



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**“METODOLOGIA DE ANÁLISE DE DESEMPENHO DE
TURBINAS A VAPOR OPERANDO EM CICLOS
CONVENCIONAIS E COMBINADO”**

Claudio Ferreira de Moraes

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento.

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora.

Colaborador: Prof. Dr. Anton Mazurenko.

Itajubá – MG

Junho – 2007

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA

**METODOLOGIA DE ANÁLISE DE DESEMPENHO DE
TURBINAS A VAPOR OPERANDO EM CICLOS
CONVENCIONAIS E COMBINADO**

Claudio Ferreira de Moraes

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia da Energia.

Junho de 2007
Itajubá - MG

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Jacqueline Balducci- CRB_6/1698

M827m

Morais, Claudio Ferreira de.

Metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor
operando em ciclos convencionais e combinado / Claudio
Ferreira de Moraes – Itajubá, (MG) : UNIFEI, 2007.

313 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Análise de desempenho. 2. Turbinas a vapor. 3. Geração
termelétrica. I. Nascimento, Marco Antônio Rosa do, orient.
II. Lora, Electo Eduardo Silva, co-orient. III. Universidade
Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 621.1(043)

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

Claudio Ferreira de Moraes

**METODOLOGIA DE ANÁLISE DE DESEMPENHO DE
TURBINAS A VAPOR OPERANDO EM CICLOS
CONVENCIONAIS E COMBINADO**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 23 de abril de 2007, conferindo ao autor
o título de *Mestre em Engenharia da Energia*.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento
Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora
Prof. Dr. Edson Bazzo
Prof. Dr. Edgardo Olivares Gómez

**Itajubá
2007**

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha esposa Ana Elza e aos meus filhos Daniel e Flávio.

“Não há sucesso sem dificuldade”.

(Sófocles)

AGRADECIMENTOS

A Deus por mais este trabalho realizado. A minha família, pelo carinho e apoio sempre dispensados a minha pessoa.

A minha esposa Ana Elza pela compreensão, dedicação, apoio e afeto sempre presentes em nossa vida, fortalecidos ainda mais pelos nascimentos de nossos filhos Daniel e Flávio.

Ao professor Marco Antônio, colega e amigo, pela sua orientação, dedicação, tempo despendido e apoio nos momentos difíceis. Ao professor Electo, cidadão do mundo, que com sua experiência profissional e de vida, me mostrou que existe um horizonte mais amplo e promissor a ser trilhado por mim.

Ao professor visitante Anton Mazurenko da Universidade Politécnica de Odessa – Ucrânia, pela colaboração na realização deste trabalho.

Ao mestre Felipe Raul P. Arrieta, companheiro e amigo nas viagens às usinas Ibiritermo e Jorge Lacerda, para a realização de nossas pesquisas de campo; e na solução de problemas que encontrei durante o desenvolvimento da metodologia de análise.

A todos os meus amigos e colegas do NEST, Flávio, professor Osvaldo, Karina, Vladimir, Marcelo, José Joaquim, Robledo e Rubenildo. A UNIFEI e aos seus professores que contribuíram na minha formação como engenheiro e pesquisador.

A Ibiritermo, seus diretores e funcionários, em especial ao Diretor Roberto Garcia que colaborou no acesso as dependências da usina e às informações necessárias para a validação do procedimento de cálculo.

A Tractebel Energia, seus gerentes e funcionários, em especial aos gerentes José Schio e Carlos Dalsasso do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda na Unidade A (UTLA), pela ajuda sempre presente para a obtenção das informações necessárias, e das sugestões para o desenvolvimento da planilha de cálculo.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, e a Financiadora de Estudos e Projetos, FINEP, pelo apoio financeiro sem o qual este trabalho não teria sido possível de se concretizar.

RESUMO

Este trabalho desenvolveu uma metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor e a avaliação do seu estado técnico, metodologia implementada através de uma planilha de cálculo criada no *Excel*.

Utilizando esta metodologia, foi possível determinar a influência dos principais parâmetros do vapor: pressão, temperatura e vazão mássica, sobre o desempenho térmico e a operação da turbina. Dentre as potencialidades desta metodologia de análise, está a possibilidade de se visualizar através da planilha de cálculo, a degradação ou a perda de desempenho térmico da máquina em relação a períodos anteriores.

Primeiramente, é feito o cálculo do balanço térmico do ciclo a vapor em torno da turbina. A partir deste balanço são calculadas a eficiência e a potência para cada seção da turbina. Através do balanço térmico também são construídas as linhas de expansão da turbina, e concluindo a sequência de cálculos é feito o cálculo do heat rate bruto e líquido da turbina a vapor.

Uma vez que a planilha de cálculo deverá ser adaptada para as características construtivas e operacionais da turbina a vapor a ser analisada, uma sequência de coleta de dados de operação são inseridos na planilha para a realização dos cálculos para a análise do desempenho térmico.

Para se verificar a aplicabilidade da metodologia de análise, foram realizados dois estudos de casos com turbinas a vapor operando em ciclos diferentes. No primeiro estudo de caso, a turbina analisada opera em ciclo combinado com uma caldeira recuperativa de calor com três níveis de pressão. No segundo estudo de caso, a turbina opera em ciclo de Rankine regenerativo com reaquecimento do vapor.

Os resultados mostram que a metodologia é válida tanto para o ciclo combinado quanto para o ciclo Rankine, onde no caso do ciclo combinado foi possível se determinar onde havia a maior redução do desempenho da turbina a vapor (seção de alta pressão), enquanto que no ciclo Rankine, se verificou que as principais perdas devem-se a perdas no ciclo (fugas de vapor nas linhas de transmissão do vapor da caldeira para a turbina, necessidade de manutenção na turbina, etc.)

O principal resultado deste trabalho foi a contribuição da metodologia de análise de desempenho para turbinas a vapor operando em ciclo combinado, pois não existem metodologias que sejam aplicáveis às turbinas operando neste ciclo. Além disso, a metodologia se mostrou bastante confiável quando da análise de uma turbina a vapor operando em ciclo Rankine, pois para este ciclo, a turbina a vapor já possui métodos de análise bastante difundidos e utilizados.

Palavras chave: análise de desempenho, turbinas a vapor, geração termelétrica.

ABSTRACT

This work developed a methodology of performance analysis of steam turbines and the evaluation of this technical state, methodology implemented through a calculation spreadsheet created in Excel.

Using this methodology, it was possible to determine the influence of the main parameters of the steam: pressure, temperature and steam flow, about the thermal performance and the operation of the turbine. Among the potentialities of this analysis methodology, it is the possibility to visualize through the calculation spreadsheet, the degradation or the loss of thermal performance of the machine in relation to previous periods.

Firstly, is made the calculation of the thermal balance of the steam cycle around the turbine. Starting from this balance the efficiency and the potency are calculated for each section of the turbine. Through the thermal balance the lines of expansion of the turbine are also built, and concluding the sequence of calculations is made the calculation of the gross heat rate and net heat rate of the steam turbine.

Once the calculation spreadsheet should be adapted for the constructive and operational characteristics of the steam turbine to be analyzed, a sequence of collection of operation data is inserted in the spreadsheet for the accomplishment of the calculations for the analysis of the thermal performance.

To verify the applicability of the analysis methodology, two studies of cases were accomplished with steam turbines operating in different cycles. In the first case study, the analyzed turbine operates in combined cycle with a HRSG with three pressure levels. In the second study of case, the turbine operates in regenerative cycle of Rankine with reheating of the steam.

The results show that the methodology is valid so much for the combined cycle as for the cycle Rankine, where in the case of the combined cycle it was possible to be determined where there was the largest reduction of the performance of the steam turbine (section of high pressure), while in the cycle Rankine, was verified that the main losses are due to losses in the cycle (leakages of steam in the lines of transmission of the steam of the HRSG for the turbine, maintenance need in the turbine, etc.).

The main result of this work was the contribution of the methodology of acting analysis for steam turbines operating in combined cycle, because methodologies that are applicable to the turbines operating in this cycle don't exist. Besides, the methodology was shown quite reliable

when of the analysis of a turbine to steam operating in cycle Rankine, because for this cycle, the turbine to steam already possesses quite spread analysis methods and used.

Words key: performance analysis, steam turbines, power plant.

ÍNDICE

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1 – Introdução	2
1.2 – Objetivo	2
1.3 – Revisão Bibliográfica	3
1.3.1 – História e Evolução das Turbinas a Vapor	12
1.3.2 – Classificação das Turbinas a Vapor	14
1.3.3 – Expansão do Vapor	16
1.3.4 – Geração de Energia Elétrica	19
1.3.5 – Tipos de Turbinas	20
1.3.6 – Principais Componentes das Turbinas a Vapor	26
1.3.7 – Principais Componentes do Gerador Elétrico	30
1.3.8 – Avaliação e Desempenho do Grupo Turbogenerador	33
1.3.9 – Sistema de Controle da Vazão de Vapor	41
1.3.10 – Sistema de Selagem	44
1.3.11 – Cálculo do Heat Rate	45
1.3.12 – Turbinas a Vapor para Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado	46
Capítulo 2 – Procedimento de Análise e Cálculo dos Parâmetros Térmicos	58
2.1 – Introdução	59
2.1.1 – Indicador da condição geral	60
2.1.2 – Parâmetros da seção	62
2.1.3 – O uso das linhas de expansão	64
2.1.4 – Eficiência isentrópica das seções da turbina	65
2.1.5 – O Heat Rate na turbina a vapor	66
2.1.6 – Diagrama em blocos dos testes de monitoramento de desempenho da turbina a vapor	67
2.2 – Determinação das Prováveis Causas de Queda do Desempenho nas Seções da Turbina	68
2.2.1 – Diagnóstico dos problemas térmicos na turbina	68
2.2.2 – Diagnóstico das áreas com problemas	71
2.2.3 – Danos internos	71
2.3 – Procedimento de Cálculo	72

2.3.1 – Balanço de massa e energia	72
2.3.2 – Cálculo da eficiência das seções da turbina	76
2.3.3. – Cálculo da potência líquida	86
2.3.4 – Cálculo das linhas de expansão	87
2.3.5 – Cálculo do Heat Rate e carga da turbina	88
2.3.6 – Determinação das incertezas nas medições dos parâmetros operacionais	88
2.3.7 – Determinação das incertezas dos cálculos realizados	91
Capítulo 3 – Estudo de Caso	92
3.1 – Introdução	93
3.2 – CASO 1: A Usina Termelétrica de Ciclo Combinado Ibiritermo	93
3.2.1 – Análise de desempenho da turbina a vapor da usina Ibiritermo	122
3.3 – CASO 2: O Complexo Termelétrico <i>Jorge Lacerda</i>	140
3.3.1 – Análise de desempenho da turbina a vapor da unidade 3	156
Capítulo 4 – Conclusão	172
4.1 – Conclusão Sobre a Metodologia de Análise de Desempenho e o Procedimento de Cálculo	173
4.2 – Conclusão Sobre a Turbina a Vapor da Usina Ibiritermo	174
4.3 – Conclusão Sobre a Turbina a Vapor da Unidade 3 do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda	175
4.4 – Melhoramentos Futuros	176
Referência Bibliográfica	179
Apêndice I – Cálculo das Vazões de Selagem da Turbina	183
Apêndice II – Cálculo das Eficiências das Seções de Alta, Média e Baixa Pressão da Turbina a Vapor	189
Apêndice III – Cálculo das Propriedades Termodinâmicas do Vapor Da Água	222
Apêndice IV – Cálculo das Incertezas das Equações Utilizadas	236
Apêndice V – Planilhas Desenvolvidas para os Estudos de Caso	263
Apêndice VI – Medição de Vazão com Tubos Integrados	301

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1:	Quantificação das perdas causadas pela deterioração da trajetória do fluxo de vapor através de uma turbina de 300 MW (KUBIAK, ET AL, 1996).	4
Figura 1.2:	Causas de deterioração da eficiência de uma turbina a vapor (SCHOFIELD, 1996).	5
Figura 1.3:	Variação do Heat Rate ao longo dos anos (DREIER, 1996).	6
Figura 1.4:	Mudança no Heat Rate após a modificação na aerodinâmica das pás (DREIER, 1996).	7
Figura 1.5:	Representação da distribuição de velocidades no sistema de selagem em turbinas a vapor utilizando CFD (MAUGHAN, ET AL, 2000).	8
Figura 1.6:	Representação do fluxo secundário na pá da turbina utilizando CFD (TORRE, ET AL, 2003).	8
Figura 1.7:	Evolução no perfil da pá através do uso de CFD no projeto das mesmas (WAKELEY, 1998).	8
Figura 1.8:	Velocidade radial nas cavidades em torno do disco de fixação das pás do 4º estágio de uma turbina a vapor. (a) velocidade radial positiva na faixa de 0 (azul) a 15 m/s (vermelho), (b) velocidade radial negativa na faixa de – 25 (azul) a 0 m/s (azul claro). (MOROZ, ET AL, 2003).	9
Figura 1.9:	Distribuição de temperatura pelo rotor e diafragmas da turbina a vapor pelo uso de CFD (MOROZ, ET AL, 2003).	9
Figura 1.10:	Seção transversal da turbina de baixa pressão de duplo fluxo (TORRE, ET AL, 2003).	10
Figura 1.11:	Redução das perdas de exaustão pelo aumento do comprimento das pás do último estágio da turbina a vapor (DREIER, 1996).	11
Figura 1.12:	Exemplo de um turbogerador.	12
Figura 1.13:	Turbina de Hero de Alexandria (COTTON, 1998).	12
Figura 1.14:	Turbina de Branca (COTTON, 1998).	13
Figura 1.15:	Turbina de Laval (RODRIGUEZ, ET AL, 1999).	13
Figura 1.16:	Esquema mostrando a expansão do vapor através de uma turbina do tipo ação de vários estágios.	15
Figura 1.17:	Esquema mostrando a expansão do vapor por um estágio do tipo	

reação.	16
Figura 1.18: Processo de trabalho do vapor na turbina de condensação com reaquecimento.	18
Figura 1.19: Vista em corte do gerador mostrando o seu campo magnético.	19
Figura 1.20: Componentes da potência elétrica.	20
Figura 1.21: Tipos de Turbinas (DRBAL, ET AL, 2000).	21
Figura 1.22: Orientações de eixo da turbina a vapor (DRBAL, ET AL, 2000).	25
Figura 1.23: Principais componentes de uma turbina a vapor.	26
Figura 1.24: Diagrama do fluxo de vapor numa planta termelétrica típica (DRBAL, ET AL, 2000).	27
Figura 1.25: Vista em corte de uma turbina a vapor mostrando a seção de alta pressão e a combinação das seções de média e baixa pressão (HEINE, 2003).	29
Figura 1.26: Vista em corte de uma turbina a vapor mostrando a combinação das seções de alta e média pressão e a seção de baixa pressão (HEINE, 2003).	29
Figura 1.27: Grupo turbogerador montado sobre um pedestal elevado.	30
Figura 1.28: Exemplo de um gerador elétrico e seus principais componentes.	31
Figura 1.29: Evolução das máquinas síncronas (DRBAL ET AL, 2000).	32
Figura 1.30: Construção das linhas de expansão para a seção de alta pressão.	35
Figura 1.31: Construção das linhas de expansão para a seção de pressão intermediária.	36
Figura 1.32: Construção da linha de expansão para uma seção de baixa pressão	37
Figura 1.33: Construção da linha de expansão para uma seção sem reaquecimento.	38
Figura 1.34: Exemplo de uma curva de perdas na exaustão de uma turbina de baixa pressão com condensação (DRBAL, ET AL, 2000).	39
Figura 1.35: Principais perdas de vapor num estágio de uma turbina a vapor.	44
Figura 1.36: Eficiências de diferentes tipos de centrais termelétricas para as condições ISO e 10°C de temperatura de água de resfriamento (Fonte: Bergmann, et al, 1991).	
1 – Ciclo de Carnot; 2 – Ciclo de Clausius Rankine;	
3 – Plantas de Ciclo Combinado com HRSG;	
4 – Plantas de Ciclo Combinado com Queima Total;	
5 – Plantas de Ciclo Combinado com Gaseificação de carvão Integrado;	
6 – Plantas Simples com Turbinas a Gás;	

7 – Plantas Térmicas com Queima de Carvão e Desulfurização;	
8 – Plantas térmicas Nucleares.	47
Figura 1.36: Diagrama Temperatura / Entropia de uma planta de ciclo combinado com um nível de pressão (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	48
Figura 1.37: Desempenho do ciclo combinado com uma turbina a gás de 103 MW (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	50
Figura 1.38: Seleção da Pressão Principal de Vapor (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	54
Figura 1.39: Perdas de exaustão de várias turbinas de baixa pressão de contra-pressão para diferentes potências nominais da turbina a vapor (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	56
Figura 2.1: Exemplo de uma curva de correção para a temperatura do vapor reaquecido para a carga e heat rate de uma turbina a vapor (fonte: ASME PTC 6S Report - 1988).	61
Figura 2.2: Retentor de escória (restos de soldas nas tubulações de vapor) (BEEBE, 2005).	63
Figura 2.3: Pontos de medição (em vermelho) para os parâmetros chave de temperatura e pressão numa turbina a vapor (fonte: BEEBE, 2005).	64
Figura 2.4: Exemplo de um diagrama de Mollier mostrando uma linha de expansão.	65
Figura 2.5: Exemplo de danos internos (incrustações) por partículas sólidas (fonte: STAGGERS ET AL, 1987).	72
Figura 2.6: Diagrama Esquemático para um aquecedor regenerativo da água de alimentação da caldeira (fonte: LI ET AL, 1985).	75
Figura 2.7: Representação esquemática dos diâmetros internos e externos do último estágio da turbina de baixa pressão.	83
Figura 2.8: Exemplo das curvas de perdas na exaustão fornecidas pelo fabricante (SPENCER ET AL, 1974).	84
Figura 3.1: Vista aérea da usina Ibiritermo. (1) Torres de Resfriamento; (2) Turbina a Gás; (3) Caldeira Recuperativa de Calor; (4) Turbina a Vapor.	94
Figura 3.2: Vista superior do compartimento da turbina a vapor e gerador elétrico.	95
Figura 3.3: Vista lateral do condensador.	95
Figura 3.4: Vista interna do compartimento da turbina a vapor e gerador elétrico. Em destaque a turbina a vapor.	96

Figura 3.5:	Durante visita a usina Ibiritermo (em destaque o sistema de controle das válvulas parcializadoras, ou válvulas de controle de admissão de vapor para a turbina).	96
Figura 3.6:	Desenho em corte da turbina a vapor.	97
Figura 3.7:	Desenho em corte mostrando as características construtivas da turbina a vapor.	99
Figura 3.8:	Seção de alta pressão dividida em partes “A”, “B”, “G” e “R”.	99
Figura 3.9:	Seção de média e de baixa pressão divididas em partes “C”, “D”, “H” e “I”.	100
Figura 3.10:	Desenho em corte com as dimensões das palhetas fixas e móveis do último estágio da seção de baixa pressão.	101
Figura 3.11:	Desenho em corte das dimensões, quantidade e tipo de selagem da turbina para a seção de alta pressão.	101
Figura 3.12:	Desenho em corte das dimensões, quantidade e tipo de selagem da turbina para a seção de média pressão.	102
Figura 3.13:	Desenho em corte da dimensão da palheta do 1º estágio da seção de alta pressão.	102
Figura 3.14:	Diagrama de balanço térmico, fornecido pelo fabricante da turbina, em carga base e usado na análise de desempenho da turbina a vapor.	103
Figura 3.15:	Diagrama de balanço térmico da turbina a vapor.	104
Figura 3.16:	Diagrama de balanço térmico do condensador, bombas e trocadores de calor.	104
Figura 3.17:	Diagrama de balanço térmico da caldeira recuperativa de calor.	105
Figura 3.18:	Diagrama de balanço térmico do sistema de regulação do vapor de selagem e circuito do vapor na usina.	105
Figura 3.19:	Diagrama de balanço térmico nas válvulas interceptadoras.	105
Figura 3.20:	Diagrama de balanço térmico nas válvulas parcializadoras da turbina a vapor (válvulas de controle).	105
Figura 3.21:	Curva de correção da pressão de entrada da seção de alta pressão para o cálculo do Heat Rate.	106
Figura 3.22:	Curva de correção da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador e sua vazão mássica para o cálculo da carga da turbina.	107
Figura 3.23:	Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.	108
Figura 3.24:	Curva de correção do Heat Rate com a carga da turbina.	109

Figura 3.25: Curva de correção da temperatura do vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.	110
Figura 3.26: Curva de correção da vazão de vapor de entrada da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.	111
Figura 3.27: Curva de correção da temperatura de entrada na seção de alta pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.	112
Figura 3.28: Curva de correção da queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo do Heat Rate da turbina.	113
Figura 3.29: Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.	114
Figura 3.30: Curva de correção da temperatura de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.	115
Figura 3.31: Curva de correção da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador e a vazão mássica para o cálculo do Heat Rate da turbina.	116
Figura 3.32: Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.	117
Figura 3.33: Curva de correção da pressão do vapor de entrada da seção de alta pressão para o cálculo da Carga da turbina.	118
Figura 3.34: Curva de correção da temperatura do vapor de entrada na seção de alta pressão para o cálculo da carga da turbina.	119
Figura 3.35: Curva de correção da queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina.	120
Figura 3.36: Curvas de correção da temperatura do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina.	121
Figura 3.37: Comparação entre a vazão de vapor de projeto e a vazão obtida durante o teste do dia 02/06/2006.	127
Figura 3.38: Comparação entre a vazão de vapor de projeto e a vazão obtida durante o teste do dia 02/06/2006.	128
Figura 3.39: Resultado geral dos cálculos das eficiências realizadas durante os testes.	130
Figura 3.40: Resultado geral do cálculo da potência produzida durante os testes.	132
Figura 3.41: Linha de expansão para a seção de alta pressão.	134
Figura 3.42: Linha de expansão para a seção reaquecida (média pressão + baixa pressão).	134

Figura 3.43: Linha de expansão para a turbina a vapor.	135
Figura 3.44: Comparação do cálculo do Heat Rate para os dados do teste com o Heat Rate de projeto.	137
Figura 3.45: Comparação do cálculo da carga da turbina para os dados do teste com a carga de projeto.	138
Figura 3.46: Vista geral do gerador da unidade 3.	143
Figura 3.47: Vista do gerador e da turbina da unidade 3.	144
Figura 3.48: Vista da turbina a vapor, condensador e bombas de condensado da unidade 3.	144
Figura 3.49: Fotografia do rotor da turbina a vapor durante o período de manutenção geral da unidade 4.	145
Figura 3.50: Curva para a determinação da vazão do vapor de selagem da turbina.	146
Figura 3.51: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da pressão do vapor de entrada na seção de alta pressão.	147
Figura 3.52: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da temperatura do vapor de entrada na seção de alta pressão.	148
Figura 3.53: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da queda de pressão do vapor reaquecido.	149
Figura 3.54: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da temperatura do vapor reaquecido.	150
Figura 3.55: Curva de correção do Heat Rate da turbina em dependência da pressão do vapor na saída da seção de baixa pressão.	151
Figura 3.56: Curva de correção do Heat Rate da turbina em dependência pressão no condensador.	152
Figura 3.57: Curva de correção do Heat Rate em dependência pressão no condensador.	153
Figura 3.58: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 66 MW.	154
Figura 3.59: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 50 MW.	154
Figura 3.60: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 32,6 MW.	155
Figura 3.61: Curva de perdas na exaustão da turbina de baixa pressão fornecida pelo Fabricante.	155
Figura 3.62: Comparação das vazões mássicas do balanço térmico do teste em	

relação ao do comissionamento da turbina.	155
Figura 3.63: Resultado geral dos cálculos das eficiências realizadas durante os testes.	165
Figura 3.64: Resultado geral do cálculo da potência produzida pela turbina a vapor durante o teste.	166
Figura 3.65: Linha de expansão para a seção de alta pressão.	167
Figura 3.66: Linha de expansão para a seção de média pressão.	167
Figura 3.67: Linha de expansão para a seção de baixa pressão.	168
Figura 3.68: Linha de expansão para a turbina a vapor.	168
Figura 3.69: Comparação do heat rate do teste com o determinado no comissionamento.	170
Figura 3.70: Comparação da carga do teste com o realizado no comissionamento.	170
Figura A.I.1: Fator de correção K para as folgas radiais entre os dentes da selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	184
Figura A.I.2: Vazões de Vapor de Selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	186
Figura A.II.1: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com dois estágios governantes (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	189
Figura A.II.2: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com dois estágios governantes, correção para a vazão de projeto e a razão de pressão do estágio governante (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	191
Figura A.II.3: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com 2 estágios governantes, correção para a razão de pressão do estágio governante (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	192
Figura A.II.4: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com 2 estágios governantes, correção para a média de “loops” da válvula parcializadora. (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	194
Figura A.II.5: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção para a razão de pressão na vazão de projeto. (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	195
Figura A.II.6: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio governante em polegadas (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	196
Figura A.II.7: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio governante em polegadas e a turbina operando em carga	

parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	197
Figura A.II.8: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para razão da vazão de controle (TFR) e a turbina operando em carga parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	198
Figura A.II.9: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	199
Figura A.II.10: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto e a turbina operando a carga parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	200
Figura A.II.11: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 ou 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) e a média dos “loops” das válvulas parcializadoras (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	201
Figura A.II.12: Correção da eficiência para a turbina da seção de pressão intermediária, sem estágio governante, 3.600 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	202
Figura A.II.13: Correção da eficiência da Seção reaquecida ou não, com condensação para as condições iniciais de pressão e temperatura do vapor, para turbinas com rotação de 3.600 e / ou 1.800 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	203
Figura A.II.14: Correção do ELEP para a pressão de exaustão para seções reaquecidas ou não e com rotação da turbina de 3.600 e/ ou 1.800 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	205
Figura A.II.15: Curva para a determinação das perdas mecânicas (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	206
Figura A.II.16: Curvas para a determinação do fator de perdas K_1 no gerador (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	207
Figura A.II.17: Curvas para a determinação de perdas K_2 do gerador (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	208
Figura A.II.18: Curvas para a correção da potência do gerador para cada 15 psi de decréscimo na pressão de hidrogênio (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	209
Figura A.III.1: Variação de H(FG) com a Temperatura (fonte: LILEY ET AL, 1984).	223

Figura A.III.2: Comparação do calor latente de vaporização (fonte: LILEY ET AL, 1984).	225
Figura A.III.3: Comparação dos volumes específicos calculados do vapor superaquecido com a base de dados. Na área sombreada, a diferença excede a 1% (fonte: LILEY ET AL, 19894).	227
Figura A.V.1: Tela de abertura da planilha desenvolvida para o estudo de caso da usina de ciclo combinado Ibiritermo.	263
Figura A.V.2: Folha de entrada de dados coletados durante o teste.	264
Figura A.V.3: Folha de cálculo das incertezas de medições para os dados coletados durante o teste.	266
Figura A.V.4: Folha de cálculo para a determinação do balanço térmico do ciclo para os dados coletados durante o teste.	268
Figura A.V.5: Folha de cálculo para a determinação da eficiência das seções de alta pressão e da seção reaquescida (média pressão + baixa pressão) comparáveis às eficiências de projeto.	270
Figura A.V.6: Folha de cálculo para a determinação da potência das seções de alta pressão e da seção reaquescida (média pressão + baixa pressão) comparáveis a de projeto.	273
Figura A.V.7: Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta pressão e da seção reaquescida (média pressão + baixa pressão) comparáveis a de projeto.	275
Figura A.V.8: Folha de cálculo para a determinação do Heat Rate e da Carga da Turbina.	277
Figura A.V.9: Tela de abertura da planilha desenvolvida para o estudo de caso da unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda.	279
Figura A.V.10 (a): Folha de entrada de dados coletados durante o teste.	280
Figura A.V.10 (b): Folha de entrada de dados coletados durante o teste (continuação).	281
Figura A.V.11 (a): Folha de cálculo das incertezas das medições para os dados coletados durante o teste.	283
Figura A.V.11 (b): Folha de cálculo das incertezas das medições para os dados coletados durante o teste (continuação).	284
Figura A.V.12 (a): Folha de cálculo para a determinação do balanço térmico do ciclo Para os dados coletados durante o teste.	286
Figura A.V.12 (b): Folha de cálculo para a determinação do balanço térmico do ciclo	

Para os dados coletados durante o teste.	287
Figura A.V.13: Folha de cálculo para a determinação da eficiência das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis às eficiências do comissionamento.	290
Figura A.V.14: Folha de cálculo para a determinação da potência das seções de alta, média e de baixa pressão durante o teste.	293
Figura A.V.15 (a): Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis a do comissionamento.	295
Figura A.V.15 (b): Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis a do comissionamento.	296
Figura A.V.16: Folha de cálculo para a determinação do Heat Rate e da Carga da Turbina.	298
Figura A.VI.1: Tubo integrador para uma tubulação de água de $d = 500$ [mm].	301
Figura A.VI.2: Esquema de disposição dos orifícios no tubo integrador. D_{tp} – Diâmetro da tubulação; D_{x1} , D_{x2} , ..., D_{x7} – Distância entre os orifícios pares no primeiro, segundo, ... e sétimo anel de igual superfície.	303
Figura A.VI.3: Gráfico para seleção do manômetro diferencial do tubo integrador.	305
Figura A.VI.4: Esquema principal da conexão do tubo integrador aos instrumentos.	306
Figura A.VI.5: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação de alta pressão, onde: 1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Anel de Fixação com Rosca e base para o Anel de vedação, 4 – Anel de Vedação, 5 – Arruela, 6 – Porca.	307
Figura A.VI.6: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação de baixa pressão, onde: 1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Anel de Vedação, 4 – Arruela Cônica, 5 – Porca.	307
Figura A.VI.7: Esquema de disposição da tomada de pressão estática na tubulação: 1 – Tomada de Pressão Estática.	308
Figura A.VI.8: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação não metálica: 1 – Tubulação, 2 – Marco, 3 – Vedação de Borracha, 4 – Arruela, 5 – Tubo Integrador, 6 – Barras de Aperto.	309
Figura A.VI.9: Esquema de lavagem do tubo integrador com a ajuda de uma bomba: 1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Bomba de Lavagem.	311
Figura A.VI.10: Nomograma para a determinação do comprimento crítico do tubo.	311

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1:	Parâmetros de projeto para turbinas a vapor em ciclo combinado (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	51
Tabela 1.2:	Comparação de turbinas a vapor em ciclos combinados com dois níveis de pressão sem reaquecimento e com três níveis de pressão com reaquecimento em relação às turbinas a vapor em ciclos convencionais - ciclo Rankine – (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).	53
Tabela 2.1:	Algumas formas de degradação e como detectá-las.(fonte: BEEBE, 2005).	59
Tabela 2.2:	Resultados de duas séries de testes de desempenho num grupo turbogerador de 350 MW (fonte: BEEBE, 2005).	62
Tabela 2.3:	Parâmetros chaves que podem mostrar as condições nas seções da turbina a vapor (fonte: BEEBE, 2005).	63
Tabela 2.4:	Carta de Diagnóstico de Perdas Características (fonte: LI ET AL, 1985).	70
Tabela 2.5:	Perdas Típicas Sobre as Seções de uma Turbina a Vapor (fonte: LI ET AL, 1985).	71
Tabela 2.6:	Hipóteses geralmente aplicadas ao se realizar o balanço de massa e energia numa turbina a vapor (fonte: DRBAL AT AL, 2000).	74
Tabela 2.7:	Distribuição da Vazão Aproximada para os Ciclos a Vapor Regenerativos com Reaquecimento (fonte: DRBAL ET AL, 2000).	74
Tabela 2.8:	Procedimento de Cálculo da Eficiência (Todas as Correções estão em Porcentagem) (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	78
Tabela 2.9:	Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	85
Tabela 2.10:	Valores de “k” para número de graus de liberdade efetivo (fonte: ASME PTC 6 Report – 1985).	90
Tabela 3.1:	Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor.	123
Tabela 3.2:	Incerteza das medições do dia 02/06/2006.	124
Tabela 3.3:	Incerteza das medições do dia 07/06/2006.	125
Tabela 3.4:	Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 02/06/2006.	126
Tabela 3.5:	Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 07/06/2006.	126
Tabela 3.6:	Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 02/06/2006.	129
Tabela 3.7:	Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 02/06/2006.	129
Tabela 3.8:	Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 07/06/2006.	129

Tabela 3.9:	Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 07/06/2006.	129
Tabela 3.10:	Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 02/06/2006.	131
Tabela 3.11:	Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 07/06/2006.	131
Tabela 3.12:	Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o dia 02/06/2006.	136
Tabela 3.13:	Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o dia 07/06/2006.	137
Tabela 3.14:	Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida de projeto.	137
Tabela 3.15:	Informações sobre os equipamentos auxiliares da unidade 3.	143
Tabela 3.16:	Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor.	158
Tabela 3.16:	Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor (continuação).	159
Tabela 3.17:	Incerteza das medições para o dia 26/05/2004.	159
Tabela 3.17:	Incerteza das medições para o dia 26/05/2004 (Continuação).	160
Tabela 3.17:	Incerteza das medições para o dia 26/05/2004 (Continuação).	161
Tabela 3.18:	Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 26/05/2004.	162
Tabela 3.19:	Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de alta pressão.	164
Tabela 3.20:	Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de média pressão.	164
Tabela 3.21:	Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de baixa pressão.	164
Tabela 3.22:	Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 26/05/2004.	165
Tabela 3.23:	Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o teste.	169
Tabela 3.24:	Valores do Heat Rate e da Carga Corrigida do comissionamento.	169
Tabela A.I.1:	Combinação de sistemas de selagem e a constante “C” usada no cálculo das vazões de selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	185
Tabela A.I.2:	Vazões de vazamento de Vapor da Válvula Parcializadora (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	187
Tabela A.I.3:	Vazões do Vapor de Selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	187
Tabela A.II.1:	Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (fonte: SPENCER ET AL, 1974).	211
Tabela A.III.1:	Informação da Precisão das Propriedades do Vapor: desvios máximos entre o valor calculado e a base de dados para as propriedades de saturação.	226
Tabela A.V.1:	Informações necessárias para o cálculo do balanço térmico.	269

Tabela A.V.2: Informações necessárias para o cálculo das eficiências.	272
Tabela A.V.3: Informações necessárias para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina.	278
Tabela A.V.4: Informações necessárias para o cálculo do balanço térmico.	289
Tabela A.V.5: Informações necessárias para o cálculo das eficiências.	292
Tabela A.V.6: Informações necessárias para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina.	299
Tabela A.VI.1: Distâncias D_x em fração do diâmetro interno da tubulação D .	306
Tabela A.VI.2: Resultados Obtidos Durante o Teste do Tubo Integrador.	313

NOMENCLATURA

Caracteres alfabéticos

A = área da vazão de selagem (área anular perpendicular ao escoamento do vapor) (pol²)

A_{an} = a área anular da seção de exaustão em pés²;

C = constante da vazão de selagem

D_{ext}^2 = diâmetro externo da pá do último estágio da turbina de baixa pressão (mm)

D_{int}^2 = diâmetro interno da pá do último estágio da turbina de baixa pressão (mm)

DCA = temperatura aproximada do dreno de resfriamento (°C)

D_{eixo} = diâmetro do eixo na seção em que deseja determinar a vazão de vapor (pol)

ED = energia disponível no valor de projeto (kJ/kg)

ED' = energia disponível durante o teste (kJ/kg)

$ELEP$ = ponto final da linha de expansão

$ELEP_{1,5}$ = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs (kJ/kg)

$ELEP_{Pressão\ de\ Exaustão\ no\ Condensador}$ = entalpia específica do vapor (kJ/kg)

f = folga entre os dentes de selagem e o eixo da seção (mils – milésimos de polegada)

h_{ae} = entalpia específica da água de alimentação na entrada do aquecedor regenerativo (kJ/kg)

h_{as} = entalpia específica da água de alimentação na saída do aquecedor regenerativo (kJ/kg)

h_{ces} = entalpia específica do condensado da extração na saída do aquecedor regenerativo (kJ/kg)

h_{vee} = entalpia específica do vapor de extração na entrada (kJ/kg)

$h_{líquido}$ = entalpia específica do líquido do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs (kJ/kg)

$h_{líquido}$ = entalpia específica do líquido saturado na pressão medida durante o teste (kJ/kg)

h_{vapor} = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs (kJ/kg)

h_{vapor} = entalpia específica do vapor saturado na pressão medida durante o teste (kJ/kg)

$H(F)$ = Entalpia de Saturação do Líquido (kJ/kg)

$H(FCR)$ = entalpia do líquido no ponto crítico (kJ/kg)

$H(FG)$ = Calor Latente de Vaporização (kJ/kg)

$H(FGTP)$ = calor latente de vaporização no ponto triplo (kJ/kg)

$H(G)$ = Entalpia de Saturação do Vapor (kJ/kg)

$H(GCR)$ = entalpia do vapor no ponto crítico (kJ/kg)

H'_{xs} = entalpia específica na linha de expansão isentrópica para os dados de teste (kJ/kg)

H_{iv} = entalpia específica na entrada das válvulas interceptadoras (kJ/kg)

H_m = entalpia da mistura do vapor que vem dos selos da seção de alta pressão somada ao vapor de entrada da turbina de pressão intermediária (kJ/kg)

H_m = entalpia específica na saída das válvulas interceptadoras (kJ/kg)

HRB = heat rate bruto (kJ/Kwh)

HRL = heat rate líquido (kJ/kWh)

HRLP = heat rate líquido da planta (kJ/kWh)

H_t = entalpia específica do vapor superaquecido na entrada das válvulas de controle (kJ/kg)

H_{VI} = entalpia específica do vapor após as válvulas interceptadoras (kJ/kg)

H_{xs} = entalpia específica na linha de expansão isentrópica para os dados de projeto (kJ/kg)

H_{xs} = entalpia específica sob a linha de expansão isentrópica com pressão de 1,5 pol Hg abs (1,5 pol Hg abs = 0,0507958 bar) (kJ/kg)

K = fator de correção para a folga entre os selos

\dot{m}_{RE} = vazão do vapor de projeto da seção reaquescida (lb/h)

\dot{m}_a = vazão mássica da água de alimentação (kg/s)

\dot{m}_{cs} = vazão mássica de condensado na saída do aquecedor regenerativo (kg/s)

\dot{m}_{cond} = vazão mássica do vapor de exaustão da turbina de baixa pressão para o condensador (lb/h)

\dot{m}_{ve} = vazão mássica do vapor de extração (kg/s)

\dot{m}_{vs} = vazão mássica do vapor de selagem (lb/h)

\dot{m}_{vvs} = vazão mássica do vapor de selagem (lb/h)

\dot{m}_{vvp} = vazão mássica do vapor de vazamento da válvula parcializadora (lb/h)

\dot{m}_{cp} = vazão mássica do vapor superaquecido de controle de projeto (lb/h)

n = quantidade de leituras realizadas

N = número de seções de fluxo paralelo

P(CR) = pressão crítica (bar)

P(S) = Pressão de Saturação (bar)

P'_1 = pressão do vapor superaquecido do teste na entrada do 1º estágio (bar)

P'_x = pressão do vapor superaquecido do teste na saída da seção de alta pressão (bar)

P_1 = pressão de entrada no labirinto (psia)

P_1 = pressão do vapor na entrada do labirinto (lb/pol² abs.)

P_1 = pressão do vapor superaquecido de projeto na entrada do 1º estágio (bar)

$P_{1,A}$ = pressão do vapor para o regulador do vapor de selagem (psia)

P_2 = pressão do vapor na saída do labirinto (lb/pol² abs.)

P_b = pressão do vapor superaquecido na saída das válvulas de controle (bar)
 P_{iv} = pressão do vapor superaquecido na entrada das válvulas interceptadoras (bar)
 P_t = pressão do vapor superaquecido na entrada das válvulas de controle (bar)
 P_x = pressão do vapor superaquecido de projeto na saída da seção de alta pressão (bar)
 \bar{q} = média das leituras realizadas para o parâmetro operacional medido
 Q = vazão mássica do vapor superaquecido (lb/h)
 $S(F)$ = Entropia de Saturação do Líquido (kJ/kg)
 $S(FCR)$ = entalpia do líquido no ponto crítico (kJ/kg)
 $S(G)$ = Entropia de Saturação do Vapor (kJ/kg)
 $S(GCR)$ = entropia do vapor no ponto crítico (kJ/kg K)
 S_b = entropia do vapor superaquecido de teste após as válvulas interceptadoras (kJ/kg K)
 S_m = entropia do vapor superaquecido de teste na entrada das válvulas interceptadoras (kJ/kg K).
 S_t = entropia do vapor superaquecido de projeto na entrada das válvulas de controle (kJ/kg K)
 $T(S)$ = Temperatura de Saturação (K)
 T_d = temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor (°C)
 T_e = temperatura da água de alimentação que entra no aquecedor regenerativo (°C)
 T_{iv} = temperatura do vapor superaquecido na entrada das válvulas interceptadoras (°C)
 T_s = temperatura de saída da água que sai do aquecedor regenerativo (°C)
 T_{sat} = temperatura de saturação do vapor de extração (°C)
 T_t = temperatura do vapor superaquecido na entrada das válvulas de controle (°C)
 TTD = temperatura da diferença de temperatura terminal no aquecedor regenerativo (°C)
 $u(G)$ = incerteza padronizada da grandeza G.
 $u(x_1), u(x_2), u(x_3)$, = incertezas padronizadas associadas às grandezas de entrada
 uc = incerteza combinada
 u_i = incerteza padronizada associada a i-ésima fonte de incerteza
 u_n = fonte de incerteza
 $UEEP$ = ponto final da energia utilizada (kJ/kg)
 $V(F)$ = Volume Específico de Saturação do Líquido (kg/m³)
 $V(FCR)$ = volume específico do líquido no ponto critico (kg/m³)
 $V(G)$ = Volume Específico de Saturação do Vapor (kg/m³)
 $V(GCR)$ = volume específico do vapor no ponto crítico (kg/m³)
 V_1 a V_{12} = variáveis auxiliares
 Y_1 = porcentagem de umidade presente no vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs (%)
 Y_2 = porcentagem de umidade presente no vapor na pressão medida durante o teste (%)

Caracteres gregos

$\eta_{AP_{\text{carga parcial}}}$ = eficiência para a carga parcial ou mínima (%)

η_{AP} = eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto (%)

η_{in} = eficiência para a vazão volumétrica (%)

η_{CI} = eficiência para as condições iniciais de temperatura e pressão (%)

η_{DM} = eficiência para o estágio governante (1º estágio) (%)

η_{EG} = eficiência para o estágio governante a carga parcial (%)

χ_2 = título do vapor

χ_1 = título do vapor;

ΔE_{LEP} = variação da entalpia no ponto final da expansão para a pressão absoluta do condensador durante o teste (kJ/kg)

$\Delta\eta_5$ = variável para a mudança da eficiência para a carga parcial ou mínima (%)

$\Delta\eta_3$ = variável para a mudança da eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto (%)

$\Delta\eta_1$ = variável para a mudança da eficiência para a vazão volumétrica (%)

$\Delta\eta_2$ = variável para a mudança da eficiência para o estágio governante (%)

$\Delta\eta_4$ = variável para a mudança da eficiência para o estágio governante a carga parcial (%)

ΔE_{LEP_0} = variável para a mudança da entalpia no ponto final da expansão (kJ/kg)

ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb)

ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb)

υ = volume específico do vapor na exaustão da turbina (pés³/lb)

ϑ_{VI} = volume específico do vapor na pressão e temperatura de projeto antes das válvulas interceptadoras (ft³/lb)

$\vartheta_{1,A}$ = volume específico do vapor para o regulador do vapor de selagem (pé³/lb)

ϑ_c = volume específico do vapor superaquecido de controle (ft³/lb)

ν_i = número de graus de liberdade associado a i-ésima fonte de incerteza

Π = produto da multiplicação dos fatores de correção pertinentes ao ciclo da turbina

ϑ = volume específico do vapor superaquecido (ft³/lb)

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 – Introdução

A competitividade no mercado de geração de energia elétrica vem aumentando gradativamente nas últimas décadas no Brasil. Devido à diferença no custo de geração nas hidrelétricas em relação aos custos correspondentes nas termelétricas, a necessidade de redução de custos e a gestão eficiente da operação nas térmicas mostra-se de vital importância.

Melhorias no desempenho térmico das turbinas a vapor sejam elas operando no Ciclo Rankine ou no Ciclo Combinado, podem auxiliar o operador da planta térmica em como conseguir ou obter vantagens econômicas competitivas no mercado pela redução dos seus custos de operação e o aumento da produção de energia elétrica.

A operação de uma turbina a vapor em Ciclo Combinado é diferente de uma turbina a vapor operando no Ciclo Rankine. A principal diferença está na vazão mássica de vapor que é expandido na turbina. No ciclo Rankine a vazão de vapor que entra no 1º estágio da turbina será igual ou menor a vazão na saída do último estágio de expansão. No entanto para o ciclo combinado a vazão de vapor será igual ou maior na saída do último estágio.

Isto se explica, porque no processo de expansão do vapor pela turbina no ciclo Rankine podem existir extrações de vapor. Desta forma a quantidade de vapor que entra na turbina poderá ser igual ou menor na sua saída. Para uma turbina a vapor operando num ciclo combinado, o processo de expansão poderá admitir a entrada de vapor nos estágio de expansão intermediária da turbina, fazendo dessa maneira que a vazão de vapor na saída da turbina seja maior do que na entrada do 1º estágio.

Devido a estas diferenças principais, a determinação do desempenho da turbina a vapor operando no Ciclo Combinado apresenta algumas dificuldades, como por exemplo, a medição da vazão da água de alimentação da caldeira. Assim, um procedimento ou metodologia de cálculo que possa ser usado para avaliar o desempenho e o estado técnico da turbina a vapor operando tanto num ciclo combinado ou num ciclo Rankine será de grande valor.

1.2 – Objetivo

Este trabalho tem como objetivo apresentar o desenvolvimento de uma metodologia e procedimentos de cálculo para a análise de desempenho de turbinas a vapor em plantas de Ciclo Combinado e de Ciclo Rankine. A metodologia desenvolvida foi informatizada em uma planilha em Excel e validada a partir de estudos de caso de duas usinas termelétricas, uma primeira de

ciclo combinado e uma segunda de ciclo Rankine, centrais termelétricas de Ibiritermo (MG) e de Jorge Lacerda (SC), respectivamente.

