aumentando a potência líquida. A figura abaixo ilustra este efeito.

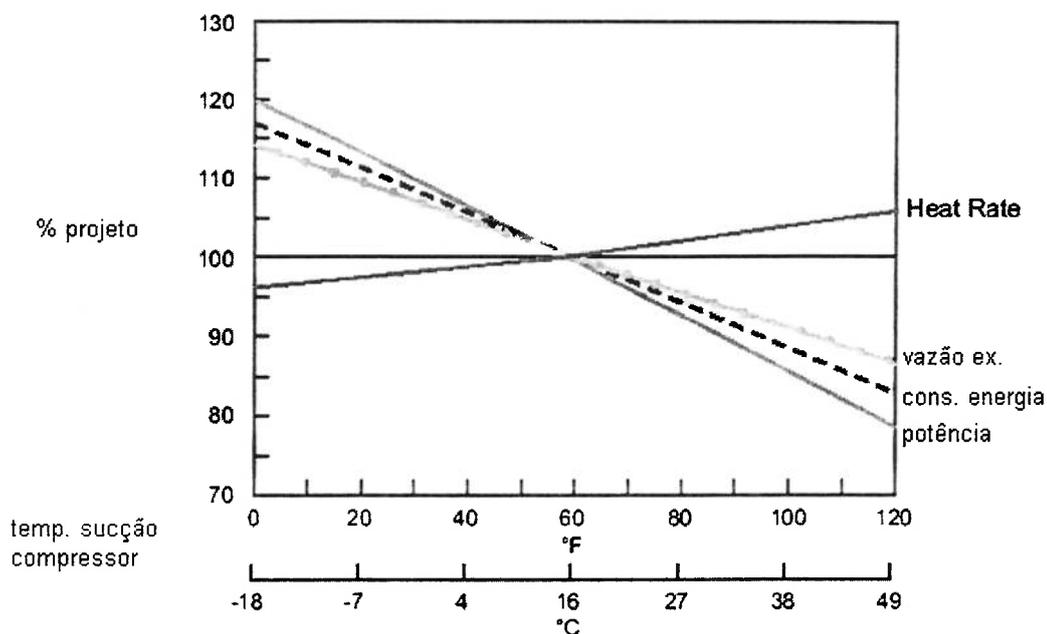


Figura 3.61 – Correção da potência e eficiência de uma turbina a gás em função da temperatura de sucção do compressor [ref. 24]

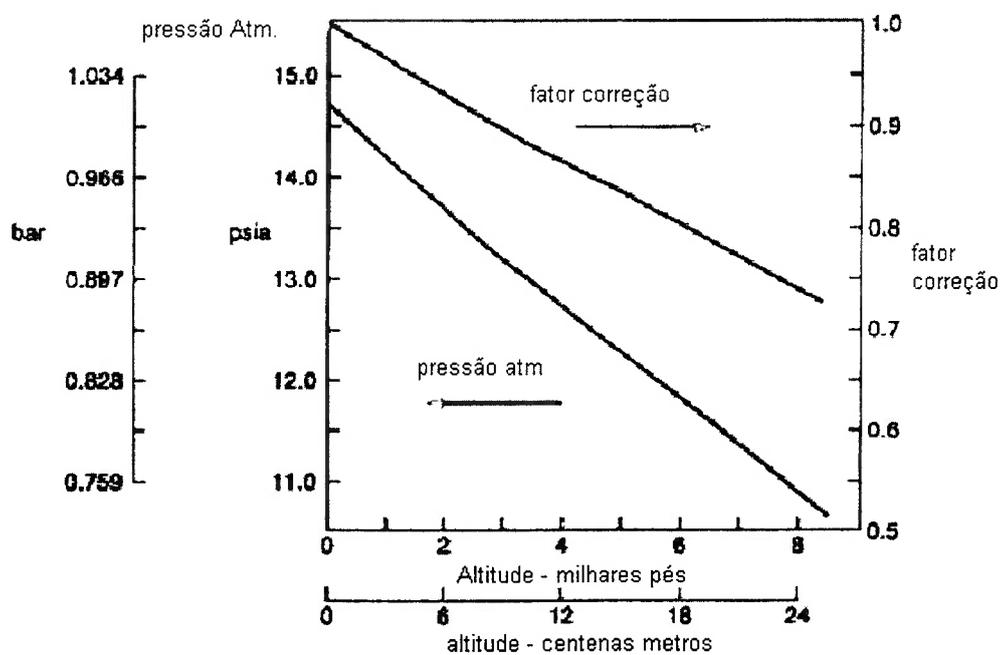


Figura 3.62 – Correção da potência fornecida por uma turbina a gás em função de altitude e/ou pressão atmosférica [ref. 24]

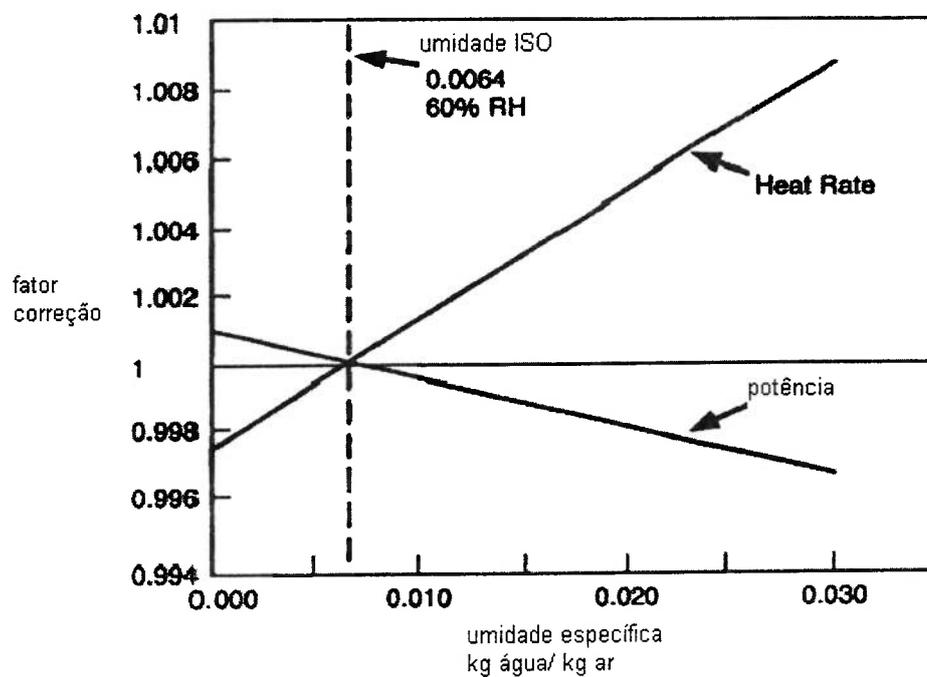


Figura 3.63 – Correção da eficiência e potência fornecida por uma turbina a gás em função da umidade relativa do ar [ref. 24]

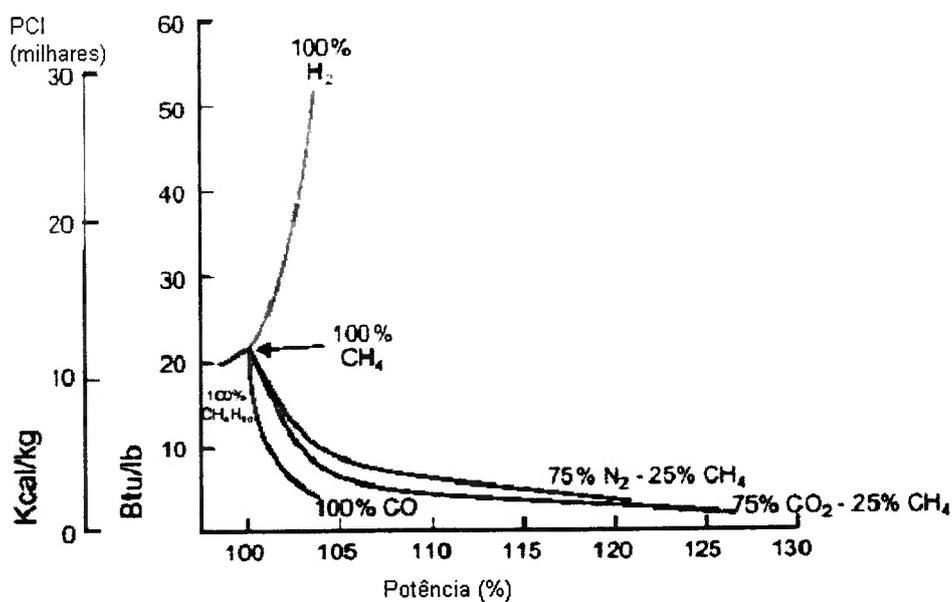


Figura 3.64 – Efeito do Poder Calorífico Inferior e do tipo de combustível na potência de uma turbina a gás, com temperatura de entrada da turbina constante [ref. 24].

Várias turbinas a gás de projeto moderno utilizam variação no ângulo das pás guias de admissão e das palhetas estatoras do compressor, com as seguintes vantagens: controle anti-surge durante a partida, controle da vazão de ar mantendo a razão ar-combustível constante para controle de emissão, operação com N_{GG} fixa e máxima eficiência em máquinas de dois eixos.

Quando o compressor, a turbina geradora de gás e a turbina de potência estão combinados em uma turbina a gás, a operação de cada componente está sujeita a determinadas condições de contorno decorrentes da sua interação.

O fluxo de massa através da turbina será igual à soma das vazões de ar e de combustível subtraída da vazão de ar sangrada (para refrigeração das palhetas ou prevenção de surge no compressor):

$$W_t = W_c + W_f - W_s \quad [3.28]$$

A pressão na admissão da turbina e a pressão de descarga do compressor estão relacionadas com a perda de carga na câmara de combustão de acordo com a seguinte equação:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{comb} \quad [3.29]$$

A relação entre pressões e temperaturas no compressor será:

$$\frac{(T_2 - T_1)}{T_1} = \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad [3.30]$$

O balanço de energia no combustor fornece a equação abaixo:

$$E_f W_f = C_p (T_3 - T_2) W_t \quad [3.31]$$

As restrições relativas às turbinas, ao balanço de potência e às rotações são diferentes para máquinas de eixo único e duplo, devendo portanto ser tratadas separadamente.

Para turbinas de 1 eixo podem ser estabelecidas as seguintes relações:

A rotação do compressor será igual a da turbina:

$$N_c = N_t \quad [3.32]$$

A relação entre temperaturas e pressões ao longo da turbina será:

$$\frac{(T_3 - T_7)}{T_3} = \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_3} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad [3.33]$$

A potência de acionamento será obtida pela diferença entre a expansão e a compressão:

$$\frac{1}{\eta_m} C_{p,c} (T_1 - T_2) W_c + C_{p,t} (T_3 - T_7) W_t = P \quad [3.34]$$

Para turbinas de 2 eixos as relações abaixo são válidas:

As rotações da geradora de gás e do compressor serão iguais:

$$N_c = N_{GG}$$

A rotação da turbina de potência será relacionada à carga:

$$N_{PT} = N_{carga}$$

A relação entre pressões e temperaturas na turbina geradora de gás será:

$$\frac{(T_3 - T_5)}{T_3} = \eta_{GG} \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad [3.35]$$

A relação entre pressões e temperaturas na turbina de potência será:

$$\frac{(T_5 - T_7)}{T_5} = \eta_{TP} \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_5} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad [3.36]$$

A potência da geradora de gás será igual à potência de compressão:

$$\frac{1}{\eta_m} C_{p,c} (T_1 - T_2) W_c + C_{p,t} (T_3 - T_5) W_t = 0 \quad [3.37]$$

Por fim, a potência de acionamento será fornecida integralmente pela turbina livre:

$$C_{p,t}(T_5 - T_7)W_t = P \quad [3.38]$$

As equações são válidas para turbinas com geometria fixa ou variável (possibilidade de ajuste do ângulo das palhetas estatoras). A diferença será introduzida no mapa dos componentes.

São apresentados nas figuras abaixo os mapas de performance típicos do compressor e da turbina com a linha base de operação para turbina com 1 e 2 eixos, respectivamente.

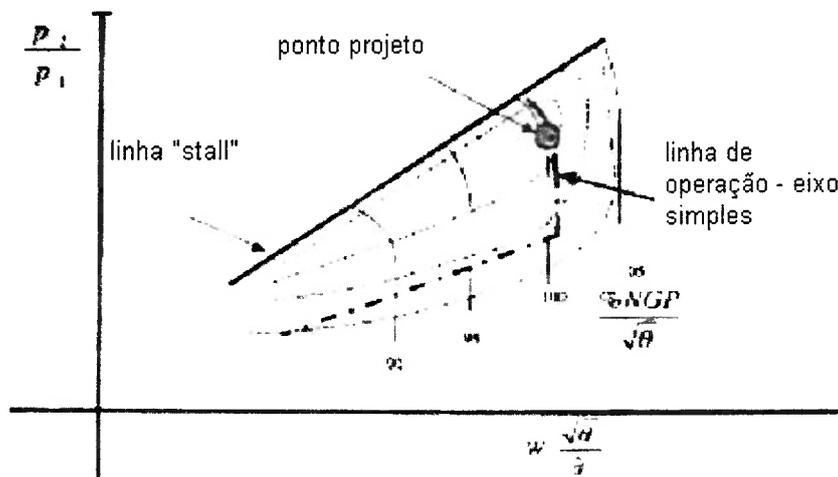


Figura 3.65 – Mapa de performance típico do compressor com a linha de operação para eixo único [ref. 23]

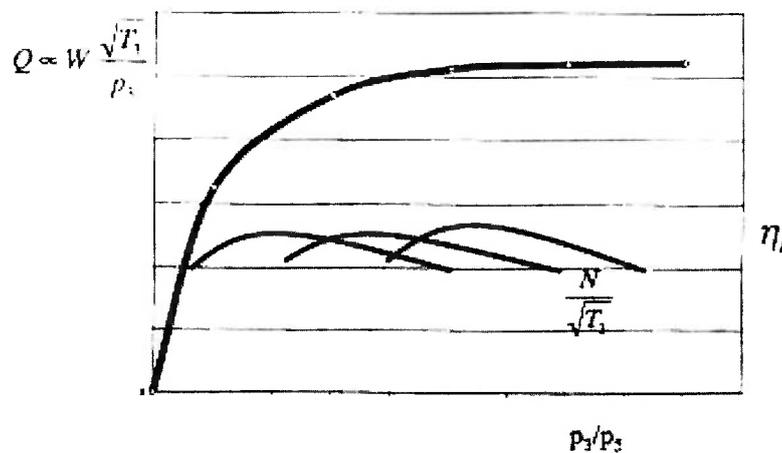


Figura 3.66– Mapa de performance típico da turbina de eixo único [ref.23].

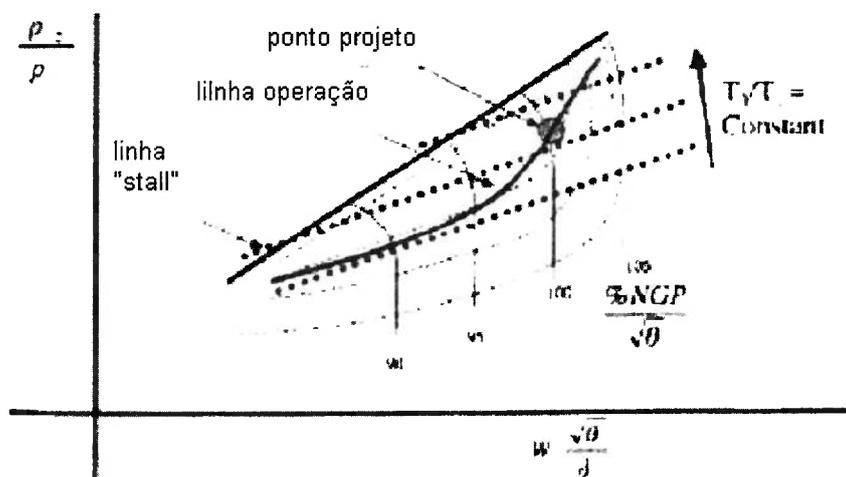


Figura 3.67– Mapa de performance típico do compressor com linha de operação para eixo duplo [ref. 23].

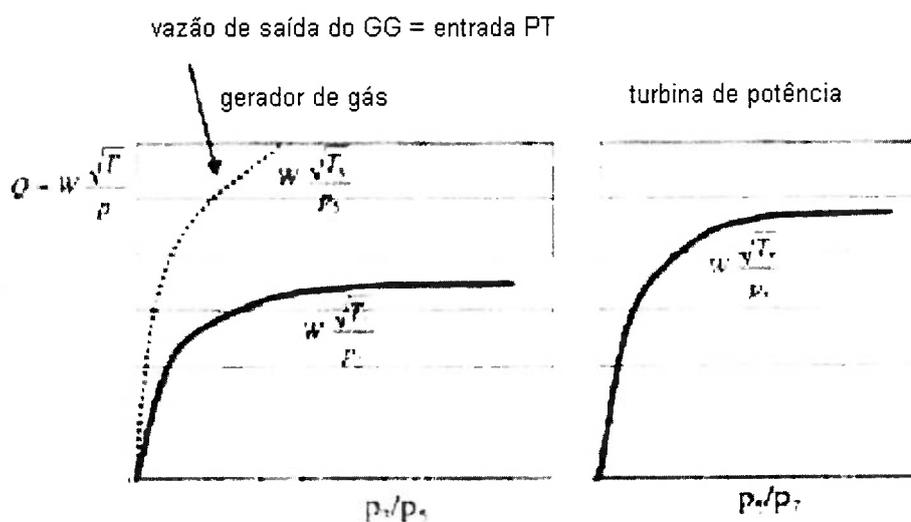


Figura 3.68 – Mapa de performance típico para as turbinas geradoras de gás e de potência operando em série [ref. 23].