1.3 – Revisão Bibliográfica

Para se avaliar uma turbina a vapor operando num nível ótimo de desempenho, é necessário determinar primeiramente um nível de referência. Este nível geralmente são os resultados obtidos durante o teste de comissionamento (ou aceitação) da usina ou da turbina a vapor. Assim, para se detectar alguma mudança no desempenho da turbina, podem ser monitoradas as tendências de variação de diferentes parâmetros térmicos, aerodinâmicos e mecânicos de operação da turbina. Além disso, o estado técnico da máquina pode ser determinado pela avaliação e interpretação dos dados registrados e dos resultados obtidos durante testes de desempenho. Para se atingir essas metas acima, um bom programa de desempenho térmico deve considerar os seguintes fatores (ALBERT, 2000):

- ✓ Obter a linha base dos dados de desempenho das turbinas e dos componentes do ciclo durante a operação inicial e após a manutenção para estabelecer uma referência que permita identificar as causas das perdas de desempenho;
- ✓ Testes periódicos de desempenho da turbina e do ciclo térmico;
- ✓ Avaliação apropriada e análise dos dados de desempenho até que a deterioração possa ser detectada, localizada, a sua tendência determinada e corrigida com a melhor relação custo – benefício.

Atualmente existem vários estudos sobre a análise de desempenho em turbinas a vapor, que visam reduzir e atingir melhor custo e performance do ciclo a vapor numa planta térmica. Kubiak et al (1996), propuseram um algoritmo simples para a determinação do desempenho térmico das turbinas a vapor tomando em consideração a deterioração da seção de fluxo da turbina. Este programa calcula os parâmetros do vapor e os seus desvios a partir dos dados de projeto. A deterioração do perfil das pás modifica suas dimensões, e em casos extremos até o seu ângulo de ataque em relação ao fluxo de vapor. Colocando-se então o perfil e a geometria real das pás, os desvios (ou pontos de deterioração do perfil) a partir dos pontos de projeto podem ser calculados com exatidão. Estes desvios são expressos em kW e as perdas nos estágios são determinadas e listadas. Neste trabalho é mostrado um exemplo da aplicação do algoritmo numa turbina a vapor de 300 MW. A Figura 1.1 ilustra as perdas causadas pela deterioração da seção de fluxo da turbina.

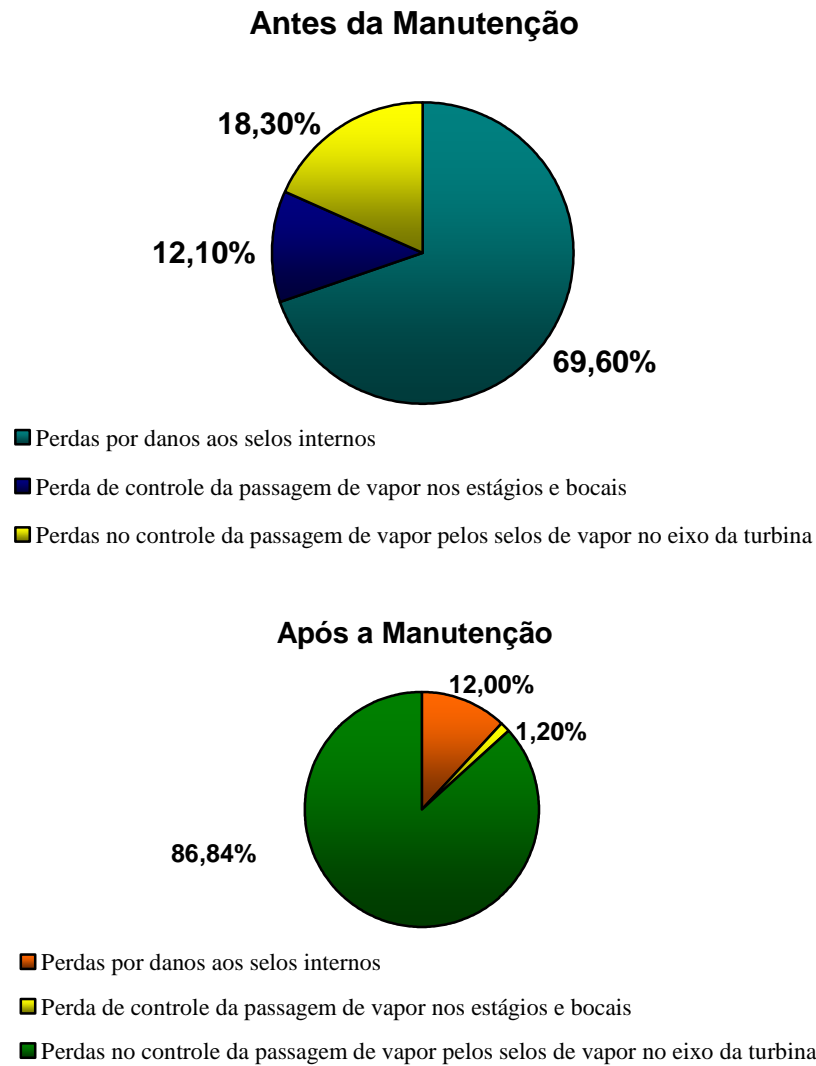


Figura 1.1: Quantificação das perdas causadas pela deterioração da trajetória do fluxo de vapor através de uma turbina a vapor de 300 MW (KUBIAK et al, 1996).

Schofield (1996) define e quantifica as principais causas de deterioração do desempenho térmico em turbinas a vapor. Ele ainda determina a *taxa de deterioração* como função das características de projeto da turbina, a qualidade do vapor, o procedimento de operação da usina (partida, elevação da carga, etc.) e a facilidade em se recuperar a eficiência, ou o rendimento da turbina após as manutenções regulares.

Existem cinco causas principais de deterioração do desempenho da turbina a vapor:

1. Danos no sistema de selagem de vapor;
2. Erosão por partículas sólidas;
3. Erosão por umidade;

4. Incrustações na seção de fluxo da turbina;
5. Danos por objetos estranhos.

A auditoria na “aerodinâmica” da seção de fluxo conduzida pelo pessoal técnico durante as paradas de manutenção podem identificar as fontes de perdas de eficiência dentro da turbina. A Figura 1.2 mostra estas perdas para uma turbina a vapor típica; 40 % da perda total de eficiência identificada é devida aos danos nas extremidades das pás e nos estágios, 15 % devido à erosão por partículas sólidas, 15 % devido a incrustações na seção de fluxo e os 30 % remanescentes são resultantes das mudanças no perfil das pás devido à erosão e rugosidade (SCHOFIELD, 1996).

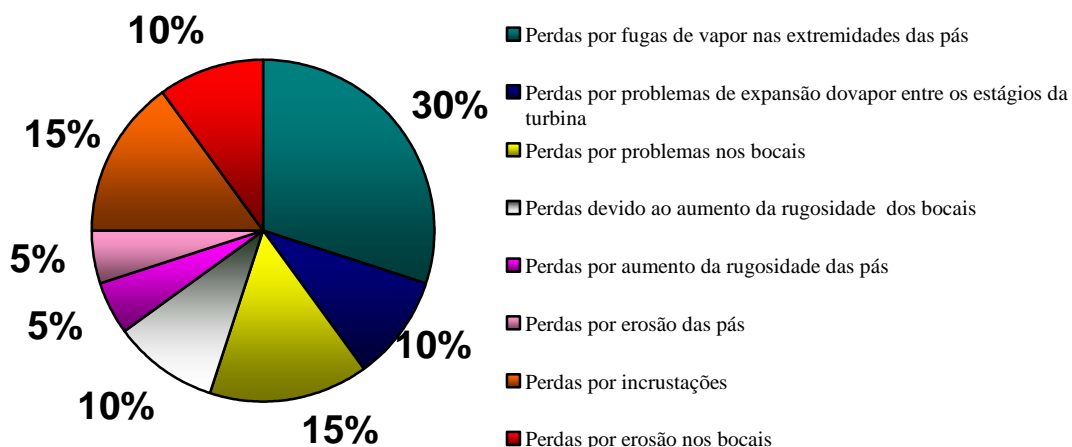


Figura 1.2: Causas de deterioração da eficiência de uma turbina a vapor (SCHOFIELD, 1996).

A partir da década de 90, com os grandes avanços tecnológicos e científicos, cálculos que antes ocupavam dias, hoje em questão de minutos podem ser executados com a precisão e o rigor que se queira trabalhar.

Tirone, et al (1996), realizaram uma coletânea de casos de deterioração de turbinas a vapor durante 7 anos, e neste trabalho eles descrevem quais foram os diagnósticos e metodologias utilizadas com base na análise termodinâmica dos parâmetros de desempenho das turbinas a vapor. Chegou-se à conclusão da importância do uso de um sistema de monitoramento e da elaboração de um programa de manutenção fundamentada no diagnóstico baseado na análise dos parâmetros termodinâmicos da turbina a vapor.

Dreier (1.996), apresenta alguns resultados obtidos pela *General Electric* no estudo do comportamento da eficiência das turbinas a vapor ao longo dos anos. Um destes resultados é o comportamento do Heat Rate ao longo dos anos de operação, como mostra a Figura 1.3.

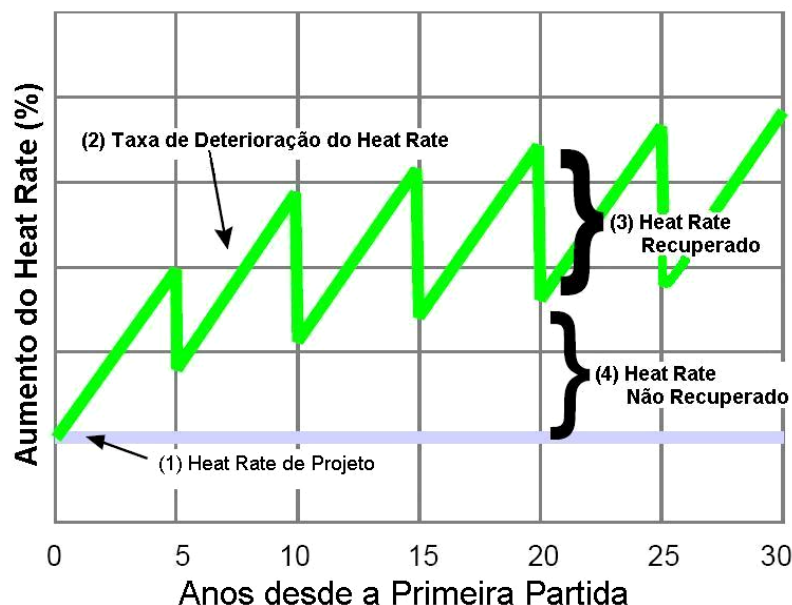


Figura 1.3: Variação do Heat Rate ao longo dos anos (DREIER, 1996).

O gráfico da Figura 1.3 em particular, assume que a manutenção é realizada a cada cinco anos e que os componentes da seção de fluxo não sofreram modificações. O Heat Rate Recuperado (3) é a parte ou a fração da eficiência da turbina que é possível de ser recuperada durante a sua manutenção. Mesmo que a turbina a vapor tenha o seu desempenho melhorado através das intervenções realizadas durante a manutenção, ela nunca retornará ao ponto de desempenho da unidade nova – Heat Rate de Projeto (ponto 1) – o Heat Rate Não Recuperado (ponto 4) é a diferença entre o Heat Rate Inicial e o Heat Rate após a manutenção.

Na Figura 1.4, mostra-se como os avanços tecnológicos sobre o perfil aerodinâmico das pás, permitem melhorar o desempenho das turbinas a vapor. A redução do Heat Rate Inicial (6) para um ponto bem abaixo do Heat Rate original da unidade. Não apenas a deterioração do Heat Rate Recuperável e o Não Recuperável é restaurada, mas, devido à linha base do Heat Rate ser menor, o desempenho será muito maior do que aquele com a unidade nova e limpa (DREIER, 1996).

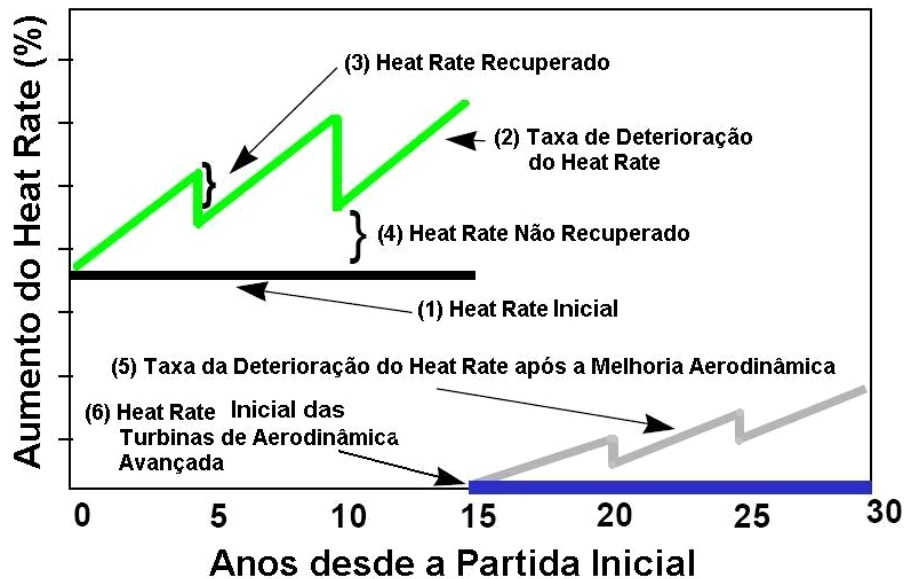


Figura 1.4: Mudança no Heat Rate após a modificação na aerodinâmica das pás (DREIER, 1996).

Apesar de que a década de 90 mostrou-se um período de grandes avanços no estudo do desempenho em turbinas a vapor; muito desse avanço deve-se ao fato da evolução aerodinâmica, térmica e mecânica que as turbinas vem sofrendo desde os anos 40.

O desenvolvimento de novos materiais e de novos processos de fabricação contribuiu na evolução do perfil aerodinâmico das pás nas turbinas a vapor. O uso da informática e de novos softwares para simulação do escoamento do vapor pelos estágios da turbina permite otimizar o escoamento e conseqüentemente o desempenho da turbina.

O CFD (Computational Fluid Dynamics) atualmente é a ferramenta computacional mais poderosa em uso no projeto de turbinas a vapor, como por exemplo: melhorias nos sistemas de selagens de vapor (Figura 1.5), melhoria na eficiência da turbina pela evolução do perfil das pás e no escoamento do vapor pelas mesmas (Figuras 1.6 e 1.7), melhorias nos fluxos de vapor através das cavidades dos discos de fixação das pás da turbina (Figura 1.8) e distribuição de temperatura pelo rotor e diafragmas da turbina (Figura 1.9).

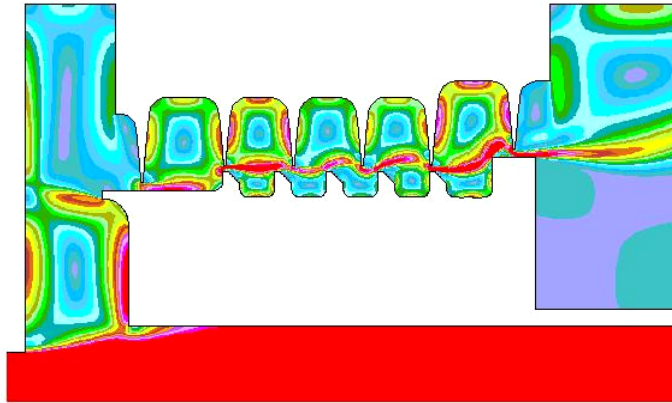


Figura 1.5: Representação da distribuição de velocidades no sistema de selagem em turbinas a vapor utilizando CFD (MAUGHAN et al, 2000).

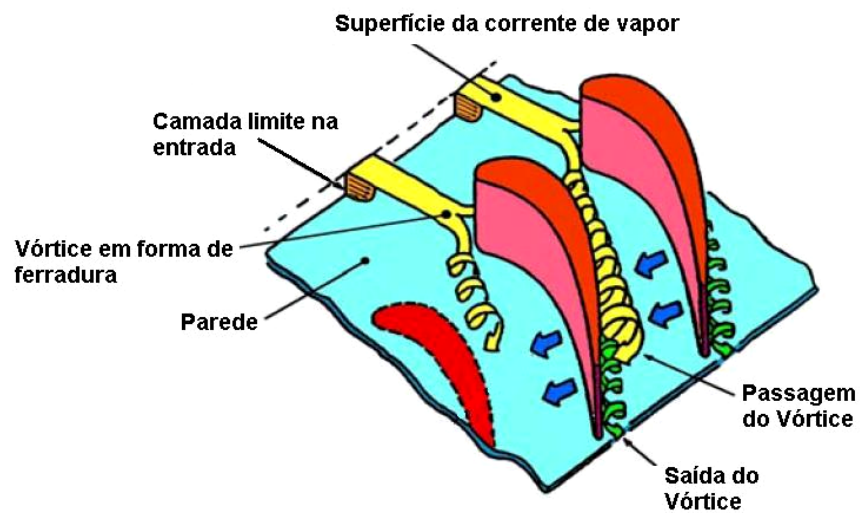


Figura 1.6: Representação do fluxo secundário na pá da turbina utilizando CFD (TORRE ET AL, 2003).

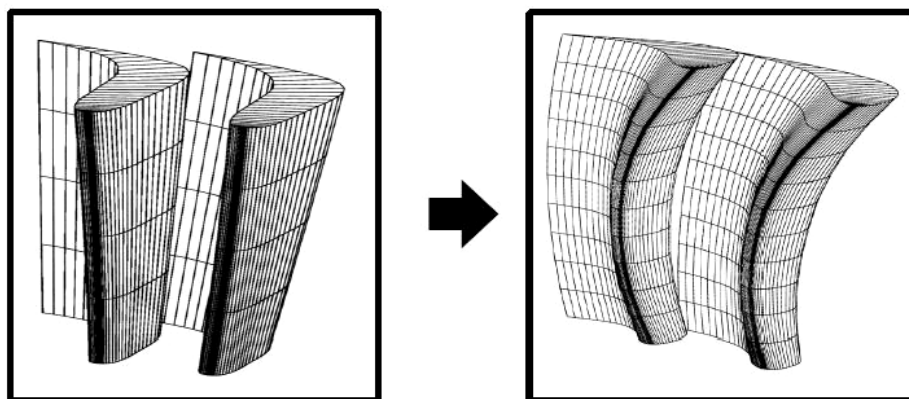


Figura 1.7: Evolução no perfil da pá através do uso de CFD no projeto das mesmas (WAKELEY, 1998).

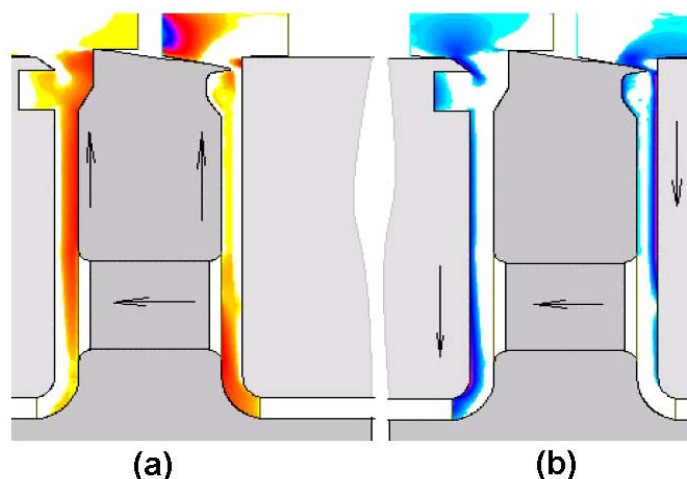


Figura 1.8: Velocidade radial nas cavidades em torno do disco de fixação das pás do 4º estágio de uma turbina a vapor. (a) velocidade radial positiva na faixa de 0 (azul) a 15 m/s (vermelho); (b) velocidade radial negativa na faixa de – 25 (azul) a 0 m/s (azul claro) (MOROZ et al, 2003).

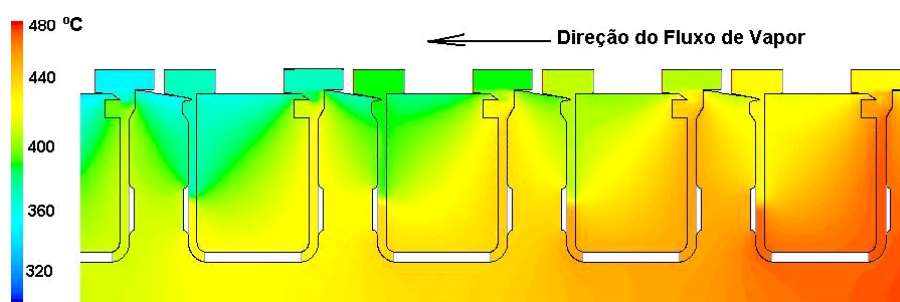


Figura 1.9: Distribuição de temperatura pelo rotor e diafragmas da turbina a vapor calculadas utilizando-se CFD (MOROZ et al, 2003).

Todos estes projetos otimizados podem ser desenvolvidos eficientemente pelo uso do CFD em computadores de alto desempenho, permitindo detalhar e analisar o escoamento do fluxo de vapor em três dimensões e associá-los ao desempenho do estágio na turbina. O programa CFD pode também prever o efeito das perdas nas pás dos estágios e a distribuição de todos os outros parâmetros de fluxo, fornecendo aos projetistas uma ferramenta confiável nas melhorias de desempenho termico da turbina (TORRE, ET AL, 2003).

A redução de perdas na seção de exaustão das turbinas a vapor é uma outra área onde uma análise de projeto ou concepção pode oferecer uma recompensa na melhoria do desempenho destas. As perdas na exaustão referem-se à energia perdida para o condensador como resultado da velocidade do vapor que chega no mesmo. Quanto maior a velocidade de saída do vapor pelas

pás do último estágio, maior será a energia perdida. Dois parâmetros chave dessa equação são: a pressão do condensador e a vazão em massa do vapor.

A melhor maneira de se reduzir a velocidade do vapor é aumentar a área anular da passagem de fluxo. Isto é conseguido pelo aumento no comprimento das pás do último estágio, que conseqüentemente aumentará o diâmetro da área anular na seção de exaustão da turbina de baixa pressão, reduzindo a vazão do vapor na seção de exaustão da turbina de baixa pressão. A Figura 1.10 mostra a localização desta área anular. As mudanças nos comprimentos das pás do último estágio feitas pela GE são listadas na Figura 1.11.

Dependendo do ponto de operação da turbina (velocidade de saída do vapor na exaustão) a técnica de alongamento das pás pode ou não melhorar o desempenho da turbina, porque dependendo da vazão de vapor (que indiretamente afeta a velocidade de exaustão) na saída da área anular pode aumentar ou não as perdas da exaustão. A curva de perdas na exaustão será detalhada neste Capítulo. Se a unidade operar com uma pressão do condensador muito baixa e com uma elevada vazão mássica de vapor (O Ponto A indica que existe uma alta velocidade de saída da área anular), a turbina provavelmente irá operar no ponto mais alto da curva e será beneficiada com esta modificação, ou seja, um aumento no comprimento da pá irá aumentar a área que conseqüentemente diminui a velocidade de saída do vapor. Entretanto, se a turbina operar com uma baixa vazão e uma alta pressão de condensação, o seu ponto de operação sobre a curva não permitirá o uso desta modificação (Ponto B) (DREIER, 1996).

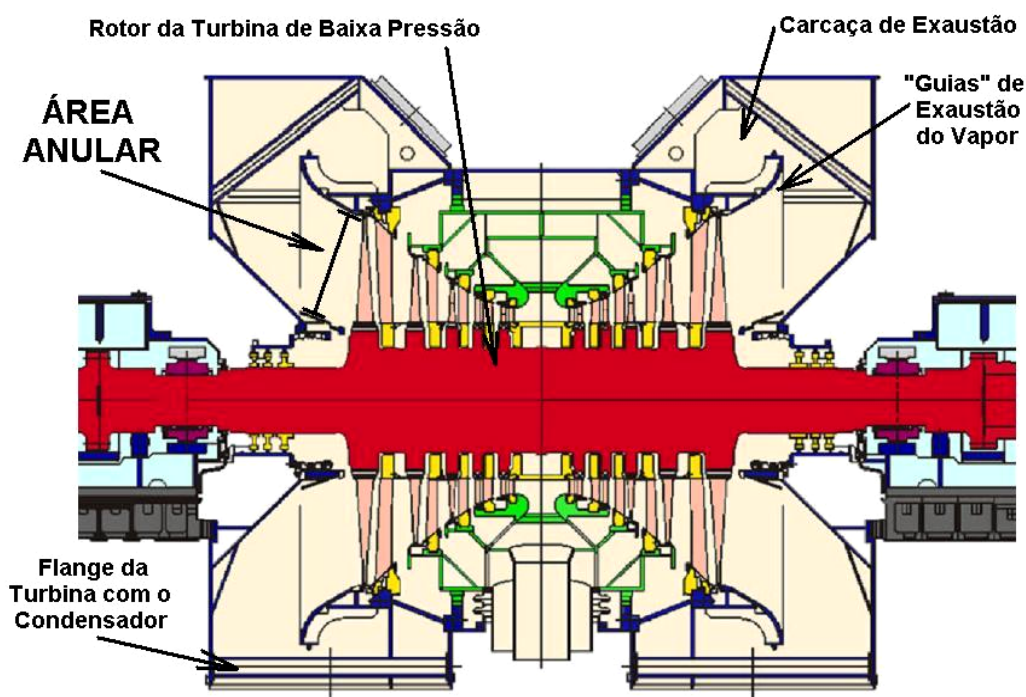


Figura 1.10: Seção transversal da turbina de baixa pressão de duplo fluxo (TORRE, ET AL, 2003).

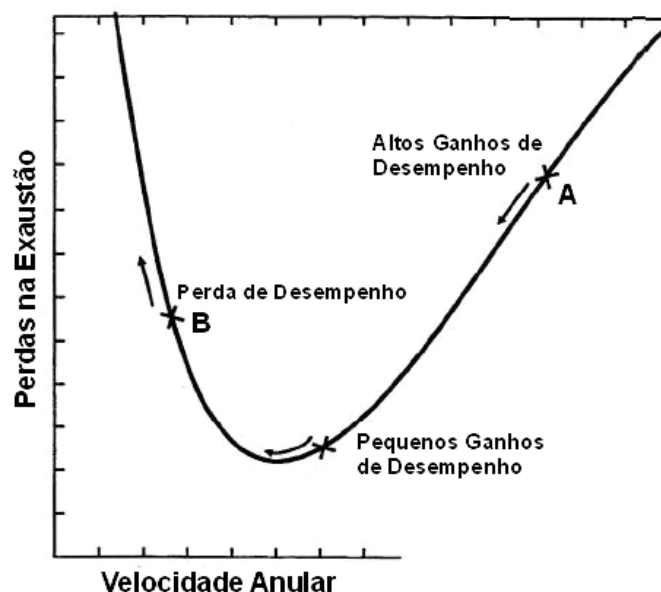


Figura 1.11: Representação da redução das perdas de exaustão pelo aumento do comprimento das pás do último estágio da turbina a vapor (DREIER, 1996).

Apesar de uma grande parte das turbinas a vapor que estão em operação no Brasil utilizem o ciclo a vapor convencional (Ciclo Rankine), o uso de turbinas operando em ciclo combinado torna-se cada vez mais freqüente.

Neste capítulo serão apresentadas as características dos ciclos a vapor nos quais as turbinas a vapor são utilizadas, bem como os principais componentes da turbina a vapor e do seu gerador elétrico. Alguns conceitos que serão utilizados no desenvolvimento deste trabalho são apresentados neste capítulo. Para que se possa acompanhar o desenvolvimento da metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor, é interessante que se saiba quais são os componentes que geralmente serão analisados, para tanto vamos começar pelo turbogerador.

O grupo turbogerador é o componente primário da conversão de potência de uma usina termelétrica. A função do grupo turbogerador é a de converter a energia térmica do vapor proveniente do gerador de vapor (Caldeira) em energia elétrica. O turbogerador é composto de quatro componentes separados: a turbina a vapor para converter a energia térmica em energia mecânica, o gerador para converter a energia mecânica em energia elétrica, o condensador e os aquecedores regenerativos. Tipicamente a turbina é diretamente acoplada ao gerador. A Figura 1.12 mostra o exemplo de um turbogerador.

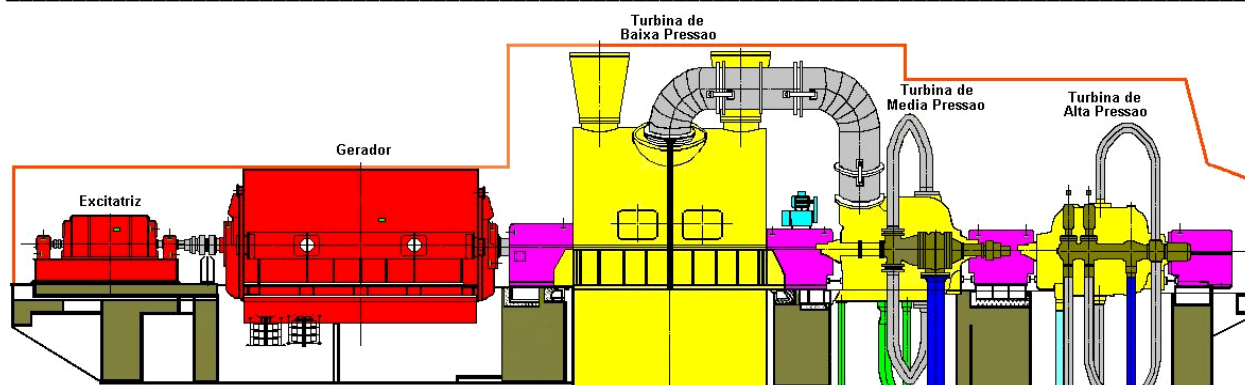


Figura 1.12: Exemplo de um turbogerador.

1.3.1 – História e Evolução das Turbinas a Vapor

Embora a história registre a construção de dispositivos rudimentares, que se baseavam nos mesmos princípios, de ação ou de reação, das turbinas atuais, em épocas bastante remotas, o desenvolvimento da turbina a vapor, como um tipo realmente útil de acionador primário, até a sua forma atual, ocorre nos últimos 111 anos (desde 1895 a 2006).

A primeira turbina da qual se tem registro, data de 2000 anos atrás, a famosa “*Eolípila*” de Hero de Alexandria, que consistia num recipiente de bronze oco com vapor a uma pressão que escapava por pequenos orifícios em alta velocidade. Este dispositivo inspirou os primeiros projetistas de turbinas a criar o que hoje se conhece como bocais de expansão e que permitem acelerar o vapor antes de entrar nas pás rotativas.



Figura 1.13: Turbina de Hero de Alexandria. (COTTON, 1998).

O cientista italiano *Giovanni de Branca*, propôs em 1629 o primeiro modelo de utilização de uma “*Eolípila*” para fazer girar uma roda de pás usando o efeito cinético do jato de vapor que saía dos orifícios.



Figura 1.14: Turbina de Branca. (COTTON, 1998).

Em 1883 *Laval* construiu a primeira turbina a vapor que consistia em uma roda de pás impulsionada por um jato de vapor proveniente de um conjunto de bocais. Posteriormente *Branca* (em 1884), seguindo os mesmos passos, introduziu no modelo de *Laval* algumas modificações que permitiam acelerar mais o vapor e, portanto alcançar maiores velocidades de rotação na roda. Uma das características mais importantes destes primeiros modelos foram o pequeno diâmetro do rotor, e sua alta velocidade de rotação, que chegava a superar os 26.000 rpm.

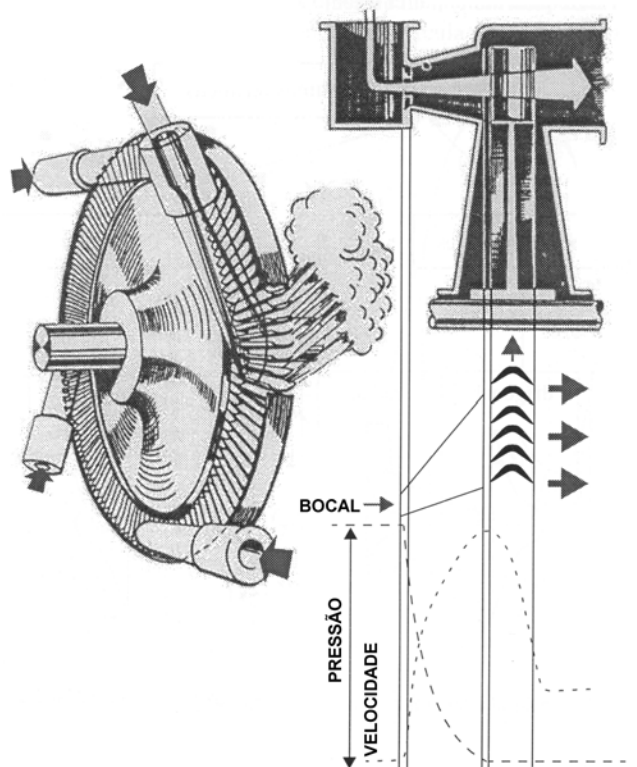


Figura 1.15: Turbina de Laval. (RODRIGUEZ ET AL, 1999).

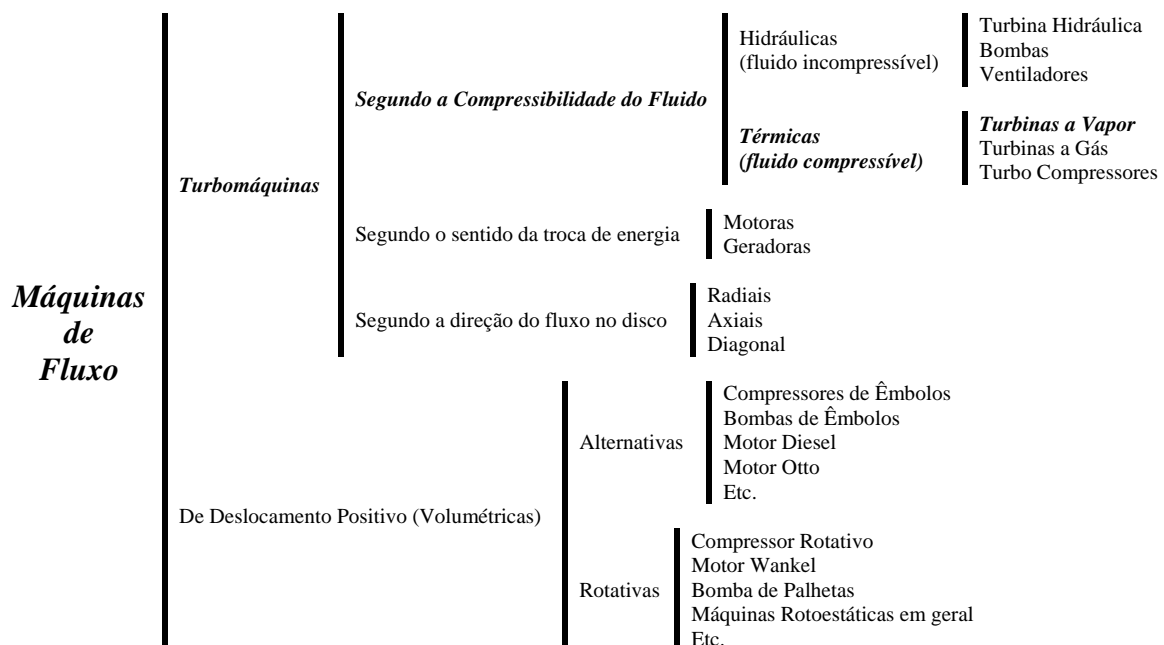
A seguinte grande contribuição foi realizada por *Sir Charles A. Parson* em 1884, que resolveu alguns dos problemas da turbina, como por exemplo: a enorme velocidade angular (ou de giro) da roda da turbina (26.000 rpm), pois os materiais de fabricação existentes na época não

suportavam os esforços mecânicos sob tal velocidade. *Parson* apresentou um novo modelo, no qual o vapor era introduzido no centro do corpo da turbina e se distribuía em dois fluxos opostos em 15 etapas de discos em cada lado, com uma melhor distribuição nas quedas de pressão e reduzindo a necessidade de altas velocidades de rotação da turbina de reação. Em 1896, *Charles G. Curtis* em colaboração com *William Leroy* juntamente com a *General Electric Company* desenvolveram vários modelos de turbinas para aperfeiçoar alguns problemas mecânicos e técnicos.

Entre os projetos mais famosos se encontram a turbina de ação de duas etapas, que deu origem ao que hoje se conhece como estágio de regulação em diversas turbinas a vapor (etapa Curtis). Neste mesmo ano (1896), *Rateau* introduziu um modelo de turbina do tipo ação com múltiplos estágios. Por sua parte, *Ljungström* em 1910 se tornou famoso por sua turbina do tipo ação radial de duplo fluxo, o que também inspirou o projeto de preaquecedores de ar e outros equipamentos térmicos. A partir dessa época, e até os dias de hoje, a turbina a vapor se converteu no principal equipamento das centrais de potência (térmicas e hidráulicas), (AGUILAR, 1997).

1.3.2 – Classificação das Turbinas a Vapor

- Posição das turbinas a vapor dentro da divisão geral das máquinas de fluxo, mostrada esquematicamente a seguir.



➤ Classificação das turbinas a vapor pelo princípio de operação.

A operação de uma turbina a vapor envolve a expansão do vapor através de numerosos estágios em seu interior. A energia térmica desse vapor é convertida em energia mecânica por meio da expansão do vapor na turbina. A expansão do vapor pode ocorrer em dois tipos de estágios: ação e reação.

O estágio do tipo ação pode ser comparado a uma roda d'água na qual a corrente de água se choca contra as pás, provocando o giro da roda. O estágio do tipo reação pode ser comparado à rotação de um irrigador de jardim, no qual o jato de água que sai pelo bico do sistema de aspersão causa a rotação do sistema.

a) Estágio do tipo ação

O estágio do tipo ação consiste de um bocal fixo e pás móveis, como mostra a Figura 1.16.

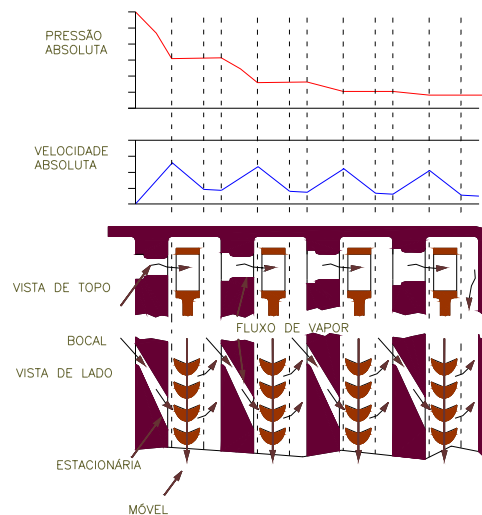


Figura 1.16: Esquema mostrando a expansão do vapor através de uma turbina do tipo ação de vários estágios.

O vapor é expandido através do bocal, aumentando a sua velocidade absoluta e como resultado tem a pressão do vapor diminuída. O vapor então passa através das pás móveis com pressão constante e reduzindo a sua velocidade, assim a energia cinética contida no fluxo de vapor é transformada em energia mecânica através da rotação das pás móveis.

b) Estágio do tipo reação

O estágio do tipo reação consiste de pás (palhetas) fixas e móveis como mostra a Figura 1.17.

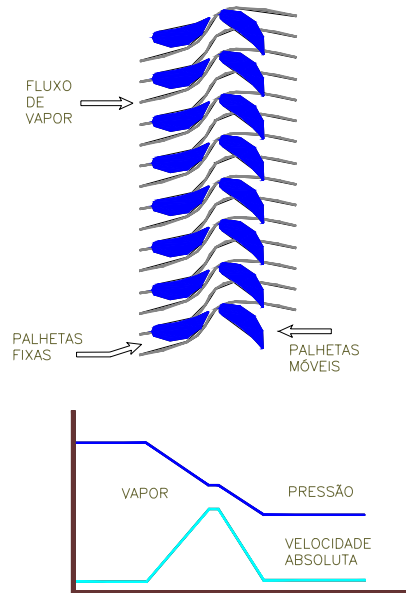


Figura 1.17: Esquema mostrando a expansão do vapor por um estágio do tipo reação.

O vapor é expandido nas pás fixas com um aumento da velocidade do vapor. O vapor então entra nas pás móveis com uma grande energia cinética, e passa pelos canais reduzindo a pressão e aumentando a velocidade. Uma turbina a vapor com estágio do tipo reação é classificada de acordo com a porcentagem da reação, ou seja, a quantidade de energia convertida pelas pás. O termo estágio do tipo reação geralmente implica num estágio onde 50 % da queda de pressão ocorre na pá móvel e os outros 50 % ocorrem na pá fixa.

A queda de pressão nas pás móveis do estágio do tipo reação induz a um esforço axial no rotor da turbina. Para compensar esta força axial, as turbinas do tipo reação geralmente possuem mancais de escora nas zonas de alta pressão para turbinas com fluxo de vapor numa única direção (DRBAL, et al, 2000).

1.3.3 – Expansão do Vapor

A expansão do vapor através de uma turbina resulta na conversão da energia total (entalpia) em energia cinética do vapor. A energia cinética é transformada em energia mecânica nas pás móveis. Este processo de expansão pode ser examinado sob a forma de gráfico num diagrama de Mollier, Figura 1.18 (diagrama entalpia X entropia). Na Figura 1.18, tem-se uma expansão típica de uma turbina a vapor com reaquecimento. Os parâmetros iniciais do vapor no

processo representado são: $p_0 = 16,7 \text{ MPa}$ (167 bar) e $t_0 = 530 \text{ °C}$. O reaquecimento é realizado a uma pressão de $3,0 \text{ MPa}$ (30 bar) e a pressão no condensador $p_{\text{cond}} = 0,0085 \text{ Mpa}$ (0,085 bar). O salto entálpico do processo convencional é $H_i^{\text{cond}} = 1105 \text{ kJ/kg}$ e o salto entálpico do processo com reaquecimento $H_i^r = 1460 \text{ kJ/kg}$. Além disso, observa-se como a implementação do reaquecimento permite reduzir a umidade no último estágio da turbina de 12 para 8,5 %.

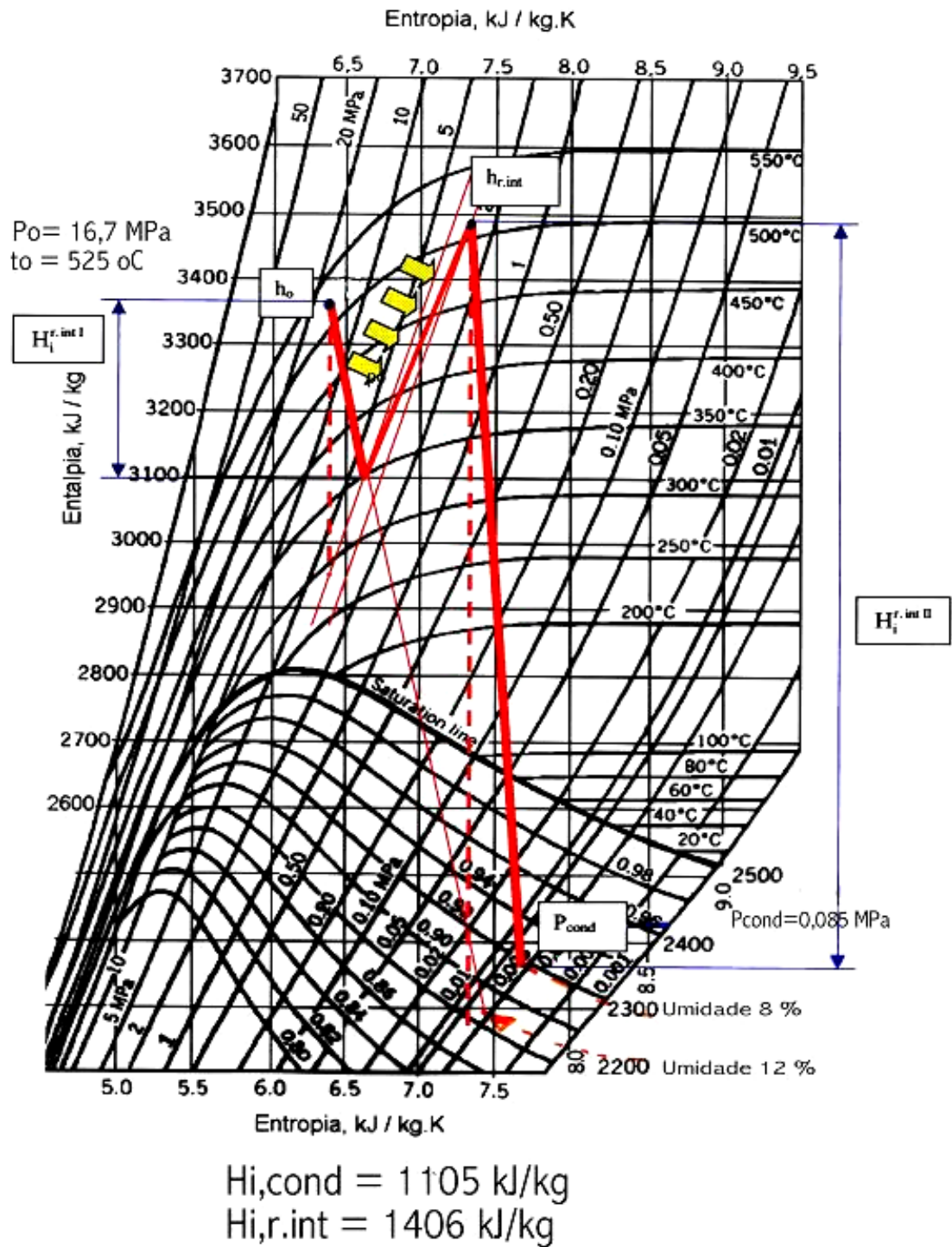


Figura 1.18: Processo de trabalho do vapor na turbina de condensação com rea aquecimento.

1.3.4 – Geração de Energia Elétrica

A energia mecânica gerada pela turbina a vapor é convertida em energia elétrica no gerador através do giro do campo eletromagnético do conjunto rotor – estator. A rotação da turbina faz girar o rotor do gerador, produzindo energia elétrica no estator do gerador. O rotor do gerador consiste de um aço forjado com fendas para os condutores que são chamados de *bobinas de campo*. Uma corrente elétrica direta é passada através das bobinas, causando um campo magnético a ser formado no rotor como mostra a Figura 1.19. O campo magnético gira através da rotação do rotor que está acoplado ao eixo da turbina. O rotor é envolvido pelo estator do gerador que inclui condutores de cobre (DRBAL, et al, 2000).

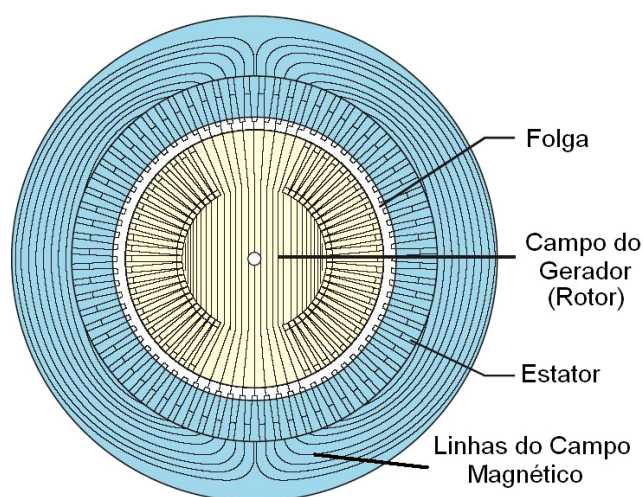


Figura 1.19: Vista em corte do gerador mostrando o seu campo magnético.

O campo magnético do rotor passa através do estator, colocando os elétrons no condutor do estator em movimento. O fluxo de elétrons é chamado de corrente. Como o pólo norte do rotor passa através dos condutores do estator, a corrente flui em uma direção. Quando o pólo sul do campo magnético do rotor passa através do mesmo condutor, o fluxo da corrente flui numa direção oposta. Este tipo de corrente elétrica é chamada de *corrente alternada* que é produzida nas plantas termelétricas.

O estator contém três grupos de condutores separados nos quais a voltagem e a corrente são geradas. Os condutores são posicionados a cada 120 graus do outro e são conectados em série para formar três conjuntos de espirais chamadas fases. A potência elétrica é gerada em cada uma das três fases separadamente. Desde que as espirais são deslocadas no espaço pelos 120 graus mecânicos, ou seja, 120 graus físico, e a existência de um único campo magnético girante, a

voltagem e a corrente elétrica produzida em cada uma das três fases são deslocadas no tempo em 120 graus elétrico, ou seja, a cada 120 graus de giro do campo magnético é gerada uma voltagem e uma corrente elétrica. Assim, a potência produzida é chamada de potência balanceada trifásica (DRBAL, et al, 2000).

Os componentes da potência produzida no gerador são mostrados na Figura 1.20. A potência real gerada está representada em quilowatts (kW). O componente quilovolt amper reativo (kVAR) é o componente reativo, ou seja é a corrente que sai da fase com a voltagem gerada a partir do campo magnético do rotor. A magnitude do componente quilowatt (kW) é determinada pela quantidade de potência mecânica produzida pela turbina. A magnitude do componente quilovolt amper reativo (kVAR) é uma função da carga do sistema elétrico para a qual o gerador está conectado e a quantidade de corrente contínua fornecida para o campo magnético. A saída total do gerador é representada por quilovolt amper (kVA) e é calculada pela seguinte equação:

$$kVA = (kW^2 + kVAR^2)^{0.5} \quad (1.1)$$

O fator de potência do gerador é definido como a razão do quilowatt pelo quilovolt amper. O fator de potência também representa o coseno do ângulo descrito pela diferença angular entre a corrente da fase do gerador e voltagem da fase (DRBAL, et al, 2000).

$$\text{Fator de Potência} = FP = \frac{kW}{kVA} \quad (1.2)$$

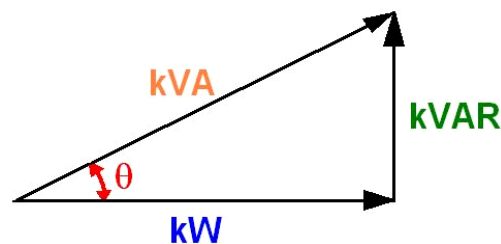


Figura 1.20: Componentes da potência elétrica.

1.3.5 – Tipos de Turbinas

As turbinas a vapor são divididas dentro de muitos tipos com várias designações (pressão de exaustão, com ou sem reaquecimento, direção do fluxo, com ou sem extrações, etc.). As designações podem indicar as várias combinações dos tipos de turbina bem como o tamanho da turbina. A Figura 1.21 mostra os tipo de turbinas a vapor mais representativas.

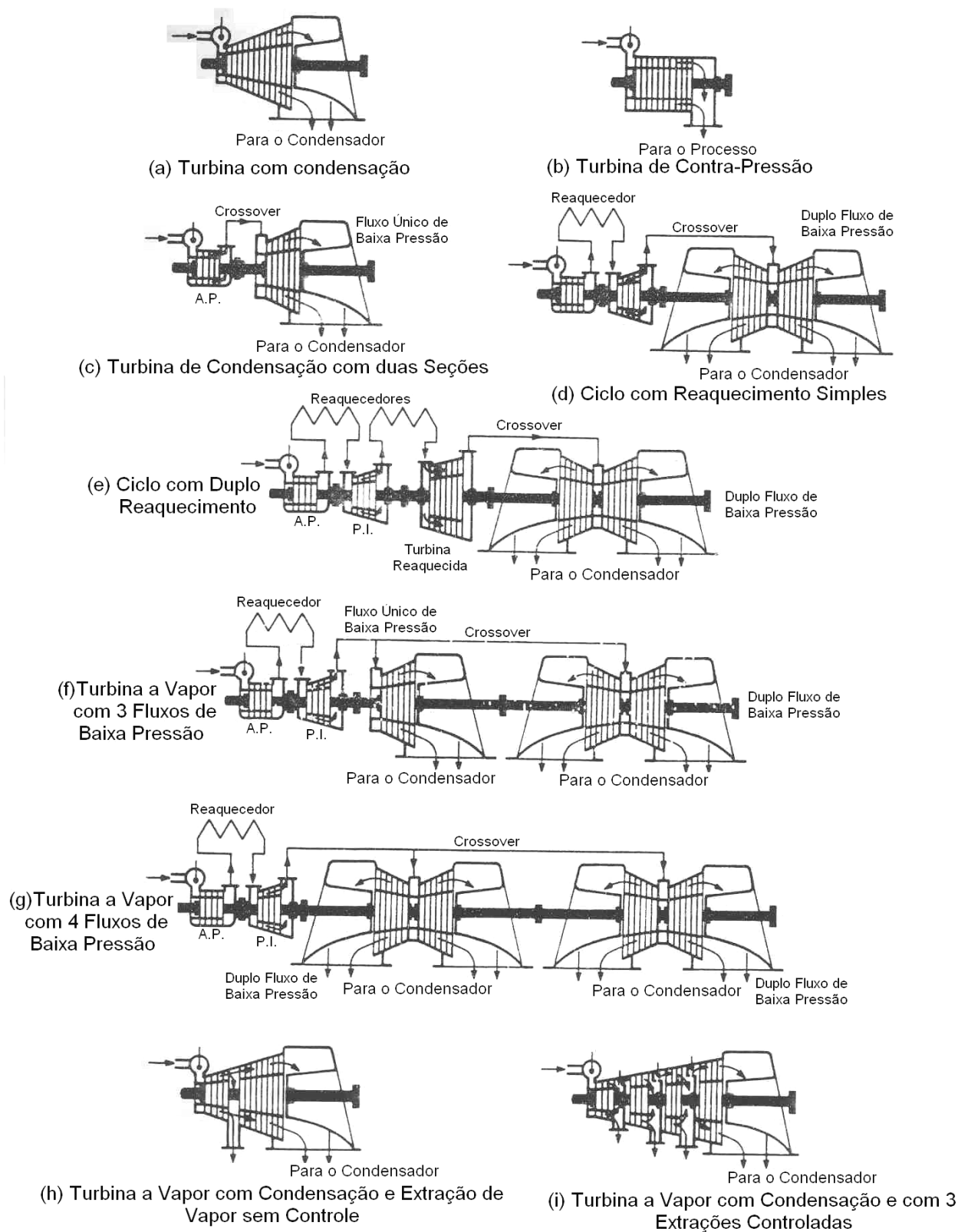


Figura 1.21: Tipos de Turbinas (DRBAL, ET AL, 2000).

➤ Designando a pressão e o reaquecimento

A designação de uma turbina a vapor pela pressão também pode envolver o arranjo do ciclo com respeito ao reaquecimento. Para pequenas unidades sem reaquecimento, a turbina a vapor pode consistir de uma única turbina com o fluxo de vapor entrando e se expandindo através desta, e então, ter a exaustão do vapor para um condensador ou para um processo qualquer. Esta é uma turbina de fluxo direto como mostram as Figuras 1.21 (a) e (b).

Para uma turbina a vapor de grandes dimensões sem reaquecimento, o vapor pode expandir através de uma seção inicial e então ser descarregado numa outra turbina. Esta última turbina pode então ter a exaustão do vapor para um condensador ou para um processo. Neste tipo de arranjo, a turbina inicial é designada como turbina de alta pressão e a segunda, de turbina de baixa pressão, como mostra a Figura 1.21 (c).

Para um ciclo a vapor com reaquecimento, o vapor proveniente da caldeira flui para a turbina de alta pressão, onde é expandido e descarregado de volta à caldeira para o reaquecimento. O vapor reaquecido vindo da caldeira flui para uma turbina de pressão intermediária ou turbina de média pressão, onde o vapor é expandido e descarregado para uma linha de passagem (crossover), ou diretamente para uma turbina de baixa pressão. O vapor é expandido através da turbina de baixa pressão e descarregado para um condensador. Dessa forma a turbina a vapor com reaquecimento simples possui seções de alta, intermediária e baixa pressão, como mostra a Figura 1.21 (d). A turbina de pressão intermediária também é chamada de turbina reaquecida, desde que receba vapor reaquecido (DRBAL, et al, 2000).

Para uma turbina a vapor com duplo reaquecimento, o vapor vindo da caldeira flui para a turbina de alta pressão, onde é expandido e retorna a caldeira para o reaquecimento. O vapor reaquecido flui para a turbina de pressão intermediária onde é expandido e em seguida retorna a caldeira para um outro reaquecimento. Este vapor com segundo reaquecimento, vindo da caldeira, flui então para a turbina reaquecida onde é expandida e descarregada para uma linha de passagem (crossover) que distribui o vapor para a turbina de baixa pressão, ou diretamente descarregado para a turbina. O vapor é expandido na turbina de baixa pressão e segue para um condensador. Este tipo de arranjo é mostrado na Figura 1.21 (e).

➤ Condições da exaustão do vapor

Existem duas designações baseadas nas condições de exaustão da turbina: *condensante e não – condensante (ou contra pressão)*. Estas duas designações são mostradas nas Figuras 1.21 (a) e (b). A turbina do tipo condensante descarrega o vapor para um condensador, onde este é condensado a uma pressão abaixo da atmosférica. As turbinas de baixa pressão de plantas térmicas típicas são turbinas do tipo condensação, onde o vapor é descarregado sobre um condensador de superfície, ou num condensador resfriado a ar, para a sua condensação.

As turbinas do tipo condensação possuem grandes áreas anulares na seção de exaustão, onde o vapor é expandido para baixas pressões, extraindo o máximo de energia possível antes de ser descarregado (exaurido) para o condensador. A baixa pressão resulta num enorme volume de vapor, requerendo uma grande área de exaustão para minimizar as perdas de energia no processo de exaustão.

As turbinas do tipo não – condensante, ou de contra pressão descarregam o vapor numa pressão acima da atmosférica, para o interior de um duto (ou linha de vapor), para fornecer vapor para uma outra turbina ou um processo qualquer. As turbinas de alta e média pressão, reaquescidas nos ciclo com reaquecimento simples ou duplo, são turbinas do tipo não – condensante. Por causa da alta pressão de exaustão, a área de exaustão deste tipo de turbina é bem menor do que nas turbinas do tipo condensação (DRBAL, et al, 2000).

➤ Designando o número de fluxos

A turbina também pode ser descrita pelo número de direções de fluxos de vapor, desde a sua admissão até a exaustão. O número de direções (trajeto, ou caminho) requerido dependerá da quantidade e do volume específico do vapor. Uma turbina de único fluxo (ou fluxo simples) tem o seu vapor fluindo numa única direção e descarregando o vapor numa única área de exaustão (saída). Esse tipo de turbina é visto na Figura 1.21 (a).

Turbinas com duplo fluxo possuem dois trajetos de fluxo do vapor. O vapor é admitido no centro da turbina e então flui em duas direções opostas como mostrado para as seções de baixa pressão nas Figuras 1.21 (d) e (e). Este tipo de turbina é também chamado de turbina de fluxos opostos. As turbinas de baixa pressão em plantas térmicas de 150 MW e maiores são geralmente turbinas de duplo fluxo.

➤ Tipos de extração

As turbinas a vapor também podem ser designadas pelo tipo de extração envolvida, se existir. Durante a expansão do vapor através da turbina, o vapor removido entre um estágio e o outro é chamado de *extração*. Em boa parte das plantas termelétricas existentes, algum vapor é extraído do processo de expansão do vapor e entregue aos trocadores de calor para aquecimento da água de alimentação da caldeira (aquecimento regenerativo). Este tipo de extração varia na pressão e na vazão em função da carga. Esta variação é aceitável e por esse motivo nenhum esforço é feito para regular a pressão. Este tipo de extração é chamado extração sem controle, simples, ou extração não – automatizada, e é mostrada na Figura 1.21 (h).

Turbinas que fornecem vapor para um processo qualquer, normalmente entregam este vapor a uma pressão constante. Como a pressão disponível varia com a carga, são instaladas válvulas no trajeto do vapor para controlar a pressão. Essas válvulas restringem a vazão de vapor para um nível em que a pressão da extração de vapor seja mantida ou fixada. Este tipo de turbina é chamado de turbina com extração controlada ou automatizada, como mostra a Figura 1.21 (i). Algumas turbinas não possuem pontos de extração e desta maneira são chamadas de turbinas sem extração. Este tipo de turbina é mostrado na Figura 1.21 (a) (DRBAL, et al, 2000).

➤ Orientação do eixo

A maioria do arranjo ou composição das turbinas a vapor dos grupos turbogeradores das plantas termelétricas são designadas como *composição em tandem* ou *composição transversa*, com base na orientação do eixo. Estes dois tipos de arranjos são mostrados nas Figura 1.22. Uma unidade com composição em tandem possui a turbina a vapor (com todos os seus níveis de pressão) e o gerador em linha, conectados ao mesmo eixo. Neste arranjo a turbina e o gerador operam na mesma velocidade de rotação.

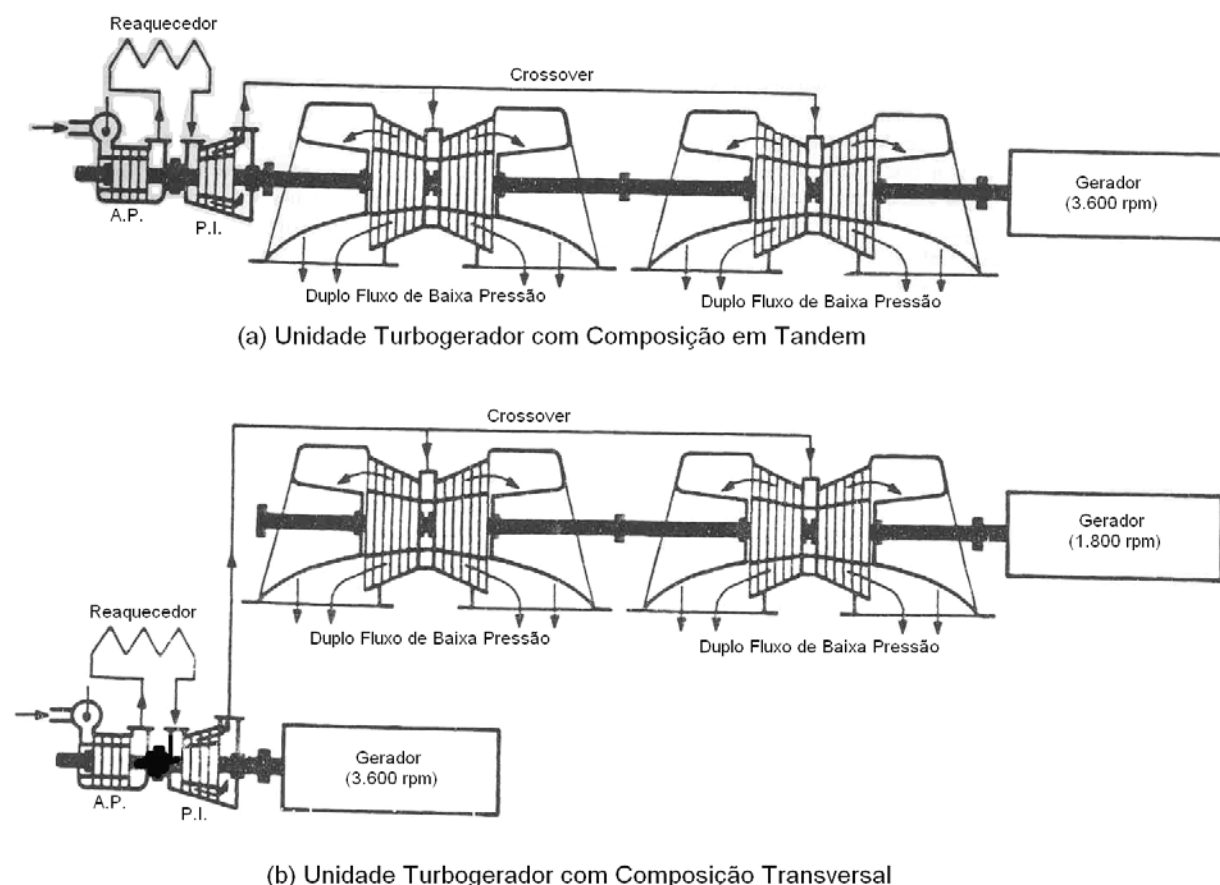


Figura 1.22: Orientações de eixo da turbina a vapor (DRBAL, ET AL, 2000).

A unidade com arranjo da composição transversal possui dois alinhamentos de turbinas e geradores. Este tipo de arranjo é utilizado para aumentar a eficiência da turbina. O arranjo da composição transversa geralmente consiste de uma turbina (com níveis de alta e média pressão) operando um gerador a 3.600 rpm. A exaustão do vapor da turbina de pressão intermediária é direcionado para a turbina de baixa pressão que opera a 1.800 rpm, acionando um outro gerador. A turbina de baixa pressão operando a uma velocidade muito menor (1.800 rpm), permite o uso de pás de grande comprimento no último estágio da turbina, com uma expansão do vapor com grandes porcentagens de umidade e menores perdas na exaustão, como será discutido posteriormente. Esta característica deste tipo de arranjo resulta numa alta eficiência geral da turbina.

1.3.6 – Principais Componentes das Turbinas a Vapor

Os detalhes e os nomes dos componentes de uma turbina a vapor variam de acordo com o fabricante e o tipo de turbina (ação ou reação). Neste capítulo, como vários termos são utilizados para um item ou componente em particular, os termos mais comuns serão apresentados. A disposição e a vista explodida mostrada na Figura 1.23 correspondem a uma turbina a vapor do tipo reação.

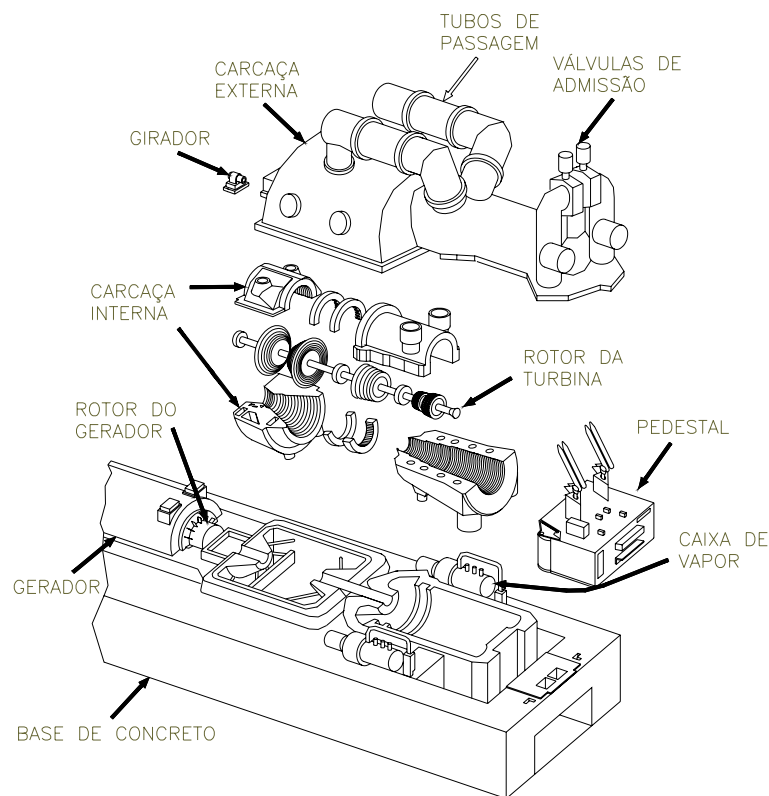


Figura 1.23: Principais componentes de uma turbina a vapor.

➤ Válvulas

As principais válvulas associadas com as turbinas a vapor são mostradas na Figura 1.24. As funções e o significados dos dispositivos das válvulas são apresentadas nesta seção.

a) Válvulas de parada (ou válvula de corte) e de controle do vapor principais.

O vapor vindo da caldeira flui para as válvulas principais de parada ou de controle de vapor. A função primária das válvulas de parada é fornecer uma proteção para a turbina a vapor

durante algum problema (trip) do sistema e na eventualidade das válvulas principais de controle de vapor não fecharem. Uma função secundária das válvulas de parada é fornecer um controle da vazão de vapor durante a seqüência de partida. As válvulas de parada geralmente possuem válvulas de desvio internas que permitem um controle da vazão de vapor durante a rolagem inicial da turbina em cargas que variam entre 15 a 25 %. Durante a seqüência de partida, as válvulas de controle de vapor principais permanecem totalmente abertas e as válvulas de desvio são usadas para controlar a vazão de vapor. Alguns fabricantes não colocam estas válvulas de desvio, deixando a rolagem inicial da turbina ser controlada pelas válvulas principais de parada (DRBAL, et al, 2000).

b) Válvulas de controle (governadora) do vapor principal

O vapor que chega na válvula de controle vem das válvulas de parada. A função primária das válvulas de controle está em regular a vazão de vapor para a turbina e assim controlar a potência produzida pelo grupo turbogerador. As válvulas de controle também servem como válvulas de corte do vapor para a turbina numa parada normal ou numa emergência. Normalmente cada válvula de controle fornece vapor para uma seção ou arco do primeiro estágio da turbina de alta pressão.

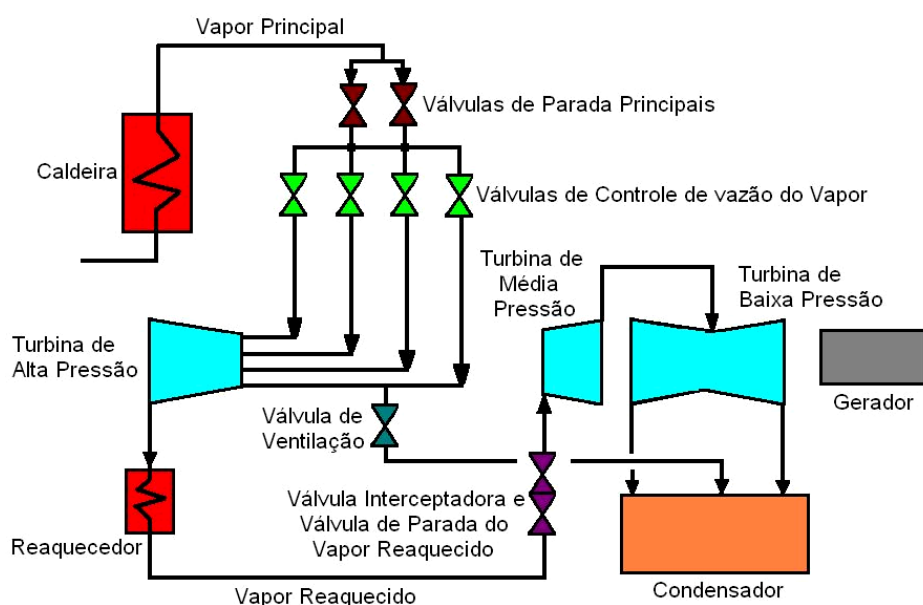


Figura 1.24: Diagrama do fluxo de vapor numa planta termelétrica típica (Drbal, ET AL, 2000).

c) Válvulas interceptadoras e de parada do vapor reaquecido

Como mostra a Figura 1.24, o vapor de exaustão da turbina de alta pressão flui através das linhas de reaquecimento pela caldeira até chegar nas válvulas interceptadoras e de parada do vapor reaquecido. A função destas válvulas é semelhante às válvulas de controle e principal de parada. As válvulas de parada do vapor reaquecido oferecem uma proteção para a turbina a vapor na eventualidade de um defeito na unidade ou falha das válvulas interceptadoras durante o fechamento.

d) Válvulas de ventilação

Durante um problema na unidade (trip), o fechamento das válvulas principais, das válvulas de controle, das válvulas interceptadoras e de reaquecimento, aprisionam o vapor na turbina de alta pressão. Este aprisionamento do vapor superaquecido no interior da turbina de alta pressão causa o aquecimento das pás da turbina. Este aquecimento, combinado com a velocidade rotacional das pás, pode danificar as pás por tensões mecânicas e térmicas. Para evitar este problema, a válvula de ventilação é instalada para sangrar este vapor aprisionado para o condensador. A válvula de ventilação normalmente é colocada em uma das linhas principais de vapor entre as válvulas de controle e a turbina de alta pressão, como mostra a Figura 1.24.

➤ Partes estáticas de uma turbina a vapor

As principais partes estáticas (ou fixas) de uma turbina a vapor estão principalmente associadas com a carcaça (ou cilindros) das várias seções da turbina. Um exemplo é a combinação dos cilindros das seções de média e baixa pressão mostrada na Figura 1.25, sem o uso do tubo de passagem (crossover). Na Figura 1.26 é mostrado a carcaça da seção de baixa pressão de uma turbina a vapor, com o uso do tubo de passagem (DRBAL, et al, 2000).

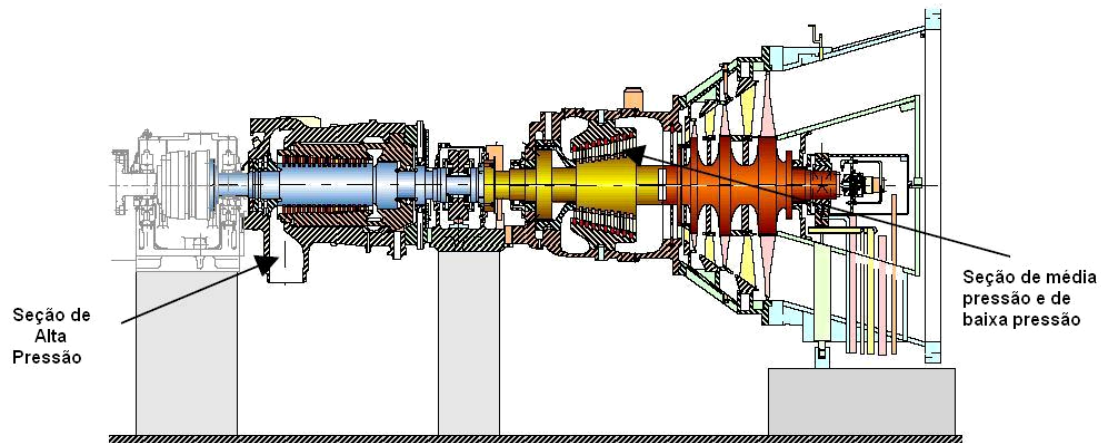


Figura 1.25: Vista em corte de uma turbina a vapor mostrando a seção de alta pressão e a combinação das seções de média e baixa pressão (HEINE, 2003).

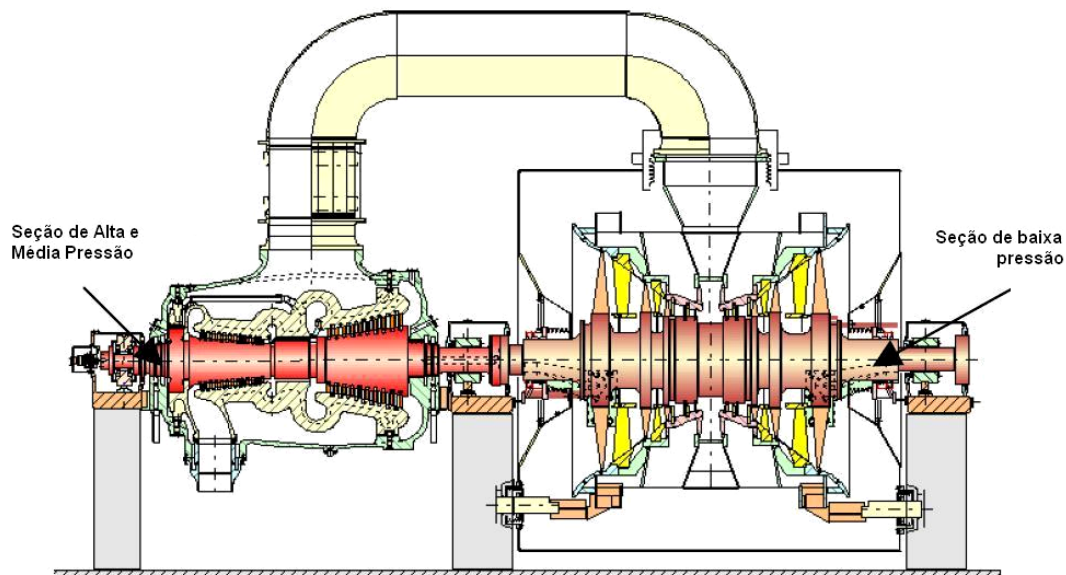


Figura 1.26: Vista em corte de uma turbina a vapor mostrando a combinação das seções de alta e média pressão e a seção de baixa pressão (HEINE, 2003).

➤ Girador

O girador atua sobre o eixo da turbina a vapor, causando um giro em baixa velocidade antes da partida e após a parada. Este dispositivo minimiza o efeito de arqueamento do rotor (flambagem do eixo da turbina), que pode ser causado por uma distribuição desigual de temperatura na cobertura e base da turbina. O girador geralmente consiste um motor elétrico que aciona uma caixa de engrenagens que por sua vez irão girar o eixo da turbina.

➤ Pedestal

O grupo turbogerador é suportado por uma fundação rígida chamada de pedestal ou base de concreto e aço. As unidades de grande potência que possuem a exaustão do vapor da turbina de baixa pressão direcionada para baixo, e que possuem uma grande quantidade de conexões de linhas de vapor, são instaladas sobre um pedestal elevado. Desta forma o condensador pode ser colocado sob a turbina de baixa pressão e o acesso a estas linhas de vapor facilitadas. A Figura 1.27 mostra este tipo de pedestal.

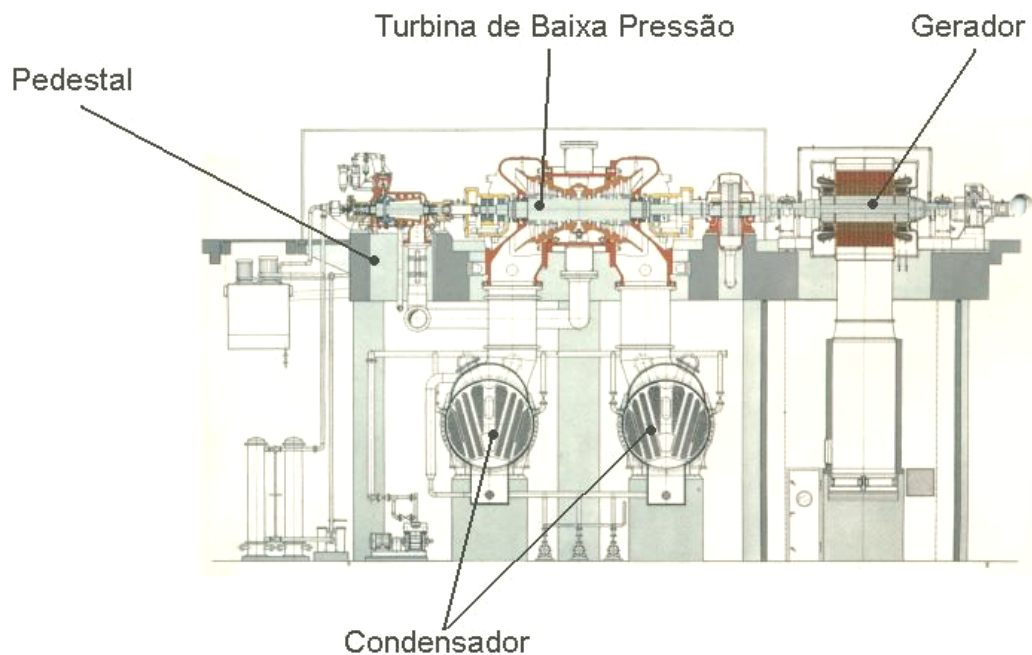


Figura 1.27: Grupo turbogerador montado sobre um pedestal elevado.

1.3.7 – Principais Componentes do Gerador Elétrico

Os principais componentes de um gerador elétrico são: a carcaça do gerador, o estator e o rotor. A Figura 1.28 mostra um gerador elétrico em corte, onde são apresentados os elementos principais.

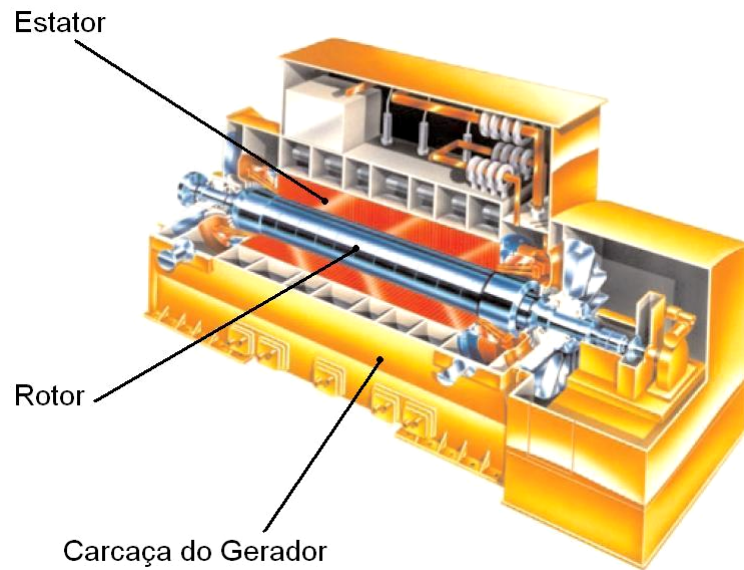


Figura 1.28: Exemplo de um gerador elétrico e seus principais componentes.

➤ A carcaça do gerador

A carcaça do gerador suporta o peso do estator e do rotor e atua como um vaso de pressão do gás hidrogênio para o seu resfriamento durante a operação. A estrutura da carcaça é fabricada de forma que, ao ser instalada sobre o pedestal, resistirá aos esforços mecânicos (torque), térmicos (dilatação) e elétricos (curto circuito).

A carcaça contém ainda, canais que criam um caminho para a circulação do gás refrigerante que pode ser ar ou hidrogênio. Durante a operação do gerador, o gás hidrogênio é pressurizado para otimizar o processo de resfriamento.

Em função da sua larga aplicação em países de geração eminentemente térmica, a evolução dos turbogeradores tem sido marcante desde a concepção das máquinas síncronas no final do século XIX. A Figura 1.29 ilustra a evolução levando em conta, principalmente, a potência a ser gerada e o tipo de refrigeração da máquina (DRBAL, ET AL, 2000).

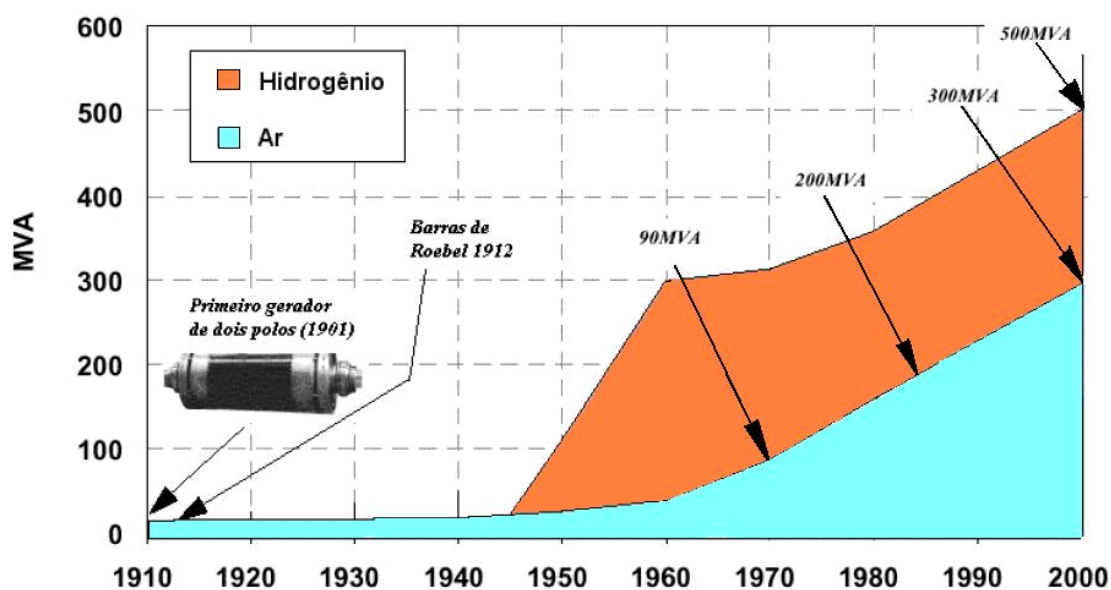


Figura 1.29: Evolução das máquinas síncronas (DRBAL, ET AL, 2000).

Na Figura 1.29 pode-se observar a grande influência do tipo de refrigeração no gerador elétrico, sobre a potência possível de ser gerada. A técnica convencional de resfriamento é a passagem da circulação de ar pelo interior da máquina. Porém, a partir da década de 40, começou a ser introduzido o conceito de resfriamento utilizando o gás hidrogênio, o que possibilitou desenvolver geradores de maior potência.

➤ O rotor

O rotor dos geradores elétricos desempenha a função da criação do campo magnético necessário à indução de tensão no estator. Isto é feito empregando-se bobinas de campo montadas sobre os pólos do rotor. Com no máximo dois pares de pólos, o rotor de um turbogerador pode ter uma concepção praticamente cilíndrica; com apenas algumas ranhuras para conter o enrolamento de campo. Este tipo de rotor é comumente denominado rotor de pólos lisos ou rotor cilíndrico. Este sistema composto por apenas uma peça é bastante atrativo, uma vez que a elevada velocidade de rotação do rotor impõe esforços mecânicos sobre as peças em movimento (DRBAL, ET AL, 2000).

➤ O estator ou armadura

A armadura de uma máquina síncrona é semelhante ao estator de um motor de indução trifásico; ou seja, é constituída de enrolamentos trifásicos defasados 120° no espaço. Em máquinas elétricas é comum denominar a parte induzida de armadura; razão pela qual; no gerador elétrico, o estator é denominado armadura por ser esta a parte submetida ao campo criado no rotor.

1.3.8 – Avaliação e Desempenho do Grupo Turbogenerador

O prognóstico do desempenho de um grupo turbogenerador é extenso e demorado, sendo que o uso de computadores nos cálculos agiliza e melhora a realização destes. Um método de prognóstico de desempenho de um grupo turbogenerador foi apresentado e publicado por Spencer, Cotton e Cannon em 1.974. Esta publicação é uma revisão do ASME Paper nº 62 – WA – 209, originalmente apresentado em 1.962. Este método, além de avaliar o desempenho do grupo turbogenerador e da turbina a vapor, pode ser utilizado também para aproximar o desempenho do grupo turbogenerador antes da sua aquisição. Uma vez que a unidade foi adquirida, o fabricante deverá fornecer os dados e informações que irão permitir uma maior precisão do prognóstico de desempenho. O prognóstico de desempenho da turbina e do grupo turbogenerador envolve a consideração dos seguintes parâmetros:

- Cálculo da eficiência isentrópica
- Cálculo da eficiência pelo uso das linhas de expansão;
- Cálculo das perdas na exaustão;
- Cálculo das vazões de selagem;
- Cálculo das perdas mecânicas;
- Cálculo das perdas no gerador elétrico.

➤ Cálculo da eficiência isentrópica

A energia fornecida por cada quilograma de vapor pode ser determinada para cada seção da turbina pela subtração da entalpia de exaustão ou de saída ($h_{saída}$) da entalpia de entrada ($h_{entrada}$). Dividindo esta subtração da quantidade de energia que deveria ser fornecida se o

processo fosse ideal, ou seja, isentrópico ($h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída isentrópica}}$) se obtém a eficiência da seção (ou do estágio) da turbina. A equação 1.3 define esta eficiência isentrópica.

$$\text{Eficiência} = \eta_{\text{isentrópica}} = \left(\frac{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída isentrópica}}}{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída isentrópica}}} \right) \times 100\% \quad (1.3)$$

➤ Cálculo da Eficiência pelo uso das Linhas de Expansão

A expansão através de uma seção da turbina a vapor é feita através da expansão do vapor por diversos estágios. Esta seção está relacionada às pressões de alta, média (ou intermediária) e baixa pressão. Desta forma, o desenvolvimento de uma curva de linha de expansão para uma seção particular de uma turbina deverá ser baseada na eficiência geral da seção. A eficiência da seção usando a linha de expansão pode ser tomada como função da vazão volumétrica, da razão de pressão, das condições iniciais de pressão e temperatura e do estágio governante da turbina a vapor.

Assim, a eficiência da seção de pressão intermediária não se modifica com a vazão de vapor que chega à turbina. A eficiência da seção de alta pressão é principalmente uma função da razão de vazão do vapor de controle (vazão do vapor nas válvulas parcializadoras) por causa da influência do estágio governante (primeiro estágio). A eficiência da seção condensante da turbina de baixa pressão é principalmente uma função da velocidade de exaustão anular que está relacionada às perdas da exaustão (DRBAL, ET AL, 2000).

As linhas de expansão da seção de alta pressão são desenhadas como linhas retas. As linhas de expansão para vazões parciais são desenhadas paralelamente as linhas de expansão de projeto. A Figura 1.30 mostra estas linhas de expansão para a seção de alta pressão.

O ponto final da linha de expansão para a seção de alta pressão com estágio governante pode ser obtida pela multiplicação da eficiência interna (equação 1.3) com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor antes das válvulas de parada principal. A energia disponível é a diferença entre a energia antes das válvulas de parada até a energia da exaustão da seção para uma expansão ideal.

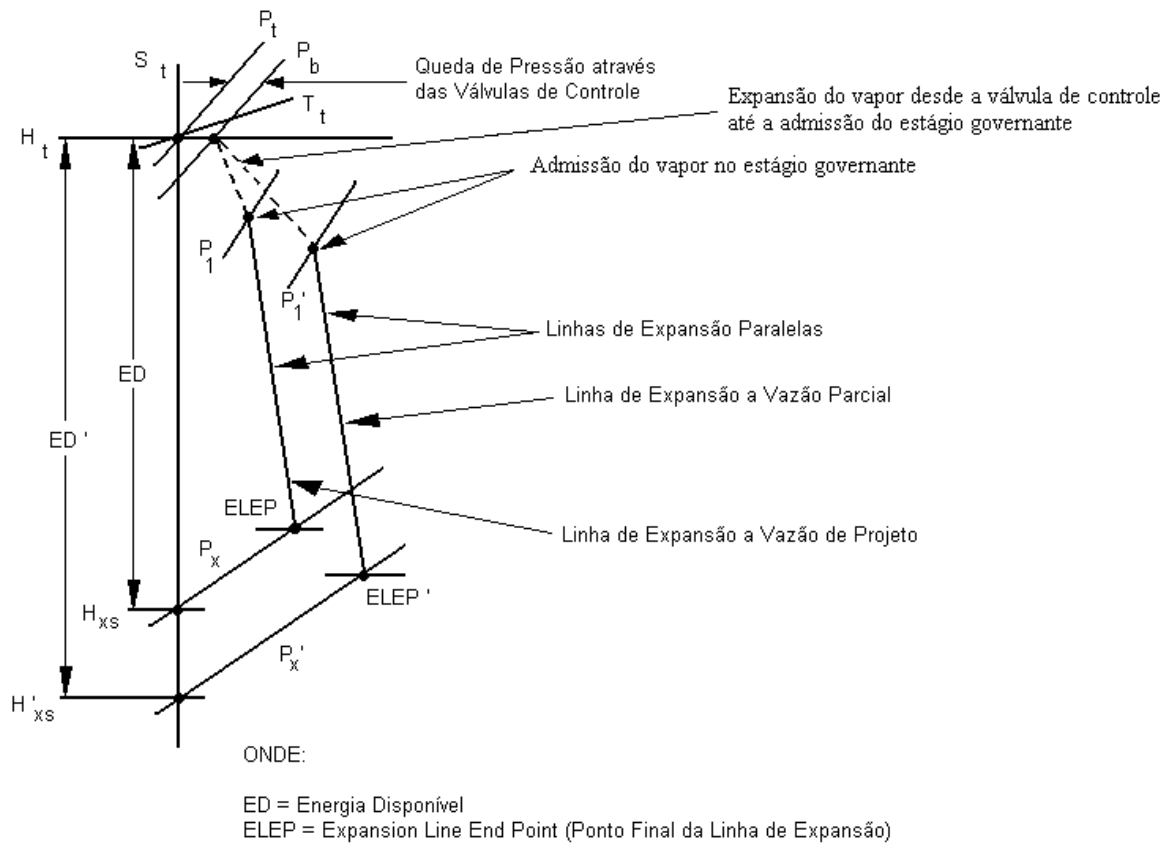


Figura 1.30: Construção das linhas de expansão para a seção de alta pressão.