A eficiência do ciclo Brayton depende da eficiência do compressor, turbina e do combustor e das características operacionais do ciclo, sendo expressa por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{liq}}{Q_{comb}} \quad [3.39]$$

onde:

W_{liq} = potência líquida fornecida pelo eixo, ou pelo gerador;

Q_{comb} = energia fornecida pelo combustível, na forma de calor.

Voltando ao ciclo básico a ar, a expressão acima pode ser escrita como:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad [3.40]$$

onde r_p é a relação de pressões do ciclo. As equações acima mostram que a eficiência do ciclo aumenta com aumento da relação de pressões e com a temperatura de entrada do gás na turbina. A figura 2.8.13 ilustra algumas maneiras de indicar o local onde é feita a medição da temperatura de entrada do gás na turbina.

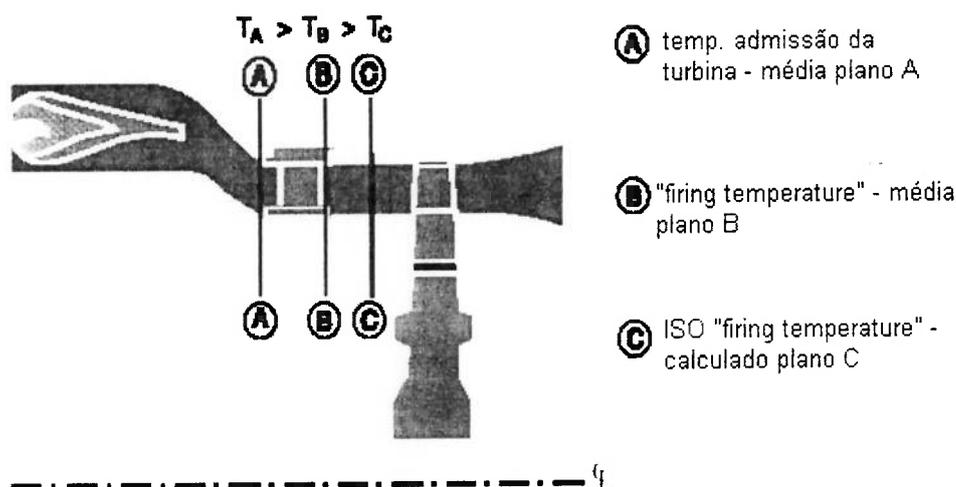


Figura 3.69 – Ilustração dos diferentes locais onde pode ser medida a temperatura de entrada dos gases na turbina [ref. 24]

3.8.4 – Limites operacionais e vida dos componentes

As turbinas a gás de dois eixos possuem uma turbina de potência que não está mecanicamente acoplada com a geradora de gás. A rotação da geradora de gás, portanto, não será controlada pela rotação do equipamento acionado, como no caso de uma turbina de eixo único em serviço de geração de energia. A rotação da geradora de gás será então função unicamente da carga aplicada; caso esta deva aumentar, as válvulas de controle de combustível irão aumentar a vazão para o combustor. Conseqüentemente

haverá um aumento na rotação da geradora de gás e na temperatura do combustor, de tal maneira que haja um aumento na potência disponível para a turbina livre.

Devido a restrições mecânicas, a rotação da geradora de gás e a temperatura do combustor têm limites superiores que não devem ser excedidos, sob pena de danificar a turbina ou reduzir sua vida útil. Dependendo da temperatura ambiente, da potência demandada pela caixa de acessórios e da geometria da turbina, em particular do primeiro estágio de expansores, um destes dois limites será atingido ao se aumentar a carga da turbina, conforme pode ser visto na figura 3.70.

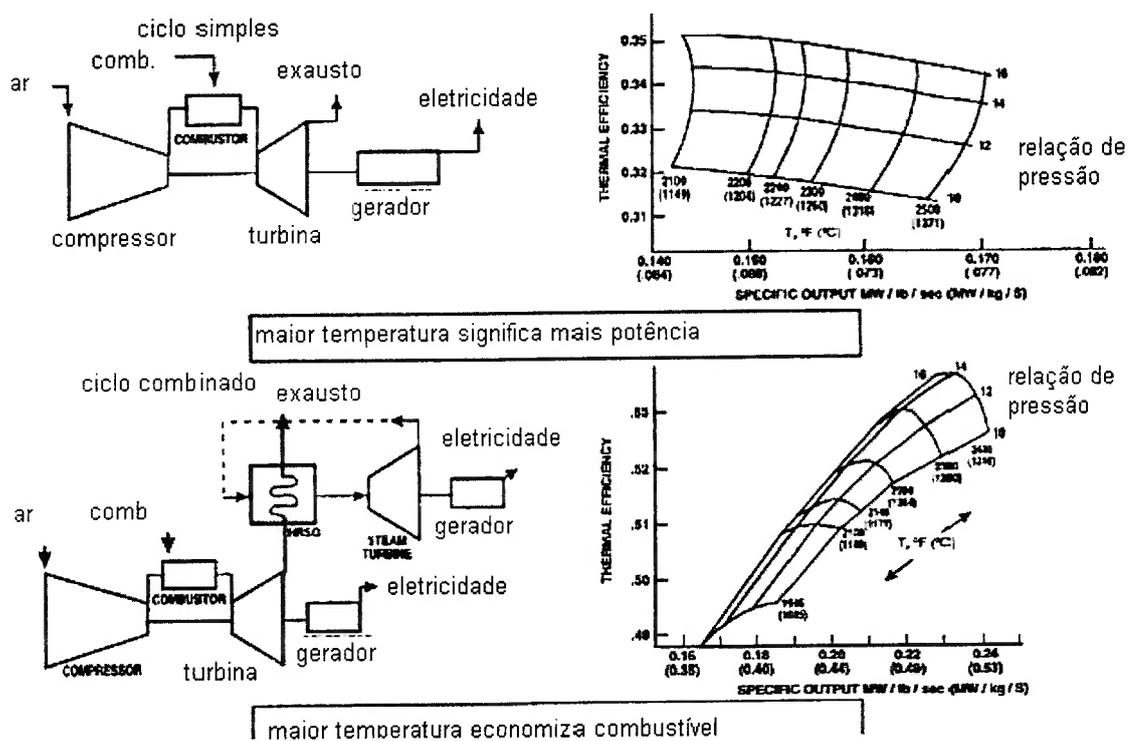


Figura 3.70 - Ilustração do efeito da temperatura de entrada da turbina ("firing temperature") na eficiência de um ciclo simples e um ciclo combinado [ref. 24].

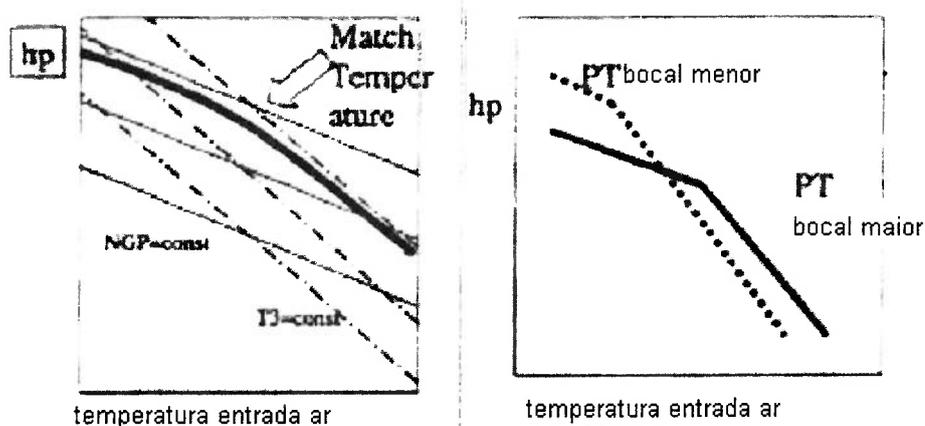


Figura 3.71 – Ajuste dos componentes da turbina a gás [ref. 23].

Ao admitir ar em uma temperatura ambiente baixa, a turbina a gás em carga máxima irá operar em máxima rotação da geradora de gás e temperatura do combustor abaixo do limite. Caso contrário, admitindo ar em maior temperatura, a rotação da geradora de gás será reduzida e temperatura do combustor irá atingir o valor máximo. A temperatura ambiente em que os dois limites são atingidos simultaneamente é denominada temperatura de adaptação (“match temperature”).

3.9 – AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA TURBINA A GÁS NO CAMPO

O monitoramento do desempenho de uma turbina a gás é executado com base no acompanhamento de parâmetros operacionais, que são corrigidos e comparados diretamente com as linhas base de operação correspondentes. Valores máximos de desvio são assumidos visando estabelecer limites de degradação de desempenho do equipamento.

O procedimento compreende uma correção dos parâmetros, com base na técnica de adimensionalização, de maneira a poder 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 são deduzidas as formas corrigidas dos parâmetros operacionais da

turbina, conforme mostra a tabela abaixo. O objetivo é extrapolar o comportamento da turbina operando nas condições ISO para um outro ponto de operação em condições atmosféricas distintas.

PARÂMETRO	FORMA CORRIGIDA
Pressão (p)	$\frac{p}{\delta}$
Temperatura (T)	$\frac{T}{\sqrt{\theta}}$
Vazão de combustível (W_f)	$\frac{W_f}{\delta\sqrt{\theta}}$
Rotação (N)	$\frac{N}{\sqrt{\theta}}$
Potência (P)	$\frac{P}{\delta\sqrt{\theta}}$

Onde:

$$\delta = \frac{p_1}{p_{1,ISO}} ; \quad p_{1,ISO} = 1 \text{ atm}$$

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

Tabela 3.9– Parâmetros adimensionais para o acompanhamento de performance de turbinas a gás.

Quando são atingidos os limites de degradação de desempenho é recomendada a execução das ações corretivas visando restaurar a performance do equipamento. As turbinas a gás são suscetíveis à formação de depósito de partículas microscópicas que, em suspensão no ar aspirado, conseguem ultrapassar o dispositivo de filtragem. Tais partículas tendem a agregar às palhetas e aos canais de passagem de fluxo, causando deterioração progressiva no desempenho, com redução simultânea de capacidade e

eficiência do compressor. Em tal situação a turbina a gás deverá apresentar sintomas de redução de potência de saída e aumento do “heat rate”.

A previsão dos desvios relativos às linhas base de alguns dos parâmetros operacionais (pressão de descarga do compressor, potência de saída, temperatura entre turbinas e “heat rate”) em função do nível de formação de depósito no compressor é apresentada na figura abaixo. O efeito no desempenho global da turbina a gás é exemplificado na figura seguinte.

variável	Variação admissível
Potência elétrica	2%
Torque	2%
Consumo de potência	2%
Rotação	1%
Pressão atmosférica	0,5%
Temperatura do ar	2,2 C
PCI combustível	1%
Pressão combustível	1%
Contrapressão absoluta exausto	0,5%
Pressão absoluta admissão	0,5%
Temperatura resfriamento	2,8 C
Temperatura de controle da turbina	2,8 C
Vazão de combustível	2%

Tabela 3.10– Variação máxima permissível das condições operacionais durante um teste de desempenho [ref. 22].

Em geral, a lavagem do compressor irá recuperar boa parte do desvio dos parâmetros, mas em alguns casos vários ciclos de lavagem serão requeridos para a recuperação do desempenho.

É normal a ocorrência a longo termo de deterioração de performance não recuperável, sendo notada após alguns milhares de horas de operação, causadas por fatores como folgas excessivas, erosão nas palhetas, etc. A ocorrência de perda de performance súbita é causa para investigação imediata através de recursos de inspeção boroscópica, pois é possível que tenha havido ingestão de algum objeto estranho para o interior da máquina.

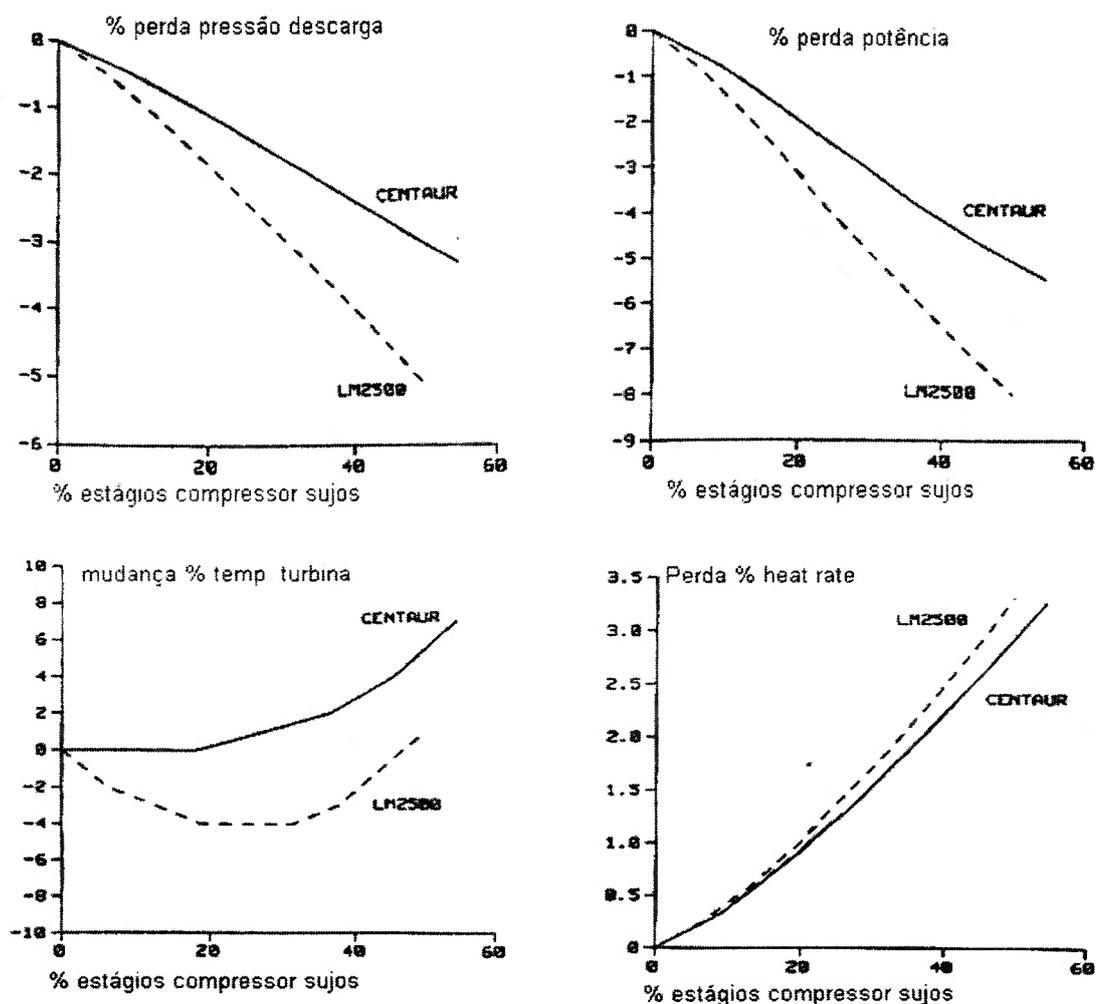


Figura 3.72– Desvios dos parâmetros operacionais em função da formação de depósito no compressor para as turbinas General Electric LM2500 e Solar CENTAUR (ref. 23)

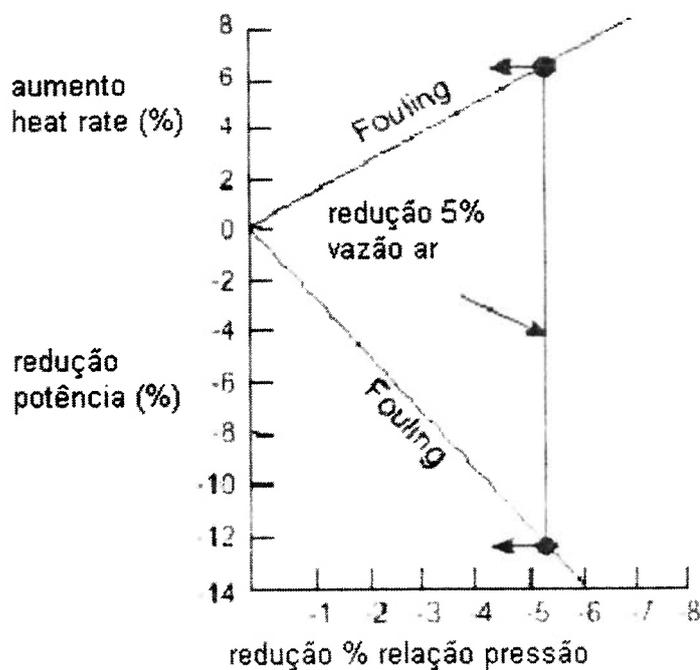


Figura 3.73– Efeito do depósito no compressor na performance global da turbina (ref.23)

A performance global da turbina a gás pode ser expressa pela eficiência global ou “Heat Rate”, conforme equações 2.34 e 2.35. O método mais simples e preciso de avaliar o desempenho de um conjunto é medir o fornecimento de combustível, de modo a ser possível calcular o fornecimento de energia para o ciclo e medir a geração de eletricidade ou de potência. Este é, em resumo, o procedimento preconizado pelo código de teste (PTC-22).

Um diagnóstico de um problema de desempenho, no entanto, requer uma análise um pouco mais detalhada. Um enfoque mais eficaz consiste na determinação da eficiência de cada máquina e na utilização destas informações para determinação da eficiência global e potência fornecida pelo conjunto.

Os seguintes passos podem ser seguidos:

- a) Levantamento dos dados de operação necessários para a avaliação do desempenho, a saber: Temperaturas e pressões de entrada e saída do compressor

e turbina; umidade relativa do ar; composição química dos gases exaustos; vazão, composição e temperatura do combustível; potência consumida pela carga;

- b) Levantamento das curvas características de desempenho da turbina, inclusive as curvas de correção de desempenho em função de modificações de condições de operação e aplicação das correções de desempenho devidas;

Com estes dados em mão, aplica-se o algoritmo descrito no Anexo 2, que executa os seguintes cálculos:

- a) Determinação da composição química do ar aspirado;
- b) Determinação das propriedades termodinâmicas nos diversos pontos de interesse, no ciclo;
- c) Cálculo da eficiência isentrópica do compressor e da turbina e da eficiência global do equipamento;
- d) Avaliação de consistência, comparando a potência fornecida pela turbina com a potência absorvida pela carga.