As linhas de expansão para as seções de pressão intermediária são desenhadas com linhas retas. O ponto inicial da linha é desenhado a partir da entalpia da câmara de admissão de vapor e a entropia a ser calculada no ponto final da expansão. A Figura 1.31 mostra a linha de expansão para a seção de pressão intermediária. As linhas de expansão para vazões parciais são desenhadas da mesma forma. O ponto final da linha de expansão para a seção de pressão intermediária pode ser obtido pela multiplicação da eficiência da seção com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor na câmara de admissão de vapor da seção. A energia disponível é a diferença entre a energia da câmara de admissão até a energia na exaustão da seção para uma expansão ideal (isentrópica). Uma queda de 2 % de pressão a partir das válvulas interceptadoras deverá ser considerado no cálculo da entropia.

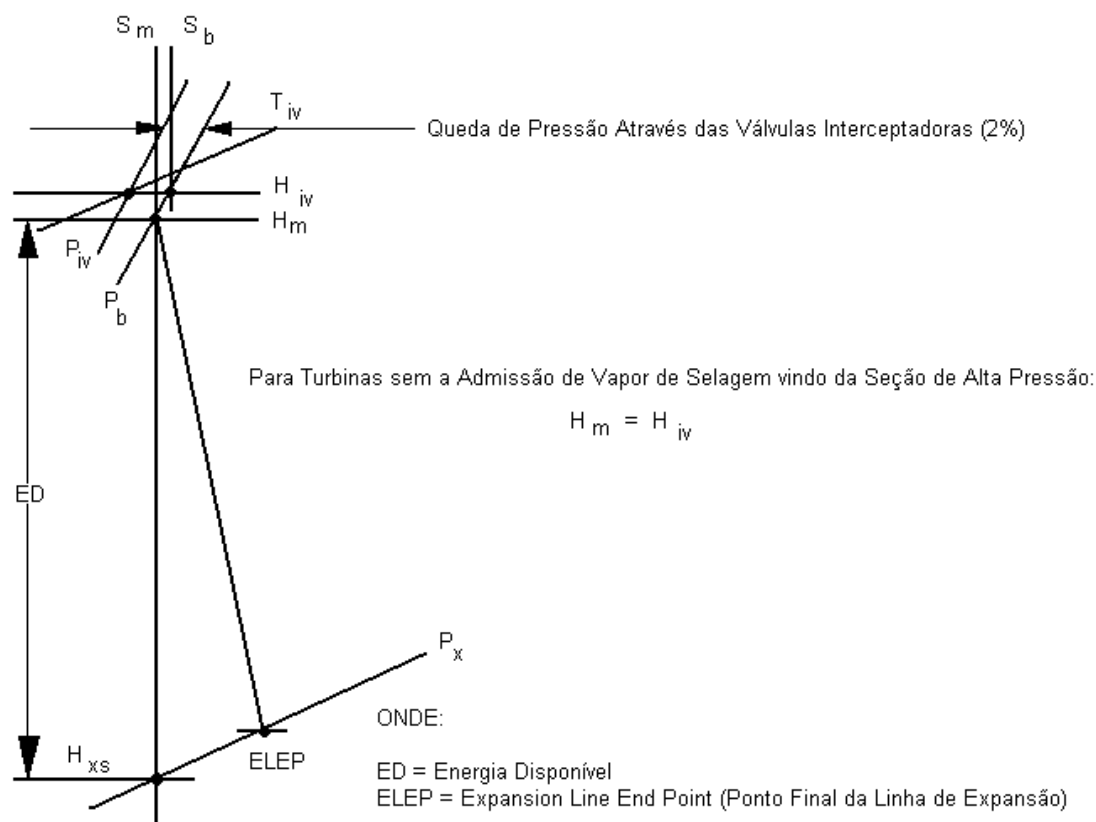


Figura 1.31: Construção das linhas de expansão para a seção de pressão intermediária.

As linhas de expansão para seções de baixa pressão são desenhadas como linhas suaves de curvas côncavas (Figuras 1.32 e 1.33). A linha é desenhada a partir da entalpia da câmara de admissão de vapor e a entropia a ser calculada no ponto final da linha de expansão. As linhas de expansão para vazões parciais de vapor são desenhadas da mesma maneira. O ponto final da linha de expansão para a seção de baixa pressão pode ser obtido pela multiplicação da eficiência da seção com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor na câmara de admissão de vapor. A energia disponível deverá ser baseada na diferença entre a energia do vapor contido na câmara de admissão e da energia no ponto final da linha de expansão ideal (isentrópica). O ponto final verdadeiro da linha de expansão é calculado com base numa pressão de exaustão de 0,05 bar (1,5 pol Hg abs.), com a correção para o ponto final de expansão real com uma função com incremento da eficiência da turbina e da energia disponível.

Para as turbinas a vapor com reaquecimento, a seção de pressão intermediária é combinada com a seção de baixa pressão, sendo então chamada de seção reaquecida. A linha de expansão desta seção reaquecida é desenvolvida a partir da câmara de admissão de vapor da seção de pressão intermediária até a exaustão do vapor na seção de baixa pressão. Este

procedimento é aplicável também em unidades com duplo reaquecimento. A Figura 1.32 mostra a linha de expansão para uma seção reaquecida (DRBAL, ET AL, 2000).

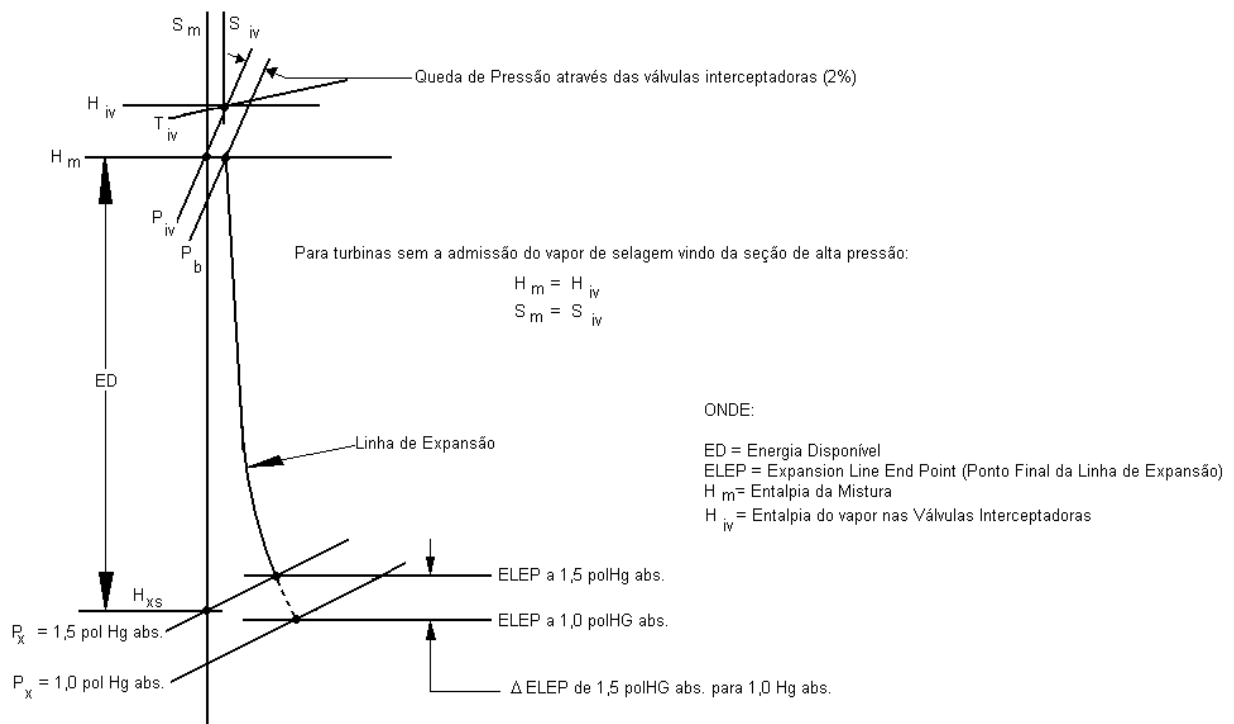


Figura 1.32: Construção da linha de expansão para uma seção de baixa pressão.

As linhas de expansão para seções sem reaquecimento, ou seja, para turbinas a vapor sem reaquecimento, são desenhadas de forma similar. A Figura 1.33 mostra a linha de expansão para uma turbina sem reaquecimento.

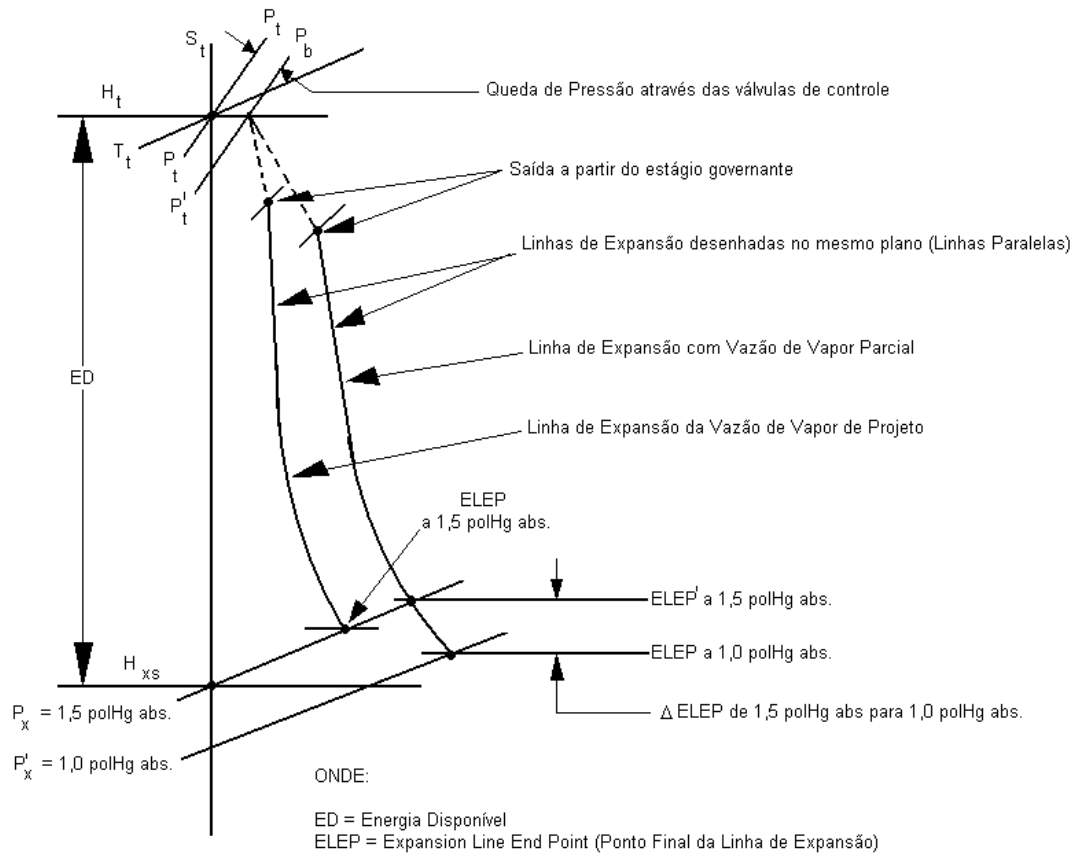


Figura 1.33: Construção da linha de expansão para uma seção sem reaquecimento.

➤ Cálculo das perdas na exaustão

A perda na exaustão é uma perda de energia cinética e um aumento da entalpia associada com a exaustão do vapor a partir das pás do último estágio da seção de baixa pressão. Mais claramente, as perdas na exaustão ocorrem entre a pá do último estágio da turbina de baixa pressão e a entrada do condensador, e é muito dependente da velocidade absoluta do vapor. As perdas na exaustão geralmente incluem:

- 1) Perdas terminais.
- 2) Perdas pela cobertura ou carcaça de exaustão da turbina de baixa pressão (Figura 1.10).
- 3) Perdas por restrição anular.
- 4) Perdas pela mudança na direção do fluxo de exaustão.

As perdas terminais (perdas após o último estágio de expansão) são aquelas associadas com a energia cinética do vapor. O vapor que deixa as pás do último estágio da seção de baixa pressão é descarregado a uma alta velocidade, resultando numa queda de pressão. Como este vapor na carcaça é direcionada para baixo e desacelerado, muita energia cinética é convertida em entalpia. A perda na exaustão é uma função da área de exaustão e a velocidade do vapor. Um exemplo de curva de perdas na exaustão é mostrada na Figura 1.34.

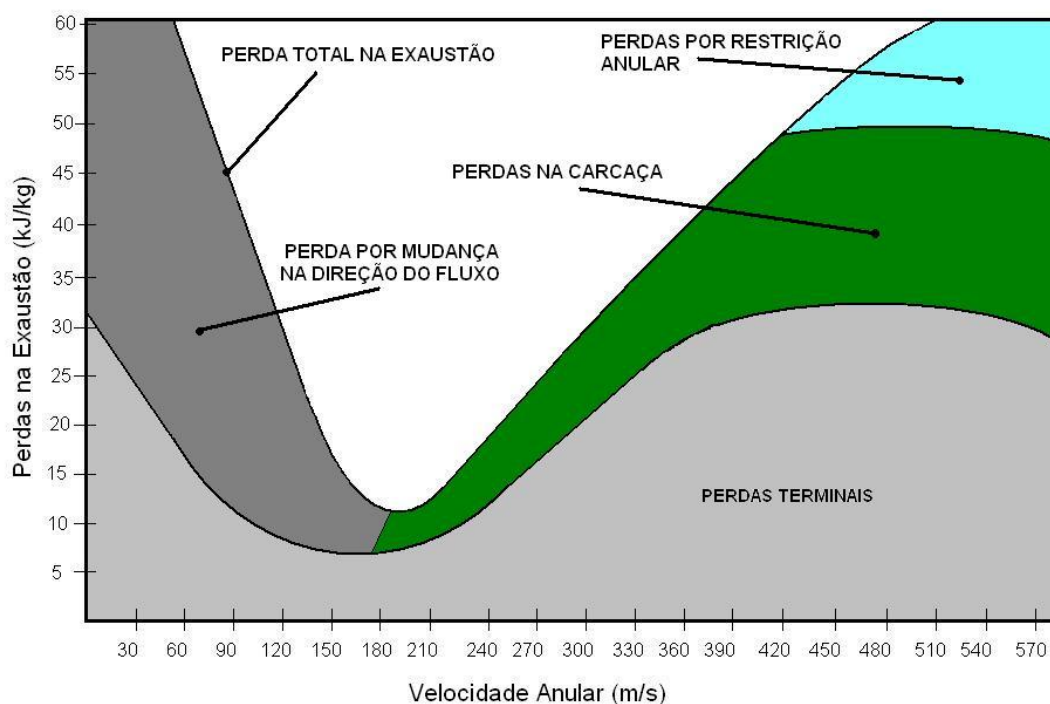


Figura 1.34: Exemplo de uma curva de perdas na exaustão de uma turbina de baixa pressão com condensação (Fonte: DRBAL, ET AL, 2000).

As perdas na exaustão são adicionadas à entalpia do ponto final de expansão (ELEP – Expansion Line End Point) para se determinar a entalpia verdadeira do vapor que sai da seção de baixa pressão.

Este ponto final da linha de expansão com a verdadeira entalpia (ou entalpia real da expansão) é chamada de ponto final da energia utilizada (UEEP – Used Energy End Point), ou ponto final da turbina (TEP – Turbine End Point). Este ponto final da linha de expansão com a entalpia verdadeira deverá ser utilizada no cálculo da potência produzida seção de baixa pressão da turbina a vapor.

➤ Cálculo das vazões de selagem

Na determinação da potência geral da turbina a vapor, devem ser levados em conta os vazamentos, ou as vazões de vapor necessárias para a selagem do eixo da turbina. Os vazamentos

geralmente ocorrem nas válvulas principais (válvulas de controle, de parada, de vapor reaquecido e interceptadoras) e daquelas provenientes da selagem de eixo da turbina.

A selagem de eixo inclui a selagem entre a seção de fluxo a alta pressão e a ambiente e aos vazamentos associados aos selos entre as seções da turbina numa mesma carcaça, ou cilindro (por exemplo, a selagem entre a seção de alta pressão e a de pressão intermediária).

Na seção de fluxo com baixa pressão, a selagem de vapor é feita entre a pressão atmosférica e a baixa pressão da seção. Os selos da seção de baixa pressão evitam a entrada de ar, já que a seção de fluxo encontra-se a uma pressão menor do que a atmosférica. O cálculo destas vazões é realizado durante o cálculo de balanço de massa e energia do ciclo térmico (DRBAL, ET AL, 2000).

➤ Cálculo das perdas mecânicas

Estas perdas incluem todas as perdas mecânicas da turbina como as perdas nos mancais e na bomba de lubrificação do eixo da turbina. As perdas mecânicas também incluem as perdas nos rolamentos do gerador e do excitador. As perdas mecânicas são estimadas em função do tamanho da unidade e da velocidade de giro do eixo. Essas perdas serão subtraídas da potência produzida pela turbina a vapor.

➤ Cálculo das perdas no gerador elétrico

As perdas no gerador elétrico envolvem todas as perdas mecânicas e elétricas, exceto as perdas nos rolamentos, que já foram incluídas nas perdas mecânicas. As perdas elétricas incluem a resistividade, as perdas térmicas e a potência de excitação. As perdas do gerador estão em função do tamanho da unidade, velocidade de giro e do método de resfriamento deste. Estas perdas serão subtraídas da potência produzida pela turbina a vapor.

➤ Informações e dados técnicos do fabricante

Deve-se solicitar ao fabricante da turbina a vapor os Diagramas de Balanços Térmicos, para as condições de 50% de carga até a carga nominal (100% de carga), além disso deverá fornecer também as informações referentes aos dados de construção e projeto do equipamento. Esta documentação técnica é geralmente contida num documento chamado de conjunto térmico, ou kit térmico. As informações que normalmente estão contidas neste conjunto são:

- ✓ Diagramas de balanços térmicos;
- ✓ Diagramas das linhas de expansão;
- ✓ Curvas das perdas na exaustão;
- ✓ Gráficos de pontos finais de expansão versus a vazão de vapor reaquecido e a pressão do condensador;
- ✓ Pressões dos estágios, câmaras e extrações de vapor em função da vazão de vapor dos estágios a jusante das extrações;
- ✓ Curvas de correção para as seções, ou turbinas de contrapressão;
- ✓ Curvas de correção para a temperatura e pressão do vapor reaquecido e principal (superaquecido);
- ✓ Informações dos vazamentos em função da vazão do vapor de controle;
- ✓ Curvas de perdas do gerador elétrico;
- ✓ Curvas características do gerador elétrico.

Estas informações podem ser usadas para estimar as mudanças no desempenho da unidade nas condições operacionais, ou fora do ponto de projeto. Essas estimativas podem ser determinadas manualmente. No entanto, alguns cálculos podem ser extensos, e se diversas condições forem inicialmente avaliadas, um modelo computacional detalhado será utilizado com essas informações para prognosticar o desempenho do grupo turbogerador ou da turbina a vapor.

1.3.9 – Sistema de Controle da Vazão de Vapor

A vazão de vapor para uma turbina a vapor numa planta termelétrica é controlada pelas válvulas de controle principais. Estas válvulas regulam a vazão de vapor para a turbina de alta pressão, que também controla a vazão de vapor para as seções remanescentes da turbina. A operação dessas válvulas em conjunção com a variação de pressão no gerador de vapor (caldeira) fornece quatro métodos de controlar a potência produzida pelo gerador elétrico da turbina a vapor:

1. Controle por estrangulamento (restrição da passagem de vapor);
2. Controle por governo (administração da abertura das válvulas de regulação);
3. Controle por variação da pressão (pressão deslizante);
4. Controle híbrido por variação da pressão e abertura das válvulas.

Estes quatro métodos de controle e as comparações dos heat rates para os quatro modos serão apresentados a seguir.

1. Controle por Estrangulamento.

O controle por estrangulamento é uma operação simultânea de todas as válvulas principais de controle de vapor ao mesmo tempo. A pressão do vapor principal (vapor superaquecido) é geralmente mantida constante nas condições impostas e as válvulas de controle serão todas abertas ao mesmo tempo. A potência da turbina a vapor aumenta com a abertura das válvulas e a plena carga, ou carga máxima será alcançada quando todas as válvulas estiverem totalmente abertas.

Este tipo de operação minimiza as cargas mecânicas sobre o estágio de controle da turbina como resultado da redução da pressão para o estágio e na equalização da carga sobre todos os estágios da seção. Em cargas parciais, a operação de estrangulamento é menos eficiente de todos os modos de controle por causa do processo de estrangulamento que reduz a energia disponível para o processo de expansão do vapor (DRBAL, ET AL, 2000).

Dependendo do projeto da turbina, este modo de operação também pode ser referido como uma admissão de vapor de arco completo por causa da admissão de vapor para todas as seções do estágio de controle. O termo é tipicamente utilizado em conjunto com a partida da turbina. Durante a partida de algumas unidades, as válvulas de controle estão totalmente abertas. O vapor é inicialmente admitido para a turbina pelo estrangulamento do fluxo de vapor pelo uso de válvulas de desvio internas, para as válvulas de parada principais.

Este método de controle da vazão de vapor é usado para cargas superiores de 15 até 25 % da nominal. Acima disso, as válvulas de controle principais são utilizadas para controlar a vazão de vapor e as válvulas de parada principais permanecem totalmente abertas.

2. Controle por Governo

O controle por governo é uma operação sequencial das válvulas de controle principais. O controle por governo varia a potência da turbina a vapor pelo acréscimo ou decréscimo do arco de admissão de vapor para o estágio governante da turbina (primeiro estágio). Cada válvula de controle alimenta uma seção do arco do estágio de controle, e a fração do arco em uso é determinada pelo número de válvulas abertas.

As válvulas são abertas numa seqüência determinada pelas tensões mecânicas e térmicas permitidas sobre o estágio de controle. Tipicamente, um mínimo de 25 % das válvulas de controle estarão abertas simultaneamente quando se iniciar a partida da unidade para minimizar as tensões sobre o estágio de controle. Quando estas válvulas estiverem totalmente abertas, as válvulas remanescentes serão abertas em seqüência.

Este modo de controle é também referenciado como admissão em arco parcial. Este tipo de controle é mais eficiente do que o controle por estrangulamento por causa das perdas pelo processo de controle por estrangulamento serem minimizadas através da redução do número de válvulas de controle a qualquer tempo (DRBAL, ET AL, 2000).

3. Controle por Variação da Pressão

O controle por variação da pressão é um método de controle da vazão de vapor pela variação da pressão do vapor gerado na caldeira com as válvulas principais de controle numa posição fixa. Neste modo de controle, as válvulas principais de controle da vazão permanecem tipicamente abertas. A vazão de vapor para a turbina é controlada pela pressão do vapor principal (vapor superaquecido) vindo da caldeira. A pressão do vapor é controlada pela quantidade de combustível queimado na caldeira.

A principal vantagem do controle por variação da pressão é que a temperatura do primeiro estágio da turbina permanece relativamente constante em toda a faixa de carga o que diminui o tempo de partida e aumenta a vida útil do rotor. As desvantagens da operação por variação da pressão são o baixo desempenho e capacidade de resposta limitada durante a variação de carga. As baixas pressões do vapor principal deste modo de controle resultam em menos energia disponível do que no modo por governo, mas, muito mais do que no modo por estrangulamento.

4. Controle Híbrido por Variação da Pressão e Abertura das Válvulas.

O modo de controle híbrido por variação da pressão e abertura das válvulas usa a baixa carga da turbina e a alta temperatura do vapor de entrada, sem as perdas por estrangulamento, com as vantagens da operação por variação da pressão; e as vantagens termodinâmicas e de resposta de carga do controle por governo.

Adicionalmente, a operação híbrida fornece uma maior capacidade de manobra no controle da eficiência do estágio em carga parcial. Em baixa carga, apenas uma parte das válvulas

de controle principal permanece aberta e a vazão de vapor é controlada por meio da operação da variação da pressão no gerador de vapor. A elevação na pressão do vapor principal (vapor superaquecido) aumenta a carga da turbina a vapor até que a pressão do vapor atinja a sua condição nominal de operação. O restante do aumento da carga na turbina a vapor é conseguida pela manutenção da pressão do vapor principal e sequencialmente abrir as válvulas remanescentes do sistema de controle de vazão do vapor (DRBAL, ET AL, 2000).

1.3.10 – Sistema de Selagem

O sistema de selagem de uma turbina previne e minimiza o vazamento de vapor dos estágios da turbina, suas válvulas e escapes de vapor para zonas com pressão negativa (vácuo), ou muito menores que a de operação. A Figura 1.34 mostra as principais perdas por vazamentos de vapor num estágio de uma turbina.

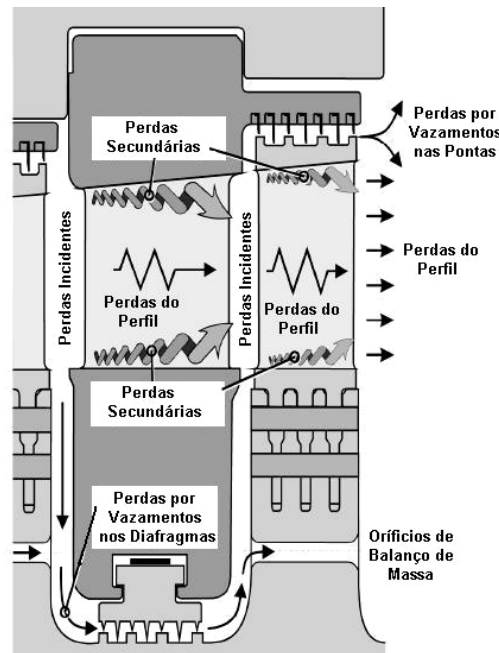


Figura 1.34: Principais perdas de vapor num estágio de uma turbina a vapor.

No final do eixo de cada turbina existe uma selagem que previne (ou minimiza) o vazamento de vapor para a atmosfera ou a infiltração de ar para o interior da turbina. Essa selagem do eixo consiste de um conjunto de anéis do tipo labirinto.

A pressão de selagem deste sistema é suficientemente maior do que a pressão máxima no interior da turbina quando esta estiver em carga máxima. Este tipo de selo (labirinto) é tipicamente encontrado na zona de exaustão da seção de alta e média pressão, onde as pressões estão numa ordem de aproximadamente 56,2 e 13,4 bar respectivamente.

O vapor necessário para a selagem do eixo da turbina, é extraído geralmente das seções de alta pressão ou de pressão intermediária. Durante a partida, um sistema regulador do vapor de selagem é utilizado para controlar a vazão e pressão de vapor necessária durante a sequência de partida da turbina. Durante a partida e em operações da carga mínima, o vapor necessário ao sistema de selagem é fornecido pelo sistema principal de vapor (vapor vindo de uma outra caldeira) (DRBAL, ET AL, 2000).

1.3.11 – Cálculo do Heat Rate

A definição clássica do heat rate é o valor inversamente proporcional da eficiência termodinâmica de uma máquina primária, como um motor à combustão interna, ou, uma turbina a vapor, ou, na totalidade de uma planta termelétrica. O heat rate é uma indicação da quantidade necessária de energia térmica que está sendo inserida num sistema (motor, turbina ou planta termelétrica) para se produzir trabalho (ou potência).

$$\text{Heat Rate} = \frac{Q}{P} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right) \quad (1.4)$$

Onde:

Q = entrada de energia térmica (calor) em (kJ/s).

P = potência (ou trabalho) produzida em (kW).

Quando existir uma fonte secundária de calor ou o rejeito de calor, como por exemplo, o vapor gerado para um processo qualquer num sistema de cogeração, o heat rate será calculado com os valores destes fluxos secundários de calor. O heat rate pode ser considerado em termos de heat rate bruto e heat rate líquido.

O Heat Rate Bruto de uma turbina a vapor é expresso por:

$$\text{Heat Rate Bruto} = \frac{\text{Energia Térmica Fornecida}}{\text{Potência Produzida no Gerador Elétrico}} \quad (1.5)$$

Para um ciclo a vapor, onde as bombas de alimentação da caldeira são acionadas pelo eixo da turbina a vapor, o Heat Rate Bruto (HRB) é expresso por:

$$\text{HRB} = \frac{\text{Energia Térmica Fornecida}}{\text{Potência Produzida no Gerador Elétrico} + \text{Potência de Eixo da Turbina para as Bombas}} \quad (1.6)$$

Para um ciclo a vapor, onde as bombas de alimentação da caldeira são acionadas por uma turbina a vapor auxiliar, o HRB é expresso por:

$$\text{HRB} = \frac{\text{Energia Térmica Fornecida}}{\text{Potência Produzida no Gerador Elétrico} + \text{Potência de Eixo da Turbina a Vapor Auxiliar}} \quad (1.7)$$

Em plantas termelétricas, o Heat Rate Líquido (HRL) é definido como:

$$\text{HRL} = \frac{\text{Energia Térmica Fornecida}}{\text{Potência Produzida no Gerador Elétrico} - \text{Potência Elétrica Requerida para as Bombas}} \quad (1.8)$$

Para plantas termelétricas onde as bombas são acionadas, ou pelo eixo da turbina a vapor principal ou por uma turbina a vapor auxiliar, o HRL é expresso por:

$$\text{HRL} = \frac{\text{Entrada de Energia Térmica}}{\text{Potência Produzida no Gerador Elétrico}} \quad (1.9)$$

Para se determinar o desempenho de uma planta termelétrica como umas unidades integradas (ou seja, a planta em sua totalidade), deverão ser tomadas em consideração à eficiência do gerador de vapor (caldeira), e a potência requerida pelos equipamentos auxiliares existentes na planta (DRBAL, ET AL, 2000). O termo usado para se medir o desempenho da planta é definido como Heat Rate Líquido da Planta (HRLP), e é expresso por:

$$\text{HRLP} = \frac{\text{HRL}}{\eta_{\text{caldeira}} \times \left(1 - \frac{\% \text{ da Potência dos Equipamentos Auxiliares}}{100} \right)} \quad (1.10)$$

Este Heat Rate Líquido da Planta não é de uso comum nos testes de desempenho usados atualmente.

1.3.12 – Turbinas a Vapor para Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado

Combinar a alta temperatura de fornecimento de calor do ciclo de uma turbina a gás e o ciclo de uma turbina a vapor com a sua baixa temperatura de exaustão melhora drasticamente o desempenho geral deste ciclo combinado estabelecido. A Figura 1.35 mostra as eficiências de ciclo da maioria das plantas termelétricas, por exemplo, as usinas termelétricas a carvão e com turbinas a gás.

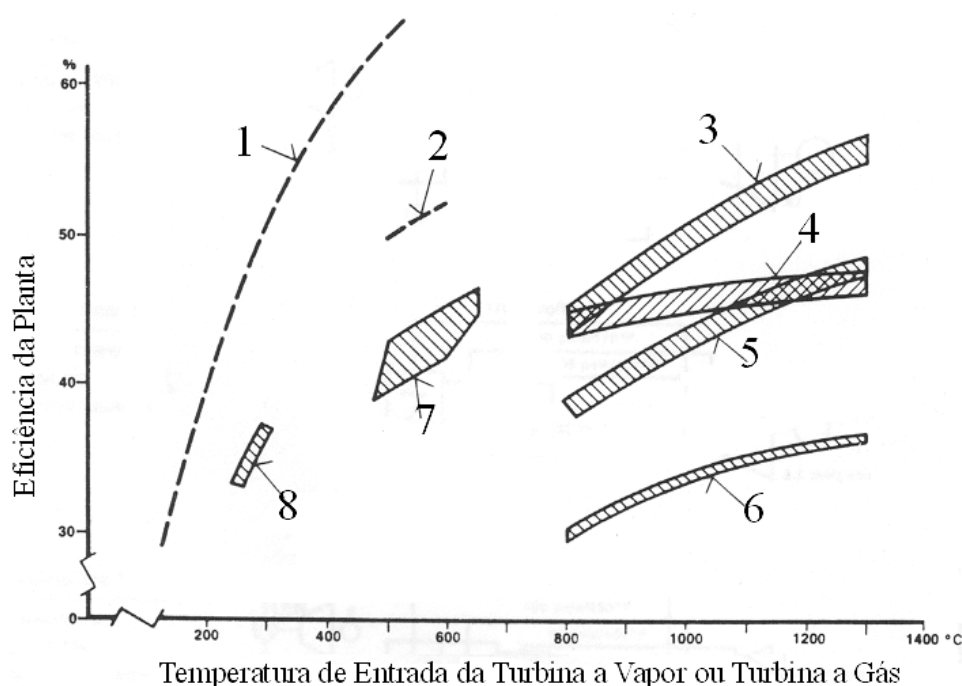


Figura 1.35: Eficiência de diferentes tipos de centrais termelétricas para as condições ISO e 10 °C de temperatura de água de resfriamento (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

1 – Ciclo de Carnot; 2 – Ciclo de Clausius Rankine; 3 – Plantas de Ciclo Combinado com HRSG; 4 – Plantas de Ciclo Combinado com Queima Total; 5 – Plantas de Ciclo Combinado com Gaseificação de carvão Integrado; 6 – Plantas Simples com Turbinas a Gás; 7 – Plantas Térmicas com Queima de Carvão e Desulfurização; 8 – Plantas térmicas Nucleares.

A baixa eficiência do ciclo de uma planta nuclear pode ser economicamente justificável por causa do baixo custo com o combustível e a inexistência da emissão de CO₂. As plantas com turbinas a gás de ciclo simples com o seu alto custo de combustível pode ser justificado pelo fato de poder atender as demandas de energia elétrica durante o horário de pico, num curto espaço de tempo.

As plantas termelétricas convencionais a carvão apresentam uma boa eficiência; o seu nível de desempenho é igual as plantas de ciclo combinado com um sistema de gaseificação de carvão. Entretanto, as plantas de ciclo combinado que utilizam o vapor de uma caldeira de recuperação de calor alcançam níveis de eficiência acima de 50 %. Isto leva a concluir que

apenas as plantas de ciclo combinado deverão ser construídas se a disponibilidade de combustível limpo (gás natural) for disponível (BERGMANN, ET AL, 1991).

O excelente desempenho do ciclo combinado pode ser melhor explicado utilizando um diagrama Temperatura / Entropia como mostra a Figura 1.36.

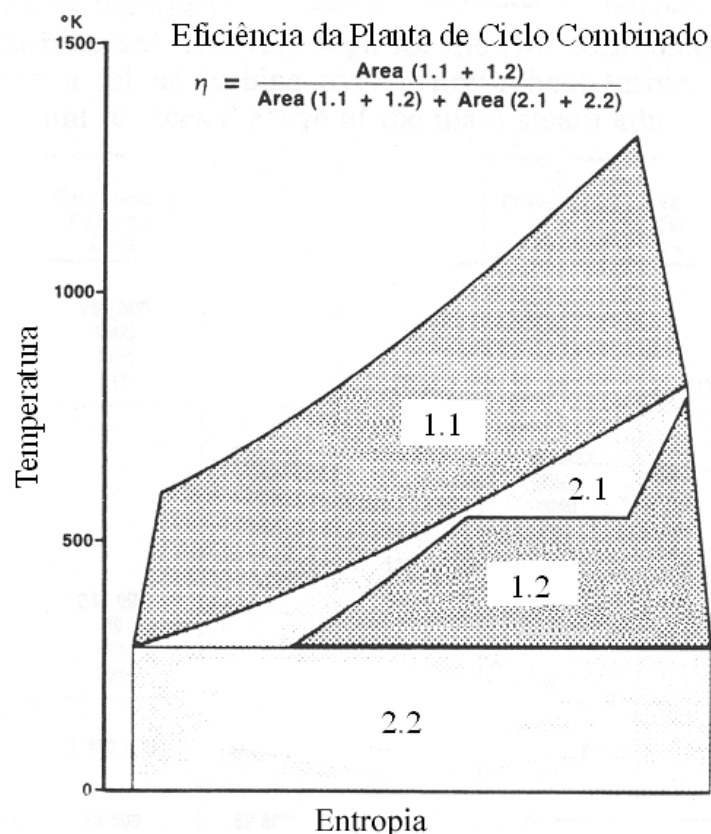


Figura 1.36: Diagrama Temperatura / Entropia de uma planta de ciclo combinado com um nível de pressão. (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

A área 1.2 no diagrama T – s é um ganho líquido da área não utilizada pela área 1.1 sob um ciclo simples de uma turbina a gás. A diferença (ou espaço) entre as áreas 1.1 e 1.2 representam perdas que podem ser reduzidas pela utilização de um ciclo a vapor com dois níveis de pressão, ou com dois níveis de pressão com reaquecimento, ou ainda com três níveis de pressão com reaquecimento ou até mesmo com outros ciclos mais eficientes.

Uma diversidade de projetos e conceitos de arranjo de grupos turbogeradores podem ser desenvolvidos para as plantas de ciclo combinado, as quais trabalham com o vapor fornecido pelos sistemas de geração de vapor das caldeiras de recuperação de calor.

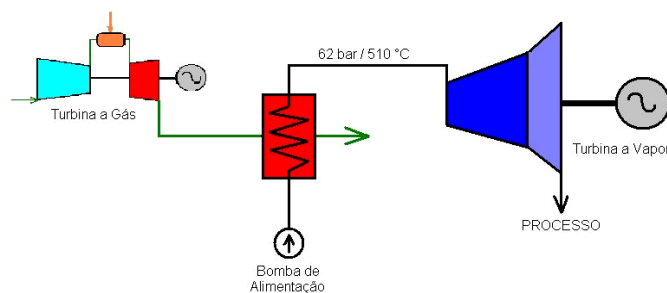
➤ Os arranjos das plantas de ciclo combinado

Um grande número de arranjos do ciclo combinado, com a caldeira recuperadora de calor e geradora de vapor pode ser selecionada a partir de um ciclo com um nível de pressão sem reaquecimento até a um ciclo com três níveis de pressão com reaquecimento. As turbinas a vapor do tipo condensação e de contra – pressão podem ser utilizadas no ciclo combinado. As informações, dados e figuras das turbinas apresentadas a seguir serão do tipo contra – pressão, pois os arranjos entre estes dois tipos de turbinas são bastante similares.

A Figura 1.37 mostra um exemplo de cinco tipos de arranjo para os ciclos a vapor e seus diferentes desempenhos com uma turbina a gás de 103 MW, sendo a temperatura do vapor principal e do reaquecido de 510 °C e ainda uma turbina a vapor de contra-pressão, onde o vapor após a sua expansão pela turbina é direcionada para um processo qualquer (por exemplo, uma indústria de papel).

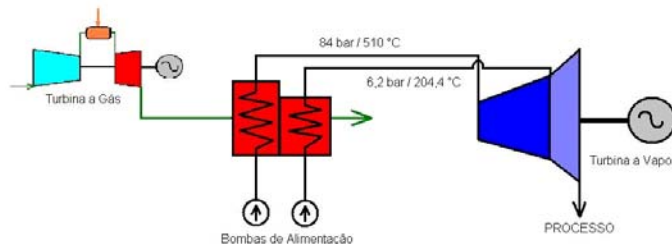
Um Nível de Pressão

Potência da Planta: 150 MW
Eficiência do Ciclo: 48,3 %
Heat Rate: 7.459 kJ/kWh



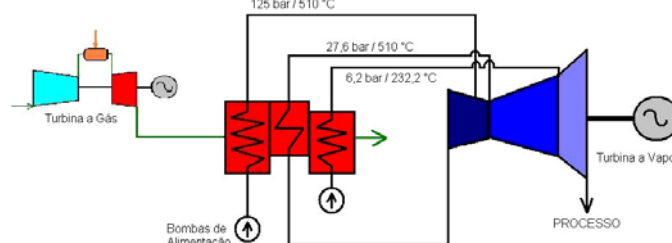
Dois Níveis de Pressão

Potência da Planta: 155 MW
Eficiência do Ciclo: 50,0 %
Heat Rate: 7.195 kJ/kWh



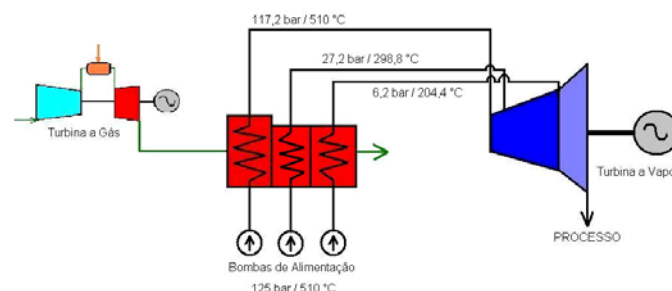
Dois Níveis de Pressão com Reaquecimento

Potência da Planta: 157 MW
Eficiência do Ciclo: 50,6 %
Heat Rate: 7.111 kJ/kWh



Três Níveis de Pressão

Potência da Planta: 157 MW
Eficiência do Ciclo: 50,6 %
Heat Rate: 7.111 kJ/kWh



Três Níveis de Pressão com Reaquecimento

Potência da Planta: 159 MW
Eficiência do Ciclo: 51,3 %
Heat Rate: 7.016 kJ/kWh

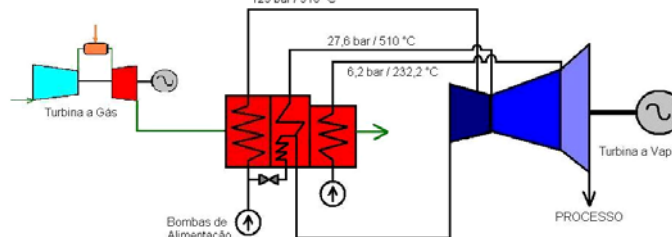


Figura 1.37: Desempenho do ciclo combinado com uma turbina a gás de 103 MW (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

É importante salientar que o desempenho térmico das plantas de ciclo combinado nas condições nominais difere muito mais do que 3 % na eficiência da planta ou 443 kJ/kWh em Heat Rate da planta, dependendo do arranjo do ciclo. Isto é muito mais do que pode ser alcançado por qualquer melhoria ou avanço tecnológico numa turbina a gás, ou a vapor. Pode-se ainda conseguir mais 1,7 %, ou 264 kJ/kWh no desempenho do ciclo quando o conceito do sistema de

dois níveis de pressão na caldeira recuperativa de calor é utilizado ao invés de um nível de pressão.

A pressão do vapor principal de um ciclo a vapor com dois níveis de pressão é de cerca de 84 bar e a do ciclo com três níveis de pressão é de aproximadamente 125 bar. O vapor secundário é tipicamente fornecido em ambos os ciclos a 6,2 bar. As plantas de ciclo combinado com três níveis de pressão possuem um nível de pressão adicional de cerca de 27,6 bar, para o sistema de reaquecimento. Neste nível, uma vazão parcial da água de alimentação é evaporada e superaquecida para mais ou menos às condições do vapor reaquecido “frio” e admitido para o interior da linha do vapor reaquecido “frio”. O ciclo com três níveis de pressão com reaquecimento fornece uma melhora de 1,3 % na eficiência (ou 179 kJ/kWh em Heat Rate) sobre o sistema com dois níveis de pressão sem reaquecimento.

O pré-aquecimento da água de alimentação é realizado pelos economizadores de baixa pressão, sem a necessidade dos aquecedores regenerativos da água de alimentação do ciclo Rankine. Todas as vazões de vapor através e em torno da turbina a vapor são entregues pela caldeira recuperativa visando o melhor desempenho térmico do ciclo combinado. O condensado é desaereado no condensador. A recirculação da água de alimentação é fornecida para manter a água entrando na caldeira a uma temperatura mínima de 60 °C. A temperatura de descarga dos gases de exaustão da turbina a gás pela chaminé após a caldeira de recuperativa é de aproximadamente 100 °C, isto se o combustível utilizado for livre de enxofre na sua composição (BERGMANN, ET AL, 1991).

No caso do combustível conter enxofre, a temperatura mínima de entrada da água de alimentação da caldeira será de 110 °C. Para cobrir toda a faixa das possíveis aplicações da turbina a vapor num ciclo combinado e o arranjo de uma a três turbinas a gás e caldeiras recuperativas de calor com uma turbina a vapor, as condições de projeto da turbina a vapor listadas na Tabela 1.1 podem ser tomadas em consideração.

Tabela 1.1: Parâmetros de projeto para turbinas a vapor em ciclo combinado (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

Ciclo	Potência (MW)	Vapor Principal		Vapor Reaquecido		Vapor Secundário	
		Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1 Nível de Pressão	30 – 200	40 – 70	480 – 540	—	—	—	—
2 Níveis de Pressão	30 – 300	55 – 85	500 – 565	—	—	5 – 8	200 – 260
3 Níveis de Pressão com Reaquecimento	50 – 300	110 – 140	520 – 565	20 – 35	520 – 565	4 – 6	200 – 230

Baseado sobre a variedade de parâmetros e o fato de que as turbinas a gás em diferentes projetos irão fornecer diferentes vazões e temperaturas de exaustão dos gases, e que a queima

suplementar ou o aumento da potência da turbina a gás pode ser considerada, se torna difícil cobrir toda a faixa de projetos de turbinas a vapor para as plantas de ciclo combinado.

➤ Arranjo e projeto da turbina a vapor no ciclo combinado

A padronização de turbinas, usando diferentes módulos, tem sido desenvolvida e melhorada para satisfazer uma extensa faixa de aplicações. Para unidades pequenas, com carcaça única, as turbinas de fluxo simples de diferentes tamanhos são utilizadas, ao passo que para grandes unidades e unidades de contra – pressão, com duas carcaças, as máquinas com fluxo duplo serão selecionadas. Para as turbinas que possuem uma área anular de exaustão muito grande, as turbinas a vapor de fluxo quádruplo (duas turbinas de duplo fluxo) deverão ser consideradas.

A comparação de uma turbina a vapor de contra – pressão de um ciclo combinado com dois níveis de pressão sem reaquecimento (A) com uma turbina de um ciclo com três níveis de pressão com reaquecimento (B) bem como a turbina de um ciclo a vapor com reaquecimento convencional (ciclo Rankine) (C) para uma planta termelétrica, mostra que os critérios de projeto e de dimensionamento são totalmente diferentes. A Tabela 1.2 revela que para as turbinas de contra – pressão de 150 MW, as vazões de vapor volumétricas que determinam o tamanho da turbina são relativamente maiores para as turbinas do ciclo combinado com dois níveis de pressão sem reaquecimento.