Os valores de eficiência calculados podem ser comparados com os valores originais, de modo a permitir uma decisão sobre a situação da turbina.

O Anexo 2 contém as listagens dos programas utilizados para a modelagem. O modelo foi aplicado para a análise de uma turbina comercial, a título de exemplo. A análise feita com dados de catálogo utiliza a vazão de ar aspirada, informada pelo fabricante. Uma análise de uma turbina real, no campo, deve ser feita sem que seja conhecida a vazão de ar, uma vez que não há medição desta variável. Os resultados da análise mostram o seguinte:

variável	calculado	Catálogo	Diferença %
Potência (MW)	258.793	266.000	-2,7
Eficiência (%)	38,1	38,6	-2,7

Tabela 3.11 – Comparação dos valores calculados com os dados de catálogo

Neste caso específico, a vazão mássica de combustível era de 14,4 kg/s, cerca de 2,2% da vazão mássica de gás exausto. Ao ser considerada a diferença entre as vazões mássicas de ar e gás de combustão, a diferença entre os valores calculados e os informados pelo fabricante é de cerca de 0,5%. Deve ser observado que o modelo considera as diferenças de entalpia entre os gases de combustão oriundos do combustor e o ar que sai do compressor, o que é diferente de calcular o aporte de calor utilizando o poder calorífico inferior do combustível. Esta é uma explicação para a diferença observada entre os resultados calculados e os dados de catálogo.

A determinação da composição química do gás nos diversos pontos do ciclo é feita através da medição da temperatura, pressão absoluta e umidade relativa do ar aspirado e da composição, temperatura e pressão do gás exausto. A determinação da composição do exausto pode ser feita por um procedimento rotineiro, como uma cromatografia ou análise de Orsat.

A determinação das propriedades termodinâmicas nos diversos pontos do ciclo foi feita utilizando-se as equações de gás perfeito embutidas num programa de computador especializado, EES [30], utilizando-se regras de mistura de gases perfeitos. A validade da utilização das equações de gás perfeito foram verificadas para algumas condições típicas, tendo uma verificação específica para as condições da turbina analisada sido incluída no algoritmo do anexo 2. Os resultados da verificação encontram-se no anexo 2.

O cálculo da eficiência isentrópica do compressor e da turbina foi realizado conforme mostrado anteriormente (eq. 3.21), sempre utilizando os dados calculados através do EES.

Na situação onde a vazão de ar aspirado é conhecida, a potência fornecida é calculada através de

$$Pot = \dot{m}_{gás} \cdot (h_6 - h_7) - \dot{m}_{ar} \cdot (h_2 - h_1) \quad [3.41]$$

Quando a vazão de ar aspirada não é conhecida, a potência é calculada a partir do poder calorífico e vazão do combustível e eficiência do conjunto.

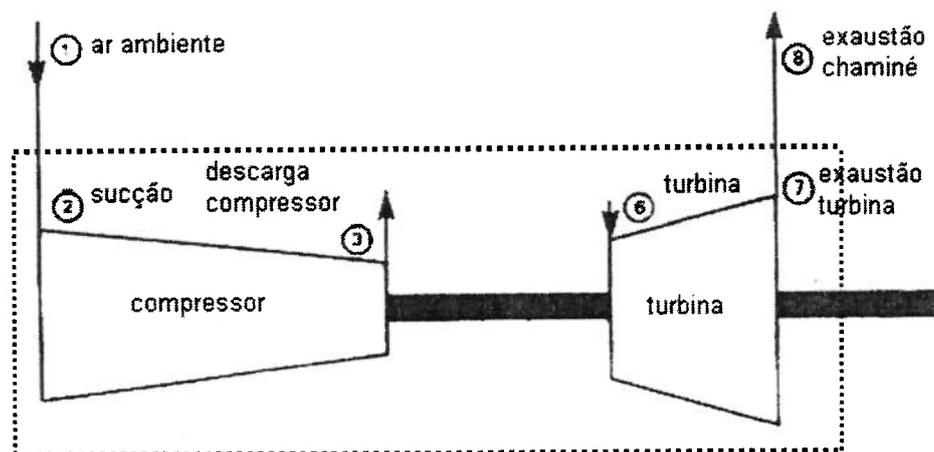


Figura 2.74 – Ilustração do volume de controle utilizado para determinação da eficiência da turbina. O modelo considera que não há perda de carga na entrada do compressor.

Utilizando-se o volume de controle mostrado na figura 2.74 e desprezando a diferença no fluxo de massa pelo compressor e pela turbina, podemos calcular as diversas parcelas do balanço de energia e calcular a eficiência global do conjunto:

$$Pot_{turbina} = (h_6 - h_7) \quad [3.42]$$

$$Pot_{compressor} = (h_3 - h_2) \quad [3.43]$$

$$Calorrejeitado = (h_7 - h_8) \quad [3.44]$$

Onde:

$Pot_{turbina}$ é a potência fornecida pela turbina por unidade de vazão mássica;

$Pot_{compressor}$ é a potência absorvida pelo compressor por unidade de vazão mássica;

Calorrejeitado é a o calor rejeitado pelo gás exausto da turbina, também por unidade de massa;

Deve ser entendido que, ao ser considerado que as vazões mássicas que passam através do compressor e da turbina são iguais, um erro será introduzido, sendo a eficiência e potência calculadas sempre menores que as reais.

A eficiência do conjunto é determinada por:

$$\eta_{conj} = \frac{Pot_{turbina} - Pot_{compressor}}{Pot_{turbins} - Pot_{compressor} + Calorrejeitado} \quad [3.45]$$

E a potência fornecida pelo conjunto é calculada como segue:

$$Pot_{conj} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \eta_{conj} \quad [3.46]$$

Nas equações acima, h = entalpia específica, m = fluxo de massa, Q = taxa de calor. Os subscritos se referem aos pontos no ciclo, conforme mostrado anteriormente (sucção do compressor, descarga do compressor, admissão da turbina e exaustão da turbina).

Uma avaliação de consistência pode ser feita comparando-se a potência fornecida pela turbina com a potência absorvida pela carga. A utilização de medição de torque no acoplamento facilita sobremaneira este trabalho.

O anexo 2 mostra a avaliação de consistência feita para os dois casos estudados, onde pode ser visto que existe boa concordância.

Alguns fatores extras devem ser levados em consideração, a saber:

- a) Eficiência mecânica dos diversos equipamentos;
- b) Perdas de energia através do isolamento térmico;
- c) Energia cinética do gás na exaustão da turbina.

O valor numérico destes fatores pode ser determinado com uma análise do projeto da turbina ou obtido do fabricante.

4 – CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

A principal conclusão deste trabalho é a seguinte: É possível fazer testes de desempenho de uma variedade de turbomáquinas no campo e obter resultados com precisão suficiente para subsidiar as decisões rotineiras. Estes resultados podem ser obtidos com os procedimentos descritos. Não se recomenda a utilização destes procedimentos para testes de aceitação de máquinas novas.

Uma vez que o desempenho das máquinas se torne conhecido, torna-se possível adotar medidas que resultem em redução de custo operacional e aumento de confiabilidade destas máquinas, o que é o objetivo final.

Um aprofundamento da pesquisa é necessário para melhorar as técnicas de amostragem de gás, especialmente para o caso de hidrocarbonetos de elevado peso molecular, para a avaliação da incerteza introduzida pelo afastamento dos testes de campo das condições normalizadas para os testes de bancada e para recomendações para melhoria das instalações industriais para facilitar os testes de campo.

5 – REFERÊNCIAS

1. Pfleiderer, Carl: "**Bombas Centrífugas e Turbocompressores**", Editorial Labor, Madrid, 1960, tradução da quarta edição alemã;
2. Shepherd, D.G: "**Principles of Turbomachinery**", MacMillan Publishing, New York, 1956;
3. Meher-Homji, Cyrus: "**The Historical Development of Turbomachinery**", Proceedings of the 29th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Houston, 18-21/setembro/2003;
4. Stepanoff, A.J.: "**Centrifugal and Axial Flow Pumps**", John Wiley & Sons, New York, 1948
5. Blanco-Marigorta et al.: "**Numerical Flow Simulation in Centrifugal Pump With Impeller-Volute Interaction**", Proceedings of ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 11-15/6/2000, Boston, EUA
6. P.S.Prahst: "**Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller Using CFD and Measurements**", NASA Technical Memorandum 107515 AIAA-97-2878
7. Lobanoff, Val S.: "**Centrifugal Pumps – Design and Application**", Gulf Publishing, 1985, Houston, EUA
8. Ferguson, T.V. e McGlynn, R.D.: "**Validation of Turbomachinery Computational Fluid Dynamic Models Using Laser Velocimetry**", The Boeing Co. , Rocketdyne Propulsion and Power.
9. Tamm, Alberto; Gugau, Mark; Stoffel, Bernd: "**Experimental and 3-d Numerical Analysis of the Flow Field in Turbomachines**", International Congresso on Quality Assessment of Numerical Simulations in Engineering", 9-12/4/2002, Universidade de Concepción, Chile
10. Shilyakin, P.: "**Steam Turbines – Theory and Design**", Foreign Languages Publishing House, Moscow.

11. Bejan, Adrian: "**Advanced Engineering Thermodynamics**", Editora John Wiley, New York, 1988;
12. Shepherd, D.G: "**Principles of Turbomachinery**", MacMillan Publishing, New York, 1956;
13. ASME PTC: "**Performance Test Code on Compressors and Exhausters – PTC 10-97**", New York, 1998;
14. Karassik, Igor J. e outros: "**Pump Handbook**", Editora McGraw-Hill Book Company, New York, 1985;
15. Fraser, W.H: "**Recirculation in Centrifugal Pumps**", ASME Annual Meeting, novembro de 1981;
16. "**Sulzer Centrifugal Pump Handbook**", Sulzer Pumps, Winterthur, Switzerland
17. Lüdtkke, Klaus: "**Turbocompressores Aerodynamics and Rotodynamics**", GHH Borsig, Berlin
18. Ludwig, G., Meschkat, S., Stoffel, B.: "**Design Factors Affecting Pump Efficiency**", VDMA, 3rd International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems, Treviso, Italy, September 18-20, 2002
19. ASME PTC: "**Performance Test Code 6 on Steam Turbines – PTC 6-96**", New York, 1996;
20. ASME PTC: "**Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines – PTC 6S-Report 88**", New York, 1988;
21. ASME PTC: "**Performance Tests 8.2 on Centrifugal Pumps – PTC 8.2**", New York, 1990;
22. ASME PTC: "**Performance Tests 22 on Gas Turbines – PTC 22**", New York, 1997;
23. Kurz, R.; Brun, K.: "**Gas Turbine Performance**", Proceedings of the 29th Turbomachinery Symposium, Houston, TX, EUA, setembro de 2002;

24. Brooks, F.J.: "**GE Gas Turbine Performance Characteristics**", paper GER-3567H, GE Power Systems, Schenectady, NY;
25. Becker, B.; Thien, V.: "**High-Efficiency Industrial Gas Turbine for Medium-Load Service**", SIEMENS AG, Power Generation, Power Gen Europe 2003;
26. Karassik, Igor J.: "**Centrifugal Pump Clinic**", Editora marcel Dekker, Inc, New York, 1989;
27. Wilcox, E.: "**Practical Methods for Field Performance Testing Centrifugal Compressors**", Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium, Texas AM Univ, Houston, TX, EUA, 1999;
28. Kurz, R. e outros: "**Field Performance Testing of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors**", Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium, Texas AM Univ, Houston, TX, EUA, 1999;

Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary and Reciprocating Pumps, 14a edição, 1983, Cleveland, EUA
30. Engineering Equation Solver, Commercial V7.173, f-Chart Software, www.fchart.com
31. Affonso, Luiz Otávio A. : "**Economizando Energia - Como Avaliar Propostas de Equipamentos Novos**", 4^o Seminário de Conservação de Energia do Sistema PETROBRAS, 1997, Rio de Janeiro
32. Affonso, Luiz Otávio A. : "**Equipamentos Mecânicos – Análise de Falhas e Solução de Problemas**", Editora Quality Mark, Rio de Janeiro, 2001 (www.qualitymark.com.br)
33. Martins, Guilherme L.; Affonso, Luiz Otávio A.: "**Equipamentos Rotativos – Diagnóstico e Avaliação do Funcionamento**", apostila elaborada em 2002
34. Process Engineered Centrifugal Compressors, SC and TP Series; Atlas Copco, catálogo número PMN2781005301, 1990

Anexo I – Modelos termodinâmicos

1 - O modelo de gás ideal

Gás ideal é aquele cujo comportamento pode ser descrito pela equação:

$$pv = RT \quad [1]$$

O modelo de gás ideal considera que o calor específico à pressão constante é função unicamente da temperatura.

$$C_p = C_{p0}$$

Daí pode ser obtido o expoente isentrópico k :

$$k = C_p / (C_p - R)$$

A partir dos dados de pressões e temperaturas na sucção e descarga obtidos no teste pode ser calculado o expoente politrópico n :

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln(T_d / T_s)}{\ln(p_d / p_s)} \quad [2]$$

E finalmente são obtidos os parâmetros de desempenho politrópicos, o altura manométrica e a Eficiência:

$$H_p = \frac{n}{n-1} RT_s \left(\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad [3]$$

$$\eta_p = \frac{\frac{k-1}{k}}{\frac{n-1}{n}} \quad [4]$$

Esse modelo pode ser utilizado somente para gases cujo comportamento nas condições de compressão seja o de um gás perfeito. No caso de gases que não tenham esse comportamento essas equações podem ser utilizadas somente como uma aproximação grosseira, sendo necessário um modelo mais adequado, que leve em consideração essas não idealidades.

2 - O modelo de Gás Real

O modelo de gás real considera a não idealidade do gás através do fator de compressibilidade – Z , introduzido na equação dos gases perfeitos:

$$Z = \frac{pv}{RT} \quad [5]$$

Para caracterização completa do gás e cálculo de suas demais propriedades termodinâmicas é necessário considerar também os fatores X e Y , definidos através das equações abaixo. Pode ser observado que para um gás perfeito, onde Z não varia com T , $X = 0$ e $Y = 1$:

$$X = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \quad [6]$$

$$Y = 1 - \frac{p}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T \quad [7]$$

A figura abaixo ilustra a variação do fator de compressibilidade com a temperatura e pressão para o propano, calculado a partir de diversas equações de estado.

Os parâmetros X e Y podem ser obtidos a partir de diagramas generalizados em função da pressão e temperatura reduzidas. Tais diagramas são mostrados abaixo.

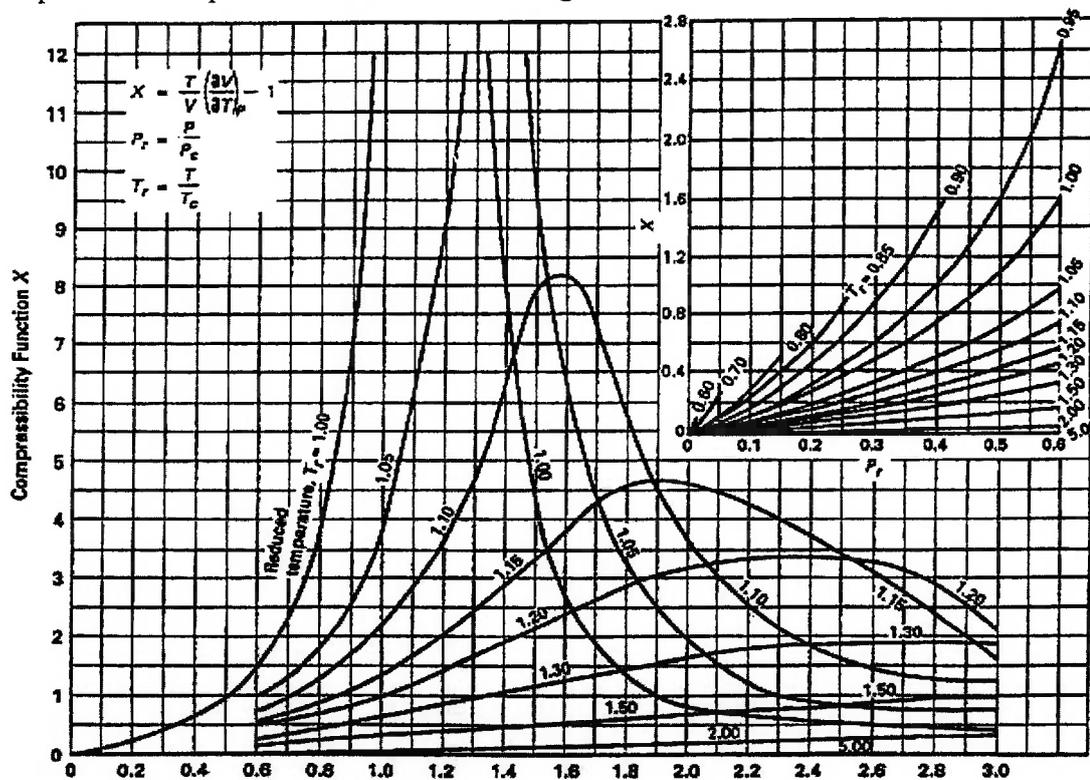


Figura 1 – Fator de compressibilidade X .

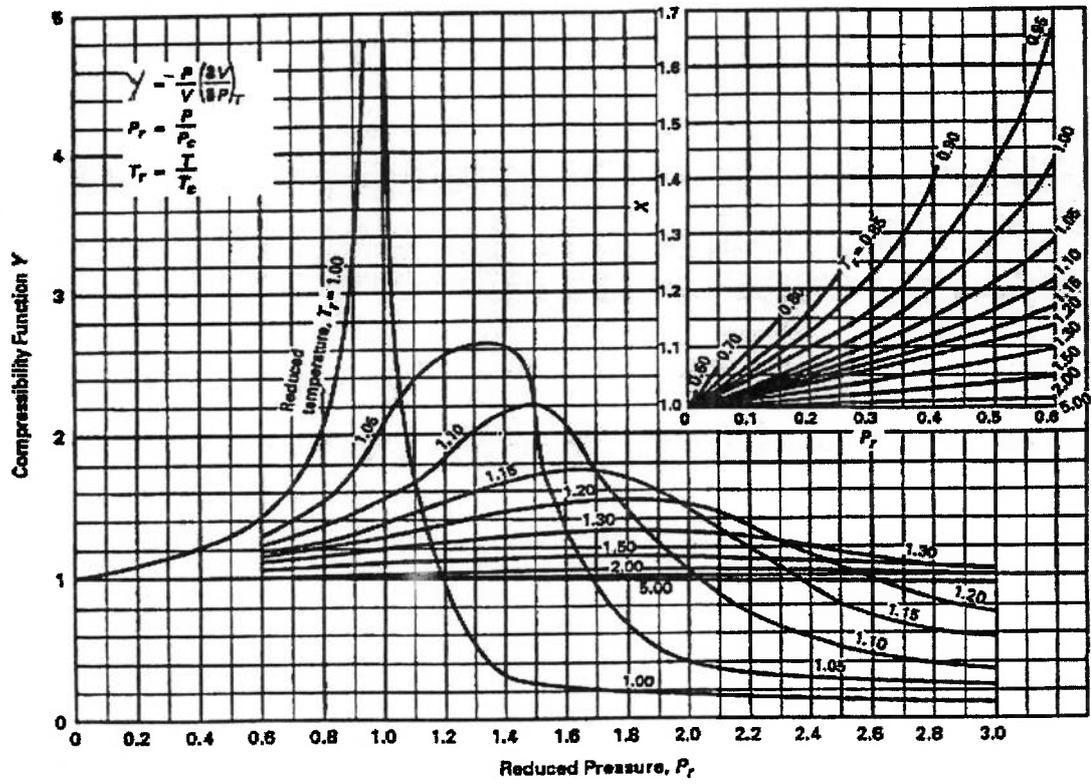


Figura 2 – Fator de compressibilidade Y .

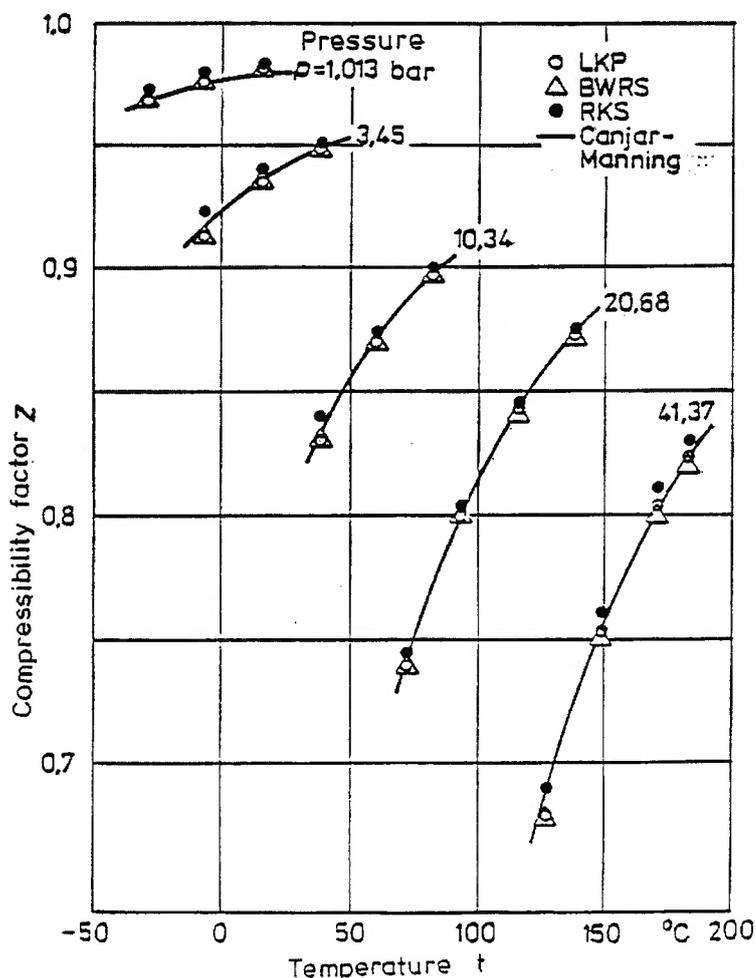


Figura 3– Ilustração da variação do fator de compressibilidade do propano com a pressão e temperatura, calculado a partir das diversas equações de estado.[ref. 7, pág. 24]

O calor específico à pressão constante também deverá sofrer uma correção em função da pressão, a partir do fator ΔC_p , conforme mostra a equação abaixo:

$$C_p = C_{p0} + \Delta C_p$$

A correção do calor específico em pressão constante em função da variação de pressão será calculada em função do modelo que for adotado para descrever as propriedades termodinâmicas do gás, podendo ser deduzida uma equação ou retirado de ábacos generalizados em função da pressão e temperatura reduzidas.

Em seguida são obtidos os expoentes isentrópico e politrópico, que variam em função de temperatura e pressão.

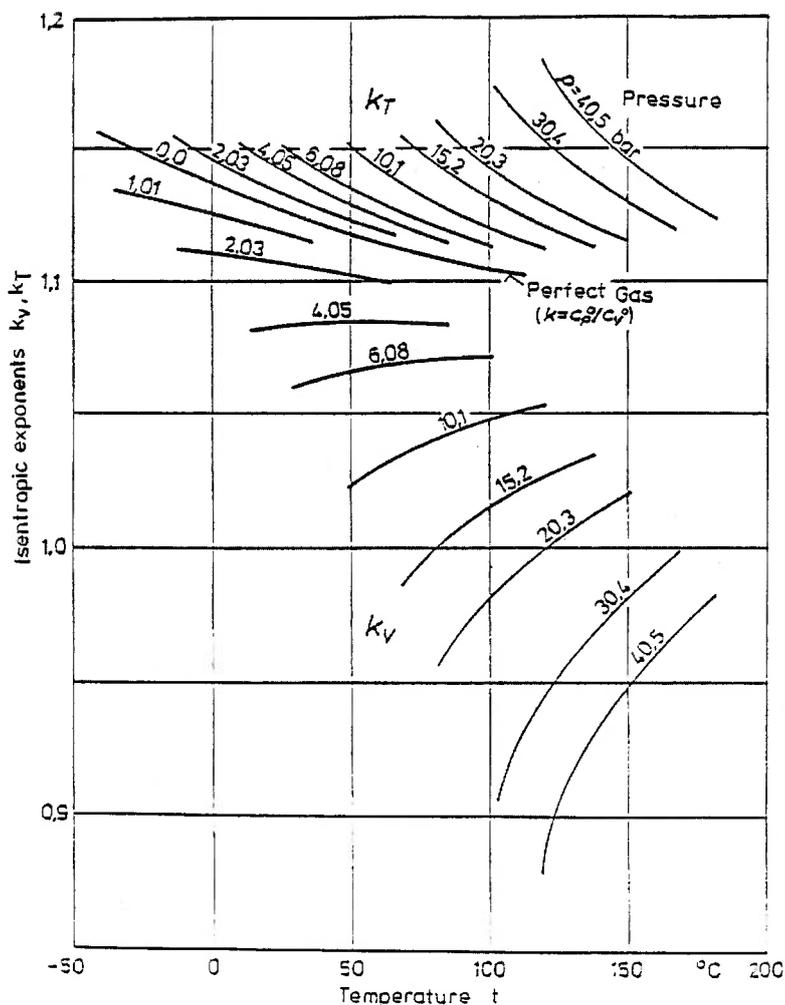


Figura 4 – Ilustração da variação dos expoentes isoentrópicos com pressão e temperatura, calculado através da equação de Lee-Kesler [ref. 7]

Os expoentes isoentrópico e politrópico são calculados conforme segue:

$$k = \frac{1}{Y - \frac{ZR}{C_p}(1+X)^2}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln(Z_d T_d / Z_s T_s)}{\ln(p_d / p_s)}$$

[8]

E, por fim, o altura manométrica e a eficiência em base politrópica:

$$H_p = \frac{n}{n-1} Z_s R T_s \left(\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad [9]$$

$$\eta_p = \frac{1}{(1+X) \left(\frac{\frac{n-1}{k-1} + (Y-1)}{\frac{n}{k} + (Y-1)} \right) - X} \quad [10]$$

Um método iterativo é necessário para calcular o altura manométrica e a eficiência politrópicos, já que as propriedades termodinâmicas do gás não são constantes ao longo do processo de compressão. O primeiro passo é arbitrar um valor para a eficiência e dividir o processo de compressão em diversas pequenas partes. Os dois expoentes politrópicos são calculados em função da eficiência arbitrada e das propriedades do gás. Ao final a temperatura de descarga calculada deve ser igual à temperatura de descarga medida no teste, a menos de uma tolerância. Se isso não ocorrer um novo valor de eficiência é arbitrado e os cálculos são refeitos. Esse processo é repetido até que seja atingida convergência.

"ANEXO 2 - LISTAGEM DOS PROGRAMAS E PLANILHAS"

"Análise de Turbina a Gás de eixo único acionando gerador de eletricidade"

"Nomenclatura"

"Q - vazão molar"

"m - vazão mássica"

"h - entalpia"

"s - entropia"

"MW - peso molecular"

"t - temperatura"

"p - pressão"

"dados de entrada"

"dados retirados de "

"Becker, B; Thien, V: High-Efficiency Industrial Gas Turbine Designed for Medium-Load Service, Siemens, Power Gen Europe 2003"

"condições atmosféricas são da ISO"

$t[1]=288,15$ "temperatura de sucção do compressor, K"
 $p[1]=101,3$ "pressão de sucção do compressor, kPa"
 $UR=.6$ "umidade relativa do ar aspirado"
 $r=16,9$ "relação de pressão"
 $m[4]=658$ "vazão de exaustão, kg/s"
 $W[5]=266000$ "potência líquida fornecida pelo eixo, kW"
 $efic[5]=.386$ "eficiência do conjunto"
 $HR = 3860$ "heat rate do conjunto turbina-gerador, kJ/kWh"
 $efic[3]=.88$ "eficiência isoentrópica do compressor admitida, já que não foi informado no catalogo"
 $nC = 10$ "número de átomos de carbono no combustível"
 $nH = 12$ "número de átomos de hidrogênio no combustível"
 $PCI = 47710$ "poder calorífico inferior do combustível, kJ/kg"
 $gas = 1$ "gás natural da CCBS, parte Merluza parte Bolívia"
 $tcomb=25+273$ "temperatura de fornecimento do combustível"
 $DPcomb=0,0$ "perda de pressão no combustor"
 $t[3]=1230+273,15$ "temperatura de entrada da turbina, ISO (após difusores), K"
 $t[4]=585+273,15$ "temperatura de exaustão da turbina, K"
 $DT=7$ "queda de temperatura na passagem pelo bocal da turbina, K, estimada para $M=0,8$ "
 $ECinRes=25000$ "energia cinética residual no exausto, retirado do artigo"
 $EficMec=.985$ "0,985 eficiência mecânica do conjunto, conforme informações colhidas na GE"

"determinação da composição do ar aspirado"

$n_{mol} = \frac{m[4]}{MOLARMASS(Air_ha)}$
 $x_{N2}[1] = \frac{79}{1+xH2O[1]}$
 $x_{O2}[1] = \frac{21}{1+xH2O[1]}$

 $m[1]=m[4]-mcomb$
 $Q[1]=m[1]/(MOLARMASS(Air_ha)*(1-xH2O[1])+MOLARMASS(H2O)*xH2O[1])$ "vazão molar de ar na sucção do compressor"

"determinação da vazão de combustível"

$mCOMB=W[5]*HR/PCI/3600$ "vazão mássica de combustível, kg/s"
 $MWcomb=c*12,02+h*1,01$
 $Qcomb=mCOMB/MWcomb$ "vazão molar de combustível. mol/s"

"determinação da composição dos gases de combustão"

$QO2[3]=Q[1]*xO2[1]-Qcomb*(c+h/4)$ "vazão molar de O2, mol/s"
 $QN2[3]=Q[1]*xN2[1]$ "vazão molar de N2"
 $QH2O[3]=Q[1]*xH2O[1]+Qcomb*h/2$ "vazão molar de H2O"
 $QCO2[3]=Qcomb*c$ "vazão molar de CO2"

 $Q[3]=QO2[3]+QN2[3]+QH2O[3]+QCO2[3]$

$xO_2[3]=QO_2[3]/Q[3]$
 $xN_2[3]=QN_2[3]/Q[3]$
 $xH_2O[3]=QH_2O[3]/Q[3]$
 $xCO_2[3]=QCO_2[3]/Q[3]$

$MW[3]=xO_2[3]*MOLARMASS(O_2)+xN_2[3]*MOLARMASS(N_2)+xH_2O[3]*MOLARMASS(H_2O)+xCO_2[3]*MOLARMASS(CO_2)$

"determinação das propriedades termodinâmicas"

"entropias"

$s[1]=(ENTROPY(Air_ha;T=T[1];P=P[1]*(1-xH_2O[1]))*(1-xH_2O[1])*MOLARMASS(Air_ha)+ENTROPY(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1]*xH_2O[1])*xH_2O[1]*MOLARMASS(Steam_IAPWS))/MW[1]$
 $MW[1]=(MOLARMASS(Air_ha)*(1-xH_2O[1])+MOLARMASS(Steam_IAPWS)*xH_2O[1])$

"entalpias"

$hs[2]=ENTHALPY(Air_ha;S=S[1];P=P[2]*(1-xH_2O[1]))*MOLARMASS(Air_ha)*(1-xH_2O[1])+ENTHALPY(Steam_IAPWS;S=S[1];P=P[2]*xH_2O[1])*MOLARMASS(Steam_IAPWS)*xH_2O[1]$
 $h[2]=(hs[2]-h[1])/EficComp+h[1]$
 $t[2]=TEMPERATURE(Air_ha;h=h[2]/MOLARMASS(Air_ha);P=P[2]*(1-xH_2O[1]))$

$p[2]=p[1]^r$
 $p[3]=p[2]*(1-DPcomb)$
 $p[4]=p[1]$

$h[1]=ENTHALPY(Air_ha;T=T[1];P=P[1]*(1-xH_2O[1]))*(1-xH_2O[1])*MOLARMASS(Air_ha)+ENTHALPY(Steam_IAPWS;T=t[1];P=P[1]*xH_2O[1])*xH_2O[1]*molarmass(h_2o)$
 $h[3]=ENTHALPY(O_2;T=t[3])*xO_2[3]*MOLARMASS(O_2)+ENTHALPY(N_2;T=t[3])*xN_2[3]*MOLARMASS(N_2)+ENTHALPY(h_2o;T=t[3])*xH_2O[3]*MOLARMASS(H_2O)+ENTHALPY(CO_2;T=t[3])*xCO_2[3]*MOLARMASS(CO_2)$
 $h[4]=ENTHALPY(O_2;T=t[4])*xO_2[3]*MOLARMASS(O_2)+ENTHALPY(N_2;T=t[4])*xN_2[3]*MOLARMASS(N_2)+ENTHALPY(h_2o;T=t[4])*xH_2O[3]*MOLARMASS(H_2O)+ENTHALPY(CO_2;T=t[4])*xCO_2[3]*MOLARMASS(CO_2)$

"cálculo da eficiência isoentrópica do compressor considerando gás real"

$efic[1]=(hs[2]-h[1])/(h[2]-h[1])$

"determinação do fator de compressibilidade Z nas condições de admissão e exaustão da turbina"

"para verificar se podemos considerar o gás como perfeito"

$zO_2[3]=p[3]/8,315/t[3]*VOLUME(O_2;T=T[3];P=P[3])*MOLARMASS(O_2)$
 $zO_2[4]=p[4]/8,315/t[4]*VOLUME(O_2;T=T[4];P=P[4])*MOLARMASS(O_2)$
 $zn_2[3]=p[3]/8,315/t[3]*VOLUME(n_2;T=T[3];P=P[3])*MOLARMASS(n_2)$
 $zn_2[4]=p[4]/8,315/t[4]*VOLUME(n_2;T=T[4];P=P[4])*MOLARMASS(n_2)$
 $zco_2[3]=p[3]/8,315/t[3]*VOLUME(co_2;T=T[3];P=P[3])*MOLARMASS(co_2)$
 $zco_2[4]=p[4]/8,315/t[4]*VOLUME(co_2;T=T[4];P=P[4])*MOLARMASS(co_2)$
 $zh_2o[3]=p[3]/8,315/t[3]*VOLUME(h_2o;T=T[3];P=P[3])*MOLARMASS(h_2o)$
 $zh_2o[4]=p[4]/8,315/t[4]*VOLUME(h_2o;T=T[4];P=P[4])*MOLARMASS(h_2o)$

"cálculo da eficiência isoentrópica da turbina usando o modelo de gás perfeito do EES"

$sO_2[3]=ENTROPY(O_2;T=T[3];P=P[3])*xO_2[3]$
 $sn_2[3]=ENTROPY(n_2;T=T[3];P=P[3])*xN_2[3]$
 $sCO_2[3]=ENTROPY(CO_2;T=T[3];P=P[3])*xCO_2[3]$
 $sH_2O[3]=ENTROPY(H_2O;T=T[3];P=P[3])*xH_2O[3]$
 $s[3]=(sO_2[3]*xO_2[3]*MOLARMASS(O_2)+sn_2[3]*xN_2[3]*MOLARMASS(n_2)+sCO_2[3]*xCO_2[3]*MOLARMASS(CO_2)+sH_2O[3]*xH_2O[3]*MOLARMASS(H_2O))/MW[3]$