Tabela 1.2: Exemplo da comparação de turbinas a vapor em ciclos combinados com dois níveis de pressão sem reaquecimento e com três níveis de pressão com reaquecimento em relação às turbinas a vapor em ciclos convencionais com reaquecimento – ciclo Rankine – (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

PERFORMANÇAS, 21-12-1997					
Turbinas de 150 MW	A Ciclo Combinado com 2 Níveis de Pressão	B Ciclo Combinado com Reaquecimento	Relação da Vazão Volumétrica B = % de A	C Ciclo Convencional com Reaquecimento	Relação da Vazão Volumétrica C = % de A
Vapor Principal					
Vazão Mássica	kg/s	119,70	29,4 %	124,74	41 %
Pressão	bar	68,95		165,48	
Temperatura	°C	538,00		538,00	
Vazão Volumétrica	m³/s	6,09		2,52	
Vapor Reaquecido					
Vazão Mássica	kg/s	110,88	130 %	108,36	92 %
Pressão	bar	27,58		37,92	
Temperatura	°C	538,00		538,00	
Vazão Volumétrica	m³/s	14,35		10,31	
Vapor Secundário					
Vazão Mássica	kg/s	28,98	87 %	81,90	55 %
Pressão	bar	5,52			
Temperatura	°C	204,44			
Vazão Volumétrica	m³/s	11,12			
Vapor de Exaustão					
Vazão Mássica	kg/s	148,68	87 %	81,90	55 %
Vazão Volumétrica de Contra - Pressão	m³/s	2.676,00		1.484,00	

Utilizar uma turbina reaquecida sobre uma não reaquecida para plantas de ciclo combinado reduz a quantidade da vazão de admissão do vapor principal a 29,4 %, entretanto o acréscimo de pressão irá demandar um aumento na espessura das paredes dos componentes e dispositivos de admissão (válvulas, tubos, etc.).

A comparação das turbinas a vapor em ciclo combinado com as turbinas de ciclo a vapor convencional com reaquecimento claramente mostra uma vazão volumétrica de vapor muito menor nas turbinas a vapor do ciclo convencional.

Assim como para as turbinas a gás, as turbinas a vapor das plantas de ciclo combinado são geralmente equipadas com geradores elétricos refrigerados a ar. Devido à evolução tecnológica dos geradores elétricos é possível construir geradores elétricos refrigerados a ar com capacidade de geração de até 240 MVA. O gerador refrigerado a ar pode ser utilizado com sistemas de refrigeração aberto ou fechado. Para plantas de ciclo combinado que operam na carga base, o sistema de refrigeração fechado é geralmente preferenciado.

Os geradores refrigerados a hidrogênio serão utilizados para turbinas a vapor em ciclo combinado que requeiram uma capacidade de geração de energia elétrica do gerador acima de 240 MVA (BERGMANN, ET AL, 1991).

Assumindo a seleção de um ciclo a vapor com dois níveis de pressão sem reaquecimento, as curvas da Figura 1.38 revelam como a pressão do vapor principal afeta:

- ✓ O desempenho do ciclo térmico.

- ✓ A eficiência da turbina a vapor.
- ✓ As vazões de vapor principal e secundária proveniente da caldeira recuperativa de calor e do gerador de vapor.
- ✓ A quantidade de umidade presente no vapor no final da sua expansão na turbina de baixa pressão.

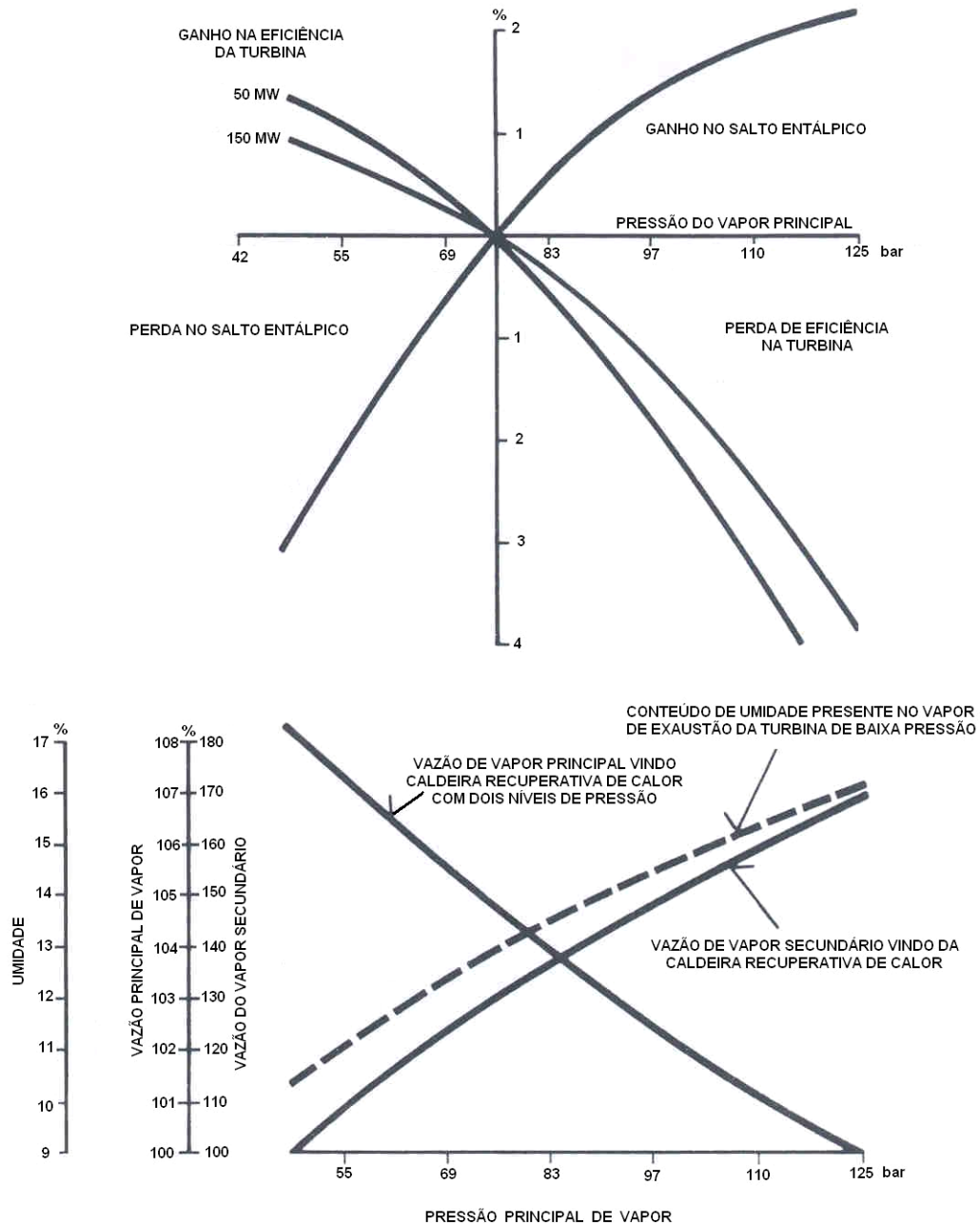


Figura 1.38: Seleção da Pressão do Vapor Principal (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

Com o aumento da pressão de vapor principal, o desempenho térmico do ciclo aumentará por causa do aumento no salto entálpico para a turbina a vapor. As curvas referem-se a uma turbina a vapor de condensação com uma pressão absoluta de exaustão de 0,068 a 0,102 bar e sem qualquer extração de vapor para o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira.

A perda na eficiência da turbina causada pelo aumento das perdas por vazamento de vapor, aumento na quantidade de umidade, etc., limitam o aumento do salto entálpico. Um ganho de 1,4 % no salto entálpico e uma perda de 1,4 % na eficiência para uma turbina a vapor de 150 MW são apresentadas na Figura 1.38, para uma faixa de pressão de 77 bar até aproximadamente 104 bar. Acima desta pressão do vapor principal as perdas na eficiência se sobrepõe aos do ganho no salto entálpico (BERGMANN, ET AL, 1991).

Otimizar a produção de vapor numa planta de ciclo combinado possui o mesmo significado de conseguir a máxima potência da turbina a vapor, potência esta em função do salto entálpico, eficiências internas e vazões mássicas de vapor. O diagrama na Figura 1.38 mostra a influência da pressão do vapor principal sobre as vazões do vapor principal e secundário a partir de uma caldeira recuperativa de calor com dois níveis de pressão. Com a diminuição da pressão do vapor principal, a vazão do vapor principal aumenta e a vazão do vapor secundário diminui. Em síntese, o conjunto de todos os fatores que influenciam o ponto ótimo de pressão, para este caso especificamente, faz com que a pressão principal do vapor fique em torno de 97 bar.

Um outro fator muito importante é o efeito da pressão do vapor principal sobre o teor de umidade presente no vapor de exaustão da turbina de baixa pressão. Tomando como base a temperatura do vapor principal de 516 °C e a pressão de exaustão de 0,085 bar a quantidade (ou conteúdo) de umidade presente no vapor de exaustão mostrada no diagrama inferior da Figura 2.28 estará presente no vapor de exaustão, sem a consideração de qualquer redução dessa umidade pelos sistemas internos de drenagem da turbina.

A 125 bar de pressão do vapor principal, o teor de umidade alcança um nível acima de 16 %. Isto não apenas possui um efeito adverso sobre a eficiência da turbina, mas também aumenta a erosão sobre as pás do último estágio da turbina de baixa pressão pela formação de gotículas de água.

Devido a este fator de umidade presente no vapor de exaustão, o primeiro passo ao se selecionar o modelo da turbina a vapor para uma planta de ciclo combinado específico é definir o tamanho, as dimensões da turbina de baixa pressão e a potência nominal da turbina a vapor. As perdas na exaustão de uma turbina a vapor para vários tamanhos de turbina e potências nominais podem ser determinadas a partir dos diagramas mostrados na Figura 1.39. A vazão volumétrica aproximada do vapor de exaustão para uma pressão de contra – pressão e potência nominal específica pode ser definida para uma planta de ciclo combinado típica no diagrama inferior. Com o conhecimento da vazão volumétrica, diferentes tamanhos de turbinas com diferentes perdas de exaustão podem ser selecionadas no diagrama superior.

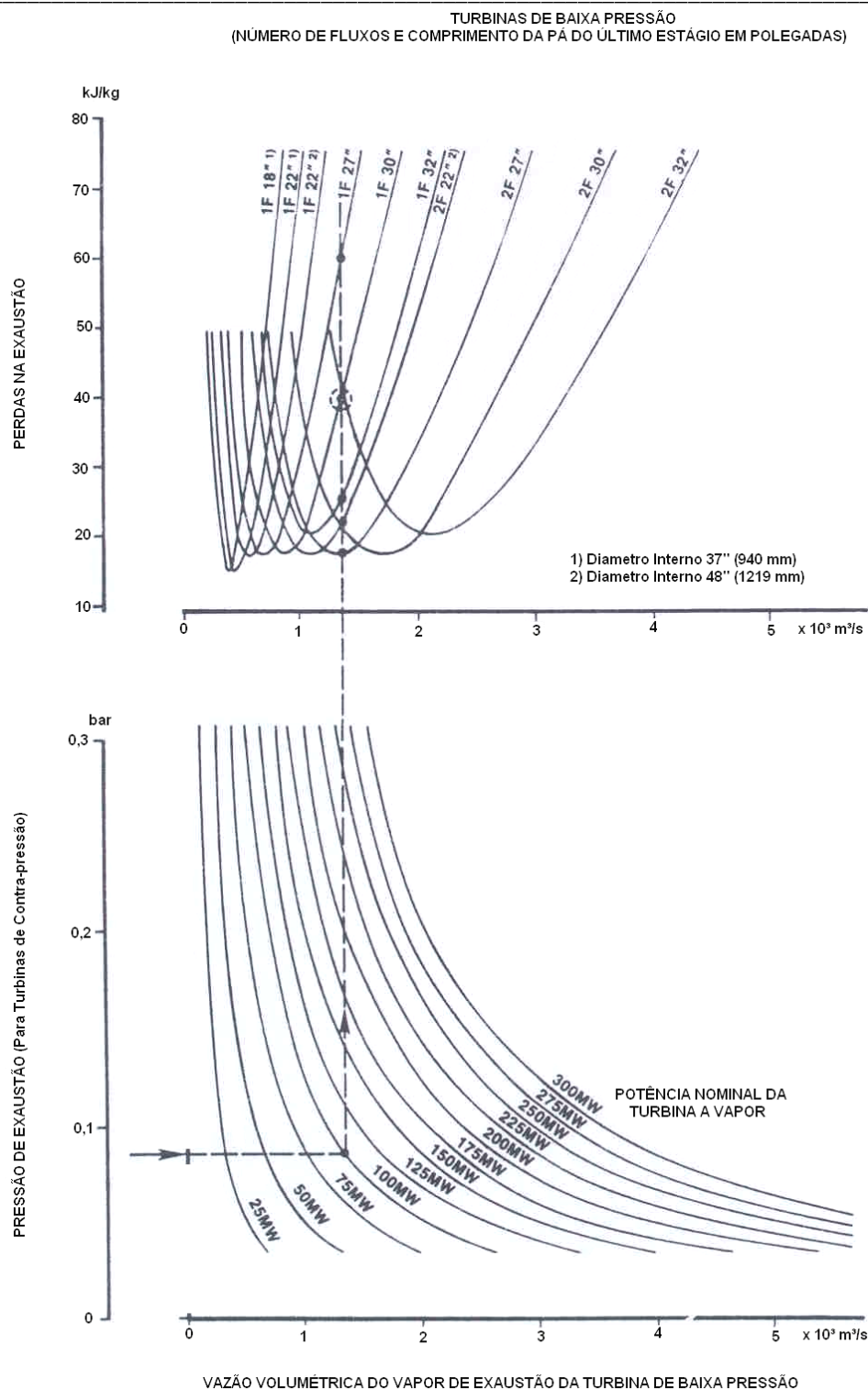


Figura 1.39: Perdas de exaustão de várias turbinas de baixa pressão para diferentes potências nominais da turbina a vapor (Fonte: BERGMANN, ET AL, 1991).

Para entender esta seleção da turbina de baixa pressão, tome uma turbina a vapor com potência nominal de 100 MW e com uma pressão de condensação de 0,085 bar. Este exemplo mostra que cinco diferentes modelos de turbina de baixa pressão podem ser utilizados; a seleção apropriada a partir de um ponto econômico padronizado, mais conhecida como 1F30", ou seja,

uma turbina de baixa pressão de fluxo único com um comprimento da pá do último estágio de 30 polegadas (760 mm), fornece uma perda na exaustão aceitável de aproximadamente 39,5 kJ/kg.

Os dois diagramas nesta figura fornecem informação para turbinas de baixa pressão com o comprimento das pás móveis do último estágio padronizadas. O próximo passo deverá ser não apenas selecionar a turbina de baixa pressão de melhor desempenho, mas também avaliar a melhoria do desempenho contra os custos adicionais em torno do “final frio” da planta, ou seja, o condensador, a torre de resfriamento e o sistema de suprimento da água de resfriamento (BERGMANN, ET AL, 1991).

O trabalho aqui desenvolvido apresenta uma metodologia de análise de desempenho e o procedimento de cálculo usado para cada validação durante a realização dos testes para a determinação do desempenho térmico da turbina a vapor, esteja ela operando tanto no ciclo Rankine como no ciclo Combinado. A metodologia aborda conceitos e procedimentos de cálculos que poderão ser usados para os dois ciclos.

No capítulo 2 é desenvolvido o procedimento de testes e a metodologia de cálculo para a análise de desempenho da turbina a vapor.

No capítulo 3 apresentam-se os resultados da aplicação do procedimento de testes e da metodologia de cálculo em dois estudos de caso em centrais termelétricas. Sendo uma central termelétrica de Ciclo Combinado e a outra de Ciclo Rankine.

No capítulo 4 a conclusão do trabalho e recomendações de estudos que poderão ser desenvolvidos.

Capítulo 2

*PROCEDIMENTO DE
ANÁLISE E CÁLCULO
DOS PARÂMETROS
TÉRMICOS.*

2.1 – INTRODUÇÃO

A antecipação de uma parada para manutenção de um grupo turbogerador antes do planejado, ou paradas não previstas diminuem o tempo de vida útil do equipamento e aumenta o custo de manutenção. A desmontagem do maquinário para uma inspeção interna possui um custo elevado, e dessa forma o operador da usina termelétrica precisa de toda a informação relevante que o auxilie em suas decisões.

A aplicação do monitoramento da condição e do desempenho de um grupo turbogerador; mais especificamente da turbina a vapor; pode ser realizado por diversos métodos, desde que cada método permita avaliar de maneira fácil e objetiva a degradação do equipamento.

O monitoramento do desempenho também pode ser utilizado para avaliar o resultado de uma manutenção ou de trabalhos de repotenciação numa turbina a vapor. A Tabela 2.1 mostra alguns exemplos dos principais problemas de degradação em grupos turbogeradores, assim como o monitoramento do desempenho pode detectá-los.

Tabela 2.1: Algumas formas de degradação e como detectá-las. (fonte: BEEBE, 2005).

Parte Afetada	Forma de Degradação	Comentários e Condição de Monitoramento Adequado
Palhetas	Erosão por partículas sólidas (erosão também por gotículas de água nos últimos estágios de baixa pressão)	Usualmente ocorre de forma gradual, sendo à parte mais danificada as pás de entrada do estágio. É menos usual em grupos com admissão de vapor em condições sub-críticas ou com sistemas de desvio (by-pass). É detectado pela análise de desempenho.
Palhetas	Pás danificadas, quebradas ou ausentes.	Geralmente é inesperado. A análise de vibração e a análise de desempenho podem detectar este problema.
Rolamentos e Mancais	Danos por erosão (partículas metálicas) do metal patente.	A análise de desempenho e a análise de vibração detectam o problema. A presença de partículas metálicas no óleo de lubrificação colhido nas amostras para análise em cada rolamento ou mancal é de valor representativo, mas de alto custo senão impraticável.
Rotor	Desbalanceamento temporário, rachaduras, trincas, desalinhamento e fricção.	A análise de vibração detecta este problema.
Válvulas, eixo e sistema de estanqueidade do vapor juntas e vazamentos internos.	Vazamentos devido a desgaste, flambagem do eixo e quebra da selagem.	Geralmente ocorrem de forma gradual, mas podem ser repentinos. A análise de desempenho detecta o efeito de desgaste no sistema de selagem principalmente nas seções de alta pressão da turbina a vapor.
Filtros, pás e válvulas.	Incrustações	Normalmente ocorrem de forma gradativa, na maioria das vezes em áreas com temperatura em torno de 260°C.
Estator e Rotor do Gerador	Falhas de Isolamento	Teste da planta elétrica.
Condensador	Vazamentos de vapor, entrada de ar e entupimento dos tubos.	Análise de desempenho para condensadores.
Aquecedores Regenerativos da Água de Alimentação da Caldeira	Vazamentos de vapor e entupimento dos tubos.	Análise de desempenho para aquecedores regenerativos.
Válvulas de Alta, Média e Baixa Pressão, By-pass, etc.	Vazamentos.	Análise de desempenho. A detecção por ruído (detecção acústica) também é possível.

As técnicas de monitoramento seguintes mostram como pode ser feita a avaliação do desempenho de turbinas a vapor. (Beebe, 2005).

2.1.1 – Indicador da condição geral

O método básico de monitoramento da condição interna da turbina é o teste do *VWO* – *Valves Wide Open*, ou testes com as válvulas parcializadoras totalmente abertas. Este tipo de teste é descrito por completo na norma ASME PTC 6S. Essencialmente, o gerador é usado como um transdutor para a medição da potência da turbina com o ajuste ou correção dos dados obtidos. Para uma turbina a vapor do tipo de condensação e operando num ciclo a vapor com reaquecimento, os dados para correção são:

- A vazão de vapor admitida pelas válvulas parcializadoras completamente abertas. Estes dados deverão ser verificados por medição direta; a verificação visual ou indicativa de que as válvulas estão totalmente abertas.
- A temperatura do vapor principal e do vapor reaquecido. Os valores destas temperaturas após as correções são geralmente próximos às dos valores nominais.
- A pressão do vapor de entrada na turbina de alta pressão. A maioria das turbinas a vapor tem a sua capacidade de produzir potência abaixo da nominal, isto se deve ao fato da pressão de entrada do vapor principal estar abaixo da pressão nominal ou de projeto.
- A pressão do condensador é fortemente influenciada pelas condições climáticas locais (sazonalidade, temperatura ambiente, pressão atmosférica, etc.), e devido a esta influência os dados deverão ser colhidos quando, as condições climáticas forem favoráveis a um ótimo desempenho do condensador e do equipamento.

As medições nos testes podem ser realizadas com um intervalo de tempo de 1 hora, ou então durante um período de operação da planta sem perturbações na rede, em carga base (*Base Load*) e com os parâmetros operacionais de pressão, temperatura, e vazão de vapor os mais estáveis possíveis. Essas medições deverão ser realizadas com instrumentos previamente calibrados.

A potência, ou a carga do gerador será corrigida para qualquer variação dos dados das medições nos terminais do gerador. Por exemplo: se a pressão no condensador durante o teste estiver acima do nominal, então a potência produzida, ou medida, nos terminais do gerador será menor do que o esperado, caso a pressão do condensador estivesse próxima a do valor nominal.

A correção destes dados é feita a partir de curvas de correção, fornecidas pelo fabricante da turbina a vapor. Com a informação da calibração dos instrumentos (incerteza da leitura e medição), os cálculos poderão ser executados imediatamente após os testes.

Para algumas plantas, é possível utilizar a instrumentação existente, ou seja, àquela que é usada na operação e controle da usina, acoplada a um sistema de coleta e processamento de dados para a medição dos parâmetros operacionais (vazão, pressão, temperatura do vapor e da água de alimentação). Esta possibilidade deve-se ao fato de que os transdutores atuais são altamente estáveis; e o mesmo pode ser aplicado aos instrumentos que possuem uma boa calibração, para as plantas que não possuem tal sistema de coleta (BEEBE, 2005).

A Tabela 2.2 mostra os resultados comparativos entre dois testes de desempenho numa planta termelétrica, com um intervalo de tempo X entre eles. A Figura 2.1 mostra uma curva de correção típica para a carga e o heat rate de uma turbina a vapor.

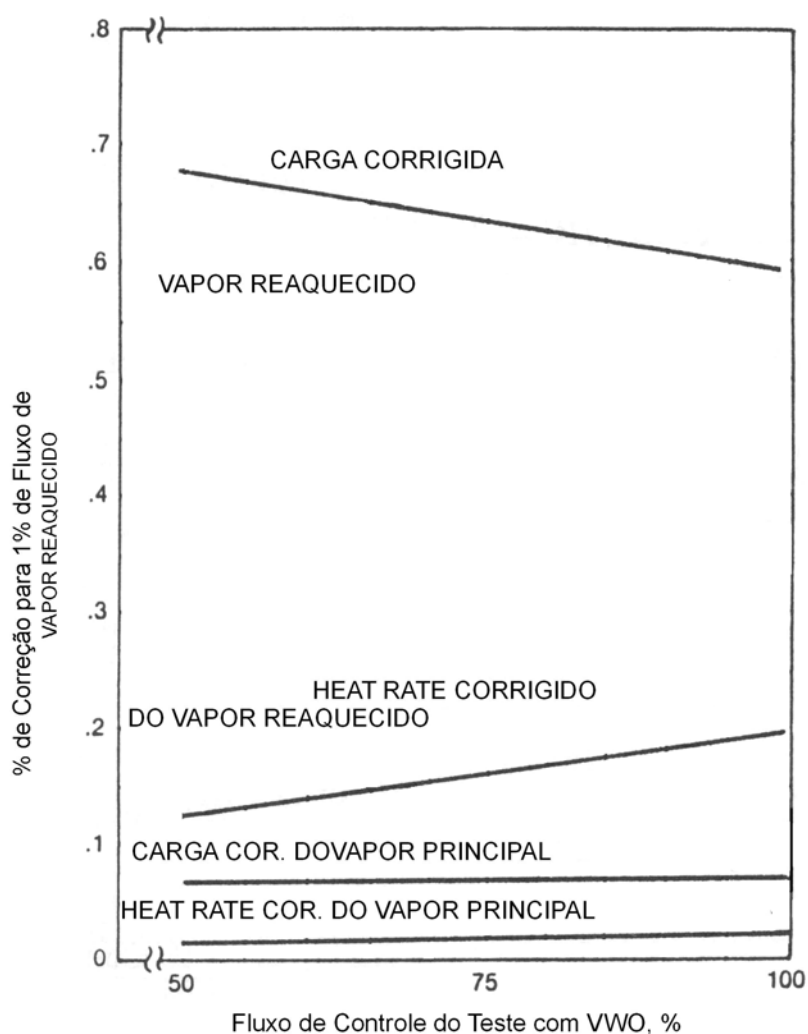


Figura 2.1: Exemplo de uma curva de correção para a temperatura do vapor reaquecido para a carga e heat rate de uma turbina a vapor (fonte: ASME PTC 6S Report - 1988).

Tabela 2.2: Resultados de duas séries de testes de desempenho num grupo turbogerador de 350 MW (fonte: BEEBE, 2005).

Dados do Teste	Teste A	Fator de Correção	Teste B	Fator de Correção
Potência no Gerador (MW)	355,80	—	349,70	—
Pressão do Vapor Principal (bar)	121,55	1,02285	122,55	1,02053
Temperatura do Vapor Principal (°C)	529,50	0,99832	526,70	0,99773
Temperatura do Vapor Reaquecido (°C)	525,80	1,01010	539,50	0,99873
Queda da Pressão do Vapor Reaquecido (%)	6,76	0,99814	6,03	0,99633
Pressão no Condensador (bar)	0,09	1,01225	0,12	1,03615
Fator de Potência do Gerador	0,92	1,00012	0,95	1,00064
Vazão da Água de atemperamento da Temperatura do Vapor Principal (kg/s)	6,50	0,99889	24,60	0,99584
Vazão da Água de atemperamento da Temperatura do Vapor Reaquecido (kg/s)	0,00	1,00000	0,00	1,00000
Temperatura Após o Último Aquecedor Regenerativo da Água de Alimentação da Caldeira (°C)	234,90	1,00005	230,50	0,98957
Fator de Correção Combinado	1,04741		1,03521	
Potência (ou Carga) do Gerador Corrigida (MW)	372,70		362,00	

2.1.2 – Parâmetros da seção

Se a rotina de testes realizada em intervalos de tempo (a cada 15 dias, um mês, etc.) definidos pelo operador da planta não indica nenhuma mudança, o trajeto do vapor pelo ciclo pode ser considerado inalterado. No entanto, quando uma mudança no teste do indicador geral (teste do VWO – Valve Wide Open – Válvula Totalmente Aberta -corrigido) for obtida, será necessário localizar a causa.

Neste caso, uma revisão geral e completa da turbina a vapor não será necessária. Deve-se limpar os filtros ou retentores de escória (Figura 2.2) presentes nas linhas de vapor entre a caldeira e as válvulas de admissão da turbina, que podem estar bloqueados com escória de soldas ou outros materiais suficientemente grandes, capazes de restringir a passagem de vapor e dessa maneira reduzir a potência produzida pela turbina (BEEBE, 2005).

Os parâmetros obtidos a partir das medições de temperatura e pressão são mostrados na Tabela 2.3 e na Figura 2.3 a localização destes parâmetros na turbina a vapor.



Figura 2.2: Retentor de escória (restos de soldas nas tubulações de vapor) (BEEBE, 2005).

Tabela 2.3: Parâmetros chaves que podem mostrar as condições nas seções da turbina a vapor (fonte: BEEBE, 2005).

Parâmetro	Comentário
Queda de pressão através do retentor de escória.	A melhor medição será obtida com um transdutor de pressão diferencial. Um acréscimo na pressão indica um bloqueio, possivelmente de partículas metálicas provenientes de processos de solda nas tubulações da caldeira.
Pressão do primeiro estágio corrigida.	No teste VWO, a vazão de vapor através da turbina, indica a condição do primeiro estágio. Um acréscimo na pressão indica uma erosão a montante da seção ou um bloqueio à jusante da seção e vice – versa.
Queda na eficiência da seção, ou da entalpia (seções de vapor superaquecido)	A eficiência é calculada usando-se tabelas de propriedades do vapor superaquecido, ou por programas computacionais. Uma queda indica incrustação nas pás ou danos por erosão.
Razão de pressão nas seções de alta, média e baixa pressão.	As pressões dos estágios podem ser corrigidas para a pressão de admissão nominal; a norma ASME PTC 6S trata sobre esta correção; mas qualquer erro na medição será propagado para todas as pressões da seção e estágios seguintes. A razão de pressão utiliza apenas as pressões de entrada e saída de cada seção. Mudanças nessas razões de pressão indicam erosão ou incrustações nas pás.
Temperaturas das extrações para os aquecedores regenerativos nas seções de vapor superaquecido.	De acordo com cada projeto, uma temperatura do vapor muito mais alta do que a esperada pode indicar um vazamento por desvio de vapor interno relativo a um ponto a montante do ponto de extração da turbina.
Temperaturas das extrações para os aquecedores regenerativos nas seções de vapor saturado.	Temperaturas acima às de saturação indicam um vazamento de vapor proveniente de um estágio a montante do ponto de extração.
Temperatura das linhas de dreno provenientes das carcaças, ou do sistema de selagem do eixo.	Quando disponível, elas podem indicar um vazamento relativo de acordo com o projeto. Uma aproximação similar pode ser utilizada para pontos antes e depois das junções das tubulações de duas linhas de temperaturas diferentes.
Estimativa de vazamento do vapor de selagem entre as seções de alta e média pressão; quando essas duas seções forem combinadas numa única carcaça (Figura 3.3).	Este teste é feito pela relativa variação na temperatura de admissão de vapor para a seção de pressão intermediária e pela observação sobre o efeito da queda de eficiência entálpica na seção de pressão intermediária.

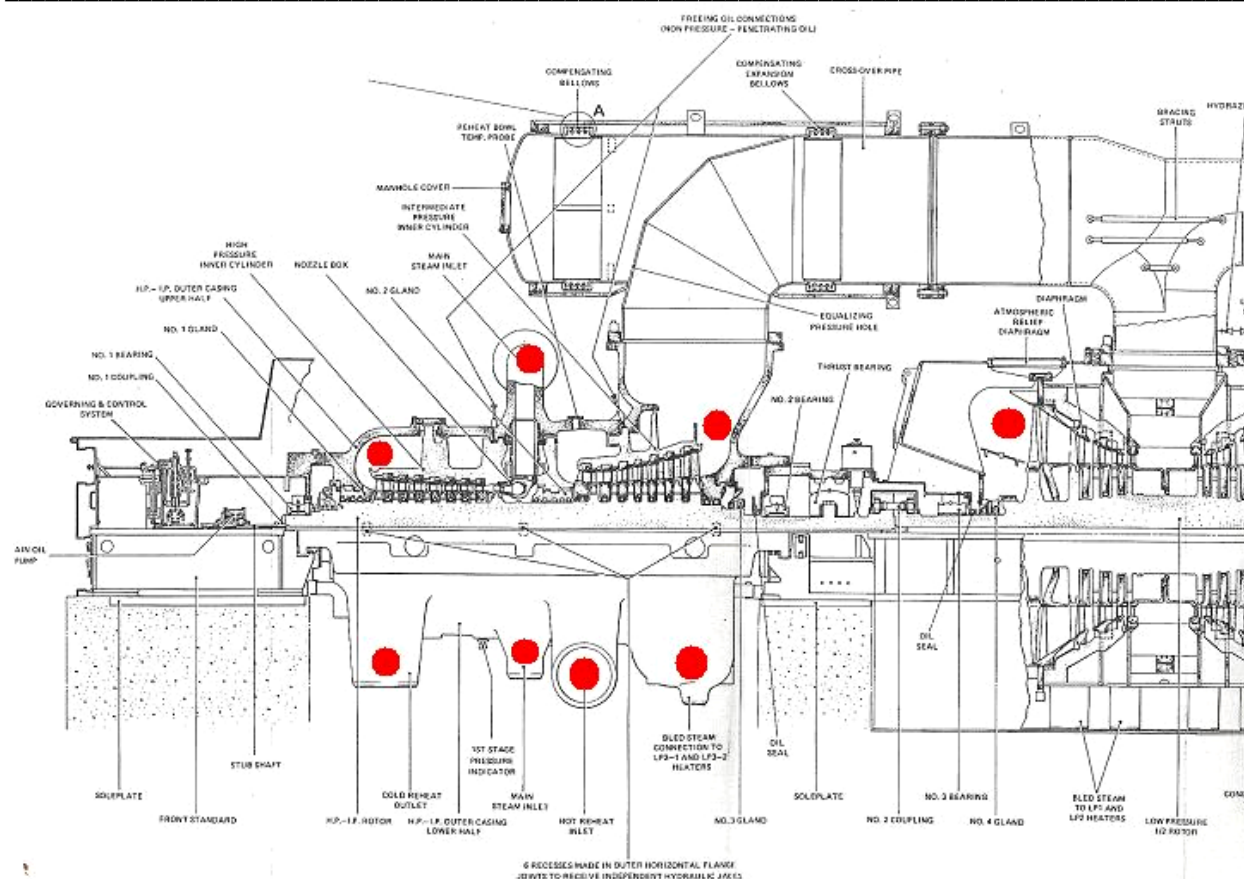


Figura 2.3: Pontos de medição (em vermelho) para os parâmetros chave de temperatura e pressão numa turbina a vapor (fonte: BEEBE, 2005).

2.1.3 – O uso das linhas de expansão

O gráfico da linha de expansão mostrada esquematicamente na Figura 2.4, também é um método de avaliação de desempenho. Se as medições dos pontos da respectiva seção ou estágio não coincidem ou não estão próximas das linhas de expansão de projeto, significa que o vapor está sendo desviado das pás, ou seja, os parâmetros (pressão em temperatura) de operação da turbina indicam que uma parte do vapor não está sendo expandida adequadamente no estágio.

Sendo assim, uma parte deste vapor está sendo perdido ou desviado das pás do respectivo estágio ou seção. Esta perda de vapor é uma indicação de que existem vazamentos nos selos da turbina a vapor.

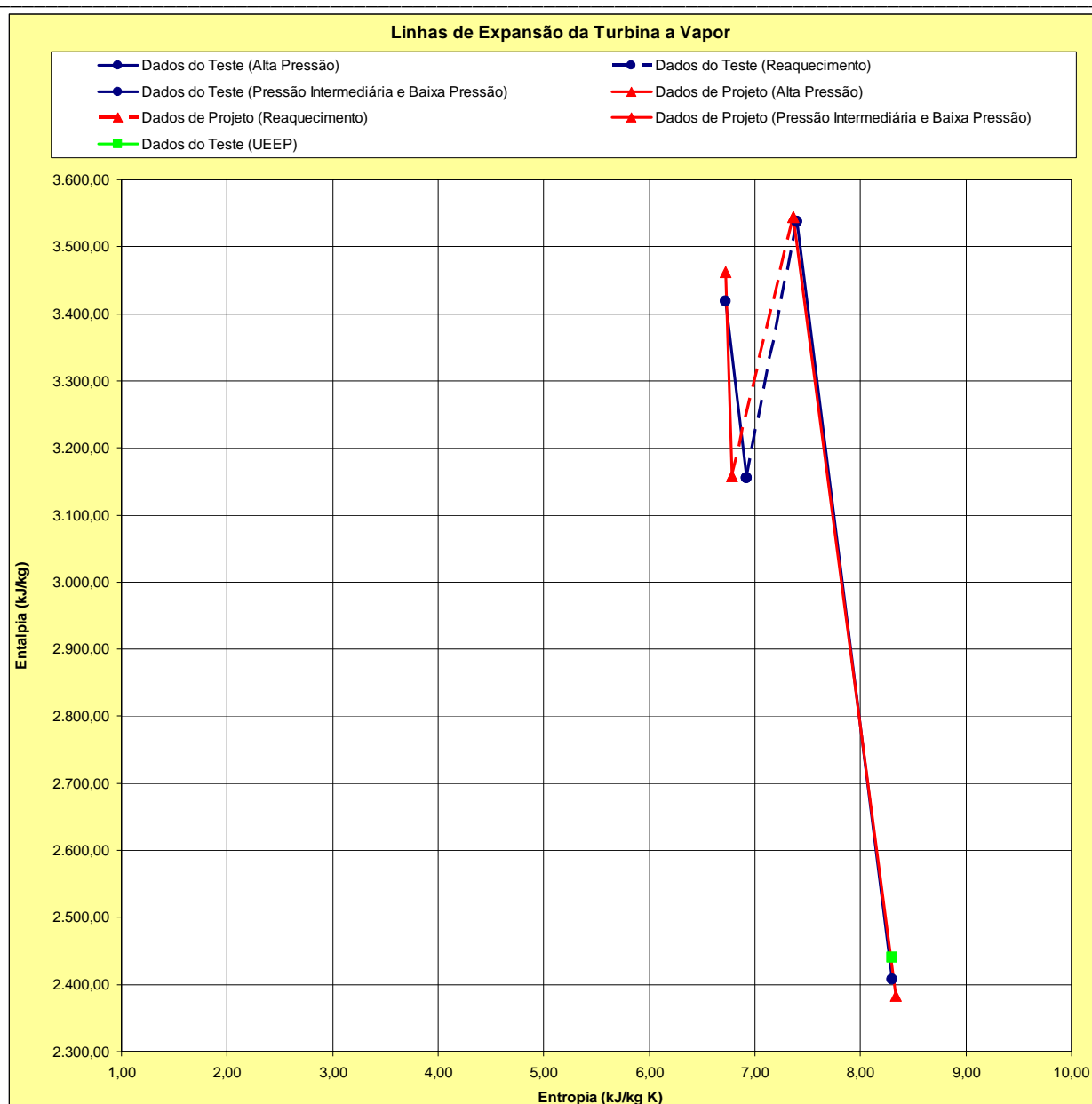


Figura 2.4: Exemplo de um diagrama de Mollier mostrando uma linha de expansão.

2.1.4 – Eficiência isentrópica das seções da turbina

O teste da eficiência isentrópica é utilizado no monitoramento do desempenho das turbinas a vapor. Este tipo de teste, indiretamente indica o estado térmico da turbina nas suas seções de alta, média e baixa pressão. O teste envolve um número mínimo de instrumentos, mas estabelece a eficiência das seções de alta, média e baixa pressão da turbina; em relação à eficiência de projeto, assim dessa maneira, pode-se através do teste, determinar qual a seção que sofreu uma maior queda de rendimento, com a conseqüente diminuição da eficiência total da turbina (Albert, 2000).

O teste da eficiência isentrópica consiste basicamente nas medições das temperaturas e pressões finais e iniciais das seções da turbina. Os pontos de medição serão mostrados mais adiante neste capítulo.

2.1.5 – O Heat Rate na turbina a vapor

Relacionado ao conceito de eficiência o Heat Rate da Turbina a vapor é definido como a potência ou energia mecânica produzida pela turbina a vapor dividido pela energia consumida pelo ciclo (energia térmica entregue ao ciclo).

O consumo de calor, ou seja, a energia necessária para se produzir vapor d'água, é a entalpia do vapor gerado pela caldeira (ou gerador de vapor) menos a entalpia devolvida ou entregue ao ciclo pelos aquecedores regenerativos de vapor, provenientes do ciclo para o gerador de vapor.

Nas plantas térmicas de ciclo Rankine, o ciclo a vapor é geralmente definido com a inserção da turbina a vapor mais a quantidade necessária de aquecedores regenerativos. O consumo de calor do ciclo a vapor é igual a energia (ou entalpia necessária para se gerar vapor d'água) térmica fornecida pela queima de um combustível qualquer na caldeira, menos qualquer perda de energia ou vapor que ocorra entre a caldeira e a turbina a vapor.

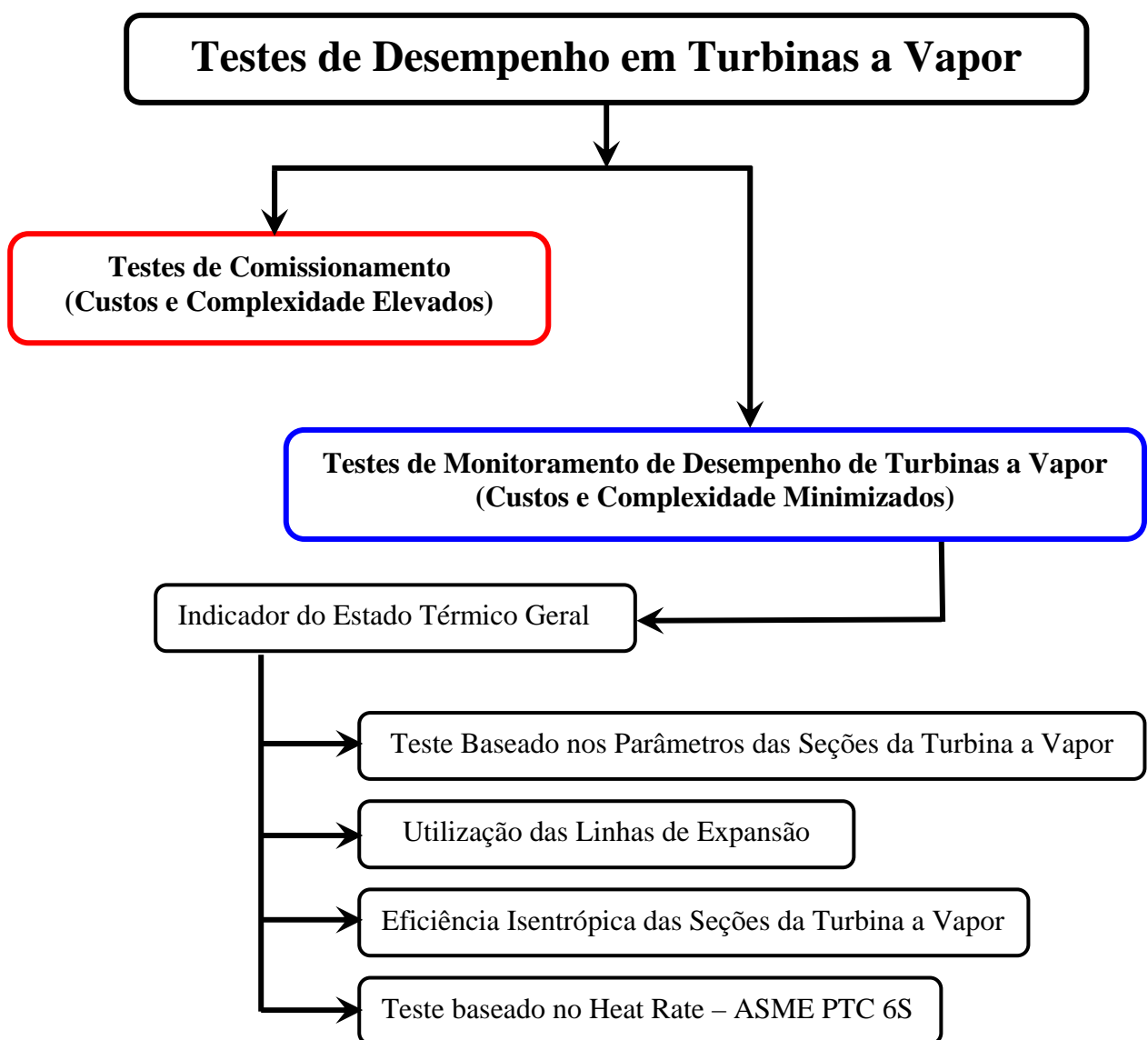
Nas plantas de ciclo combinado, o consumo de calor é a energia transferida (calor) na caldeira recuperativa, proveniente dos gases quentes da turbina a gás para a água / vapor, menos quaisquer perdas que ocorram entre a caldeira recuperativa de calor e a turbina a vapor (LI ET AL, 1985).

O Heat Rate da turbina a vapor pode então ser definida como:

$$\text{Heat Rate} = \frac{\text{Energia Contida no Vapor D'água}}{\text{Potência Mecânica Produzida pela Turbina a Vapor}} \quad (2.1)$$

2.1.6 – Diagrama em blocos dos testes de monitoramento de desempenho da turbina a vapor.

A metodologia dos testes de desempenho em turbinas a vapor pode ser melhor compreendida através do diagrama de blocos a seguir. Inicialmente, realizam-se os testes de comissionamento durante a aceitação da turbina, testes mais complexos e caros. Já os testes de monitoramento de desempenho desenvolvido neste trabalho seguem uma seqüência simples, e de menor custo.



Os testes de monitoramento de desempenho de turbinas a vapor são um indicativo do estado térmico geral da turbina, e para que se possa avaliar o estado térmico são necessários alguns testes, cada qual indicando como está o estado térmico da turbina.

O teste baseado nos parâmetros das seções da turbina a vapor, consiste em se avaliar as pressões, temperaturas e vazões mássicas de vapor que entram e que saem da turbina a vapor, comparando-as a parâmetros de referência pré-determinados (valores de pressão, temperatura e vazão de projeto, ou de algum teste de desempenho anteriormente realizado).

A utilização das linhas de expansão consiste em se comparar os gráficos das linhas de expansão do vapor da turbina com valores de projeto ou de algum teste realizado anteriormente, isto demonstra em como a expansão do vapor está se “comportando” através da turbina.

O uso da eficiência isentrópica das seções da turbina a vapor mostra em quanto está a eficiência da turbina em cada seção, ou seja, o quanto a seção em estudo está sendo eficiente em transformar a energia térmica contida no vapor d’água em energia mecânica.

O teste do Heat Rate mostra a “eficiência” do ciclo a vapor, ou seja, avalia se a energia térmica gasta para se gerar vapor está sendo totalmente utilizada ou não na geração de energia mecânica.

2.2 – Determinação das Prováveis Causas de Queda do Desempenho nas Seções da Turbina

A partir das análises realizadas nas seções anteriores que identificam as mudanças nas seções de alta, média e baixa pressão na turbina, podem-se aplicar técnicas para a determinação das prováveis causas, bem como os seus efeitos. Para tanto é desejável colocar em forma de gráfico os parâmetros que se desviam significativamente dos valores de projeto em função do tempo. Esta análise gráfica permitirá a determinação de como as mudanças ocorreram, isto é, rápida ou suavemente (LI ET AL, 1985).

2.2.1 – Diagnóstico dos problemas térmicos na turbina

Quatro principais problemas em comum podem ser esperados no que se refere a danos em turbinas a vapor:

1. Vazamentos excessivos de vapor;
2. Erosão por partículas sólidas (por exemplo, gotículas de água);

3. Danos internos;
4. Incrustações.

Cada um destes problemas potenciais possui características que irão permitir o diagnóstico na base dos resultados do monitoramento por testes de desempenho.

Na Tabela 2.4 apresenta-se uma síntese dos sintomas que normalmente estão presentes para cada um dos problemas citados acima. Para se utilizar a tabela primeiramente verificar qual o dano a ser avaliado, em seguida verificar como o dano apareceu, o seu efeito local, colaterais. Uma breve descrição de cada um irá auxiliar no diagnóstico do estado térmico da turbina.

Tabela 2.4: Carta de Diagnóstico de Perdas Características (fonte: LI ET AL, 1985).

Danos por Desgaste e Atrito no Sistema de Selagem	
Modo de Aparecimento	Acontece rapidamente – mais comumente na primeira partida.
Efeito Local	Aumento da vazão de vapor. Diminuição na eficiência da seção.
Efeitos Colaterais	Prejudica o escoamento do vapor.
Aparência do Efeito	A razão da porcentagem de variação da eficiência pela porcentagem da variação na vazão geralmente é maior do que 1 (valores absolutos).
Danos Especiais	Nenhum dano especial.
Danos por Erosão por Partículas Sólidas	
Modo de Aparecimento	Usualmente aparece de forma gradual.
Efeito Local	Aumento na vazão de vapor. Diminuição da eficiência. Os efeitos são piores, geralmente, na admissão do vapor e nos primeiros estágios da turbina. A magnitude da erosão pode ser mais grave nas válvulas de admissão de vapor (parcializadoras).
Efeitos Colaterais	Variação ou mudança da potência produzida; mudança na distribuição de pressão pelos estágios e mudança na distribuição da vazão de vapor pelas seções da turbina.
Aparência do Efeito	O efeito pode ser maior em cargas parciais. As perdas na eficiência comparadas às de projeto serão muito maiores em cargas parciais.
Danos Especiais	Sobrecarga dos bocais.
Danos por Incrustações	
Modo de Aparecimento	Usualmente de forma gradual, podendo alcançar uma magnitude autolimitante, quando não é mais possível aumentar a agregação de material.
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuindo a vazão de vapor admitido pela turbina.
Efeitos Colaterais	Mudança na potência e mudança na distribuição das pressões através da turbina.
Aparência do Efeito	A eficiência da seção pode diminuir de 3 a 4 vezes assim como a vazão de vapor pela turbina. Ocorrem mudanças na distribuição das cargas axiais sobre os mancais, na direção oposta ao fluxo de vapor.
Danos Especiais	Danos por esforços excessivos sobre os mancais de escora.
Danos Internos	
Modo de Aparecimento	Geralmente abrupta – podendo ter os sintomas subseqüentes.
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuição na vazão de vapor pela turbina.
Efeitos Colaterais	Aumento na vibração; mudança na distribuição das pressões pela turbina; mudanças nos esforços axiais sobre os mancais.
Aparência do Efeito	Não existe um padrão consistente.
Danos Especiais	Quebra ou perdas de partes ou estruturas mecânicas da máquina.

As perdas a partir das causas acima mencionadas são altamente variáveis. Uma faixa das condições típicas encontradas numa inspeção é mostrada na Tabela 2.5. As perdas de desempenho devido aos danos citados na Tabela 2.4 variam numa faixa de 0 a 12% como mostra a Tabela.

Tabela 2.5: Perdas Típicas Sobre as Seções de uma Turbina a Vapor (fonte: LI ET AL, 1985).

Seções	Erosão por Partículas Sólidas	Incrustações	Danos Internos	Desgaste nos Selos
Alta Pressão	0 – 2 %	0 – 10 %	0 – 3 %	2 – 12 %
Pressão Intermediária	0 – 2 %	0 – 5 %	0 – 2 %	1 – 4 %
Baixa Pressão	0 – 0,5 %	0 – 3 %	0 – 1 %	0 – 1 %

2.2.2 – Diagnóstico das áreas com problemas

➤ Erosão por partículas sólidas

Esta erosão é resultante dos danos provocados por materiais oxidados provenientes das tubulações da caldeira, e que são arrastados pelo vapor. Os efeitos imediatos são o aumento nas áreas de passagem do vapor e decréscimo da eficiência.

Este tipo de erosão geralmente ocorre nos estágios de admissão do vapor (ou seja, nos primeiros estágios da seção de alta pressão ou no primeiro estágio de uma seção reaquescida) onde os efeitos da erosão são mais severos (LI ET AL, 1985).

2.2.3 – Danos internos

Os danos internos numa turbina são comumente causados por:

- ✓ Partículas sólidas pesadas carregadas pelo vapor proveniente da caldeira;
- ✓ Componentes da turbina que quebraram ou vibram muito;
- ✓ Material estranho deixado na turbina ou caldeira após a manutenção.

Em muitos casos o resultado será a redução da vazão de vapor; além disso, os danos internos podem ser acompanhados por um aumento na vibração (temporária ou permanente) e por uma mudança nos esforços axiais sobre os mancais.

A Figura 2.5 mostra um exemplo de danos internos por incrustações por partículas sólidas, neste caso, restos de escória (restos de soldas) que foram transportadas pelo vapor a partir de uma manutenção na caldeira.

As causas de queda de desempenho aqui listadas neste capítulo não esgotam todas as prováveis causas, mas indicam as que possuem maior ocorrência. Assim para cada máquina deverá ser feita uma análise direcionada ao problema encontrado. Para isso o procedimento de cálculo para a avaliação do estado térmico da turbina mostra-se uma ferramenta muito útil, como será descrito na sequência.



Figura 2.5: Exemplo de danos internos (incrustações) por partículas sólidas (fonte: STAGGERS ET AL, 1987).

2.3 – Procedimento de Cálculo

A seqüência abaixo mostra como realizar os cálculos para a determinação dos parâmetros utilizados durante o monitoramento de desempenho de turbinas a vapor.

2.3.1 – Balanço de massa e energia

A metodologia para o balanço de massa e energia de uma turbina a vapor aqui apresentado é um procedimento genérico, pois cada turbina e seus equipamentos auxiliares (bombas, aquecedores regenerativos, condensador, tubos de alta pressão, etc.) podem ser arranjados de forma diferente no ciclo, assim, para cada turbina deverá ser feito um procedimento de cálculo de balanço térmico específico para esta.

Para as turbinas a vapor operando num ciclo combinado, não haverá diferenças notáveis na metodologia do balanço; desde que o princípio da conservação da massa e energia seja aplicado no cálculo (LI ET AL, 1985).

Será mostrada a aplicação do procedimento a seguir para um ciclo Rankine regenerativo com reaquecimento, um procedimento análogo pode ser aplicado para um ciclo combinado (DRBAL ET AL, 2000).

A) Ajuste do balanço de massa e energia.

- 1) Estabeleça a configuração do ciclo, os parâmetros do vapor (pressão, temperatura e vazão) e a potência gerada pela unidade;
- 2) Estabeleça as diferenças da temperatura terminal dos aquecedores regenerativos e dos drenos de resfriamento;
- 3) Especifique as hipóteses a serem utilizadas para o balanço térmico. Neste caso, a Tabela 2.6 mostra as hipóteses geralmente aplicadas para estabelecer o balanço de massa e energia.

B) Utilização dos dados de projeto ou o “kit térmico” do fabricante.

- 1) Estimar as vazões. A Tabela 2.7 apresenta uma distribuição aproximada das vazões para um ciclo Rankine regenerativo com reaquecimento. Embora o ideal seja dispor destes dados na documentação do fabricante. Alternativamente, como ferramenta auxiliar, o uso de um diagrama de balanço térmico (esquema térmico da turbina) pode ser aplicado para se estabelecer a distribuição inicial das vazões pelo ciclo. As vazões que geralmente servem de aproximação ou ajuste da distribuição são:
 - (i) Vazão do vapor reaquecido;
 - (ii) Vazão das bombas de condensado;
 - (iii) Vazão das bombas de alimentação da caldeira;
 - (iv) Vazão de admissão de vapor pelas válvulas parcializadoras;
 - (v) Vazão de exaustão, ou a vazão de saída do vapor por cada seção da turbina.
- 2) Calcular os vazamentos ou as vazões de vapor necessárias do sistema de selagem;
- 3) Calcular a vazão de extração de vapor, começando pelo aquecedor regenerativo mais próximo à caldeira indo na direção ao aquecedor mais próximo do condensador;
- 4) Determinar a distribuição da vazão de vapor pela turbina.

Tabela 2.6: Hipóteses geralmente aplicadas ao se realizar o balanço de massa e energia numa turbina a vapor (fonte: DRBAL AT AL, 2000).

As condições da sucção da bomba de alimentação da caldeira serão a pressão e temperatura do desareador. A pressão de descarga da bomba de alimentação será 125 % (ou 1,25 vezes) a pressão do vapor admitido pelas válvulas parcializadoras.	
As eficiências da bomba de alimentação da caldeira irão variar com a carga da seguinte forma:	
Condição	Eficiência da Bomba
Válvulas totalmente abertas e turbina a vapor na carga máxima.	84 %
Turbina a Vapor em 75 % da carga.	83 %
Turbina a Vapor em 50 % da carga.	67 %
Turbina a Vapor em 25 % da carga.	40 %
Para um ciclo a vapor, onde a bomba de alimentação da caldeira é acionada por uma turbina a vapor auxiliar, as eficiências das bombas irão variar sob a seguinte forma:	
Condição	Eficiência da Bomba
Válvulas totalmente abertas e turbina a vapor na carga máxima.	80 %
Turbina a Vapor em 75 % da carga.	78 %
Turbina a Vapor em 50 % da carga.	77 %
Turbina a Vapor em 25 % da carga.	77 %
A queda de pressão na linha de extração de vapor para a turbina auxiliar é de 3 % da pressão de admissão.	
Existe uma queda de pressão entre o ponto da extração de vapor da turbina e o aquecedor regenerativo. O valor é usualmente 3 ou 5 % da pressão de extração de vapor no flange.	
Existe uma queda de pressão proveniente da exaustão do vapor da seção de alta pressão até as válvulas interceptadoras da turbina de pressão intermediária devido às tubulações para o reaquecimento do vapor. O valor normalmente usado é de 10% da pressão de exaustão da seção de alta pressão.	
O condensado que sai do condensador irá ter a temperatura de saturação correspondente à pressão de exaustão da turbina de baixa pressão.	
O condensado será considerado líquido saturado nas entradas e saídas dos aquecedores regenerativos.	

Tabela 2.7: Distribuição da Vazão Aproximada para os Ciclos a Vapor Regenerativos com Reaquecimento (fonte: DRBAL ET AL, 2000).

A vazão do vapor reaquecido é aproximadamente 90 % da vazão de admissão das válvulas parcializadoras.
A vazão de exaustão do vapor na turbina será de 65 a 75 % da vazão de admissão das válvulas parcializadoras, sendo a vazão utilizada para o aquecimento da água de alimentação da caldeira.
Regras de calculo quando o aumento de temperatura através do aquecedor regenerativo for conhecido:
a) Para os aquecedores de baixa pressão e o desareador, a vazão de extração será aproximadamente 1 % da vazão de admissão das válvulas parcializadoras para cada 7,8 °C de aumento de temperatura.
b) Para os aquecedores de alta pressão, a vazão de extração será aproximadamente 1 % da vazão de admissão das válvulas parcializadoras para cada 5,6 °C de aumento de temperatura.

Para se determinar às condições de extração do vapor (pressão e temperatura) da turbina, podem ser consideradas no cálculo as condições em torno do aquecedor regenerativo correspondente a extração de vapor. As condições em torno do aquecedor são determinadas pelo uso da diferença de temperatura terminal (*TTD – Terminal Temperature Difference*) e a aproximação do dreno de resfriamento (*DCA – Drain Cooler Approach*) (Li et al, 1985).

Por exemplo, a temperatura da água que sai do aquecedor é dada por:

$$T_s = T_{sat} - TTD \quad (2.2)$$

Onde:

T_s = temperatura de saída.

T_{sat} = temperatura de saturação do vapor da extração.

E a temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor é dada por:

$$T_d = T_e + DCA \quad (2.3)$$

Onde:

T_d = temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor.

T_e = temperatura da água de alimentação que entra no aquecedor.

Desde que a queda de pressão no aquecedor regenerativo seja desprezada a pressão de entrada, será igual a pressão de saída. A Figura 2.6 mostra um diagrama esquemático para um aquecedor regenerativo da água de alimentação da caldeira.

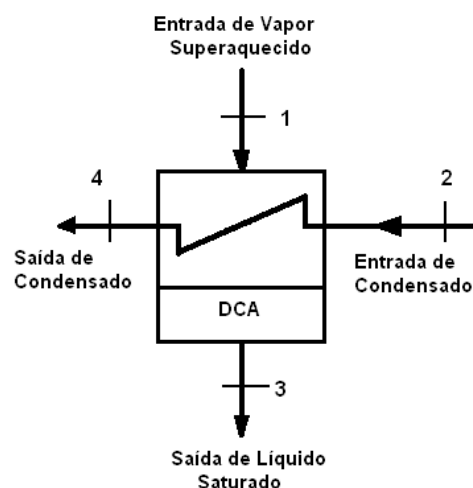


Figura 2.6: Diagrama esquemático para um aquecedor regenerativo da água de alimentação da caldeira (fonte: LI ET AL, 1985).

Da Figura 2.6. pode ser deduzida a seguinte equação de balanço de massa e energia:

$$\dot{m}_{ve} \cdot h_{vee} + \dot{m}_a \cdot h_{ae} = \dot{m}_{cs} \cdot h_{ces} + \dot{m}_a \cdot h_{as} \quad (2.4)$$

Onde:

\dot{m}_{ve} = vazão mássica do vapor de extração (kg/s);

\dot{m}_a = vazão mássica da água de alimentação (kg/s);

h_{vee} = entalpia específica do vapor de extração na entrada (kJ/kg);

h_{ces} = entalpia específica do condensado da extração na saída (kJ/kg);

\dot{m}_{cs} = vazão mássica de condensado na saída (kg/s);

h_{ae} = entalpia específica da água de alimentação na entrada (kJ/kg);

h_{as} = entalpia específica da água de alimentação na saída (kJ/kg).

Como critério, deve-se adotar que a vazão mássica do vapor da extração será igual a vazão mássica do condensado na saída (para os aquecedores de superfície), ou seja:

$$\dot{m}_{ve} = \dot{m}_{cs} \quad (2.5)$$

Caso se queiram utilizar as perdas de carga para cada aquecedor regenerativo na determinação da vazão do condensado que sai pelo dreno do aquecedor regenerativo, deverá ser consultada a norma ASME PTC 12.1, referente a testes de desempenho de aquecedores regenerativos fechados, pois este tipo de cálculo não será abordado neste trabalho.

Desde que os dados das condições de pressão e temperatura em torno do aquecedor estejam disponíveis, os dados de entalpia podem ser facilmente obtidos a partir de tabelas de propriedade do vapor d'água. Assim, como a vazão da água de alimentação é conhecida, pode-se isolar a vazão mássica do vapor de extração e obter o seu valor numérico.

Para o cálculo do balanço de massa e energia de uma turbina a vapor operando num ciclo combinado; os valores das vazões de vapor em torno dos tambores de alta, média ou baixa pressão podem ser determinadas de forma análoga aos aquecedores regenerativos da água de alimentação da caldeira. Em relação ao cálculo das vazões de vapor de selagem da turbina, o Apêndice I descreve o procedimento de cálculo.

2.3.2 - Cálculo da eficiência das seções da turbina

Os valores das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão obtida usando-se a sequência de cálculos mostrados a seguir, que são sintetizados na Tabela 2.8 incluem perdas, tais como:

- ✓ Quedas de pressão (perda de carga) nas válvulas interceptadoras e de parada;
- ✓ Queda de pressão no duto de passagem (crossover);
- ✓ Perdas na exaustão das seções sem condensação de vapor.

Este método de cálculo desenvolvido por Spencer et al (1974) possui algumas limitações como, por exemplo: o cálculo da eficiência da seção de pressão intermediária não inclui a queda de pressão de 2 % através das válvulas interceptadoras.

Além disso a seqüência de passos para as turbinas a vapor sem reaquecimento e para as turbinas reaquecidas com rotação de 1.800 rpm, não serão incluídas neste trabalho, pois as seqüências são análogas as que serão apresentadas a seguir.

Para se utilizar a Tabela 2.8 deve-se primeiramente selecionar qual a seção de pressão da turbina a vapor a ser estudada, como por exemplo a seção de alta pressão. Em seguida quantos bocais a seção possui; 1 ou 2. Feito isto basta “descer” a tabela começando na linha com o valor da eficiência base; em seguida realizar os cálculos necessários ate chegar ao “fim” da coluna desta tabela. Nas páginas seguintes é mostrado em como realizar estes cálculos usando-se a Tabela 2.8.

Tabela 2.8: Procedimento de Cálculo da Eficiência (Todas as Correções estão em Porcentagem)
(fonte: SPENCER ET AL, 1974).

Tipo de Turbina Parâmetros	Não Reaquecidas	Seções de Alta Pressão		Seções de Pressão Intermediária	Seções Reaquecidas		
	3600 [rpm] com Condensação e 2 Bocais de estágio de Distribuição	3600 [rpm] sem Condensação e 1 Bocal de estágio de Distribuição	3600 [rpm] sem Condensação e 2 Bocais de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] sem Condensação e sem estágio Governante	3600 [rpm] com Condensação e sem estágio Governante	3600/1800 [rpm] com Condensação e sem Estágio Governante	1800 [rpm] com Condensação e sem estágio Governante
Eficiência Base	89,48	87,00	84,00	Apêndice II; Figura A.II.12	91,93	91,93	92,95
Correção da Eficiência para a Vazão Volumétrica	$-\frac{430.260}{Q \cdot v} \cdot N$	$-\frac{1.005.200}{Q \cdot v} \cdot N$	$-\frac{1.350.000}{Q \cdot v} \cdot N$	—	$-\frac{1.270.000}{Q \cdot v} \cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q \cdot v} \cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q \cdot v} \cdot N$
Correção da Eficiência para o Estágio Governante	Apêndice II; Figura A.II.1	Apêndice II; Figura A.II.6	—	—	—	—	—
Correção da Eficiência para a Razão de Pressão	—	Apêndice II; Figura A.II.5	Apêndice II; Figura A.II.9	—	—	—	—
Correção da Eficiência para as Condições Iniciais	Apêndice II; Figura A.II.13	—	—	—	Apêndice II; Figura A.II.13	Apêndice II; Figura A.II.13	Apêndice II; Figura A.II.13
Correção da Eficiência para o Estágio Governante a Carga Parcial	Apêndice II; Figura A.II.3	Apêndice II; Figura A.II.7	—	—	—	—	—
Correção da Eficiência para a Carga Parcial	Apêndice II; Figura A.II.2	Apêndice II; Figura A.II.8	Apêndice II; Figura A.II.10	—	—	—	—
Correção da Eficiência para a Substituição de 1800 [rpm] na Seção de Baixa Pressão	—	—	—	—	—	$1,25 \cdot \left(\frac{AE_{1800}}{AE_{Rht.Sect.}} \right)_{1,5pol}$	—
Correção da Eficiência para a Média das Iterações (Opcional)	Apêndice II; Figura A.II.4	Apêndice II; Figura A.II.11	Apêndice II; Figura A.II.11	—	—	—	—

➤ Cálculo da eficiência da seção de alta pressão

A seqüência de passos seguintes fazem referências às equações e gráficos localizados no Apêndice II, e à Tabela 2.8 para uma turbina a vapor com uma seção de alta pressão com 3.600 rpm de rotação, sem condensação e com 1 bocal de estágio de distribuição. A seqüência de passos para uma seção com 2 bocais de distribuição é análoga a esta seqüência.

Os dados de entrada para o cálculo devem estar no sistema inglês de unidades, pois as equações foram desenvolvidas neste sistema de unidades, como é explicado no Apêndice II, caso contrário deverá ser realizado as conversões de unidades do Sistema Internacional para o sistema inglês.

1º Passo:

Eficiência Base: 87 %

2º Passo:

Correção da eficiência para a vazão volumétrica:

$$\eta_m = 87,00 - \Delta\eta_1 \cdot 87,00 \quad (2.6)$$

onde:

$$\Delta\eta_1 = \left(\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c} \right) \cdot N \quad (2.7)$$

\dot{m}_{cp} = vazão do vapor de controle de projeto (lb/h);

ϑ_c = volume específico do vapor de controle (ft³/lb);

N = número de seções de fluxo paralelo.

3º Passo:

Correção da eficiência para o estágio governante:

$$\eta_{DM} = \eta_m + \Delta\eta_2 \cdot \eta_m \quad (2.8)$$

onde:

$\Delta\eta_2$ = equação A.II.6.

4º Passo:

Correção da eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto:

$$\eta_{AP} = \eta_{DM} + \Delta\eta_3 \cdot \eta_{DM} \quad (2.9)$$

onde:

$\Delta\eta_3$ = equação A.II.5.

5º Passo:

Correção da eficiência para o estágio governante a carga parcial:

$$\eta_{EG} = \eta_{AP} + \Delta\eta_4 \cdot \eta_{AP} \quad (2.10)$$

onde:

$\Delta\eta_4$ = equação A.II.7.

6º Passo:

Correção da eficiência para a carga parcial ou mínima:

$$\eta_{AP_{\text{carga parcial}}} = \eta_{EG} + \Delta\eta_5 \cdot \eta_{EG} \quad (2.11)$$

onde:

$\Delta\eta_5$ = equação A.II.8.

➤ **Cálculo da eficiência da seção de pressão intermediária**

Para o cálculo da seção de pressão intermediária, basta utilizar a equação A.II.12 no Apêndice II, como mostrado na Tabela 2.8.

➤ **Cálculo da eficiência da seção reaquecida (seção de pressão intermediária + a seção de baixa pressão)**

Esta sequência de passos para o cálculo da eficiência da seção reaquecida, será descrita a seguir devido ao fato de que algumas turbinas a vapor utilizadas em ciclo combinado, possuem as seções de pressão intermediária e de baixa pressão construídas sob uma mesma carcaça, ficando muito difícil a separação destas seções para o cálculo de suas eficiências. No entanto, este procedimento pode ser aplicado para turbinas a vapor com seções de baixa pressão separadas fisicamente da seção de pressão intermediária como ocorre em grande parte nas turbinas usadas no ciclo Rankine.

Os dados de entrada para o cálculo devem estar no sistema inglês de unidades, pois as equações foram desenvolvidas neste sistema de unidades, como é explicado no apêndice II.

1º Passo:

Eficiência Base: 91,93 %

2º Passo:

Correção da eficiência para a vazão volumétrica:

$$\eta_{in} = 91,93 - \Delta\eta_1 \cdot 91,93 \quad (2.12)$$

onde:

$$\Delta\eta_1 = \left(\frac{1.270.000}{\dot{m}_{RE} \cdot \vartheta_{VI}} \right) \cdot N \quad (2.13)$$

\dot{m}_{RE} = vazão do vapor de projeto da seção reaquescida (lb/h);

ϑ_{VI} = volume específico do vapor na pressão e temperatura de projeto antes das válvulas interceptadoras (ft³/lb);

N = número de seções de fluxo paralelo no início da expansão.

3º Passo:

Correção da eficiência para as condições iniciais de temperatura e pressão:

$$\eta_{CI} = \eta_{in} + \Delta\eta_2 \cdot \eta_{in} \quad (2.14)$$

onde:

$\Delta\eta_2$ é obtido pela equação A.II.13 no Apêndice II.

4º Passo:

Cálculo da entalpia para o ponto final da linha de expansão ou ELEP (Expansion Line End Point):

$$ELEP_{1,5} = H_m - \left(\frac{\eta_{CI}}{100} \right) \cdot (H_m) - H_{xs} \quad (2.15)$$

onde:

H_m = entalpia da mistura do vapor que vem dos selos da seção de alta pressão somada ao vapor de entrada da turbina de pressão intermediária. Se não existir o vapor de selagem vindo da seção de alta pressão, então $H_m = H_{VI}$;

H_{VI} = entalpia específica do vapor após as válvulas interceptadoras;

H_{xs} = entalpia específica sob a linha de expansão isentrópica com pressão de 1,5 pol Hg abs (1,5 pol Hg abs = 0,0507958 bar).

5º Passo:

Cálculo do título e da porcentagem de umidade presente no vapor dentro do condensador para uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

$$\chi_1 = \frac{ELEP_{1,5} - h_{líquido}}{h_{vapor} - h_{líquido}} \quad (2.16)$$

$$\%_{umidade} = Y_1 = 1 - \chi_1 \quad (2.17)$$

onde:

χ_1 = título do vapor;

$ELEP_{1,5}$ = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

$h_{líquido}$ = entalpia específica do líquido do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

h_{vapor} = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

Y_1 = porcentagem de umidade presente no vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

6º Passo:

Cálculo da mudança do $ELEP_{1,5}$ para a pressão absoluta de exaustão no condensador observada durante o teste:

$$\Delta ELEP = \Delta ELEP_0 \cdot (0,87) \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_1) \quad (2.18)$$

$$ELEP_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}} = ELEP_{1,5} + \Delta ELEP \text{ (Btu/lb)} \quad (2.19)$$

onde:

$\Delta ELEP_0$ é obtido pela equação A.II.14 no Apêndice II.

$\Delta ELEP$ = variação da entalpia no ponto final da expansão para a pressão absoluta do condensador durante o teste.

7º Passo:

Cálculo do título e da porcentagem de umidade presente no vapor de exaustão da turbina para o condensador, para a pressão medida durante o teste (pressão absoluta em polegadas de mercúrio).

$$\chi_2 = \frac{ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}} - h_{líquido}}{h_{vapor} - h_{líquido}} \quad (2.20)$$

$$\%_{\text{umidade}} = Y_2 = 1 - \chi_2 \quad (2.21)$$

onde:

χ_2 = título do vapor;

$ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}}$ = entalpia específica do vapor calculada pela equação 2.17.

$h_{líquido}$ = entalpia específica do líquido saturado na pressão medida durante o teste.

h_{vapor} = entalpia específica do vapor saturado na pressão medida durante o teste.

Y_2 = porcentagem de umidade presente no vapor na pressão medida durante o teste.

8º Passo:

Cálculo da Velocidade Anular na saída do vapor após o último estágio da seção de baixa pressão:

$$V_{an} = \frac{\dot{m}_{cond} \cdot v \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3.600 \cdot A_{an} \cdot N} \text{ (pés/s)} \quad (2.22)$$

Onde:

A_{an} = a área anular da seção de exaustão em pés²;

\dot{m}_{cond} = vazão mássica do vapor de exaustão da turbina de baixa pressão para o condensador em lb/h. Esta vazão é obtida a partir do cálculo do balanço de massa e energia.

v = volume específico do vapor na exaustão da turbina em pés³/lb;

Y_2 = é o valor obtido da equação 2.19;

N = número de fluxos do vapor de exaustão da turbina de baixa pressão para o condensador.

A área anular da seção de exaustão da turbina de baixa pressão é dada pela seguinte equação:

$$A_{an} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (2.23)$$

Onde:

D_{ext}^2 = diâmetro externo da pá do último estágio da turbina de baixa pressão;

D_{int}^2 = diâmetro interno da pá do último estágio da turbina de baixa pressão.

Estes diâmetros são mais facilmente identificados com a ajuda da Figura 2.7.

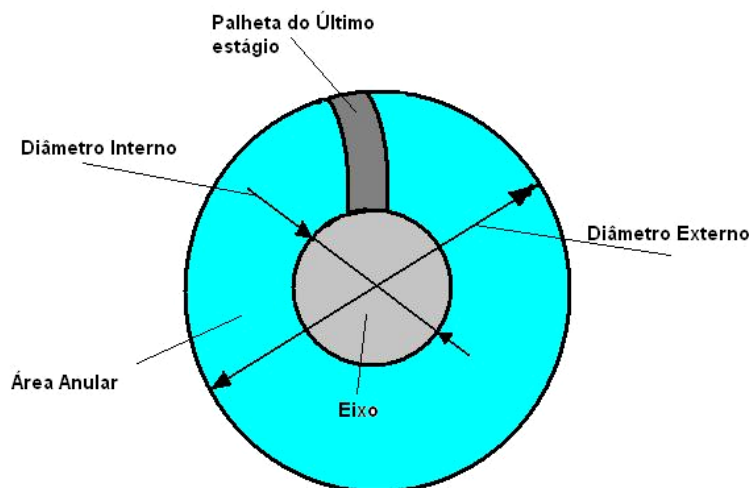


Figura 2.7: Representação esquemática dos diâmetros internos e externos do último estágio da turbina de baixa pressão.

9º Passo:

Cálculo das perdas na exaustão:

O valor das perdas totais na exaustão é requerido para se calcular a entalpia do UEEP (Used Energy End Point) ou a Energia Utilizada até o Ponto Final da Linha de Expansão. Estas perdas conhecidas por TEL (Total Exhaust Loss) podem ser plotadas versus a velocidade anular,

para diversos comprimentos de pá do último estágio da turbina de baixa pressão. Estas perdas são mostradas na Figura 2.8. O fabricante da turbina a vapor fornece estas curvas para a determinação dessas perdas na exaustão. Para se utilizar o gráfico, é necessário se conhecer o comprimento da pá do último estágio e verificar qual a curva que representa esta pá. Em seguida deverá ser calculado a velocidade anular do vapor que sai após esta pá; assim temos o valor da perda na exaustão.

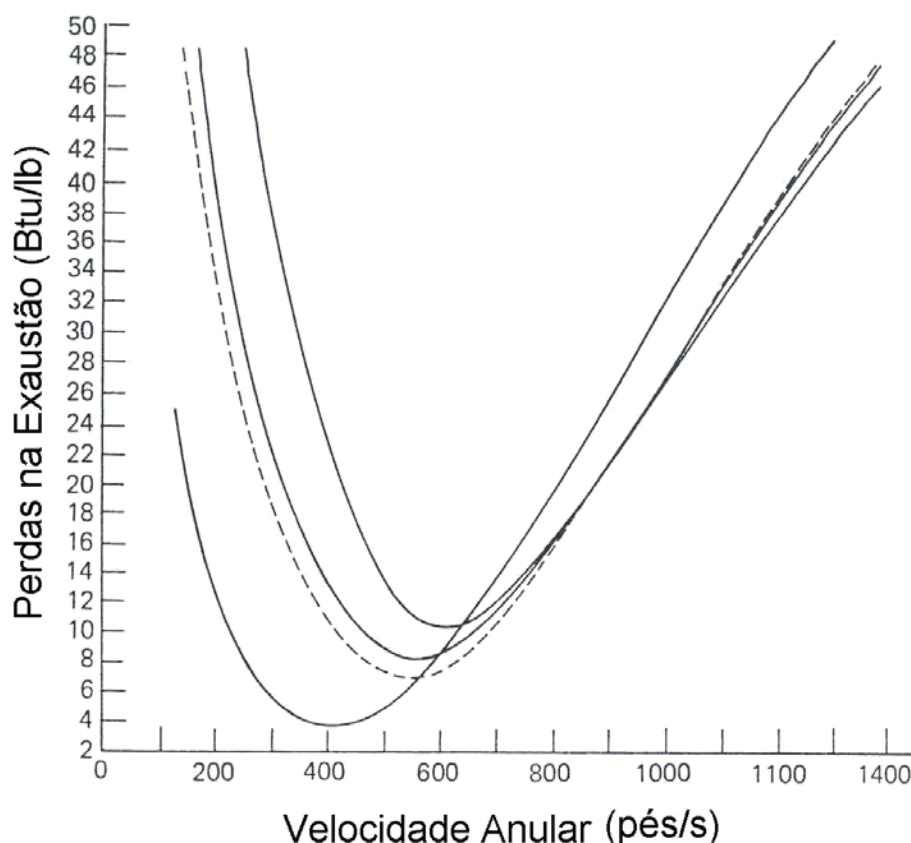


Figura 2.8: Exemplo das curvas de perdas na exaustão fornecidas pelo fabricante (SPENCER ET AL, 1974).

Como o comprimento da pá do último estágio da turbina de baixa pressão, o diâmetro médio e a área anular desta última seção, são geralmente padronizado, estas curvas podem ser colocadas em forma de tabela, e através de equações de interpolação matemática, pode-se determinar com maior precisão as perdas na exaustão, a partir das velocidades de exaustão do vapor da turbina de baixa pressão (SPENCER ET AL, 1974).

A Tabela 2.9 apresenta os valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão.

Tabela 2.9: Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

	3600 [rpm]						1800 [rpm]			
Comprimento da Palheta do Último Estágio [pol]	20	23	26	30	33,5	20	38	38	43	52
Diâmetro Médio [pol]	60	65,5	72,125	85	90,5	75	115	127,5	132	152
Área Anular [pé ²]	26,2	32,9	41,1	55,6	66,1	32,7	95,3	105,7	123,8	172,4
Velocidade Anular [pés/s]	Curva 1	Curva 2	Curva 3	Curva 4	Curva 5	Curva 6	Curva 7	Curva 8	Curva 9	Curva 10
128	25,61	53,65	64,09	99,21	106,70	76,30	42,85	51,63		75,69
150	20,64	46,50	56,15	88,90	95,43	67,90	37,80	45,50		65,64
175	16,10	40,08	47,58	77,88	84,28	58,70	32,63	38,38		55,68
200	12,75	34,35	40,55	67,65	74,38	50,50	28,40	32,65		48,05
250	8,33	24,95	29,75	50,85	56,72	37,50	21,60	23,80		36,00
300	5,53	18,68	22,48	38,38	43,00	28,75	16,60	17,43		27,80
350	4,09	14,23	17,28	29,83	32,82	22,25	13,13	12,91		21,45
400	3,73	10,90	13,55	23,15	25,40	17,10	10,55	9,80		16,30
450	3,95	8,65	10,82	17,80	19,40	13,45	9,00	7,97		12,50
500	4,90	7,45	8,85	13,60	14,66	11,00	8,13	7,07		9,60
550	6,57	7,12	8,30	11,20	11,93	9,70	7,89	7,02		8,55
600	8,65	7,55	8,50	10,45	10,80	9,60	8,40	7,72		8,47
650	10,95	8,70	9,50	10,75	10,75	10,23	9,57	9,00		9,05
700	13,56	10,45	11,25	12,00	11,65	11,75	11,40	11,00		10,38
800	19,35	15,45	15,82	16,20	15,20	15,95	16,25	16,25		14,45
900	25,62	21,07	21,13	21,17	19,80	21,17	21,97	21,97		19,56
1000	32,00	26,95	26,82	26,42	25,22	26,42	28,00	27,92		25,07
1100	38,35	33,05	32,82	32,10	31,06	32,10	34,00	34,00		30,82
1200	44,35	38,75	38,50	37,55	36,70	37,55	39,80	39,92		36,40
1300	49,90	44,15	43,80	42,70	42,05	42,70	45,18	45,25		41,78
1400	54,70	48,90	48,30	47,35	46,69	47,35	49,90	49,85		46,50

Através do uso do programa computacional *Mathematica*®, foram desenvolvidas as equações de interpolação para cada curva da Tabela 2.9. As cores utilizadas nesta tabela tem como objetivo se separar as equações de interpolação nos pontos de inflexão onde essas equações

divergem do resultado verdadeiro. Desta forma, para cada curva, existirão duas ou mais equações de interpolação válidas para uma determinada faixa de velocidade anular. Estas equações estão colocadas no Apêndice II.

10º Passo:

Cálculo do UEEP (Used Energy End Point) ou Entalpia para a energia utilizada no ponto final da linha de expansão. Para este cálculo será usada a seguinte equação:

$$UEEP = ELEP_{\text{Pressão do Condensador}} + TEL \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2) \cdot 0,87 \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_2) \quad (2.24)$$

11º Passo:

Cálculo da eficiência da turbina com reaquecimento para a energia utilizada no ponto final da linha de expansão:

$$\eta_{RE} = \frac{H_m - UEEP}{H_m - H_{xs}} \quad (2.25)$$

2.3.3 - Cálculo da potência líquida.

A potência de eixo da turbina a vapor é a soma das potências geradas por cada seção da turbina (alta, intermediária e de baixa pressão), usando-se a primeira lei da termodinâmica, como segue:

$$P_{\text{turbina}} = \sum \dot{m}_{\text{entrada}} \cdot h_{\text{entrada}} - \sum \dot{m}_{\text{saída}} \cdot h_{\text{saída}} \quad (2.26)$$

Para a seção de alta pressão, em geral, temos a seguinte equação:

$$P_{\text{turbina}_{AP}} = \sum \dot{m}_{\text{admissão}} \cdot h_{\text{admissão}} - \sum \dot{m}_{\text{selagem}} \cdot h_{\text{selagem}} - \sum \dot{m}_{\text{exaustão}} \cdot h_{\text{exaustão}} \quad (2.27)$$

Para a seção de pressão intermediária utiliza-se a mesma equação acima, subtraindo-se as extrações (ou somando-se as admissões) de vapor a seção, como segue:

$$P_{\text{turbina}_{PI}} = \sum \dot{m}_{\text{admissão}} \cdot h_{\text{admissão}} - \sum \dot{m}_{\text{selagem}} \cdot h_{\text{selagem}} - \sum \dot{m}_{\text{exaustão}} \cdot h_{\text{exaustão}} - \sum \dot{m}_{\text{extrações}} \cdot h_{\text{extrações}} \quad (2.28)$$

(Ciclo Rankine)

$$P_{\text{turbina}_{PI}} = \sum \dot{m}_{\text{admissão}} \cdot h_{\text{admissão}} - \sum \dot{m}_{\text{selagem}} \cdot h_{\text{selagem}} - \sum \dot{m}_{\text{exaustão}} \cdot h_{\text{exaustão}} + \sum \dot{m}_{\text{admissão int.}} \cdot h_{\text{admissão int.}} \quad (2.29)$$

(Ciclo Combinado)

Para a seção de baixa pressão, utilizam-se as equações acima, mas levando-se em consideração as perdas geradas no final da expansão (UEEP). Assim, a equação será dada por:

$$P_{\text{turbina}_{BP}} = \sum \dot{m}_{\text{admissão}} \cdot h_{\text{admissão}} - \sum \dot{m}_{\text{selagem}} \cdot h_{\text{selagem}} - \sum \dot{m}_{\text{exaustão}} \cdot h_{UEEP} - \sum \dot{m}_{\text{extrações}} \cdot h_{\text{extrações}} \quad (2.30)$$

Ciclo Rankine

$$P_{\text{turbina BP}} = \sum \dot{m}_{\text{admissão}} \cdot h_{\text{admissão}} - \sum \dot{m}_{\text{selagem}} \cdot h_{\text{selagem}} - \sum \dot{m}_{\text{exaustão}} \cdot h_{\text{UEEP}} + \sum \dot{m}_{\text{admissão BP}} \cdot h_{\text{admissão BP}} \quad (2.31)$$

Ciclo Combinado

Desta forma, a potência de eixo líquida da turbina a vapor será dada por:

$$P_{\text{turbina}} = P_{\text{turbina AP}} + P_{\text{turbina PI}} + P_{\text{turbina BP}} - \text{Perdas Mecânicas} - \text{Perdas no Gerador} \quad (2.32)$$

As perdas mecânicas são perdas fixas e elas são determinadas pela equação A.II.15 no Apêndice II. Estas perdas não variam com a carga (DRBAL, et al, 2.000).

As perdas no gerador variam com a carga e elas são calculadas pela equação seguinte (Spencer, et al, 1.974):

$$\text{Perdas no Gerador} = \frac{\text{Potência Reativa do Teste (kVA)} \times K_1 \times K_2}{100} \quad (2.33)$$

Onde os fatores K_1 e K_2 são determinados pelas equações A.II.16 e A.II.17 respectivamente no Apêndice II.

O rendimento do gerador elétrico é definido como a relação entre a potência elétrica medida nos terminais do gerador e a potência teórica da turbina, ou seja:

$$\eta_{\text{elétrico}} = \frac{P_{\text{elétrica}}}{P_{\text{mecânica da turbina}}} \quad (2.34)$$

Sendo $\eta_{\text{elétrico}}$ o rendimento do gerador. Este rendimento depende da potência do gerador e do sistema de resfriamento. As perdas no gerador podem dividir-se, convencionalmente, em perdas nas bobinas de cobre do estator e rotor (perdas no cobre) e perdas na magnetização do núcleo (perdas no aço). Para os geradores modernos, com resfriamento por ar o rendimento pode chegar a 98,6 % e para os geradores refrigerados a hidrogênio podem chegar a 99 %.

2.3.4 – Cálculo das linhas de expansão.

Para se determinar a linha de expansão para cada seção da turbina a vapor, pode-se utilizar sua eficiência da seguinte forma:

$$\eta_{\text{interna da seção}} = \frac{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída}}}{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída isentrópica}}} \quad (2.35)$$

Assim, utilizando-se as equações de propriedades do vapor no Apêndice III e o procedimento de cálculo das eficiências das seções de alta, intermediária e de baixa pressão no item 2.3.2, podemos construir as linhas de expansão da turbina durante o teste.

Estas linhas de expansão do vapor durante o teste, quando comparadas às linhas de expansão do vapor de projeto, mostram como está o desempenho da turbina em relação aos dados de projeto.

2.3.5 – Cálculo do Heat Rate e carga da turbina.

O cálculo do heat rate, conforme explicado no Capítulo 1 (item 1.12), pode ser determinado pela soma algébrica de toda a energia térmica fornecida ao ciclo a vapor da turbina dividida pela potência produzida no gerador elétrico.

Mas, a potência produzida no gerador elétrico e o heat rate da turbina dependem das condições operacionais do ciclo da turbina e do desempenho dos equipamentos que fazem parte do ciclo (por exemplo: bombas de alimentação, aquecedores regenerativos, superaquecedores, etc.). Desta maneira o heat rate líquido da turbina deverá ser corrigido como segue:

$$\text{HRL}_{\text{corrigido}} = \frac{\text{Energia Térmica Fornecida}}{\text{Potência Produzida no Gerador} \times \prod \text{Fatores de Correção}} \quad (2.36)$$

Onde:

Π = é o produto da multiplicação dos fatores de correção pertinentes ao ciclo da turbina.

Os fatores de correção são fornecidos pelos fabricantes das turbinas e geradores e estes fatores são característicos de cada máquina, ou seja, o fator de correção usado numa turbina a vapor não poderá ser utilizado numa outra (o mesmo vale para o gerador) (Albert, 2.000).

Para a Carga da Turbina deverá ser realizada a correção da potência produzida pelo gerador com os fatores de correção fornecidos pelo fabricante do mesmo.

2.3.6 – Determinação das incertezas nas medições dos parâmetros operacionais.

Para se atender a proposta do trabalho de avaliação do desempenho de turbinas a vapor de uma maneira simples e confiável, a avaliação da incerteza nas medições será feita por análise estatística. Para tanto serão utilizados os procedimentos recomendados pela norma *ASME PTC 19.1-1998 – TEST UNCERTAINTY*.

A quantidade de leituras e o tempo de amostragem deverão ser determinadas de acordo com a norma ASME PTC – 19, mas, em casos em que a coleta de dados se tornar muito complexa (por exemplo, uma amostra com mais de 100 leituras), deverá ser coletada uma quantidade mínima de leituras para a realização dos cálculos de incerteza. A norma ASME PTC - 19 recomenda que sejam realizadas no mínimo 10 leituras no intervalo de tempo determinado.

Assim, antes de se iniciar a coleta de dados de operação da usina, deverá ser realizado um levantamento da instrumentação existente, bem como as informações referentes à calibração e faixas de operação e de incerteza pertinentes a cada instrumento.

Basicamente, o cálculo da incerteza da medição poderá ser dividido em 3 etapas:

1. Cálculo da incerteza padronizada;
2. Cálculo da incerteza combinada;
3. Cálculo da incerteza expandida.

➤ Cálculo da incerteza padronizada

Este tipo de incerteza é avaliado pelo cálculo do desvio padrão da média das leituras realizadas. Assim, para uma dada variável (ou parâmetro operacional) o desvio padrão será determinado por:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (2.37)$$

Onde:

\bar{q} é a média das leituras realizadas para o parâmetro operacional medido.

n é a quantidade de leituras realizadas.

O desvio padrão da variável q (parâmetro medido) será dado por:

$$S(q) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n - 1}} \quad (2.38)$$

Então a incerteza padronizada associada a variável q será dada por:

$$u(q) = \frac{S(q)}{\sqrt{n}} \quad (2.39)$$

➤ Cálculo da incerteza combinada

A incerteza combinada é diretamente calculada pela equação a seguir:

$$uc = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (2.40)$$

Onde:

uc é a incerteza combinada.

u_n é a fonte de incerteza (incerteza direta da variável medida).

Para os instrumentos geralmente utilizados durante os testes de desempenho, existe a incerteza sistemática residual, e ela é admitida como retangular (ASME PTC 6 Report - 1985). Assim, o instrumento de medição utilizado no teste de desempenho é uma fonte da incerteza, e esta é determinada por:

$$u_n = \frac{\text{Faixa de incerteza do instrumento}}{\sqrt{3}} \quad (2.41)$$

Uma outra fonte de incerteza é a incerteza padronizada (equação 2.39).

➤ Cálculo da incerteza expandida

A incerteza expandida é dada pela equação seguinte:

$$U_{95} = K_{95} \cdot uc \quad (2.42)$$

Para se determinar o valor de K_{95} é necessário calcular o número de graus de liberdade efetivo através da seguinte equação (ASME PTC – 19, 1.998):

$$v_{ef} = \frac{uc^4}{\sum_{i=1}^n \frac{u_i^4}{v_i}} \quad (2.43)$$

Onde:

uc é a incerteza combinada;

u_i é a incerteza padronizada associada a i -ésima fonte de incerteza;

v_i é o número de graus de liberdade associado a i -ésima fonte de incerteza;

n é o número total de fontes de incertezas analisadas.

Da aplicação da equação 2.43 resulta o número de graus de liberdade efetivo. O valor de “ k ” para um nível de confiança de 95% pode então ser obtido da seguinte tabela:

Tabela 2.10: Valores de “ k ” para número de graus de liberdade efetivo (fonte: ASME PTC 6 Report – 1985).

v_{ef}	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
K_{95}	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,23	2,20	2,17
v_{ef}	18	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	∞
K_{95}	2,15	2,13	2,11	2,09	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,00

Para valores fracionários de v_{ef} , uma interpolação linear pode ser usada se $v_{ef} > 3$.

2.3.7 – Determinação das incertezas dos cálculos realizados.