$sO_2[4]=ENTROPY(O_2;T=Ts[4];P=P[4])*xO_2[3]$
 $sn_2[4]=ENTROPY(n_2;T=Ts[4];P=P[4])*xN_2[3]$
 $sCO_2[4]=ENTROPY(CO_2;T=Ts[4];P=P[4])*xCO_2[3]$
 $sH_2O[4]=ENTROPY(H_2O;T=Ts[4];P=P[4])*xH_2O[3]$
 $s[4]=(sO_2[4]*xO_2[3]*MOLARMASS(O_2)+sn_2[4]*xN_2[3]*MOLARMASS(n_2)+sCO_2[4]*xCO_2[3]*MOLARMASS(CO_2)+sH_2O[4]*xH_2O[3]*MOLARMASS(H_2O))/MW[3]$
 $s[4]=s[3]$

hs[4]=ENTHALPY(O2;T=ts[4])*xO2[3]*MOLARMASS(O2)+ENTHALPY(N2;T=ts[4])*xN2[3]*MOLARMASS(N2)+ENTHALPY(h2o;T=ts[4])*xH2O[3]*MOLARMASS(H2O)+ENTHALPY(CO2;T=Ts[4])*xCO2[3]*MOLARMASS(CO2)

efic[3]=(hb[3]-h[4])/(h[3]-hs[4])

"cálculo da potência do compressor e turbina"

W[1]=Q[1]*(h[2]-h[1])
W[3]=Q[3]*(hb[3]-h[4])
W[4]=(W[3]-W[1])*EficMec
erro%=(W[4]-W[5])/W[5]*100

"eficiência do conjunto"

efic[4]=W[4]/Calor[3]

"balanço de energia"

"aquecimento do combustível, modelado como uma mistura de metano e etano "

"combustível fornecido a tcomb e aquecido até t[2]"

xC2H6=(4*c-h)/2/((4*c-h)/2+h-3*c)
xCH4=(h-3*c)/((4*c-h)/2+h-3*c)
hcomb[1]=ENTHALPY(CH4;T=tcomb)*xCH4*MOLARMASS(CH4)+ENTHALPY(C2H6;T=tcomb)*xC2H6*MOLARMASS(C2H6)
hcomb[2]=ENTHALPY(CH4;T=T[2])*xCH4*MOLARMASS(CH4)+ENTHALPY(C2H6;T=T[2])*xC2H6*MOLARMASS(C2H6)
EnergiaAquecimentoComb=(hcomb[2]-hcomb[1])*Qcomb

h[5]=ENTHALPY(O2;T=T[1])*xO2[3]*MOLARMASS(Oxygen)+ENTHALPY(CO2;T=T[1])*xCO2[3]*MOLARMASS(CarbonDioxide)
+ENTHALPY(N2;T=T[1])*xN2[3]*MOLARMASS(Nitrogen)+ENTHALPY(h2o;T=t[1])*xH2O[3]*MOLARMASS(H2O)
Calor[4]=Q[3]*(h[4]-h[5])
Calor[3]=HR*W[5]/3600
bal%=(Calor[3]-Calor[4]-w[5]+EnergiaAquecimentoComb-ECinRes)/Calor[3]*100

"cálculo da relação entre diferença de temperatura nos bocais de admissão e energia cinética na turbina"

v[3]=VOLUME(O2;T=T[3];p=P[3]*xO2[3])*xO2[3]+VOLUME(N2;T=T[3];P=P[3]*xN2[3])*xN2[3]+VOLUME(H2O;T=T[3];P=P[3]*xH2O[3])*xH2O[3]+VOLUME(CO2;T=T[3];P=P[3]*xCO2[3])*xCO2[3]
hb[3]=ENTHALPY(O2;T=t[3]+DT)*xO2[3]*MOLARMASS(O2)+ENTHALPY(N2;T=t[3]+DT)*xN2[3]*MOLARMASS(N2)+ENTHALPY(h2o;T=t[3]+DT)*xH2O[3]*MOLARMASS(H2O)+ENTHALPY(CO2;T=T[3]+dt)*xCO2[3]*MOLARMASS(CO2)
Veloc=(2*(hb[3]*1000-h[3]*1000))^0,5

"Cp/Cv[3] e [4], para calcular K e número de Mach"

CpO2[3]=SPECHEAT(O2;T=T[3])
CpN2[3]=SPECHEAT(N2;T=T[3])
CpCO2[3]=SPECHEAT(CO2;T=T[3])
CpH2O[3]=SPECHEAT(Steam_IAPWS;T=T[3];P=P[3])
KO2[3]=CpO2[3]/(CpO2[3]-8,315/MOLARMASS(O2))
KCo2[3]=CpCO2[3]/(CpCO2[3]-8,315/MOLARMASS(CO2))
KH2O[3]=CpH2O[3]/(CpH2O[3]-8,315/MOLARMASS(H2O))
Kn2[3]=Cpn2[3]/(Cpn2[3]-8,315/MOLARMASS(n2))

Kgás[3]=KO2[3]*xO2[3]+KN2[3]*xN2[3]+KCO2[3]*xCO2[3]+kH2O[3]*xH2O[3]

VelocSom=(Kgás[3]*8315/MWcomb*t[3])^0,5

M=Veloc/VelocSom

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

bal% = -0,09642

DPcomb = 0

ECinRes = 25000

EficMec = 0,985

erro% = -1,394

HR = 9326

c = 1,19

DT = 7

EficComp = 0,87

EnergiaAquecimentoComb = 16753

h = 4,33

M = 0,7717

"ANEXO 2 - LISTAGEM DOS PROGRAMAS E PLANILHAS"

"Análise de Turbina a Gás de eixo único acionando gerador de eletricidade"

"programa adaptado para a situação onde não é conhecida a vazão de ar ou exausto"

"Nomenclatura"

"Q - vazão molar"

"m - vazão mássica"

"h - entalpia"

"s - entropia"

"MW - peso molecular"

"t - temperatura"

"p - pressão"

"dados de entrada"

"dados retirados de "

"Becker, B; Thien, V: High-Efficiency Industrial Gas Turbine Designed for Medium-Load Service, Siemens, Power Gen Europe 2003"

"condições atmosféricas são da ISO"

$t[1]=288,15$ "temperatura de sucção do compressor, K"
 $p[1]=101,3$ "pressão de sucção do compressor, kPa"
 $UR=,6$ "umidade relativa do ar aspirado"
 $r=16,9$ "relação de pressão"
 $m[4]=1$ "vazão de exaustão, kg/s"
 $W[5]=266000$ "potência líquida fornecida pelo eixo, kW"
 $efic[5]=,386$ "eficiência do conjunto"
 $HR=1/efic[5]*3600$ "heat rate do conjunto turbina-gerador, kJ/kWh"
 $EficComp=0,87$ "eficiência isoentrópica do compressor admitida, já que não foi informado no catalogo"
 $c=1,19$ "número de átomos de carbono no combustível"
 $h=4,33$ "número de átomos de hidrogênio no combustível"
 $PCI = 47710$ "poder calorífico inferior do combustível, kJ/kg"
" gás natural da CCBS, parte Merluza parte Bolívia"
 $tcomb=25+273$ "temperatura de fornecimento do combustível"
 $DPcomb=0,0$ "perda de pressão no combustor"
 $t[3]=1230+273,15$ "temperatura de entrada da turbina, ISO (após difusores), K"
 $t[4]=585+273,15$ "temperatura de exaustão da turbina, K"
 $DT=7$ "queda de temperatura na passagem pelo bocal da turbina, K, estimada para $M=0,8$ "
 $EficMec=.985$ "0,985 eficiência mecânica do conjunto, conforme informações colhidas na GE"
 $mComb=14.44$ "vazão mássica de combustível, kg/s"

"composição do gás exausto"

$xO2[3]=0,1244$
 $xN2[3]=0,7537$
 $xCO2[3]=0,03976$
 $xH2O[3]=0,08216$

"determinação da composição do ar aspirado"

$mH2O=HUMRAT(AirH2O;T=t[1];P=p[1];R=UR)$
 $xH2O[1]=mH2O/molarmass(h2o)*MOLARMASS(Air_ha)$
 $xN2[1]=,79/(1+xH2O[1])$
 $xO2[1]=,21/(1+xH2O[1])$

 $m[1]=m[4]-mcomb$
 $Q[1]=m[1]/(MOLARMASS(Air_ha)*(1-xH2O[1])+MOLARMASS(H2O)*xH2O[1])$ "vazão molar de ar na sucção do compressor"

"determinação da vazão molar de combustível"

 $MWcomb=c*12,02+h*1,01$
 $Qcomb=mCOMB/MWcomb$ "vazão molar de combustível. mol/s"

 $MW[3]=xO2[3]*MOLARMASS(O2)+xN2[3]*MOLARMASS(N2)+xH2O[3]*MOLARMASS(H2O)+xCO2[3]*MOLARMASS(CO2)$

"determinação das propriedades termodinâmicas"

"entropias"

$$s[1] = (\text{ENTROPY}(\text{Air_ha}; T=T[1]; P=P[1]*(1-x\text{H2O}[1]))*(1-x\text{H2O}[1]) + \text{ENTROPY}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1]*x\text{H2O}[1])*x\text{H2O}[1]) * \text{MOLARMASS}(\text{Air_ha}) + \text{ENTROPY}(\text{Steam_IAPWS}) / \text{MW}[1]$$

$$\text{MW}[1] = (\text{MOLARMASS}(\text{Air_ha})*(1-x\text{H2O}[1]) + \text{MOLARMASS}(\text{Steam_IAPWS})*x\text{H2O}[1])$$

"entalpias"

$$hs[2] = \text{ENTHALPY}(\text{Air_ha}; S=S[1]; P=P[2]*(1-x\text{H2O}[1])) * \text{MOLARMASS}(\text{Air_ha}) * (1-x\text{H2O}[1]) + \text{ENTHALPY}(\text{Steam_IAPWS}; S=S[1]; P=P[2]*x\text{H2O}[1]) * \text{MOLARMASS}(\text{Steam_IAPWS}) * x\text{H2O}[1]$$

$$h[2] = (hs[2] - h[1]) / \text{EficComp} + h[1]$$

$$t[2] = \text{TEMPERATURE}(\text{Air_ha}; h=h[2] / \text{MOLARMASS}(\text{Air_ha}); P=P[2]*(1-x\text{H2O}[1]))$$

$$p[2] = p[1]^r$$

$$p[3] = p[2]*(1 - \text{DPcomb})$$

$$p[4] = p[1]$$

$$h[1] = \text{ENTHALPY}(\text{Air_ha}; T=T[1]; P=P[1]*(1-x\text{H2O}[1])) * (1-x\text{H2O}[1]) * \text{MOLARMASS}(\text{Air_ha}) + \text{ENTHALPY}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1]*x\text{H2O}[1]) * x\text{H2O}[1] * \text{molarmass}(h2o)$$

$$h[3] = \text{ENTHALPY}(\text{O2}; T=t[3]; P=P[3]*x\text{O2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{O2}) + \text{ENTHALPY}(\text{N2}; T=t[3]; P=P[3]*x\text{N2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{N2}) + \text{ENTHALPY}(h2o; T=t[3]) * x\text{H2O}[3] * \text{MOLARMASS}(\text{H2O}) + \text{ENTHALPY}(\text{CO2}; T=t[3]; P=P[3]*x\text{CO2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{CO2})$$

$$h[4] = \text{ENTHALPY}(\text{O2}; T=t[4]; P=P[4]*x\text{O2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{O2}) + \text{ENTHALPY}(\text{N2}; T=t[4]; P=P[4]*x\text{N2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{N2}) + \text{ENTHALPY}(h2o; T=t[4]) * x\text{H2O}[3] * \text{MOLARMASS}(\text{H2O}) + \text{ENTHALPY}(\text{CO2}; T=t[4]; P=P[4]*x\text{CO2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{CO2})$$

"cálculo da eficiência isoentrópica do compressor considerando gás real"

$$\text{efic}[1] = (hs[2] - h[1]) / (h[2] - h[1])$$

"determinação do fator de compressibilidade Z nas condições de admissão e exaustão da turbina"

"para verificar se podemos considerar o gás como perfeito"

$$z\text{O2}[3] = p[3] / (8.315 / t[3]) * \text{VOLUME}(\text{O2}; T=T[3]; P=P[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{O2})$$

$$z\text{O2}[4] = p[4] / (8.315 / t[4]) * \text{VOLUME}(\text{O2}; T=T[4]; P=P[4]) * \text{MOLARMASS}(\text{O2})$$

$$z\text{n2}[3] = p[3] / (8.315 / t[3]) * \text{VOLUME}(\text{n2}; T=T[3]; P=P[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{n2})$$

$$z\text{n2}[4] = p[4] / (8.315 / t[4]) * \text{VOLUME}(\text{n2}; T=T[4]; P=P[4]) * \text{MOLARMASS}(\text{n2})$$

$$z\text{co2}[3] = p[3] / (8.315 / t[3]) * \text{VOLUME}(\text{co2}; T=T[3]; P=P[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{co2})$$

$$z\text{co2}[4] = p[4] / (8.315 / t[4]) * \text{VOLUME}(\text{co2}; T=T[4]; P=P[4]) * \text{MOLARMASS}(\text{co2})$$

$$z\text{h2o}[3] = p[3] / (8.315 / t[3]) * \text{VOLUME}(h2o; T=T[3]; P=P[3]) * \text{MOLARMASS}(h2o)$$

$$z\text{h2o}[4] = p[4] / (8.315 / t[4]) * \text{VOLUME}(h2o; T=T[4]; P=P[4]) * \text{MOLARMASS}(h2o)$$

"cálculo da eficiência isoentrópica da turbina usando o modelo de gás perfeito do EES"

$$s\text{O2}[3] = \text{ENTROPY}(\text{O2}; T=T[3]; P=P[3]*x\text{O2}[3])$$

$$s\text{n2}[3] = \text{ENTROPY}(\text{n2}; T=T[3]; P=P[3]*x\text{N2}[3])$$

$$s\text{CO2}[3] = \text{ENTROPY}(\text{CO2}; T=T[3]; P=P[3]*x\text{CO2}[3])$$

$$s\text{H2O}[3] = \text{ENTROPY}(\text{H2O}; T=T[3]; P=P[3]*x\text{H2O}[3])$$

$$s[3] = (s\text{O2}[3]*x\text{O2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{O2}) + s\text{n2}[3]*x\text{N2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{n2}) + s\text{CO2}[3]*x\text{CO2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{CO2}) + s\text{H2O}[3]*x\text{H2O}[3]*\text{MOLARMASS}(h2o)) / \text{MW}[3]$$

$$s\text{O2}[4] = \text{ENTROPY}(\text{O2}; T=Ts[4]; P=P[4]*x\text{O2}[3])$$

$$s\text{n2}[4] = \text{ENTROPY}(\text{n2}; T=Ts[4]; P=P[4]*x\text{N2}[3])$$

$$s\text{CO2}[4] = \text{ENTROPY}(\text{CO2}; T=Ts[4]; P=P[4]*x\text{CO2}[3])$$

$$s\text{H2O}[4] = \text{ENTROPY}(\text{H2O}; T=Ts[4]; P=P[4]*x\text{H2O}[3])$$

$$s[4] = (s\text{O2}[4]*x\text{O2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{O2}) + s\text{n2}[4]*x\text{N2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{n2}) + s\text{CO2}[4]*x\text{CO2}[3]*\text{MOLARMASS}(\text{CO2}) + s\text{H2O}[4]*x\text{H2O}[3]*\text{MOLARMASS}(h2o)) / \text{MW}[3]$$

$$s[4] = s[3]$$

$$hs[4] = \text{ENTHALPY}(\text{O2}; T=ts[4]; P=P[4]*x\text{O2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{O2}) + \text{ENTHALPY}(\text{N2}; T=ts[4]; P=P[4]*x\text{N2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{N2}) + \text{ENTHALPY}(h2o; T=ts[4]) * x\text{H2O}[3] * \text{MOLARMASS}(\text{H2O}) + \text{ENTHALPY}(\text{CO2}; T=ts[4]; P=P[4]*x\text{CO2}[3]) * \text{MOLARMASS}(\text{CO2})$$

$$\text{efic}[3] = (hs[3] - h[4]) / (h[3] - hs[4])$$

"cálculo da potência do compressor e turbina"

Arrays Table

	sn ₂ [kJ/kg-K]	sO ₂ [kJ/kg-K]	t _i	Ts _i	v _i	W _i	xCO ₂ [kJ/kg-K]	xH ₂ O _i	xN ₂ _i	xO ₂ _i
1			288,2			12070		0,0102	0,782	0,2079
2			703,9							
3	7,875	7,867	1503		1,06	23136	0,03976	0,08216	0,7537	0,1244
4	7,92	7,865	858,2	767,1		258793				
5						266000				

Arrays Table

	zco ₂ _i	zh ₂ o _i	zn ₂ _i	zo ₂ _i	Calor _i
1					
2					
3	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	688932
4	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	17951
5					

ANEXO 3 - TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA NAS TURBOMÁQUINAS

Este capítulo trata do mecanismo básico de transferência de energia nas turbomáquinas, da determinação da distribuição de velocidades do fluido no interior do rotor e dos fatores que interferem na transferência de energia. Está incluído um histórico resumido do desenvolvimento do conhecimento sobre o assunto.

À discussão genérica, válida para todos os tipos de máquinas, segue-se uma discussão particular sobre máquinas radiais e axiais e sobre bombas, compressores e turbinas.

1 - HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DAS TURBOMÁQUINAS [ref. 3]

Um pequeno resumo dos desenvolvimentos científicos e tecnológicos que permitiram a criação das máquinas que são conhecidos hoje. Estão listados somente os itens considerados pelo autor como fundamentais.

data	evento
120 AC	Hero de Alexandria constrói o aeoliopile, uma turbina a vapor de reação composta de uma esfera com dois bocais na sua lateral, colocada sobre uma fonte de calor
1500	Leonardo da Vinci descreve uma turbina a gás que utilizaria o gás emanado pelas chaminés, como um cata-vento de eixo vertical
1629	Giovanni de Branca desenvolve uma turbina de impulso, onde um jato de vapor é direcionado para uma roda de palhetas retas, similar a um moinho de água
1687	Sir Isaac Newton formula as suas Leis do Movimento
1705	Denis Papin publica uma descrição completa de bombas e compressores centrífugos
1738	Daniel Bernoulli publica um tratado de Hidrodinâmica, cobrindo mecânica dos fluidos, teoria cinética e fluxo em tubos

1750	Leonhard Euler aplica as Leis do Movimento de Newton às turbomáquinas e desenvolve a sua Equação das Turbomáquinas
1767	Jean C. Borda analisa a turbina hidráulica teoricamente, enunciando que a entrada e saída da água devia acontecer sem choques
1791	John Barber patenteia um processo que é a base do ciclo moderno de turbinas a gás
1805	Gay Lussac enuncia sua lei sobre comportamento dos gases, desenvolvida a partir dos trabalhos de Robert Boyle em 1661, $PV/T = \text{cte.}$
1822	Lazare Carnot identifica dois princípios para aumentar a eficiência das turbomáquinas: a) o fluido deve entrar no rotor sem choque; b) o fluido deve sair do rotor no menor nível energético possível
1824	Nicolas Sadi Carnot introduz o conceito de ciclo termodinâmico e de reversibilidade
1827	Benoit Fourneyron constrói a primeira turbina hidráulica de alta eficiência (~85%), utilizando um rotor de fluxo radial centrífugo
1849	Rankine e Claussius tabulam as propriedades termodinâmicas do vapor
1850	Trabalhos de Joule, Kelvin e Carnot formam a base da termodinâmica
1853	Tournaire apresenta os princípios básicos de um compressor de fluxo axial
1872	Stolze obtém patente de turbina a gás com compressor e turbina axiais multiestágios
1875	Lester Pelton desenvolve a roda Pelton, a partir de um moinho de água tradicional
1875	Osborne Reynolds desenvolve uma turbina a vapor multiestágios que atinge 12.000 rpm.
1884	C.A. Parsons desenvolve um compressor axial, invertendo a rotação de uma

	turbina a vapor
1892	Auguste Rateau publica sua obra sobre turbo sopradores. Uma máquina testada em 1902 atingiu eficiência de 56%, relação de compressão de 1,5 a 12.000 rpm
1897	Parsons instala uma turbina a vapor num navio, denominado Turbinia
1900	Primeiros testes com a turbina a gás de Stolze, temperatura de entrada na turbina = 400 °C
1903	Aegidus Elling constrói uma turbina a gás que fornece potência líquida de 11 HP, embora com baixíssima eficiência
1906	Auguste Rateau constrói compressor centrífugo de 25 estágios em três carcaças, 4.000 rpm, 254 kW, eficiência isentrópica 65-70%
1912	Victor Kaplan cria a turbina Kaplan, com pás ajustáveis mecanicamente
1914	Prandtl estabelece a relação entre Número de Reynolds e transição turbulenta numa camada limite, permitindo aplicações aeronáuticas do conhecimento hidrodinâmico
1919	Frank Whittle concebe o motor aeronáutico a jato
1921	Charles Guillaume patenteia motor a jato (turbojet)
1939	Primeiro vôo de avião com motor a jato, o Heinkel He 178, empuxo de 1.100 libras
1949	Primeiro avião comercial movido a jato, o De Havilland Comet 1
1949	Primeira utilização de turbina a gás para acionar compressor de gás num gasoduto, fabricado pela Westinghouse

2 - MECANISMO DE TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA

A transferência de energia que ocorre no rotor de uma turbomáquina pode ser determinada exatamente se a distribuição de velocidades do fluido for conhecida [ref. 1, pág. 112 e seguintes; ref. 2, pág. 49 e seguintes].

As bases para esta determinação foram descritas em 1687 por Sir Isaac Newton [ref. 3, pág. 283], ao formular as suas leis do movimento, em especial a relação entre força e quantidade de movimento, conhecida como Segunda Lei de Newton:

$$F = \frac{d(m.v)}{dt} \quad [1]$$

onde:

F = força aplicada;

m = massa do corpo em questão;

v = velocidade do mesmo corpo.

Esta relação permitiu o cálculo do torque que atua num rotor sujeito a um fluxo de fluido, o que foi feito em 1750 por Leonhard Euler [ref. 3, pág. 284].

Utilizando-se um volume de controle cilíndrico, que contenha o rotor como um todo, as forças atuando sobre o volume de controle serão as seguintes :

- a) A quantidade de movimento que entra no rotor;
- b) A quantidade de movimento que sai do rotor;
- c) O atrito nas laterais do rotor;
- d) As forças de pressão nas laterais do rotor.

As forças devidas à pressão são normais às superfícies cilíndricas do volume de controle, não tendo capacidade de transmitir torque para o eixo. O atrito fluido será discutido mais adiante, sendo desconsiderado neste momento.

A mudança da quantidade de movimento nas direções radial e axial resulta somente em esforços sobre os mancais, o que significa que somente a mudança na direção tangencial pode resultar em transferência de energia. O torque resultante será, então:

$$T = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{3u} - r_1 \cdot c_{0u}) \quad [2]$$

onde:

T = torque resultante da mudança de direção da corrente de fluido

m' = fluxo de massa

r = raio de entrada e saída do fluido

c = velocidade absoluta do fluido

Multiplicando a equação acima pela velocidade angular do rotor e dividindo pelo fluxo de massa, tem-se a transferência de energia por unidade de massa de fluido. A Equação das Turbomáquinas de Euler, como a relação ficou conhecida, é a seguinte:

$$H_e = (u_2 \cdot c_{3u} - u_1 \cdot c_{0u}) \quad [3]$$

onde:

H_e = energia transferida num fluxo ideal, medida em energia por unidade de massa de fluido;

u = velocidade periférica do rotor

Os subscritos 0, 1, 2 e 3 se referem às seguintes posições no rotor, respectivamente: Imediatamente antes da entrada, na região da entrada, na região da saída e imediatamente após a saída do fluido. O subscrito u se refere à projeção da velocidade do fluido na direção da velocidade tangencial do diversos pontos do rotor. As figuras abaixo ilustram estes componentes, para o caso de rotores de bombas ou compressores. No caso de turbinas, basta inverter as velocidades do fluido e do rotor. Deve ser notado que as velocidades consideradas devem ser tomadas imediatamente antes da entrada e após a saída do rotor, para poder considerar as modificações que ocorrem nestes pontos.

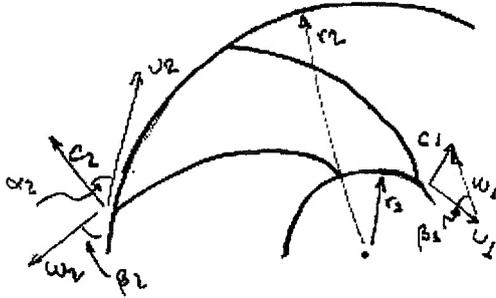


Figura 1 - Esquema de velocidades num rotor radial

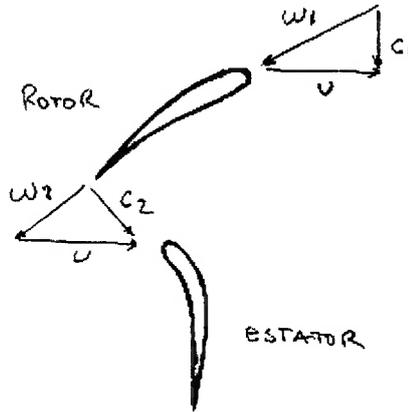


Figura 2 - Esquema de velocidades num rotor axial

As premissas básicas utilizadas na dedução da Equação de Euler são as seguintes [ref.2, pág 49]:

- O fluxo ocorre em regime permanente, ou seja, não há modificações do fluxo de massa, o estado do fluido é constante em cada ponto e a transferência de energia entre rotor e fluido é constante;
- Os vetores de velocidade na entrada e saída representam as condições médias numa área finita e a direção das velocidades relativa de entrada e saída é tangente às pás do rotor;
- Não há vazamentos por anéis de desgaste e labirintos, todo o fluido circulante está sendo submetido ao mesmo processo;

- d) Os efeitos do atrito viscoso e turbulências que ocorrem ao redor do rotor não são considerados. O atrito e a turbulência que ocorre no trajeto do fluido no interior do rotor é considerado, uma vez que estes modificam a velocidade de saída do fluido. O fluido é considerado incompressível. Os efeitos da compressibilidade do gás na operação de compressores serão discutidos mais adiante.

Não há restrições em termos de posição, velocidade e direção de entrada e saída do fluido, o que torna a equação válida para bombas e compressores e turbinas, tanto radiais quanto axiais ou de fluxo misto.

O modelo idealizado por Euler não considera alguns fenômenos que podem influir na distribuição de velocidades do fluido, tal como escorregamento na saída do rotor e perfis de velocidade não uniformes, por exemplo. Deste modo, a transferência de energia ideal de Euler, H_e , é calculada considerando-se as premissas acima. Se as velocidades reais do fluido, obtidas por uma sistemática qualquer, tal como medição direta ou cálculo teórico com CFD (computational fluid dynamics), forem utilizadas, o resultado desta avaliação será a energia ideal transferida pelo rotor, no caso de um compressor ou bomba, ou pelo fluido, no caso de uma turbina, conhecido como H_i . Não se consideram, ainda, os efeitos de atrito fluido e turbulências no lado externo do rotor. Os efeitos reais de turbulência e atrito vão interferir na transferência de energia do seguinte modo:

- a) No caso de uma bomba ou compressor, parte da energia cedida pelo rotor ao fluido vai se transformar em energia interna, resultando no aumento de temperatura. A energia efetivamente transformada em energia hidráulica será uma parte da energia cedida pelo rotor. A potência fornecida pelo eixo ao rotor será determinada por H_i , acrescido do efeito atrito viscoso com o fluido no lado externo do rotor;
- b) No caso de turbinas, o mesmo tipo de efeito faz com que parte da energia que deveria ser transferida para o rotor se transforme em energia interna do fluido, representada pelo aumento de temperatura do fluido que deixa a turbina. A potência fornecida pelo rotor ao eixo será determinada pela quantidade de energia

efetivamente recebida pelo rotor, que é menor que H_i , subtraindo-se o efeito do atrito viscoso no lado externo do rotor.

A energia efetivamente transferida entre fluido e rotor, nas condições onde atrito e turbulência estão incluídos, é designada por H . Neste ponto, pode-se definir a eficiência hidráulica ou aerodinâmica da máquina como sendo [ref. 4, pág. 36; ref. 2, pág. 62]:

$$\eta_h = \frac{H}{H_i} \quad [4]$$

Ou, incluindo o efeito do atrito no lado externo do rotor:

$$\eta_h = \frac{P_u}{P_i} \quad [5]$$

onde:

P_u = potência útil fornecida ao fluido ou absorvida pelo rotor

P_i = potência total fornecida ao rotor pelo eixo ou exercida pelo fluido

Todo o trabalho de desenvolvimento do conhecimento sobre turbomáquinas feito após Euler visa melhorar o conhecimento sobre perfis de velocidade e perdas por atrito e turbulência, com o objetivo óbvio de aumentar a eficiência e reduzir o custo inicial das máquinas.

A determinação da transferência de energia num rotor de turbomáquina é determinada, principalmente, pela distribuição de velocidades no rotor. Deste modo, uma análise desta distribuição de velocidade e da transferência de energia para os tipos de máquinas mais utilizadas na indústria química e petroquímica permitirá um melhor entendimento das suas peculiaridades.

A análise será feita de forma simples, enfocando os fenômenos físicos, mantendo, desta forma a adequação ao objetivo do texto. Alguns exemplos, comparando a teoria com dados de testes de máquinas reais, são apresentados.

3 – BOMBAS E COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

O enfoque utilizado por Euler foi o mais simples possível: Considerar que o fluido segue exatamente a linha das pás do rotor, sendo a direção da velocidade de saída tangente à pá, como se o rotor tivesse um número infinito de pás com espessura infinitesimal. Os resultados deste enfoque são os mostrados acima.

É possível determinar, a partir da Eq. [3], a relação entre transferência de energia e vazão para as bombas e compressores centrífugos. Esta determinação está sujeita às mesmas simplificações já citadas, além das seguintes premissas adicionais:

- a) O fluxo ocorre de dentro para fora do impelidor;
- b) A entrada de fluido no rotor se dá numa direção radial, ou seja, não há pré-rotação na entrada. Neste caso, a transferência de energia será dada pelo termo referente às velocidades na saída do rotor. Esta é uma condição bastante comum no projeto de impelidores centrífugos;
- c) O fluxo é bidimensional, ou seja, nas direções radial e tangencial.

Partindo-se da Eq. [3], e considerando que não há pré-rotação,

$$H_e = u_2 \cdot c_{2u} \quad [6]$$

Note que a velocidade de saída é tomada como sendo a velocidade ideal, sem levar em consideração o escorregamento. Deve ser notado que:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cdot \cot \beta_2 \quad [7]$$

onde o subscrito r indica a projeção da velocidade na direção radial. Porém,

$$c_{2r} = \frac{Q}{A_2} \quad [8]$$

Onde A_2 é a área de saída do rotor e Q é vazão volumétrica descarregada pelo rotor. Deste modo, a Eq.[2.3] pode ser transformada em:

$$H_e = u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{Q \cot \beta_2}{A_2} \right) \quad [9]$$

A Eq. [9] mostra uma relação linear entre vazão descarregada pelo impelidor e energia transferida para cada rotação de operação, uma vez que a geometria do rotor é fixa. A curva característica da máquina vai assumir uma das três formas abaixo, em função do ângulo de saída β_2 . Deve ser notado que, apesar de a maior transferência de energia ocorrer com $\beta_2 > 90^\circ$, a velocidade de saída do fluido se torna demasiado alta para uma utilização eficiente. A maioria das turbomáquinas utiliza ângulos de saída iguais ou menores que 90° .

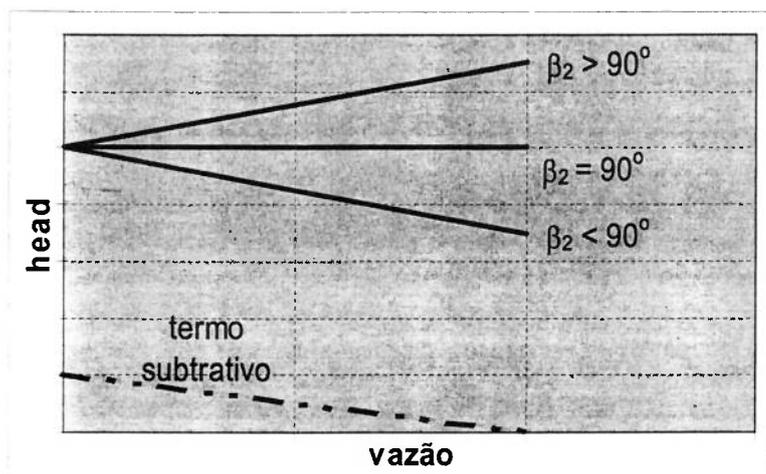


Figura 3 – Ilustração da transferência de energia teórica de um rotor centrífugo em função da vazão. O termo subtrativo corresponde à situação onde há pré-rotação do fluido.

3.1 – Modificações da teoria de Euler

Estas curvas ideais não representam o comportamento real das máquinas centrífugas. A eficiência das bombas centrífugas normais está na faixa de 65 a 85% [ref.1]. O efeito dos vazamentos internos, atrito no lado externo do rotor e atritos mecânicos é de cerca de 7 a 15% da potência total, o que resulta numa eficiência hidráulica de 72 a 90%. Utilizando-

se esta eficiência hidráulica nos cálculos com a Eq. [3], a potência calculada é maior que a real.

A determinação da transferência de energia real num rotor depende do conhecimento da distribuição de velocidades real no impelidor. Desde o início do século passado, diversas tentativas foram feitas de determinar com mais exatidão esta distribuição de velocidades, tentativas essa que foram refinadas à medida que as ferramentas de análise foram se sofisticando, tanto em termos analíticos quanto experimentais.

Inicialmente, as diferenças entre os valores calculados e medidos de transferência de energia levaram alguns pesquisadores a considerar que a direção da velocidade de saída não era exatamente tangente às pás [ref. 2, pág. 240; ref. 1, pág. 109; ref.4, pág. 47], sendo este ângulo, na verdade, um pouco menor. Esta diferença de velocidade de saída foi chamada de escorregamento (em inglês – “slip”), tendo como efeito uma redução da capacidade de transferência de energia do rotor.

As razões principais para esta diferença observada no ângulo de saída do fluido são as seguintes:

- a) A inércia do fluido, que faz com que uma corrente de circulação se desenvolva no espaço determinado por duas pás subseqüentes. Este efeito faz com que uma certa porção de fluido tenda a não girar sobre o seu próprio eixo, assumindo um movimento de rotação relativo ao rotor, com a mesma rotação do impelidor, porém, com sentido contrário;
- b) A pressão do fluido na parte anterior da pá é maior que na parte posterior, o que resulta num aumento de velocidade na parte de trás, em relação à frente da pá, o que colabora para a redução do ângulo de saída.

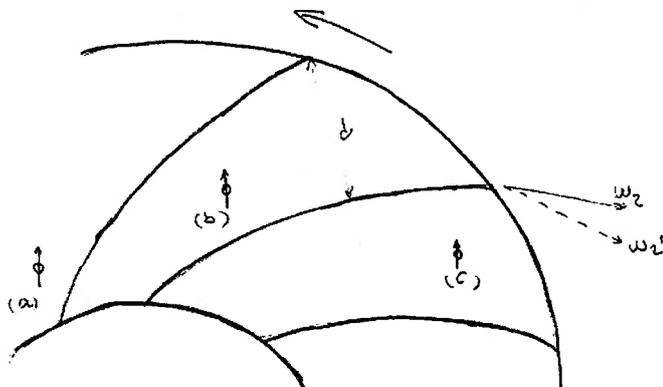


Figura 4 – Ilustração do movimento relativo de rotação entre o fluido e o rotor e do efeito causado no ângulo de saída do fluido, em relação ao rotor. As setas indicam a orientação de uma partícula de fluido ao se mover ao longo dos canais do impelidor (indo de a para b e c).