A determinação da incerteza dos cálculos realizados nos itens anteriores pode ser estimada por uma expressão genérica que permite determinar a incerteza padronizada combinada, onde as grandezas de entrada (parâmetros operacionais: pressão, temperatura, vazão) se relacionam através de uma expressão matemática. Assim, por exemplo, se uma grandeza G calculada em função de diversas grandezas de entrada relacionadas por:

$$G = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (2.44)$$

A incerteza combinada da grandeza G pode ser estimada por:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot u(x_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot u(x_2) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} \cdot u(x_3) \right)^2 + \dots \quad (2.45)$$

Onde:

$u(G)$ é a incerteza padronizada da grandeza G .

$u(x_1)$, $u(x_2)$, $u(x_3)$, ... são as incertezas padronizadas associadas às grandezas de entrada x_1 , x_2 , x_3 ,... respectivamente.

Assim, devido à natureza do desempenho da turbina a vapor, algumas variáveis como a vazão e a potência, afetam o resultado geral do teste numa razão de 1:1, ou seja, uma incerteza de 1% na vazão ou na potência causa uma incerteza de 1% no cálculo do heat rate (ASME PTC 6 Report – 1985). Fica evidente que todos os cálculos apresentados anteriormente, deverão ter as suas incertezas determinadas. Dessa maneira, devido ao extenso procedimento de cálculo as incertezas das equações utilizadas foram colocadas no Apêndice IV.

Como observação, o cálculo do balanço térmico do ciclo a vapor da turbina sempre será particular ao ciclo em estudo, assim, não foi colocado o procedimento de cálculo de incerteza do balanço térmico. Para cada situação, deverá ser realizada a determinação das equações a serem usados no cálculo térmico com o posterior cálculos de incerteza.

Capítulo 3

ESTUDO DE CASO

3.1 – Introdução

Para a validação da metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor e o procedimento de cálculo, foram realizados estudos de caso em duas usinas termelétricas, uma de ciclo combinado e a outra de ciclo convencional Rankine, onde foram levantadas todas as informações técnicas disponíveis dos fabricantes, bem como os seus históricos de operação.

O material principal que foi utilizado neste trabalho consiste de:

- ✓ Desenhos técnicos dos equipamentos (turbina, selagem, extrações, etc.);
- ✓ Fluxograma de operação da usina;
- ✓ Desenhos do balanço térmico de projeto;
- ✓ Relatórios de testes de desempenho já realizados;
- ✓ Relatórios dos testes de comissionamento;
- ✓ Curvas de correção dos fabricantes;
- ✓ Planilhas de dados registrados de operação para a validação.

A usina de ciclo combinado será chamada de Caso 1 e a usina de ciclo convencional Rankine será chamada de Caso 2. A usina de ciclo combinado que foi usada é a usina termelétrica de Ibitaré enquanto que a usina de ciclo convencional Rankine que foi utilizada é uma das usinas do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, neste caso a unidade C do complexo.

3.2 – CASO 1: A Usina Termelétrica de Ciclo Combinado *Ibiritermo*

A Usina termelétrica de Ibitaré, batizada Ibiritermo, é uma das 40 usinas previstas no Programa prioritário de termoelectricidade do governo brasileiro, e uma das 13 consideradas emergenciais devido à escassez de energia provocada pela falta de chuvas e pelo grande consumo de energia elétrica.

A usina está localizada no município mineiro de Ibitaré. O local é vizinho a Refinaria Gabriel Passos – REGAP e a fábrica da Fiat Automóveis em Betim, próximo de Belo Horizonte. A Termelétrica de Ibitaré está projetada para ser construída em 3 módulos de 235 MW cada um, totalizando, quando prontas em 705 MW. A turbina a vapor é responsável por 80 MW da capacidade instalada.

As características técnicas da turbina a vapor são:

- | | |
|--------------------|----------------------------|
| ✓ Fabricante: | Franco Tosi Meccanica S.A. |
| ✓ Tipo de Turbina: | Turbina de Condensação |

-
- ✓ Potência Nominal: 80 MW
 - ✓ Velocidade de Rotação: 3.600 rpm
 - ✓ Vapor de Admissão de AP: 107,5 bar, 538 °C.
 - ✓ Vapor de Reaquecimento: 29,6 bar, 539 °C
 - ✓ Vapor de Exaustão: 0,06 bar
 - ✓ Velocidade Crítica: 1.800 rpm

As Figuras 3.1 a 3.5 mostram vistas da usina e de suas instalações.



Figura 3.1: Vista aérea da usina Ibiritermo. (1) Torres de Resfriamento; (2) Turbina a Gás; (3) Caldeira Recuperativa de Calor; (4) Turbina a Vapor.

A Figura 3.1 mostra uma vista aérea da usina Ibiritermo onde podem ser vistas as torres de resfriamento, a turbina a vapor, e a primeira unidade instalada da turbina a gás e a caldeira recuperativa de calor. As duas outras unidades serão instaladas posteriormente.



Figura 3.2: Vista superior do compartimento da turbina a vapor e gerador elétrico.



Figura 3.3: Vista lateral do condensador.

A Figura 3.2 mostra uma vista superior parcial da central, onde é possível visualizar o abrigo da turbina a vapor, o condensador e os transformadores elevadores de tensão do gerador elétrico da turbina. A Figura 3.3 mostra uma vista lateral do condensador da turbina a vapor e uma parte da caldeira recuperativa de calor. A Figura 3.4 mostra em destaque a turbina a vapor com os seus auxiliares principais (válvulas, bombas, etc.).

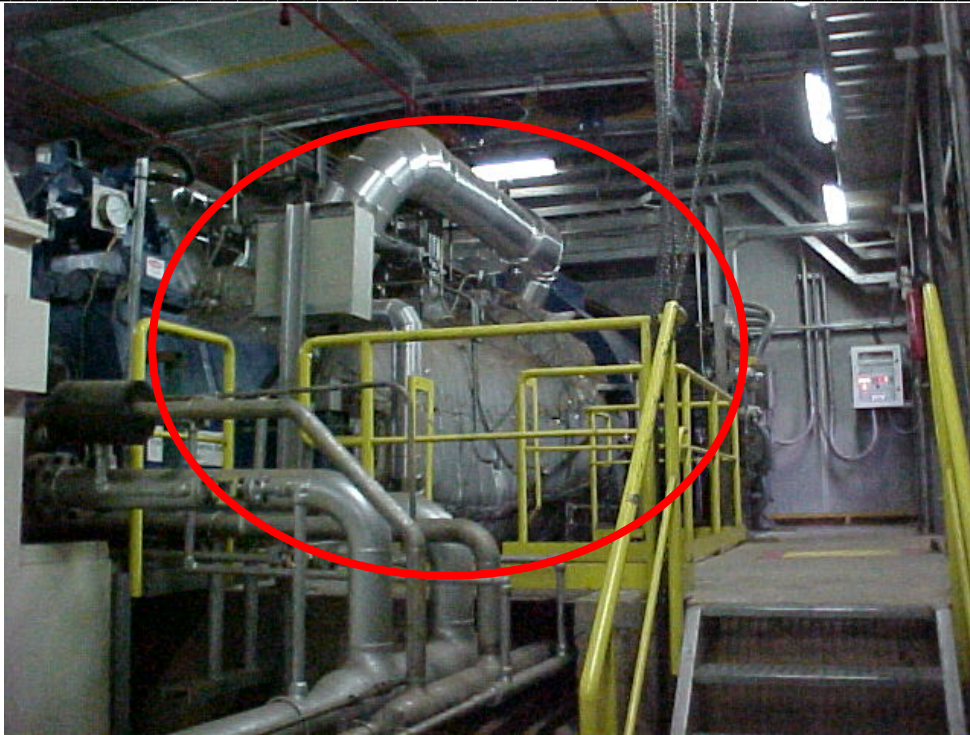


Figura 3.4: Vista interna do compartimento da turbina a vapor e gerador elétrico. Em destaque a turbina a vapor.

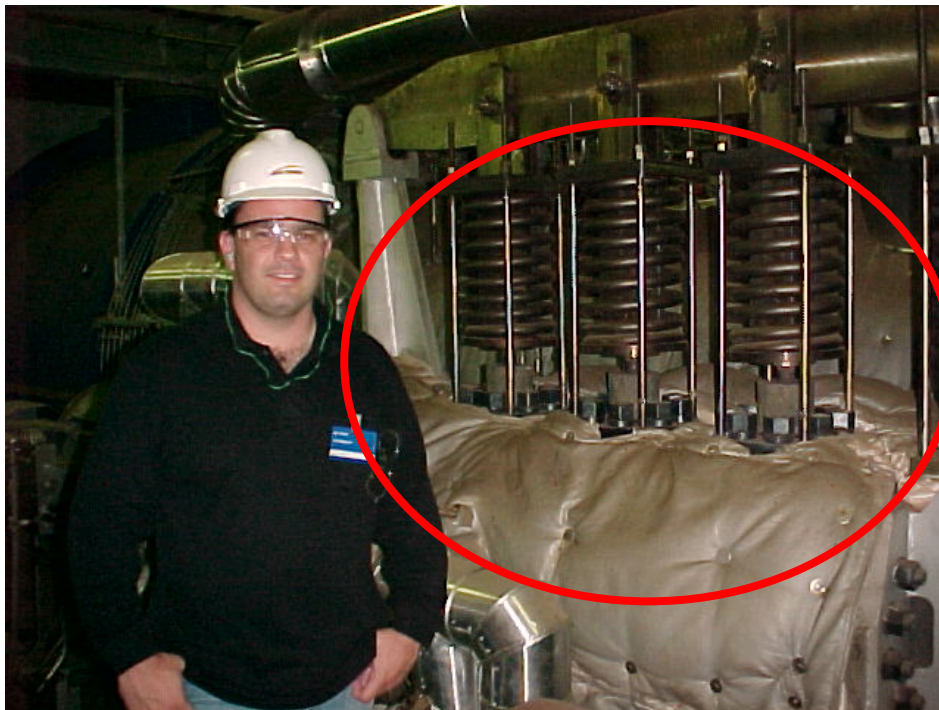


Figura 3.5: Durante visita a usina Ibiritermo (em destaque o sistema de controle das válvulas parcializadoras ou válvulas de controle de admissão de vapor para a turbina).

A Figura 3.5 mostra uma fotografia das válvulas parcializadoras (ou o sistema de controle de admissão de vapor na turbina), realizada durante uma das visitas à usina termelétrica Ibiritermo.

Para se realizar os cálculos necessários à análise de desempenho foi necessário levantar a documentação técnica referente aos equipamentos do ciclo da turbina a vapor. Alguns destes materiais são mostrados a seguir.

A Figura 3.6 mostra o desenho do projeto mecânico da turbina a vapor onde é possível visualizar as seções de alta, média e baixa pressão, bem como o sistema de selagem de vapor da turbina

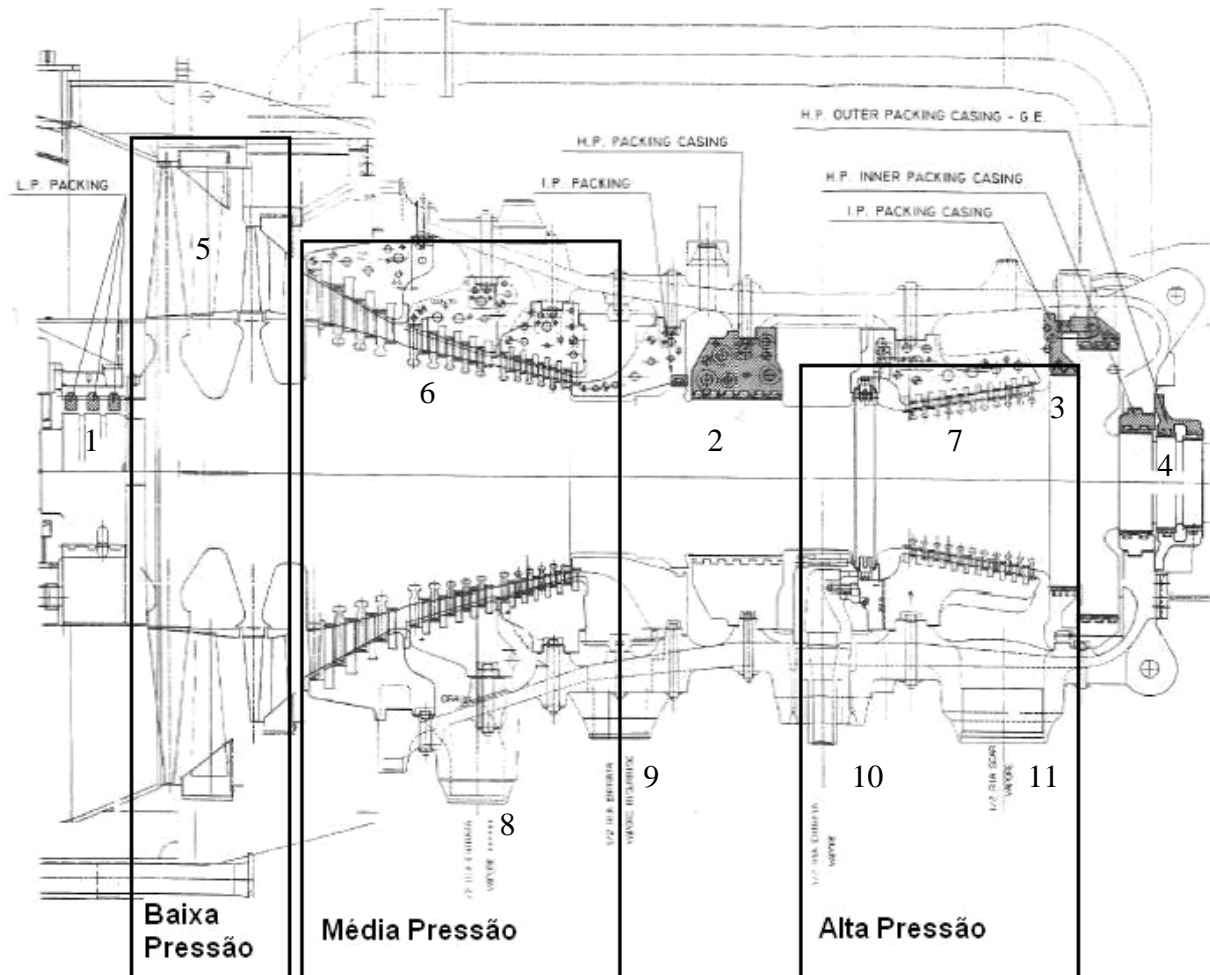


Figura 3.6: Desenho em corte da turbina a vapor.

Os números da turbina a vapor na Figura 3.6 mostram as seguintes características construtivas:

- Sistema de selagem de vapor no eixo da turbina na saída da seção de baixa pressão (1);
Sistema de selagem de vapor no eixo da turbina na entrada da seção de alta pressão (2);
Sistema de selagem de vapor na carcaça da turbina na saída da seção de alta pressão (3);
Sistema de selagem de vapor no eixo da turbina na saída da seção de alta pressão (4);
Palhetas móveis e fixas da seção de baixa pressão da turbina (5);
Palhetas móveis e fixas da seção de média pressão da turbina (6);

Palhetas móveis e fixas da seção de alta pressão da turbina (7);

Tubulação de admissão intermediária de vapor de baixa pressão vindo da caldeira recuperativa de calor (8);

Tubulação de admissão principal de vapor de média pressão vindo da caldeira recuperativa de calor (9);

Tubulação de admissão principal de vapor de alta pressão vindo da caldeira recuperativa de calor (10);

Tubulação de saída do vapor de exaustão da seção de alta pressão para a caldeira recuperativa de calor (11);

Este desenho é bastante útil pois, a partir dele foi determinado quais os pontos de medição existentes, e quais os instrumentos de medição (dos parâmetros operacionais da turbina), necessários para se calcular o balanço térmico do ciclo.

A quantidade de leituras e o intervalo de tempo entre medições foram determinados a partir da norma ASME – PTC 19 (Análise de Incerteza), chegando-se a 13 leituras a cada 5 minutos durante 1 hora de operação. Esta coleta de dados ficou registrada na planilha de cálculo como mostra a Figura A.V.2 no Apêndice V.

A incerteza das medições foi calculada de acordo com o procedimento do capítulo 2 e estas foram registradas na planilha de cálculo de análise de incerteza de medições como mostra a Figura A.V.3 no Apêndice V. Nesta planilha foram inseridas as incertezas inerentes a cada instrumento (incerteza combinada) de acordo com o procedimento da norma ASME – PTC 19. Os dados necessários para os cálculos da análise de desempenho foram obtidos a partir das médias determinadas para cada parâmetro registrado durante o teste.

Devido à particularidade da turbina a vapor num ciclo combinado de receber vapor na seção de média pressão entre os seus estágios durante a expansão, é necessário localizar fisicamente onde se inicia e termina cada seção determinada pelo fabricante, e para tanto um desenho mais detalhado da turbina foi utilizado para se localizar estes limites como mostra a Figura 3.7.

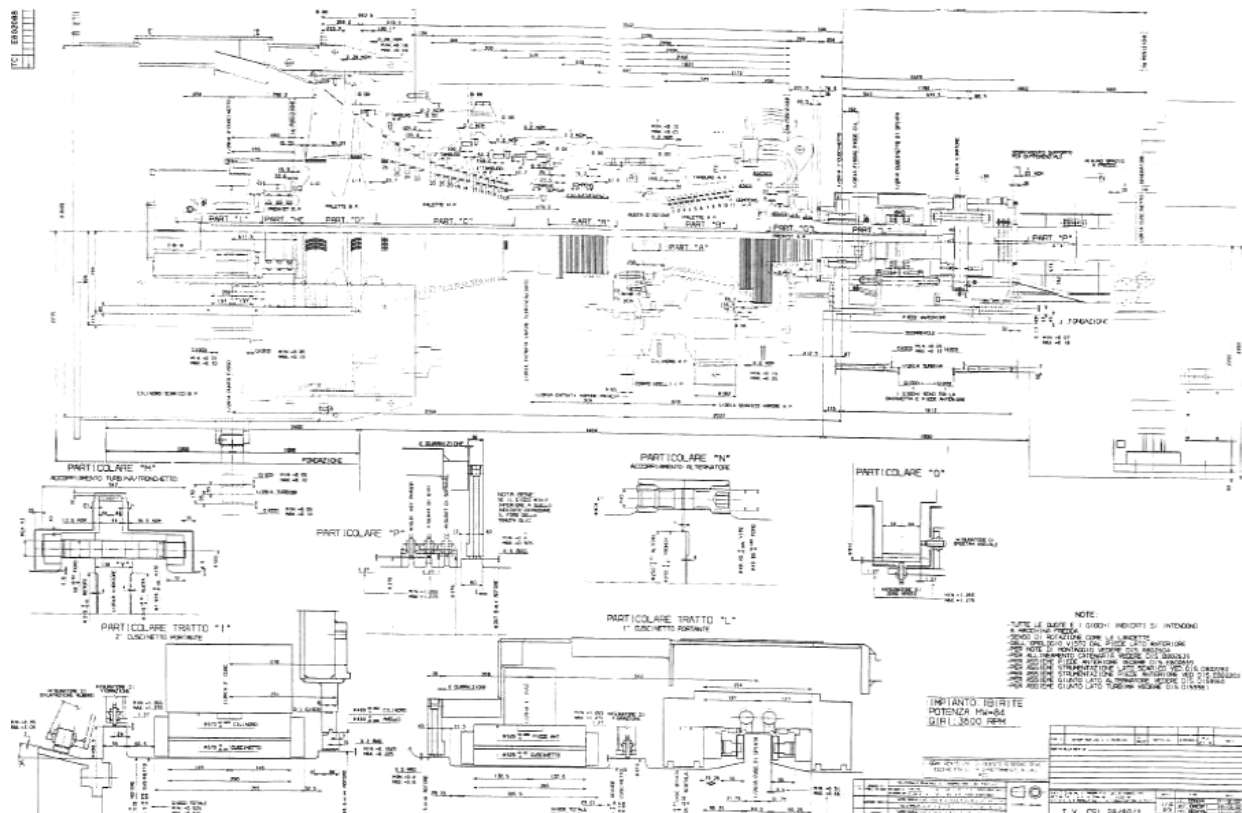


Figura 3.7: Desenho em corte mostrando as características construtivas da turbina a vapor.

Para organizar a grande quantidade de informações presentes no desenho o fabricante da turbina dividiu o desenho em partes ou particularidades de desenho construtivo. As Figuras 3.8 e 3.9 mostram estas divisões.

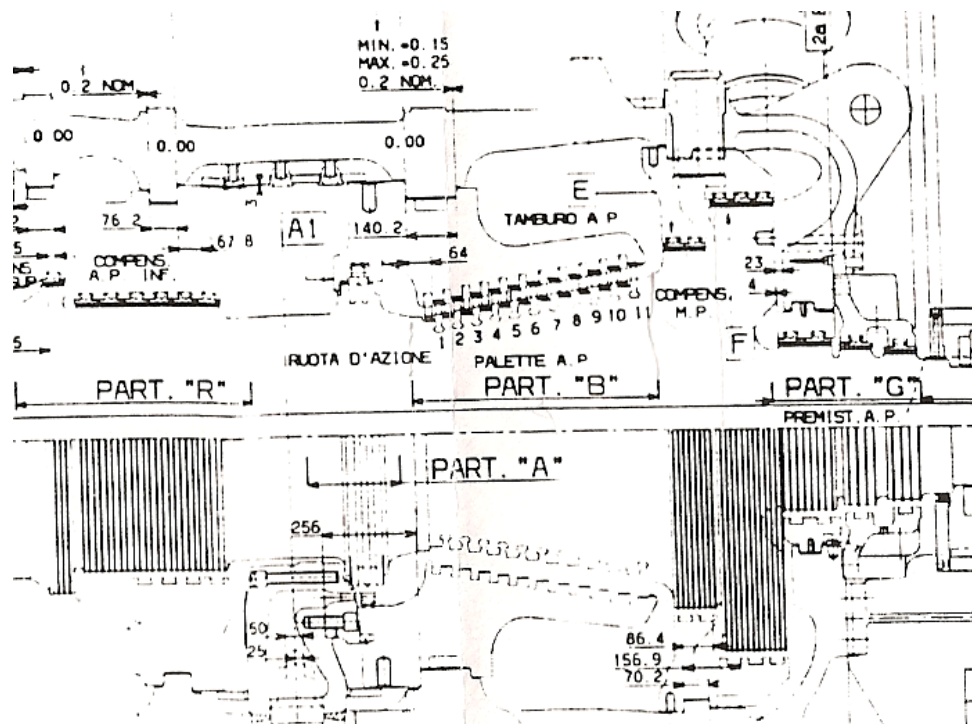


Figura 3.8: Seção de alta pressão dividida em partes “A”, “B”, “G” e “R”.

A Figura 3.8 mostra a seção de alta pressão dividida em partes chamadas de “A”, “B”, “R” e “G”, onde é possível visualizar as palhetas fixas e móveis (parte A) do 1º estágio (estágio governante), os selos labirínticos (partes R e G) e as palhetas fixas e móveis da seção de alta pressão (parte B).

A Figura 3.9 mostra a seção de média pressão chamada de parte “C”, a seção de baixa pressão chamada de “D”. Nas partes “H” e “I” são mostrados os selos labirínticos e as palhetas fixas e móveis de cada seção.

Para os cálculos da vazão de vapor de selagem, da área anular da seção de baixa pressão, do diâmetro médio da palheta do 1º estágio da seção de alta pressão e a quantidade de selos existentes, foi necessário utilizar os desenhos com as dimensões geométricas de projeto para cada seção como mostram as Figuras 3.10 a 3.14.

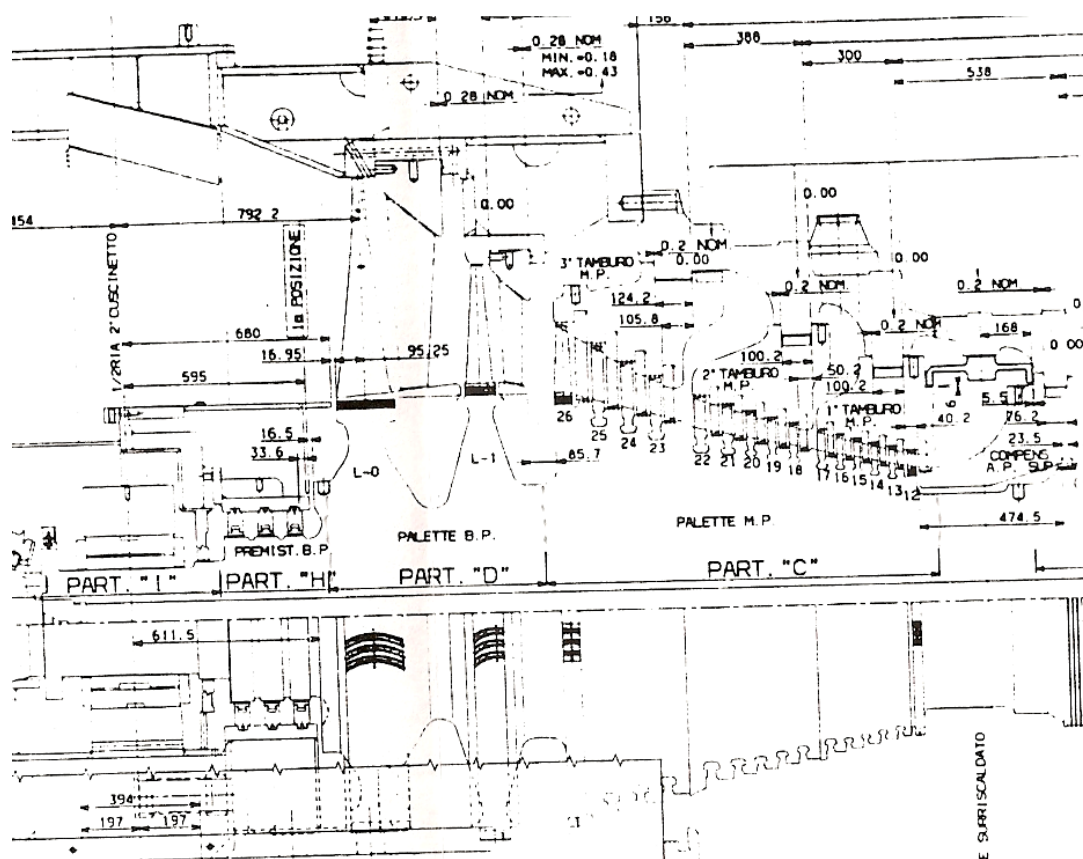


Figura 3.9: Seção de média e de baixa pressão divididas em partes “C”, “D”, “H” e “I”.

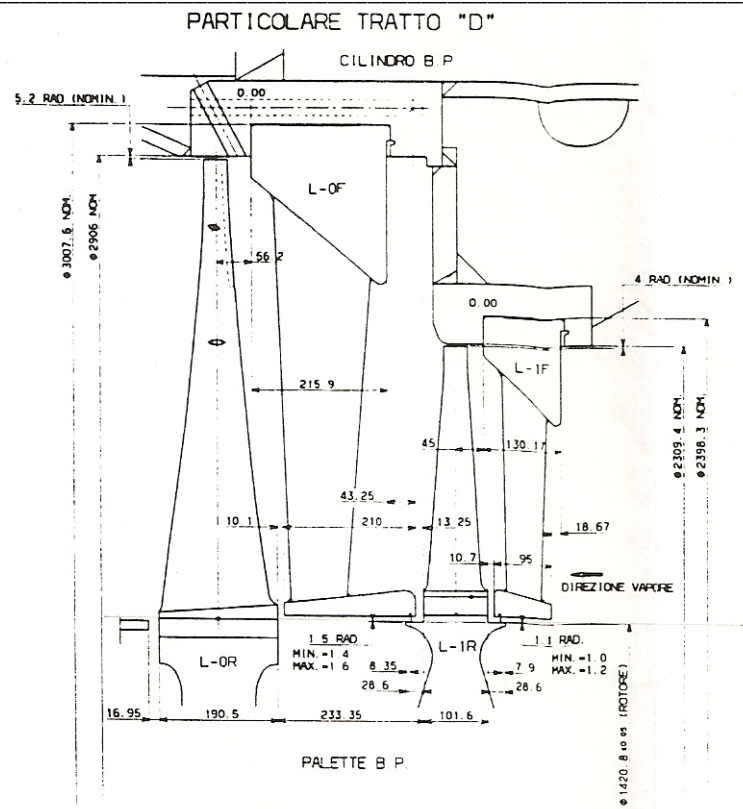


Figura 3.10: Desenho em corte com as dimensões das palhetas fixas e móveis do último estágio da seção de baixa pressão.

A Figura 3.10 foi utilizada para o cálculo da área anular do último estágio da seção de baixa pressão, que por sua vez foi usada no cálculo das perdas na exaustão da seção de baixa pressão.

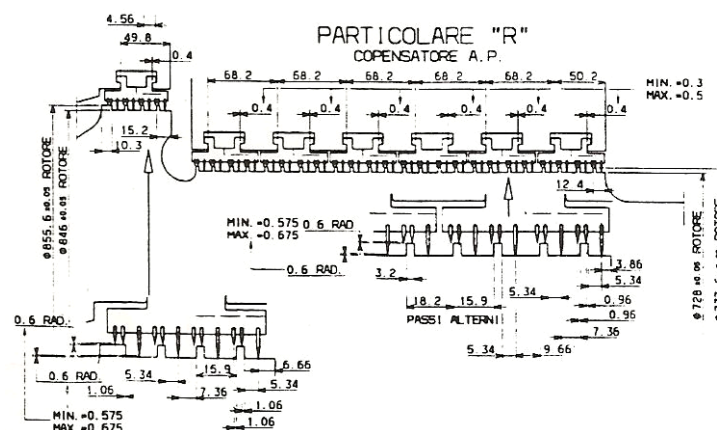


Figura 3.11: Desenho em corte das dimensões, quantidade e tipo de selagem da turbina para a seção de alta pressão.

As Figuras 3.11, 3.12 e 3.13 foram utilizadas no cálculo da vazão do vapor de selagem para o cálculo do balanço térmico do ciclo. A quantidade de labirintos, a folga entre os selos e área anular para a selagem foram calculadas e registradas na planilha de cálculo como mostra a Figura A.V.4 localizada no Apêndice V.

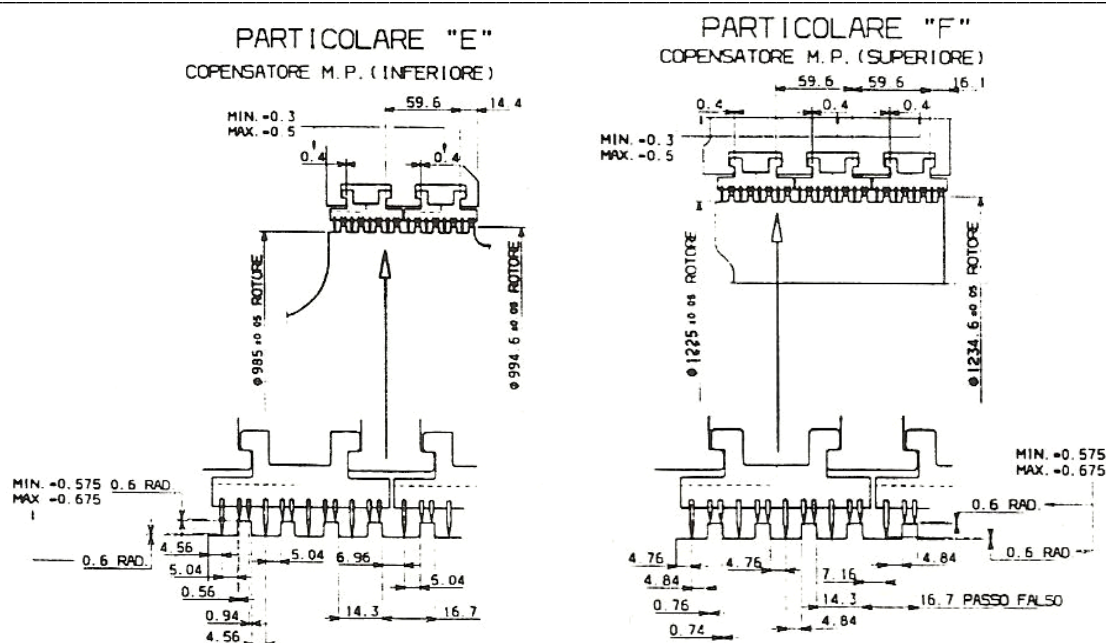


Figura 3.12: Desenho em corte das dimensões, quantidade e tipo de selagem da turbina para a seção de média pressão.

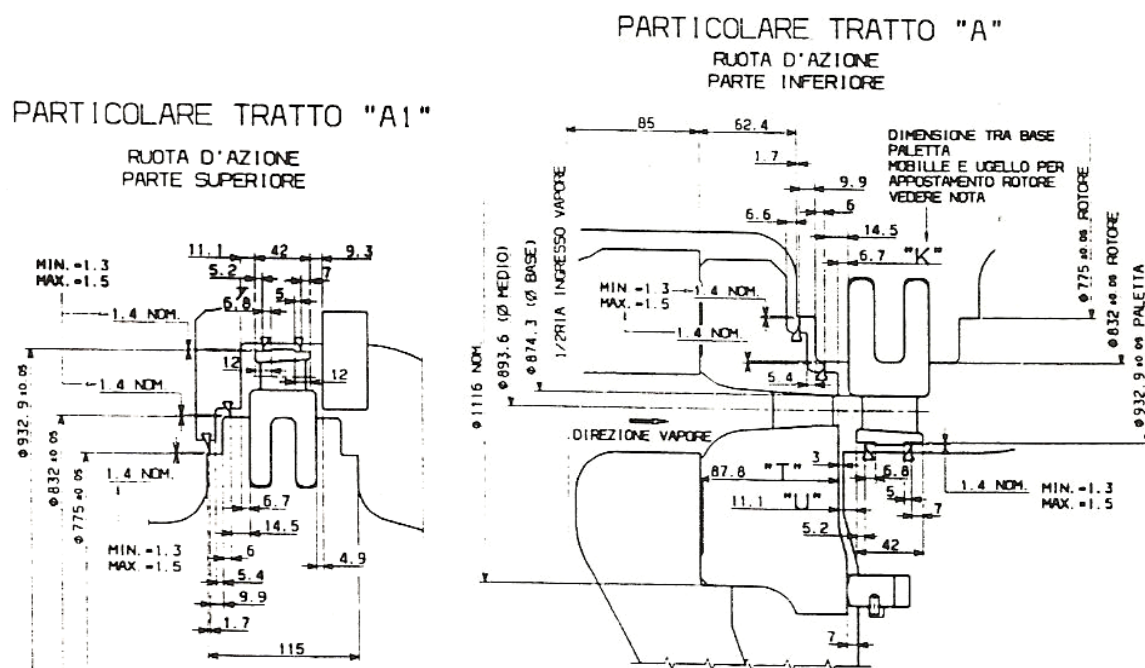


Figura 3.13: Desenho em corte da dimensão da palheta do 1º estágio da seção de alta pressão.

A Figura 3.13 mostra os dados geométricos da palheta do 1º estágio da turbina na seção de alta pressão como, por exemplo, o diâmetro médio da palheta que é um dado necessário ao cálculo da eficiência da seção pelo método de Cotton.

Além dessas informações de projeto, foi utilizado também o diagrama de balanço térmico de projeto da turbina a vapor, ou seja, o diagrama de balanço de massa e energia feito após o comissionamento e os testes de aceitação final do equipamento. O uso deste diagrama é muito

importante para a análise de desempenho da turbina pois as informações contidas neste foram usadas como ponto de referência para os cálculos realizados. A Figura 3.14 mostra o diagrama de balanço térmico para a carga base (carga nominal) da turbina a vapor.

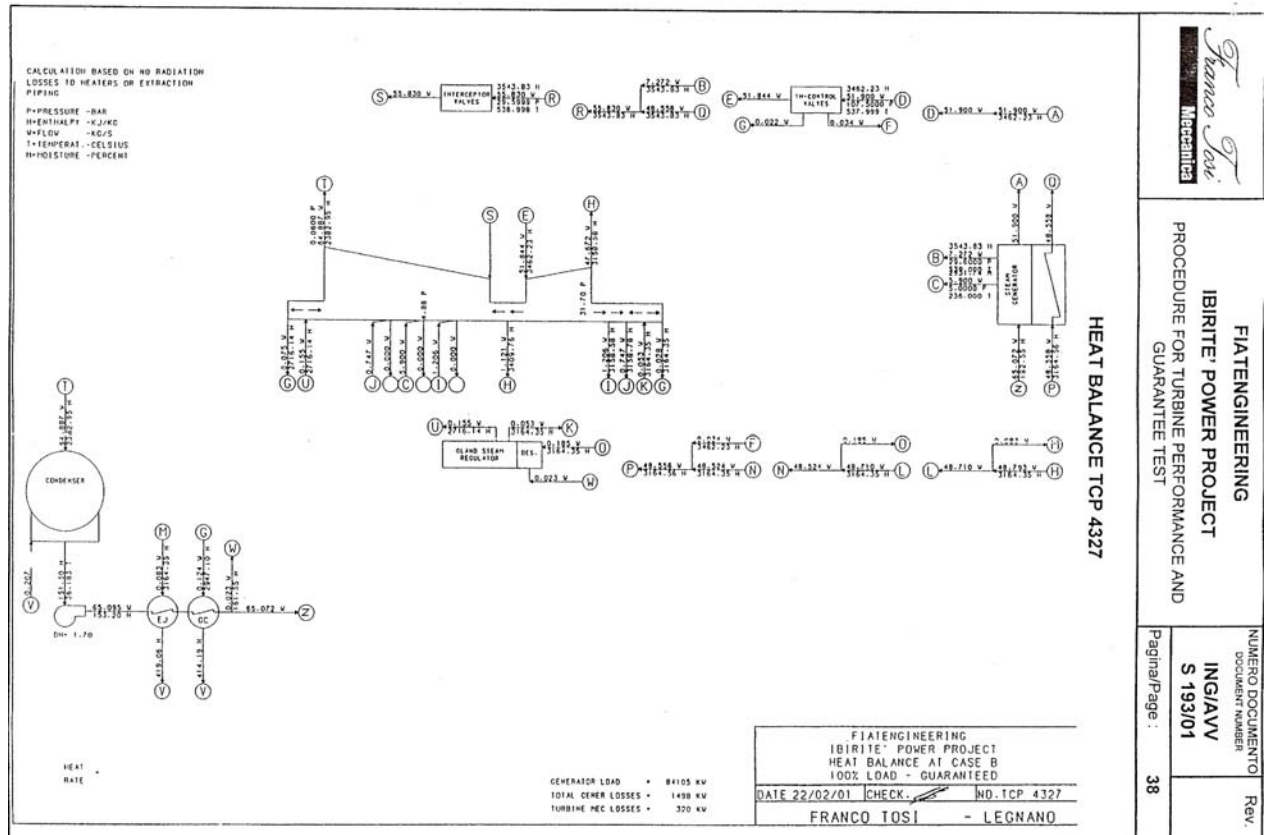


Figura 3.14: Diagrama de balanço térmico, fornecido pelo fabricante da turbina, em carga base e usado na análise de desempenho da turbina a vapor.

O diagrama de balanço de massa e energia mostrado na Figura 3.14 foi fornecido pelo fabricante da turbina sendo o ciclo dividido em partes, ou seja, para cada equipamento pertencente ao ciclo a vapor da turbina foi feito um balanço de massa e energia individualmente, como mostram as Figuras 3.15 a 3.20. A nomenclatura usada pelo fabricante é:

- P é pressão em bar;
- h é a entalpia específica em kJ/kg;
- W é a vazão do vapor ou condensado em kg/s;
- T é a temperatura em °C.

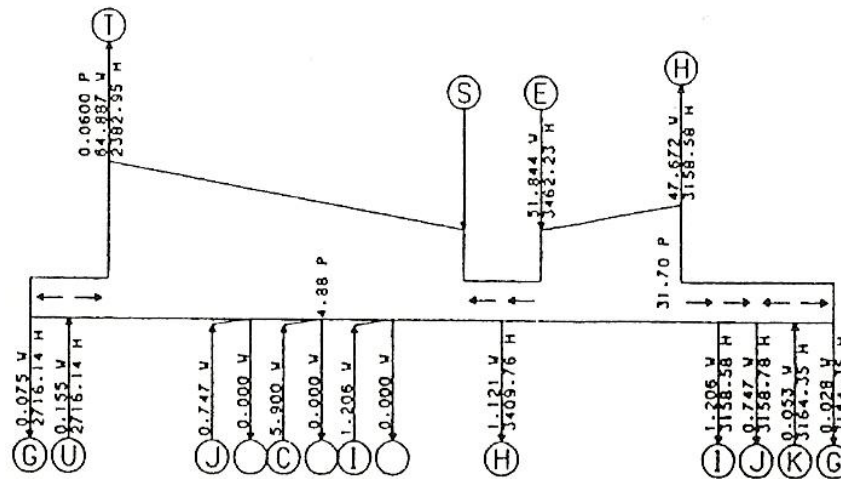


Figura 3.15: Diagrama de balanço térmico da turbina a vapor.

A Figura 3.15 mostra o balanço de massa e energia sobre a turbina a vapor, onde é possível verificar que além do vapor admitido pela turbina considera-se, no cálculo do balanço, a vazão de entrada e saída do vapor de selagem da turbina.

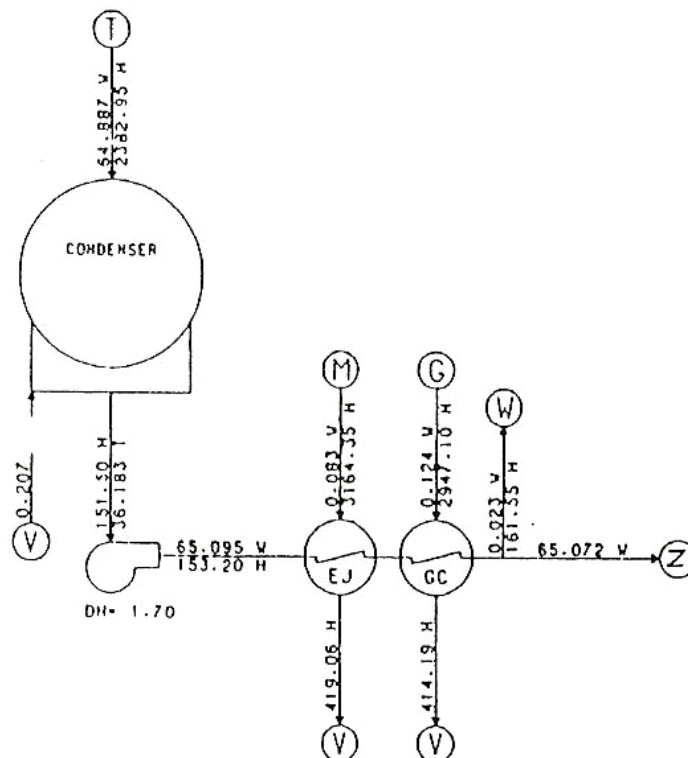


Figura 3.16: Diagrama de balanço térmico do condensador, bombas e trocadores de calor.

A Figura 3.16 mostra o balanço térmico do circuito de condensado antes e depois das bombas, bem como o vapor de exaustão da turbina após a seção de baixa pressão entrando no condensador.

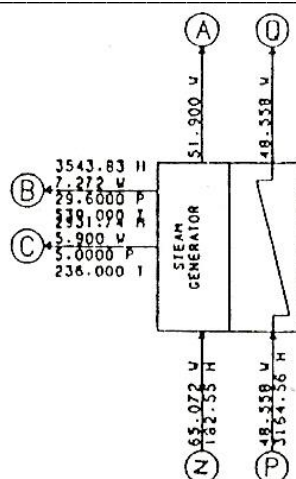


Figura 3.17: Diagrama de balanço térmico da caldeira recuperativa de calor.

A Figura 3.17 mostra o diagrama de balanço térmico de forma sintetizada sobre a caldeira recuperativa de calor, onde o 1º nível de pressão (alta pressão) é chamado de *steam generator* (ou gerador de vapor), enquanto que os outros 2 níveis de pressão são tratados como reaquecimento do vapor.

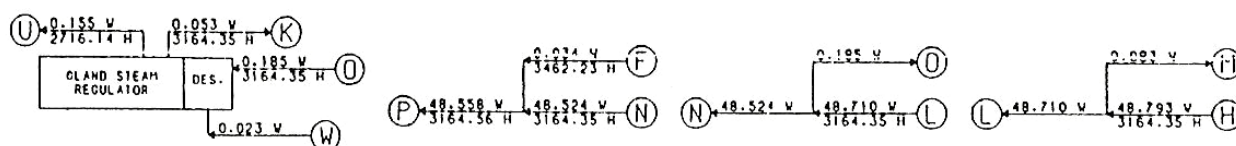


Figura 3.18: Diagrama de balanço térmico do sistema de regulação do vapor de selagem e circuito do vapor na usina.

A Figura 3.18 mostra o balanço térmico do sistema de controle e regulação do vapor de selagem da turbina bem como o circuito da circulação do vapor pelo ciclo.

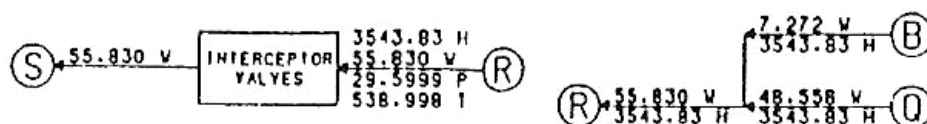


Figura 3.19: Diagrama de balanço térmico nas válvulas interceptadoras.

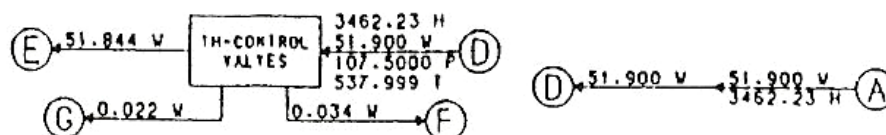


Figura 3.20: Diagrama de balanço térmico nas válvulas parcializadoras da turbina a vapor (válvulas de controle).

As Figuras 3.19 e 3.20 mostram o balanço de massa e energia sobre as válvulas parcializadoras (ou válvulas de controle), antes da entrada do vapor na seção de alta pressão e as válvulas interceptadoras antes da entrada do vapor na seção de média pressão.