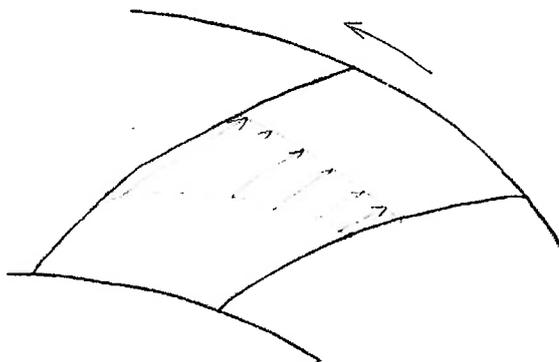


Figura 5 – Ilustração da distribuição de velocidades do fluido ao longo de uma seção do rotor centrífugo, mostrando o efeito da diferença de pressão entre os lados da pá na distribuição de velocidades.

A maneira usual de levar em consideração esta modificação da velocidade de saída é definir um fator de escorregamento, μ , como sendo a relação entre a projeção da velocidade real de saída na direção tangencial (C_{3u}) e a projeção da velocidade ideal na mesma direção (C_{2u}).

$$\mu = \frac{C_{3u}}{C_{2u}} \quad [10]$$

Diversas teorias foram propostas para determinar esta relação, sendo uma das primeiras a devida a Stodola [ref. 2, pág 240], onde a diferença de velocidades é calculada considerando-se que o fluido que sai do impelidor tem um movimento de circulação com velocidade igual em sentido oposto ao impelidor. A velocidade a ser deduzida da velocidade ideal de saída é, então, o resultado da rotação de um cilindro de fluido com diâmetro d' mostrado na figura acima na saída do impelidor, com as condições já descritas.

A velocidade linear na periferia deste cilindro que gira na região de descarga do impelidor é dada por:

$$v = \frac{\omega \cdot d'}{2} \quad [11]$$

onde:

v = velocidade linear do fluido na periferia do cilindro do turbilhão

ω = velocidade angular do rotor

d' = distância entre duas palhetas subseqüentes na região de saída, tomada numa direção perpendicular à superfície da palheta

Sendo $\omega = 2 \cdot u_2 / d_2$ e $d' \sim \pi \cdot d_2 \cdot \text{sen } \beta_2 / n$, tem-se que a velocidade relativa do turbilhão fica sendo:

$$v = u_2 \cdot \pi \cdot \frac{\text{sen} \beta_2}{n} \quad [12]$$

onde:

n = número de pás do impelidor

Utilizando a Eq. 10, a expressão de Stodola para o escorregamento fica:

$$\mu = 1 - \pi \cdot \frac{\text{sen}\beta_2}{n} \quad [13]$$

O outro efeito observado, a distribuição irregular de velocidades ao longo de uma seção do impelidor, também resulta na diminuição da energia transferida pelo rotor. Stepanoff [Ref. 4, pág. 49] propôs uma integração ao longo da região de saída do impelidor, considerando que a distribuição de velocidades é linear, aumentando na direção axial, de um lado para o outro do impelidor. A figura 2.6 ,abaixo, ilustra o conceito.

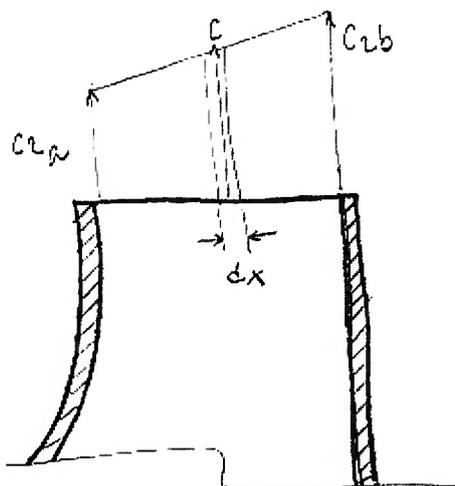


Figura 2.6 – Ilustração da distribuição de velocidades linear na saída do impelidor

O procedimento utilizado foi o seguinte:

- a) Definir uma distribuição de velocidades linear na direção axial;

$$c = c_1 + ax \quad [14]$$

- b) Calcular o volume descarregado por cada elemento infinitesimal de área de saída do impelidor e a potência fornecida a este volume infinitesimal de fluido;

$$dQ = \pi \cdot d_2 \cdot c_2 \cdot dx \quad [15]$$

$$P = \int \left(u_2^2 - \frac{u_2 \cdot c}{\tan \beta_2} \right) \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d_2 \cdot c_2 \cdot dx \quad [16]$$

- c) Integrar a expressão acima e dividir o resultado pelo fluxo de massa total, de modo a obter a transferência de energia específica.

O resultado obtido é o seguinte:

$$H = u_2^2 - \frac{u_2 \cdot c_{2r}}{\tan \beta_2} \left[1 + \frac{(c_{2b} - c_{2a})^2}{12 \cdot c_{2r}} \right] \quad [17]$$

onde :

c_{2b} e c_{2a} = velocidades nos pontos extremos da região de saída do impelidor.

Os métodos acima permitem uma primeira aproximação para o projeto e/ou análise de um impelidor centrífugo. A aplicação do método de Stepanoff requer um conhecimento prévio da distribuição de velocidades na saída do rotor, o que resulta na necessidade de um enfoque experimental. Enfoques semi-empíricos foram muito utilizados pelos fabricantes de bombas e compressores [ref. 4 e 7].

Com o uso do computador, em especial dos computadores pessoais, e posterior desenvolvimento de programas de solução das equações básicas de Navier-Stokes para geometrias complexas, foi possível refinar as análises anteriores, sendo possível modelar impelidores e obter resultados virtualmente idênticos aos de testes. Uma discussão destas análises computacionais está além do escopo deste texto, mais informações podem ser obtidas nas referências 5 e 6.

2.3.2 – Comparação da teoria com os resultados de testes

A título de exemplo, uma comparação dos resultados obtido na análise de um rotor de bomba centrífuga pelo método descrito acima com o resultado dos testes de desempenho é descrita a seguir.

Fabricante – Worthington (hoje em dia, Ingersol-Dresser Pumps)

Modelo – 3 HQ-103

Tipo – Bomba centrífuga radial de uso petroquímico, $N_s = 936$

Dados operacionais:

Q_{bep}	144 m ³ /h
H_{bep}	133 m
$NPSHr_{bep}$	5,8 m
P_{bep}	74,5 kW
η	0,71
rpm	3.550
ρ	1.000 kg/m ³

Detalhes geométricos:

r_1	0,045 m
b_1	0,03 m
α_1	0 °
β_1	16,3 °
r_2	0,1257 m
b_2	0,0225 m
β_2	20 °
n	6
e	0,01 m

Velocidades do fluido:

c_{r1}	6,0 m/s	c_{r2}	2,4 m/s
A_1	6,68E-03 m ²	A_2	1,64E-02 m ²
u_1	16,7 m/s	u_2	46,7 m/s
ω	371,8 rad/s		
c_1	6,0 m/s	c_2	40,1 m/s
c_{1u}	0,0 m/s	c_{2u}	40,0 m/s

Transferência de energia com e sem escorregamento:

H_2	1.870,9 J/kg	μ	0,82 (slip)
H_2	190,8 m	β_2'	10,0 °
P_2	74,8 kW	c_{3u}	32,9 m/s
		H_3	1.535,9 J/kg
		H_3	156,6 m
		P_3	61,4 kW

Transferência de energia com escorregamento e $\Delta c_2 = 9,8\%$

H_3'	1304,69 J/kg
H_3'	133,1 m
P_3'	52,2 kW

Relação entre os valores calculados e medidos:

sem "slip"

H_{bep}/H_2	0,70
P_2/P_{bep}	1,00

com "slip"

H_{bep}/H_3	0,85
P_3/P_{bep}	0,82

com "slip" e $\Delta c_2 = 9,8\%$

H_{bep}/H_3'	1,00
P_3'/P_{bep}	0,70

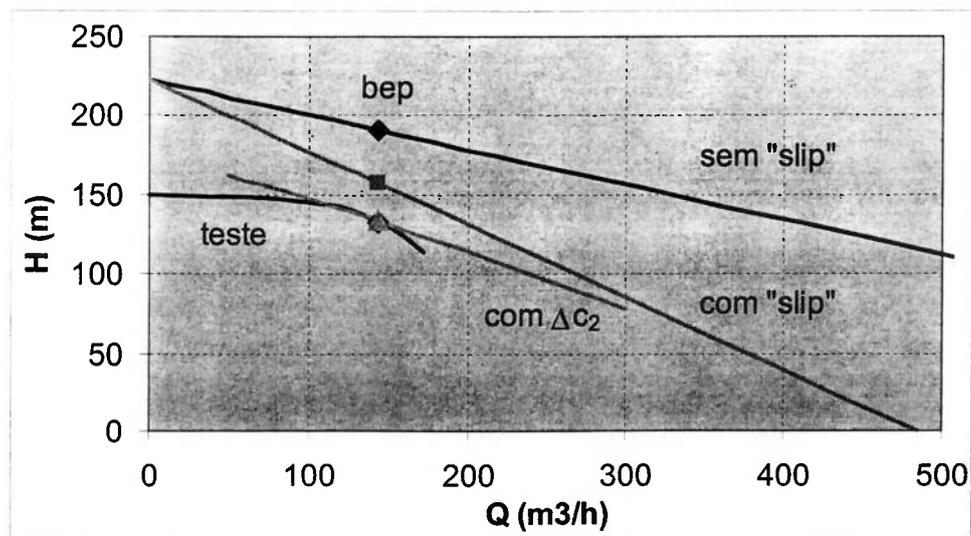


Figura 7 - Comparação das curvas de desempenho real e teóricas, com e sem escorregamento e com $\Delta c_2 = 9,8\%$, da bomba analisada acima

...ção dos resultados:

Os seguintes pontos merecem destaque:

- a) A transferência de energia calculada diretamente pelo método de Euler indica um valor muito alto, quando comparado com o resultado dos testes. O valor calculado para a potência foi bastante próximo do valor medido, mas isto deve ser encarado como uma coincidência, uma vez que os fatores envolvidos na bomba real não são corretamente modelados;
- b) Aplicando a correção proposta por Stodola para a direção da velocidade de saída, é possível obter um resultado mais próximo do real;
- c) Incluindo, também, a sistemática proposta por Stepanoff para levar em consideração a irregularidade na distribuição de velocidades na saída é possível calcular com razoável exatidão a energia específica transferida e a potência hidráulica do rotor. Deve ser ressaltado que este método requer conhecimento prévio da diferença de velocidades nos dois lados do impelidor, valor este estimado, no nosso exemplo, em 9,8% da magnitude da velocidade;
- d) Não é possível determinar a eficiência do rotor e a transferência de energia em pontos outros que não o de eficiência máxima, uma vez que os mecanismos principais de perda de energia não são considerados.

Uma questão que se impõe é a seguinte: Uma variação de velocidades de cerca de 10% entre os lados do impelidor pode existir numa bomba real ($\Delta c_2 = 9,8\%$)? A ref. 5, onde pode ser encontrada uma análise numérica de uma bomba centrífuga, mostra variações de cerca de 20% nessas velocidades, o que indica que uma variação de cerca de 10%, como apontado nos cálculos acima, é perfeitamente possível. Variações ainda maiores são citadas na ref. 8 e 9, onde os resultados de análise CFD de bombas centrífugas são comparados com medições feitas com LDV (laser Doppler velocimetry).

Deve ser notado que só é possível, com os métodos acima, estimar a transferência de energia na vazão de eficiência máxima do rotor. Foram desprezados atritos mecânicos e o atrito entre as laterais do impelidor e o fluido.

4 - TURBINAS AXIAIS

Os primeiros ancestrais das turbomáquinas modernas foram turbinas a vapor. Conforme citado no início do capítulo, a primeira turbina de reação se deve a Hero de Alexandria, construída por volta de 12 A.C. A figura 2.8 ,abaixo, ilustra o seu projeto [ref. 10, pág. 7]. Turbinas de impulso foram utilizadas pelos romanos em rodas de água por volta de 70 A.C. [ref. 3, pág. 283]. O conceito de impulso foi aplicado para a construção de uma turbina a vapor desenvolvida por Giovanni Branca, em 1629. Um esquema é mostrado na figura 2.9, a seguir [ref. 10, pág. 7].

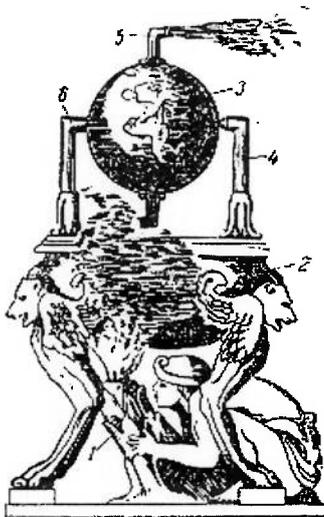


Figura 8 – Ilustração da turbina de reação de Hero de Alexandria. A fonte de calor (fogueira) aquece a água existente no recipiente [2] e o vapor saturado flui para a esfera [3], de onde sai pelos bocais [5]. Este jato causa a rotação da esfera. [ref.10, pág. 7]

Este capítulo analisa turbinas axiais somente, uma vez que estas são de maior interesse para a indústria química e petroquímica. O fluxo axial simplifica um pouco a análise, já que não há efeitos centrífugos. A análise é aplicável tanto para as turbinas a vapor quanto para as turbinas a gás, se não houver condensado na corrente de vapor. A

principal diferença, em termos aerodinâmicos, é que a turbina a gás deve ser projetada para a maior eficiência possível, devido à natureza do seu ciclo termodinâmico.

Essa modificação na forma de apresentação da Equação de Euler torna explícitos alguns fatores da transferência de energia e facilita a sua análise [ref. 2, pág. 53]. Tomando-se como referência as figuras 1 e 2, e considerando um rotor genérico, onde o fluido entra e sai com uma velocidade qualquer e numa posição qualquer, pode-se dividir esta velocidade em componentes radiais, tangenciais e axiais, identificadas pelos subscritos r, u e a. Deste modo,

$$v_{2r}^2 = c_2^2 - c_{2u}^2 \quad [18]$$

e

$$v_{2r}^2 = w_2^2 - (u_2 - c_{2u})^2 \quad [19]$$

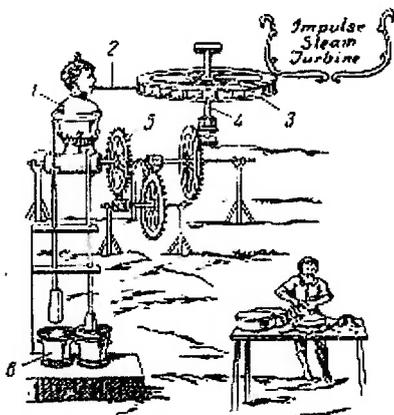


Figura 9 – Turbina de impulso de Giovanni Branca, utilizada para acionar um moinho. A fonte de calor aquece a água no recipiente [1], o vapor é soprado pelo bocal [2] sobre a roda de palhetas [3]. [ref. 10, pág. 7].

Igualando as expressões e fazendo alguma manipulação algébrica, resulta

$$u_2 \cdot c_{2u} = \frac{1}{2} \cdot (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2) \quad [20]$$

de modo análogo,

$$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{1}{2} \cdot (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2) \quad [21]$$

Ao serem inseridas na Equação de Euler [3]

$$H = \frac{1}{2} \cdot [(c_1^2 - c_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad [22]$$

Esta nova forma da Equação de Euler explicita as parcelas de troca de energia. O primeiro termo $(c_1^2 - c_2^2)$ representa a mudança de energia cinética absoluta, ou “head dinâmico” no impelidor; o segundo $(u_1^2 - u_2^2)$ representa a mudança do nível de energia cinética do fluido à medida em que ele se move no vórtice criado pela rotação do rotor, indo de uma posição radial para outra, sendo o efeito da força centrífuga; o terceiro termo $(w_2^2 - w_1^2)$ representa a mudança de energia cinética relativa ao rotor, representando a mudança de pressão no interior do rotor.

O primeiro termo representa o “head” dinâmico, o segundo e o terceiro o “head” estático. A relação entre eles é o grau de reação do rotor, sendo este um fator importante na classificação das turbomáquinas.

$$R = \frac{\frac{1}{2} \cdot [(u_1^2 - u_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)]}{H} \quad [24]$$

Embora seja possível construir máquinas com qualquer grau de reação, são duas as situações típicas, em se tratando de turbinas axiais: grau de reação aproximadamente igual a zero, o que se chama de turbina de impulso e grau de reação aproximadamente igual a 0,5, a que se refere como uma turbina de reação. Em sendo os rotores axiais, não há mudança de velocidade periférica entre entrada e saída, sendo o grau de reação determinado pela modificação da velocidade relativa do fluido. Então:

$$R = \frac{\frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)}{H} \quad [25]$$

Os exemplos mais simples de máquina de impulso são a turbina de roda de pás (Pelton) e o catavento. Em se tratando de máquinas de reação, o mais simples talvez seja o esguicho rotativo utilizado para regar canteiros.

A determinação da transferência de energia nas palhetas das turbinas, tanto de impulso quanto de reação, é feita determinando-se as velocidades de entrada e saída no rotor, conforme os triângulos ilustrados abaixo.

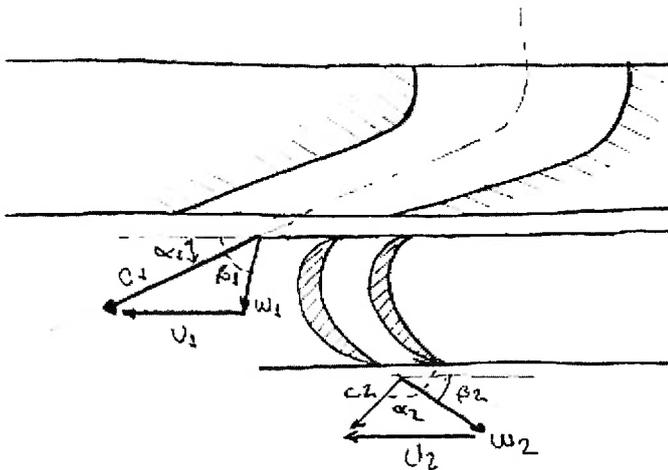


Figura 10 – Triângulos de velocidade de uma turbina de impulso.

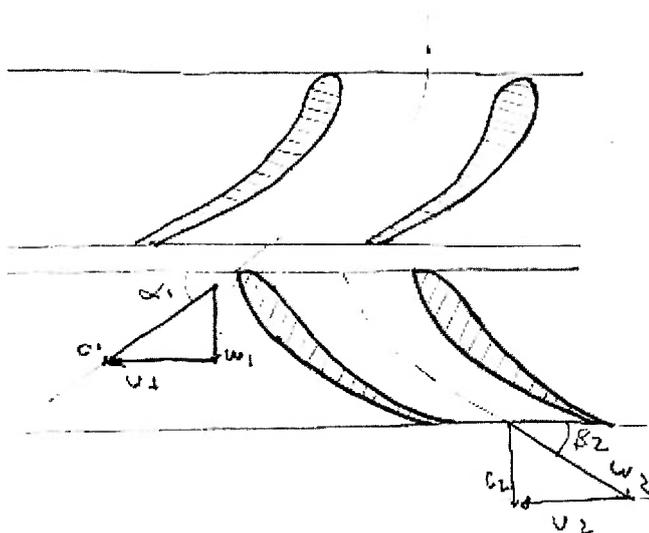


Figura 11 – Triângulos de velocidade de uma turbina de reação

As seguintes premissas são utilizadas, além das citadas no início do capítulo:

- O fluxo é bidimensional, ocorrendo nas direções axial e tangencial;
- A velocidade axial é constante ao longo da turbina, o que significa que a área de passagem aumenta na medida em que o fluido se expande;
- A definição de reação está restrita a um único estágio.

O fluido, saindo com velocidade c_1 e ângulo α_1 do bocal (ou palhetas fixas) encontra as palhetas se movendo com velocidade u . A necessidade de uma entrada sem choques, para diminuir as perdas de energia, resulta na necessidade de fixar o ângulo de entrada das palhetas, β_1 , de acordo com o ângulo resultante da velocidade relativa w_1 . Como o fluido entra e sai no mesmo raio,

$$H = \frac{1}{2} \cdot [(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad [26]$$

Esta expressão se aplica a qualquer tipo de turbina axial. A perda de energia na roda é determinada pela diferença entre a velocidade de saída teórica e a real. Esta perda de

energia considera somente o resultado do atrito nas palhetas, não considerando a energia residual existente no fluido que sai da roda.

$$\Delta H = \frac{1}{2} \cdot (w_{2t}^2 - w_2^2) \quad [27]$$

A relação entre w_2 , a velocidade real de saída, e w_{2t} , a velocidade calculada sem considerar as perdas por atrito, é conhecida por φ , cujo valor numérico está ao redor de 0,9 para turbinas de impulso [ref. 10, pág 49].

4.1 - Utilização e eficiência das turbinas axiais

Utilização da energia disponível é definida como a relação entre a energia cedida ao rotor pelo fluido e a energia total disponível, desconsiderando as perdas por atrito fluido [ref. 2, pág. 84]:

$$\eta_u = \frac{H}{H + \textit{perdas}} \quad [28]$$

Na ausência de atrito, as perdas possíveis se referem à energia carregada pelo fluido ao deixar a roda de palhetas. A expressão para a utilização torna-se:

$$\eta_u = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{c_1^2 + (w_2^2 - w_1^2)} \quad [29]$$

Dois casos especiais são de interesse, correspondendo aos projetos usuais de turbinas, conforme citado acima.

4.2 - Utilização de uma turbina de impulso

É de todo interessante avaliar as condições que resultam na maior utilização possível da energia disponível para uma turbina, ainda desprezando o atrito. Isto pode ser feito partindo-se de definição de utilização e determinando como ela se comporta nas diversas situações. Considerando que a energia disponível para um estágio de impulso é a energia cinética do fluido após o bocal,

$$\eta_u = \frac{u \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{c_{1t}^2 / 2} \quad [30]$$

Utilizando os triângulos de velocidade mostrados nas figuras 2.10 e 2.11, acima, e lembrando que $c_{1t} = c_1/\phi$ (ϕ = eficiência do bocal, variando entre 0,91 a 0,98 [ref.10, pág. 22] ou de 0,94 a 0,97 [ref.2, pág. 308]) e $w_2 = \phi \cdot w_1$, a expressão anterior pode ser modificada para:

$$\eta_u = 2 \cdot \phi^2 \cdot \left(1 + \phi \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \cdot \frac{u}{c_1} \quad [31]$$

Esta expressão mostra que a utilização depende da geometria da turbina e das condições de operação, representadas pela relação entre a velocidade periférica e a velocidade do vapor (u/c_1). Estando a geometria da turbina fixada, a utilização dependerá somente de u/c_1 , sendo esta relação mostrada abaixo.

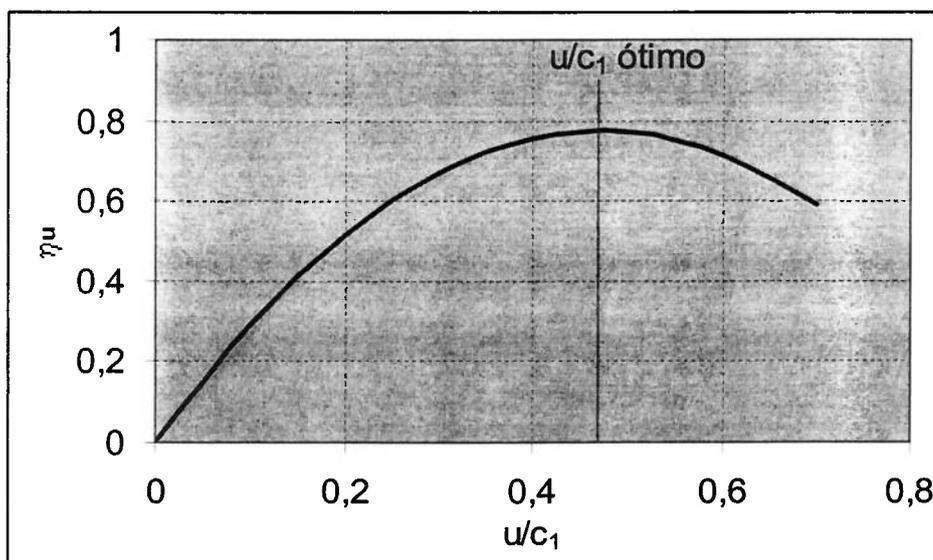


Figura 12 – η_u X u/c_1 para uma turbina de impulso

O ponto de máxima utilização pode ser determinado através da derivação da expressão acima, sendo o resultado igualado a zero, o que resulta em:

$$\frac{u}{c_{1 \text{ ótimo}}} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad [32]$$

Deve ser notado que a análise acima não considera as perdas por atrito nas laterais do rotor e a turbulência causada pela rotação. A inclusão destes fatores resulta numa relação ótima u/c_1 um pouco menor do que o mostrado acima.

Turbinas de pequena potência costumam utilizar dois estágios de velocidade, conforme mostrado na figura abaixo. Raras vezes são encontrados mais do que dois estágios de velocidade. Este tipo de construção permite um trabalho eficiente com maiores saltos entálpicos, uma vez que a divisão da queda de velocidade do vapor em dois estágios permite que:

$$\frac{u}{c_{1 \text{ ótimo}}} = \frac{\cos \alpha_1}{4} \quad [33]$$

4.3 – Utilização de uma turbina de reação

Partindo-se da definição de grau de reação e de utilização, é possível mostrar, a partir das relações geométricas dos triângulos de velocidade, que [ref.2, pág. 84]:

$$\eta_u = \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{c_1^2 - R \cdot c_2^2} \quad [34]$$

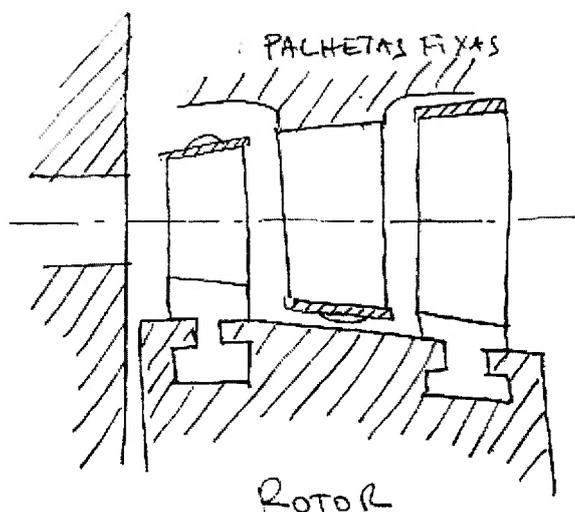


Figura 13 – Ilustração de uma turbina com dois estágios de velocidade

Na prática usual de construção de turbinas, uma turbina dita de reação é aquela que apresenta grau de reação igual a 0,5. Este é o valor mais utilizado pelas seguintes razões::

- Um grau de reação igual a 0,5 leva á maior eficiência possível do estágio;
- As palhetas fixas e móveis são iguais, o que simplifica e barateia a sua construção.

Uma turbina com $R=0,5$ terá $w_2 = c_1$ e $\beta_2 = \alpha_1$, de modo que $c_2 = w_1$, $\alpha_2 = \beta_1$, e $\phi = \varphi$. Deste modo, os valores das velocidades podem ser substituídos na Eq. 33, resultando em [ref. 10, pág 81]:

$$\eta_u = \frac{2 \cdot (2 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}) \cdot \frac{u}{c_1}}{(\frac{2}{\varphi^2} - 1) + (2 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}) \cdot \frac{u}{c_1}} \quad [35]$$

Examinando-se a figura 2.11 é possível concluir que, para máxima utilização, c_2 deve ser paralela ao eixo da turbina, e:

$$\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 \quad [36]$$

e que, após substituição na Eq. 35,

$$\eta_{umáx} = \frac{(\cos \alpha_1)^2}{1 - \frac{(\sen \alpha_1)^2}{2}} \quad [37]$$

O valor da utilização em função de u/c_1 está mostrado na figura abaixo. A mais significativa diferença, em relação às turbinas de impulso, é que são necessárias velocidades periféricas mais altas para a máxima utilização. Uma vez que a velocidade periférica máxima está, usualmente, limitada pela resistência dos materiais empregados na construção das rodas e palhetas, a velocidade do vapor após as palhetas fixas deve ser menor que nas turbinas de impulso, resultando num salto entálpico máximo por estágio menor. A consequência deste comportamento é que, dadas as mesmas condições de admissão e exaustão do vapor, uma turbina com múltiplos estágios de impulso seria menos eficiente e teria menos estágios que uma turbina com múltiplos estágios de reação. Esta seria, por sua vez, mais cara, em decorrência do maior número de estágios.

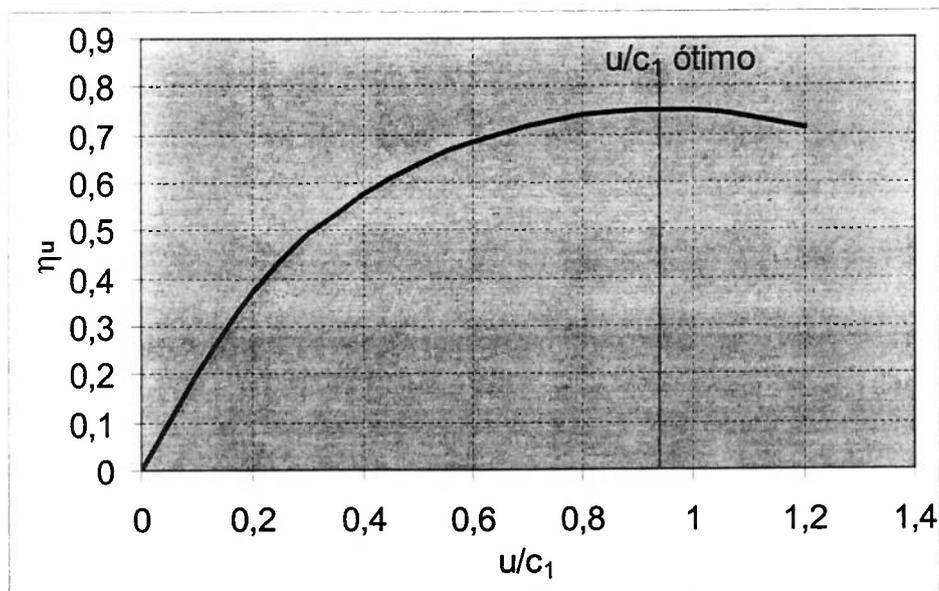


Figura 14 – η_u X u/c_1 para uma turbina de grau de reação igual a 0,5

Este comportamento das turbinas faz com que as turbinas de um estágio sejam, usualmente, turbinas de impulso, onde a menor eficiência é compensada por um menor custo inicial. As turbinas de múltiplos estágios, por sua vez, em virtude da maior potência, utilizam estágios de reação, pois a economia de energia resultante compensa, amplamente, o maior custo inicial. Muitas vezes, o primeiro estágio destas turbinas é um estágio de impulso, de modo a permitir uma construção mais compacta com pequena perda de eficiência.

Além do menor salto entálpico admissível, as principais diferenças entre um estágio de impulso e um de reação são:

- a) A eficiência do estágio de reação é maior do que do estágio de impulso, devido às melhores condições de fluxo proporcionadas pela redução de pressão nas palhetas móveis do estágio de reação, que reduz as perdas por separação do fluido e às menores velocidades do fluido;
- b) Um estágio de reação precisa de vedação entre as palhetas móveis e a carcaça da turbina, devido à queda de pressão citada acima.

4.4 – A expansão dos fluidos nos bocais

O efeito das perdas nos bocais das turbinas de impulso é cerca de quatro vezes maior que o das perdas nas palhetas móveis [ref. 2, pág. 312]. Deste modo, uma discussão separada do funcionamento dos bocais torna-se relevante.

A essência da expansão do fluido de trabalho num bocal é a transformação do salto entálpico disponível em energia cinética. Deste modo,

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot (h_i - h_{1t})} \quad [38]$$

onde c_{1t} é a velocidade isentrópica na saída do bocal e h_{1t} é a entalpia na saída do bocal correspondente à expansão isentrópica.

Em todo bocal real existe uma perda devido ao atrito e turbulências, o que faz com que a velocidade de saída seja menor que a velocidade ideal. A relação entre a velocidade real

e a teórica (ϕ) depende das condições de operação do bocal, sendo ϕ aproximadamente igual a 0,95 na condição de projeto do bocal [ref.2, pág. 313]. O aumento de entropia e a redução no salto entálpico podem ser facilmente calculados ao se considerar a diferença entre a energia cinética real e a ideal:

$$\Delta h = \frac{(c_{1t}^2 - c_1^2)}{2} \quad [39]$$

A entalpia real será a soma de Δh com h_{1t} . As demais propriedades podem, então, ser determinadas.

Os bocais de turbinas a vapor são, normalmente, usinados em peças de grande espessura, devido às altas pressões utilizadas. Bocais de turbinas a gás são desenhados como as palhetas móveis, pois as menores pressões não requerem espessuras tão grandes. Além disso, a necessidade da maior eficiência possível requer uma construção mais refinada.

Os bocais de turbinas são montados formando um ângulo com o seu eixo. Isto significa que o fluido vai percorrer um caminho mais longo num dos lados do bocal, havendo oportunidade para uma expansão diferente de cada lado, se a relação entre pressão na entrada e na saída do bocal for maior que a crítica, ou seja, se houver fluxo supersônico.

No ponto 1, indicado na figura abaixo o fluido deixa o bocal e a sua pressão vai cair abruptamente para a pressão reinante na saída. No outro lado do bocal, no entanto, o fluxo segue se expandindo, o que faz com que sua velocidade final seja maior.

O novo ângulo de saída assumido pelo fluido pode ser estimado por [ref. 2, pág. 186]:

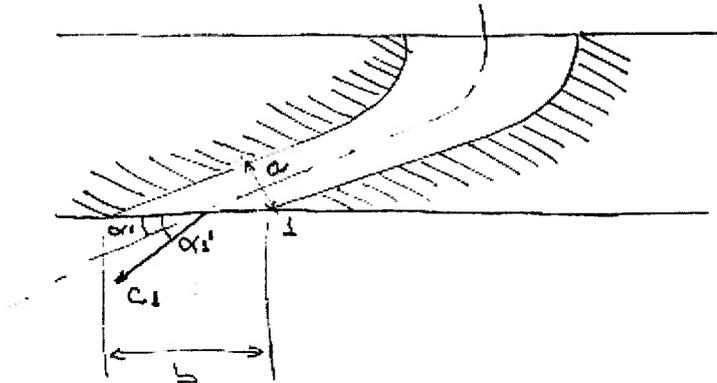


Figura 15 – Ilustração do desvio sofrido pelo fluido ao se expandir num bocal oblíquo.

$$\alpha_1' = a \operatorname{sen}\left(\frac{a}{b}\right) \quad [40]$$

Outra maneira de estimar o ângulo de saída é considerar o processo de expansão, sendo o resultado final [ref. 10, pág. 27]:

$$\operatorname{sen}\alpha_1' = \frac{c_{cr}}{c_{1a}} \cdot \frac{v_{1a}}{v_{cr}} \operatorname{sen}\alpha_1 \quad [41]$$

onde:

c_{cr} e v_{cr} = velocidade do som e volume específico do fluido, nas condições reinantes no bocal

c_{1a} v_{1a} = velocidade e volume específico no ponto 1