Além deste diagrama é necessário dispor das curvas de correção para o cálculo da carga e do Heat Rate da turbina. As Figuras 3.21 a 3.36 mostram as curvas fornecidas pelo fabricante da turbina para o cálculo da carga e do Heat Rate.

Para cada curva mostrada nas Figuras 3.21 a 3.36 foram obtidas as equações, que representam os fatores de correção para o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina no procedimento de análise do desempenho da turbina a vapor. A finalidade das equações é a otimização e o aumento na confiabilidade dos valores de correção a serem utilizados para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina na planilha em Excel, pois assim minimiza-se o erro de leitura do valor (ou o fator) de correção a ser usado durante os cálculos.

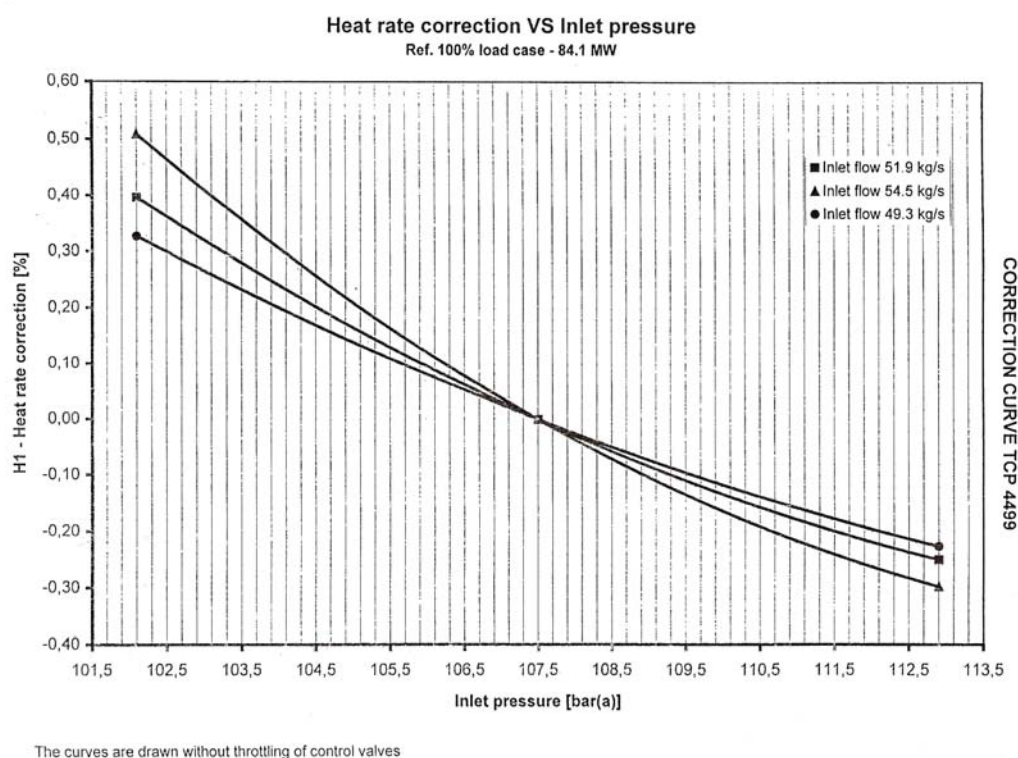


Figura 3.21: Curva de correção da pressão de entrada da seção de alta pressão para o cálculo do Heat Rate.

A Figura 3.21 mostra as curvas de correção para a pressão do vapor de entrada na seção de alta pressão da turbina para o cálculo do Heat Rate. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma pressão de entrada do vapor entre 102,1 bar até 112,9 bar, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat rate.

A Figura 3.22 mostra as curvas de correção para a temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura da água entre 18 °C até 30°, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina. Normalmente a curva utilizada é a correspondente à vazão nominal, sendo que as outras duas são utilizadas para condições de operação diferente das condições em carga base da turbina, carga parcial por exemplo.

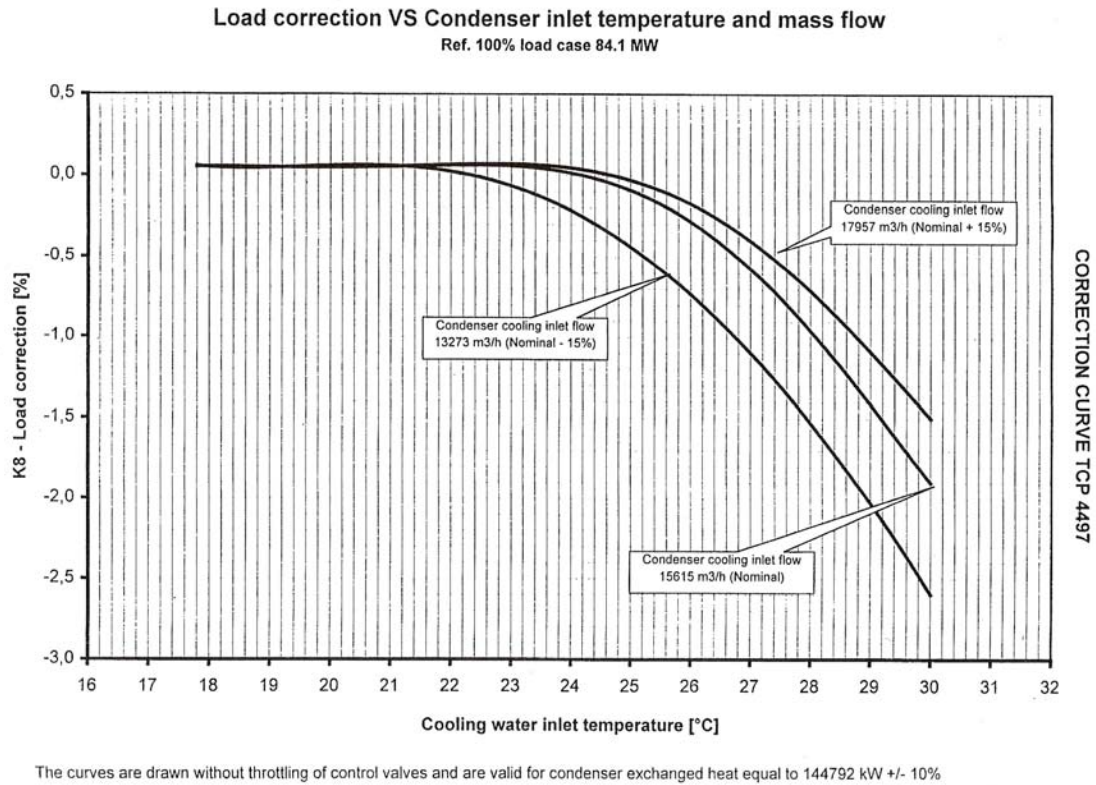


Figura 3.22: Curva de correção da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador e sua vazão mássica para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.23 mostra as curvas de correção para a vazão de vapor na entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma vazão de entrada do vapor entre 5,6 kg/s até 6,2 kg/s, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

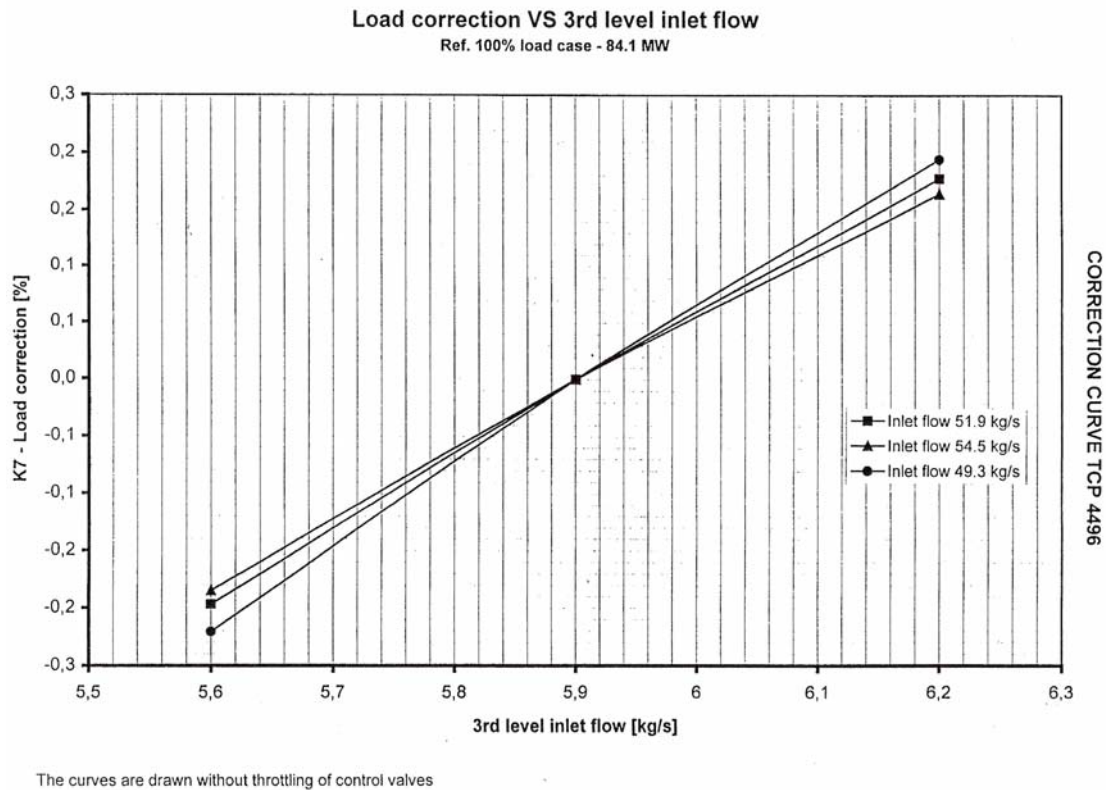
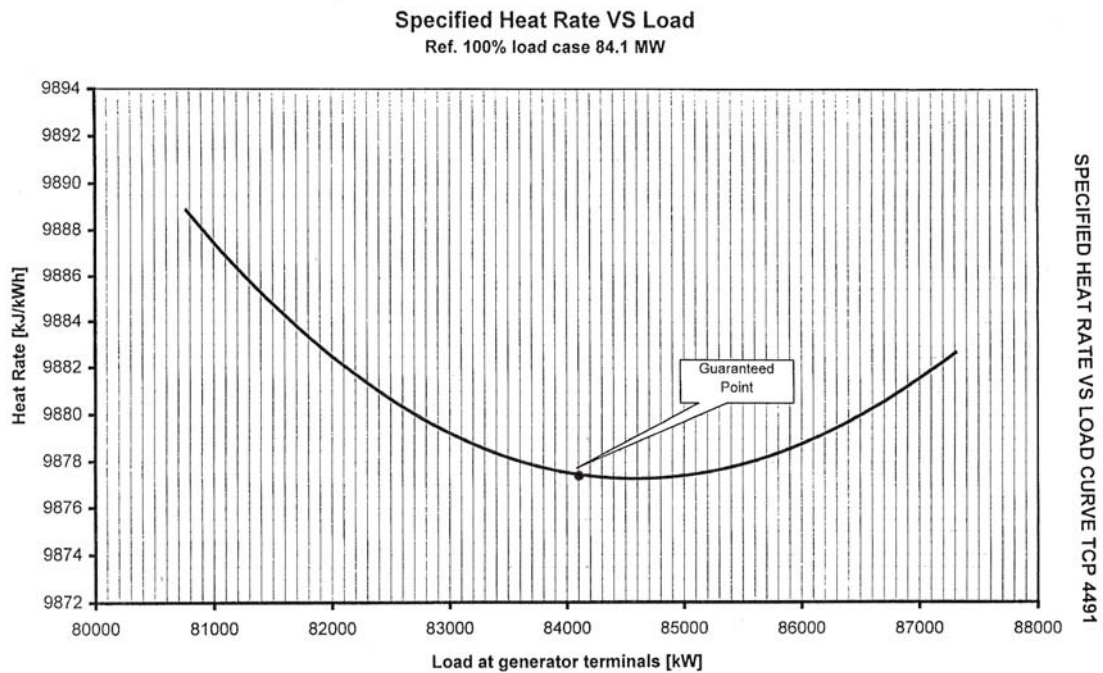


Figura 3.23: Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.24 mostra a curva de garantia do Heat rate em relação à carga da turbina. Esta curva verifica em que ponto de operação da turbina se está em relação ao ponto de garantia. Esta curva é válida para uma carga da turbina entre 80800 kW até 87300 kW, fora desta faixa a curva não possui validade. Quando a turbina está em carga parcial, ou seja, com uma potência abaixo de 80800 kW significa que a turbina está operando com um desempenho muito abaixo do que fora previsto pelo fabricante.



The curve is drawn without throttling of control valves

Figura 3.24: Curva de correção do Heat Rate com a carga da turbina.

A Figura 3.25 mostra as curvas de correção para a temperatura do vapor de entrada na região intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura de entrada do vapor entre 220° C até 252 °C, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

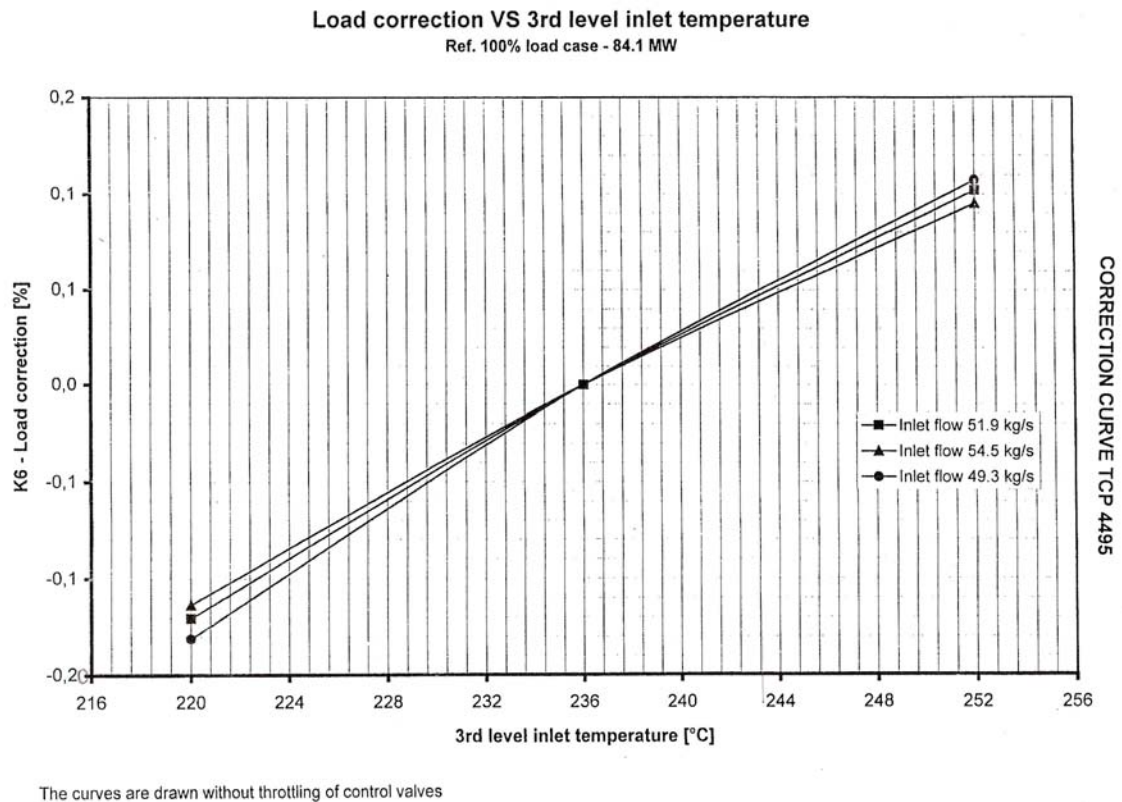


Figura 3.25: Curva de correção da temperatura do vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.26 mostra as curvas de correção para a vazão de vapor de entrada da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma vazão de entrada do vapor entre 6,9 kg/s até 7,6 kg/s, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga turbina.

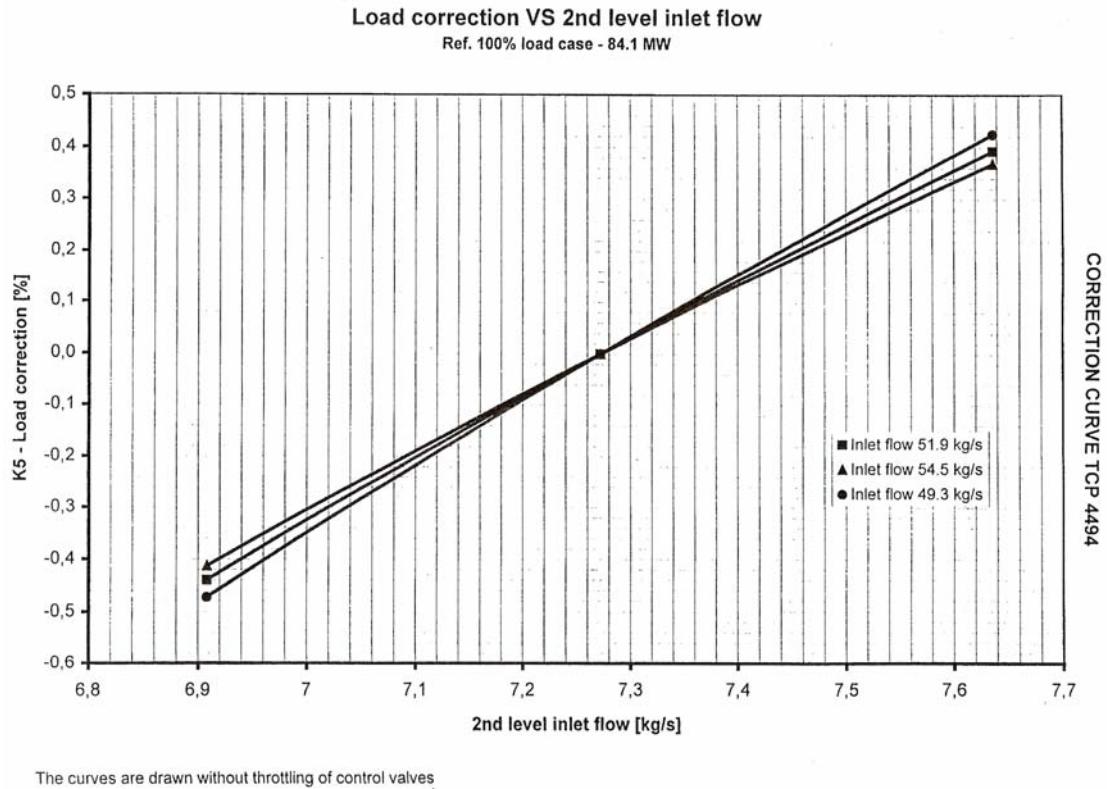


Figura 3.26: Curva de correção da vazão de vapor de entrada da seção de média pressão para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.27 mostra as curvas de correção para a temperatura de entrada do vapor na seção de alta pressão para o cálculo do Heat Rate. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura de entrada do vapor entre 522°C até 554 °C, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat Rate.

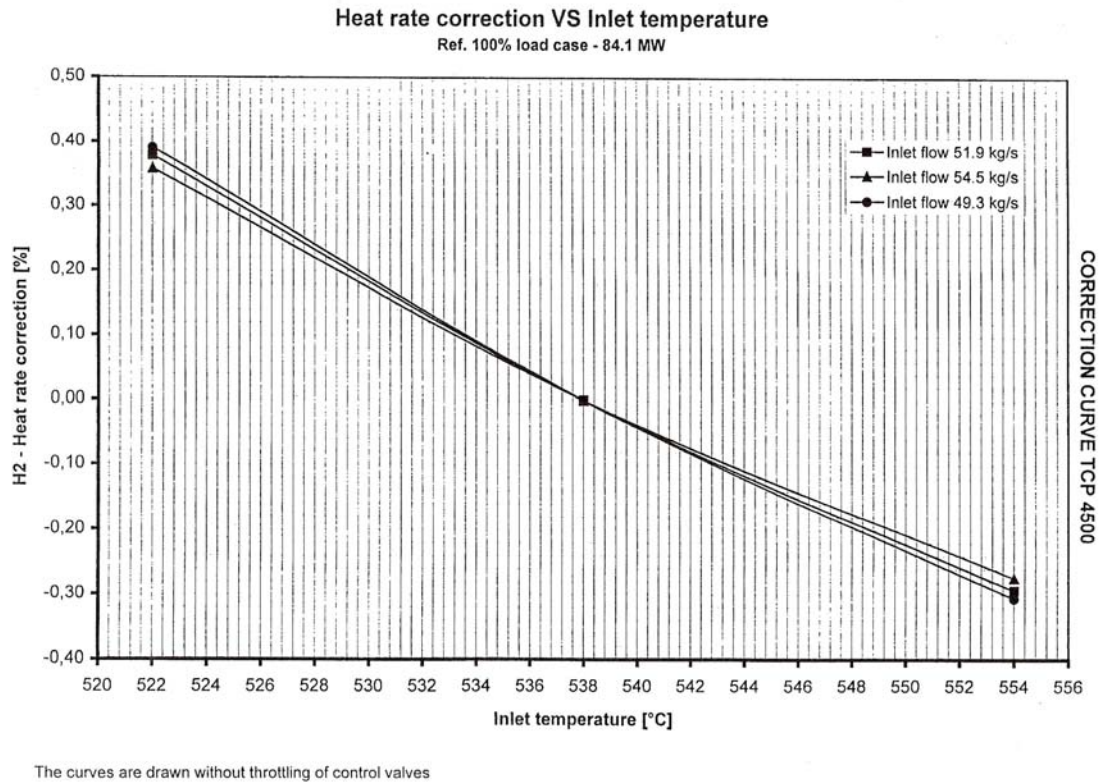


Figura 3.27: Curva de correção da temperatura de entrada na seção de alta pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.28 mostra as curvas de correção para a queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo do Heat Rate. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma queda de pressão do vapor reaquecido entre 1 bar até 3,2 bar, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat Rate.

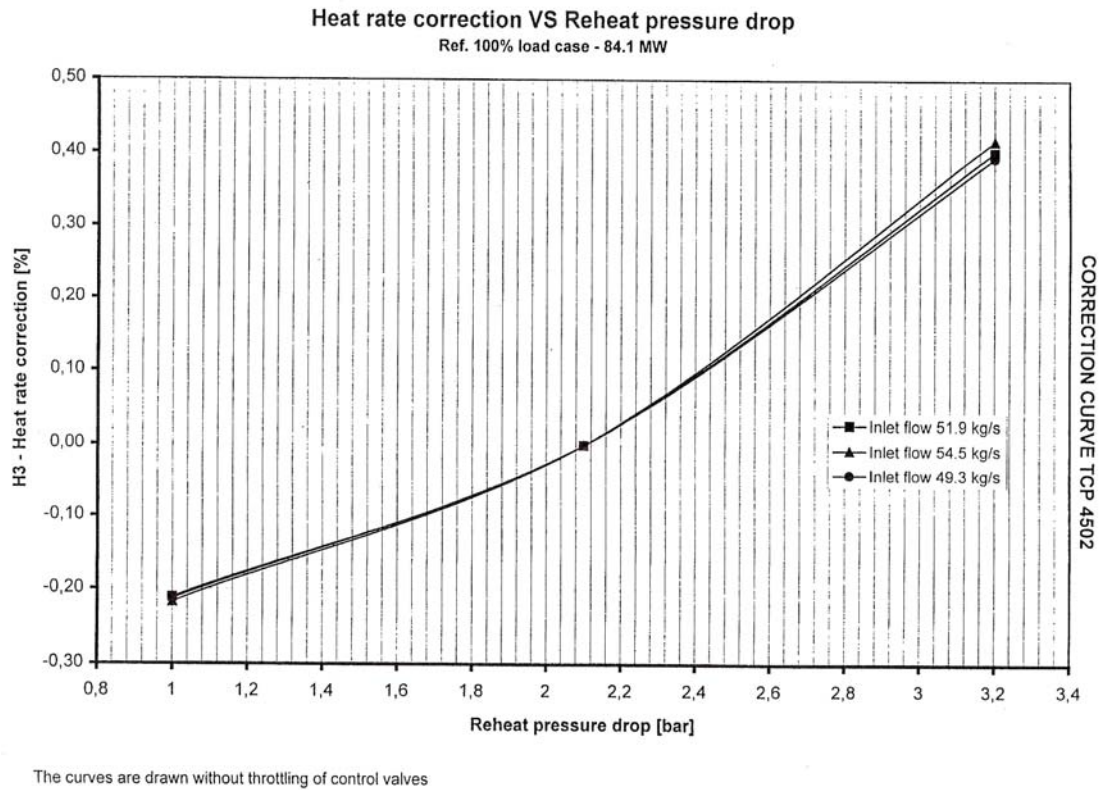


Figura 3.28: Curva de correção da queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.29 mostra as curvas de correção para a vazão de vapor na entrada da seção intermediária da seção de média pressão da turbina para o cálculo do Heat Rate. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma vazão de entrada do vapor entre 6,92 kg/s até 7,64 kg/s, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat Rate.

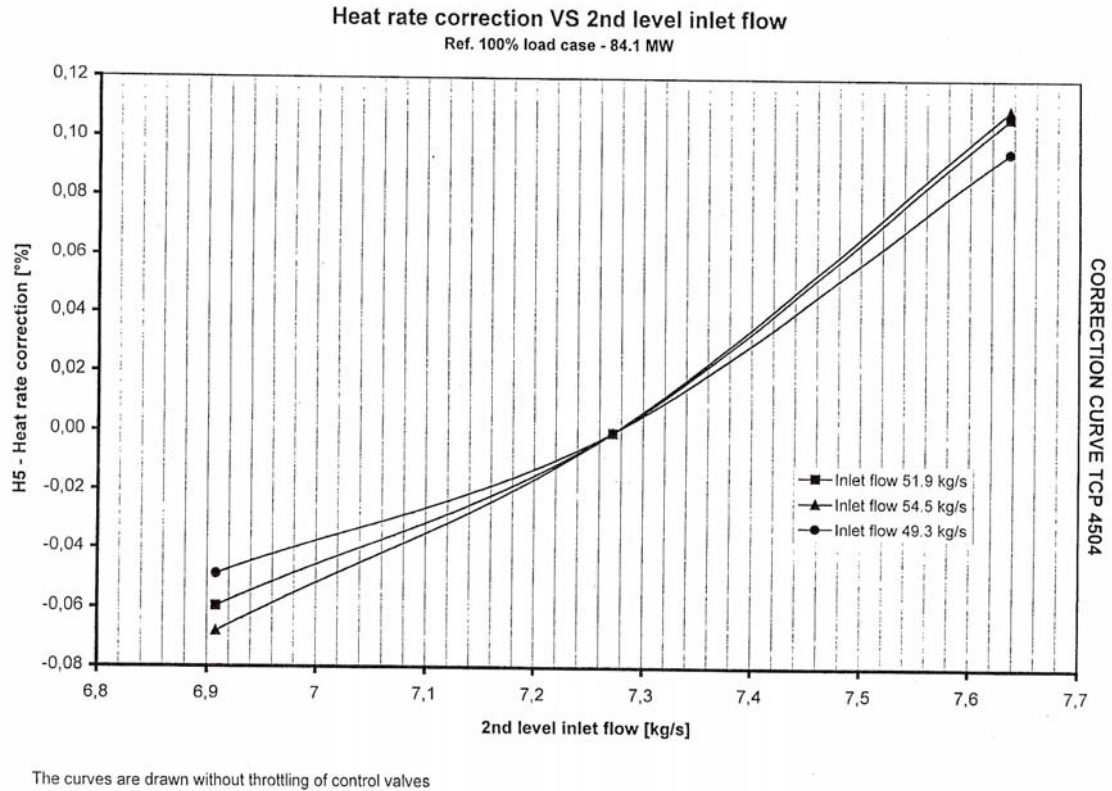


Figura 3.29: Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.30 mostra as curvas de correção para a temperatura do vapor na entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura de entrada do vapor entre 220 °C até 252 °C, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat Rate.

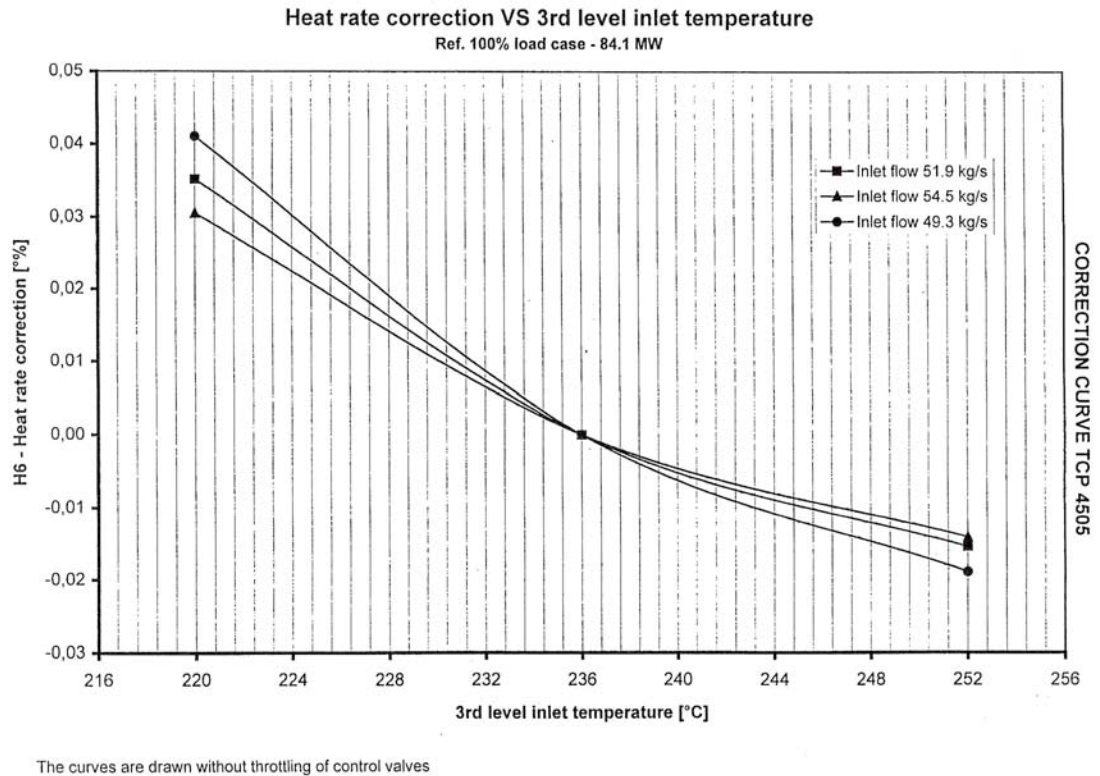
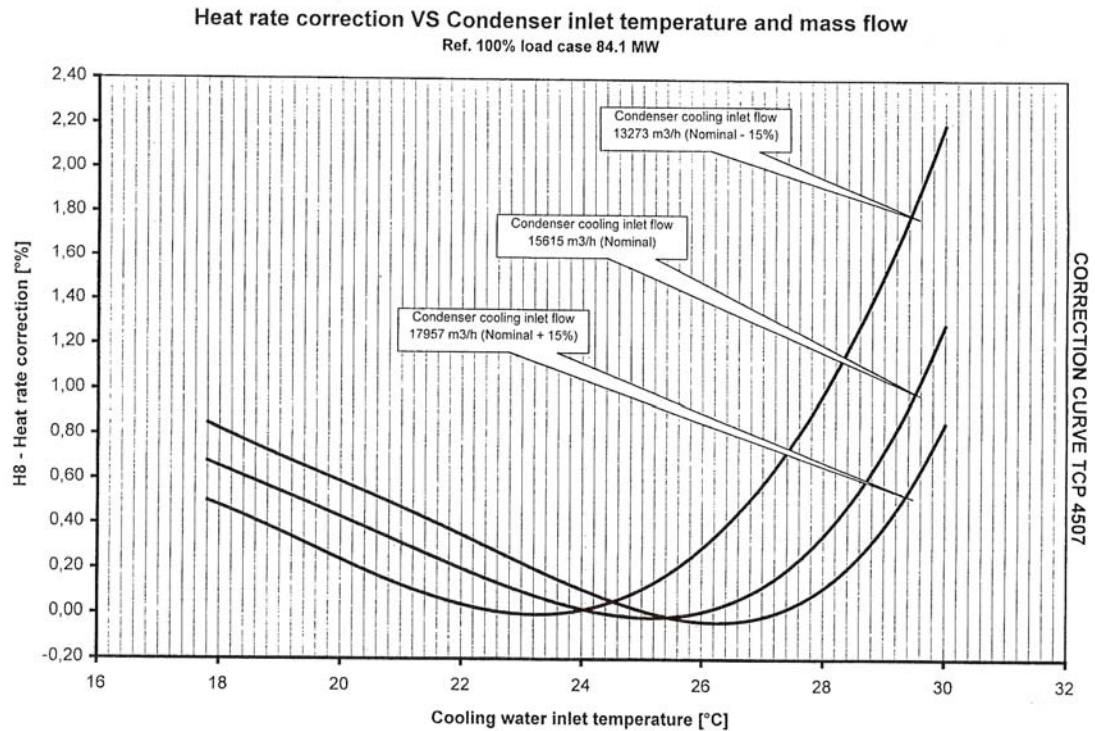


Figura 3.30: Curva de correção da temperatura de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.31 mostra as curvas de correção para a temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador para o cálculo do Heat Rate da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura da água entre 18 °C até 30°, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo do Heat Rate da turbina. Normalmente a curva utilizada é que possui a vazão nominal, sendo que as outras duas são utilizadas para condições de operação diferente das condições em carga base da turbina, carga parcial por exemplo.



The curves are drawn without throttling of control valves and are valid for condenser exchanged heat equal to 144792 kW +/- 10%

Figura 3.31: Curva de correção da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador e a vazão mássica para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.32 mostra as curvas de correção para a vazão de vapor na entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma vazão de entrada do vapor entre 5,6 kg/s até 6,2 kg/s, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

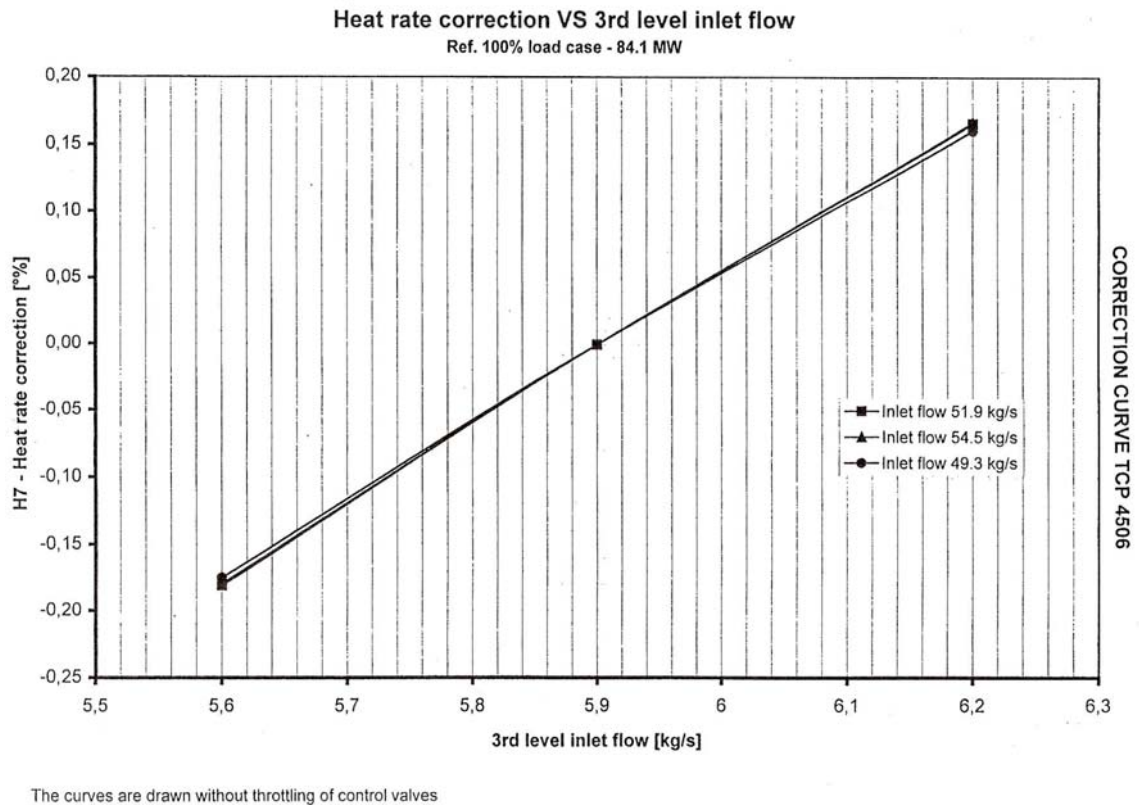


Figura 3.32: Curva de correção da vazão de vapor de entrada na seção intermediária da seção de média pressão para o cálculo do Heat Rate da turbina.

A Figura 3.33 mostra as curvas de correção para a pressão de entrada do vapor na seção de alta pressão para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma pressão de entrada do vapor entre 102,1 bar até 112,9 bar, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

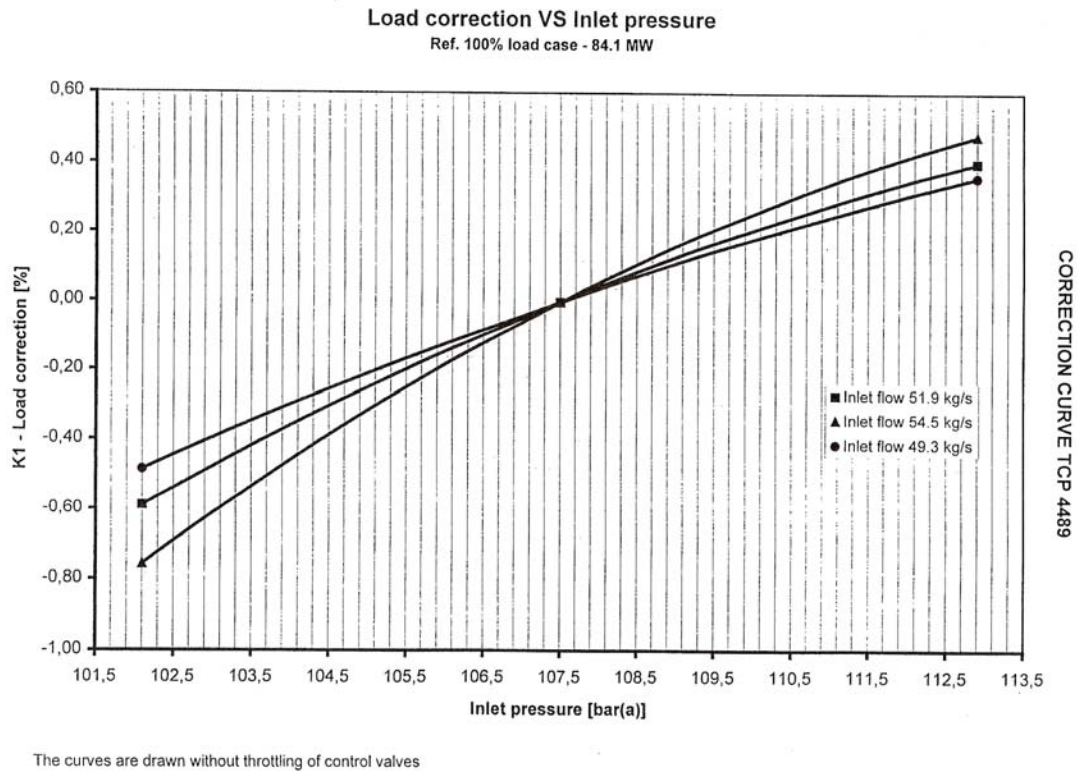


Figura 3.33: Curva de correção da pressão do vapor de entrada da seção de alta pressão para o cálculo da Carga da turbina.

A Figura 3.34 mostra as curvas de correção para a temperatura do vapor de entrada na seção de alta pressão para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura de entrada do vapor entre 522°C até 554 °C, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

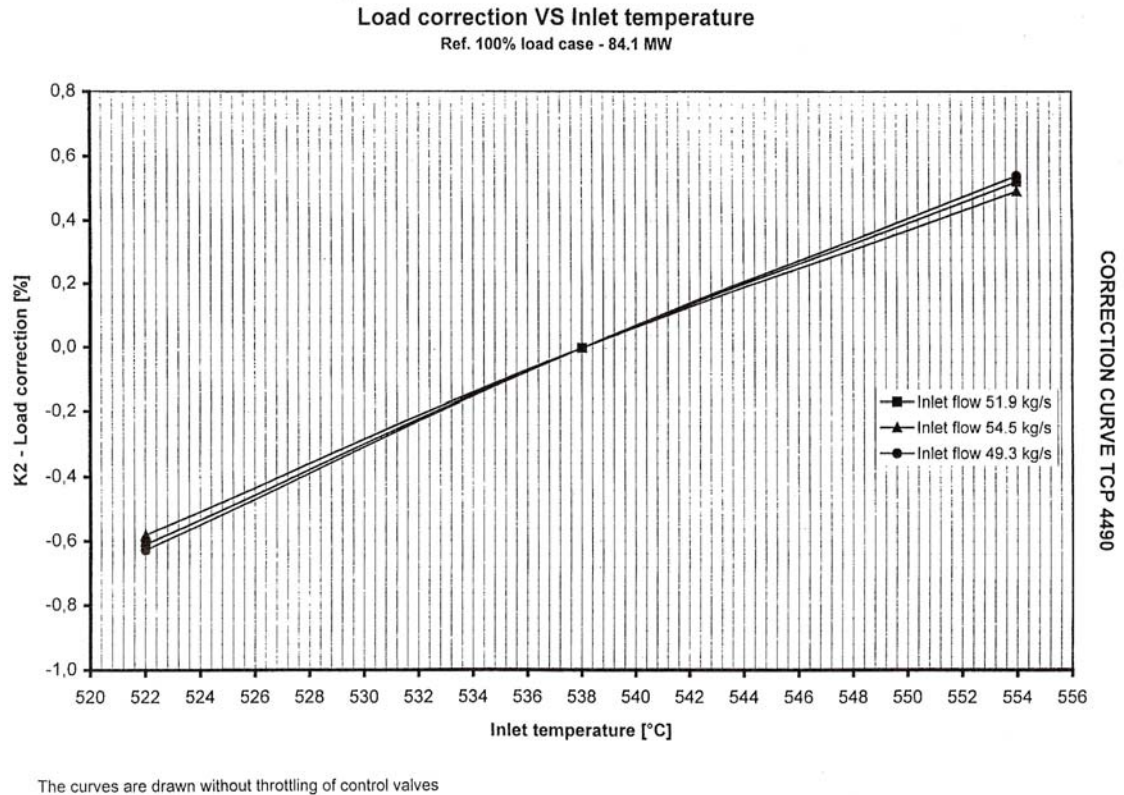


Figura 3.34: Curva de correção da temperatura do vapor de entrada na seção de alta pressão para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.35 mostra as curvas de correção para a queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma queda de pressão de entrada do vapor entre 1 bar até 3,2 bar, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

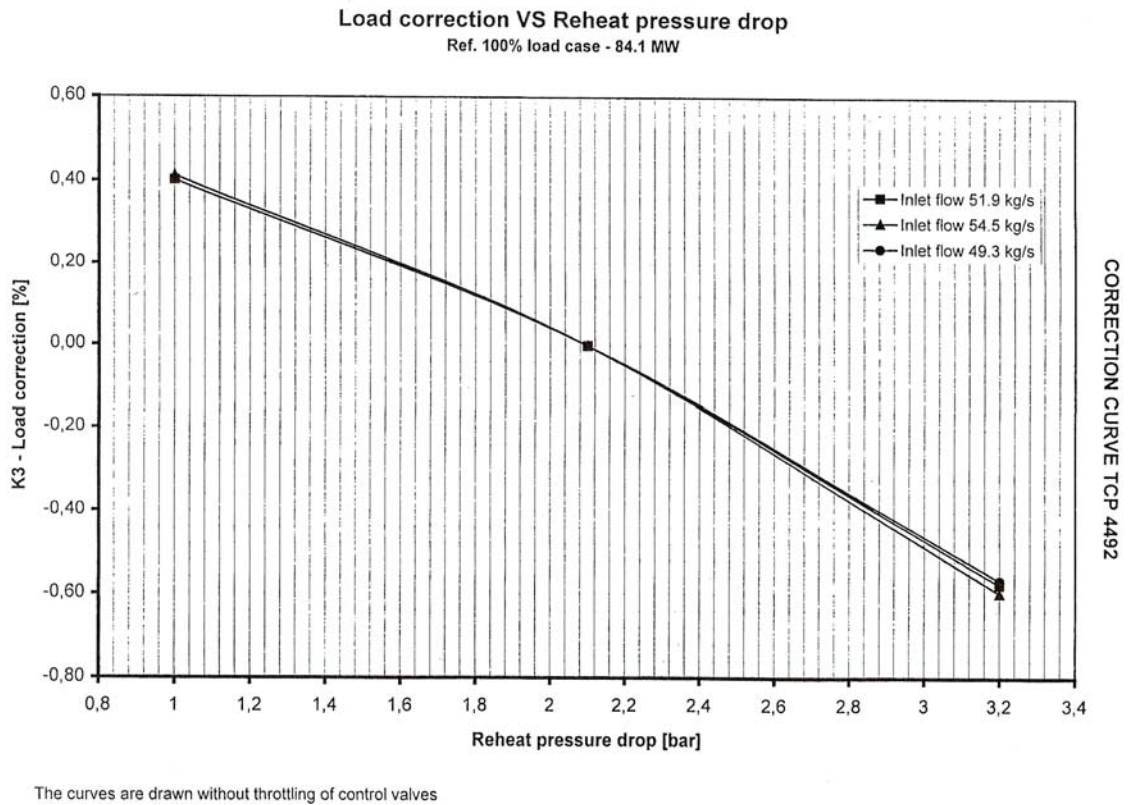


Figura 3.35: Curva de correção da queda de pressão do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina.

A Figura 3.36 mostra as curvas de correção para a da temperatura do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina. A faixa de validade destas curvas se aplica a uma temperatura de entrada do vapor entre 523 °C até 555 °C, fora desta faixa as curvas não podem ser aplicadas na correção do cálculo da carga da turbina.

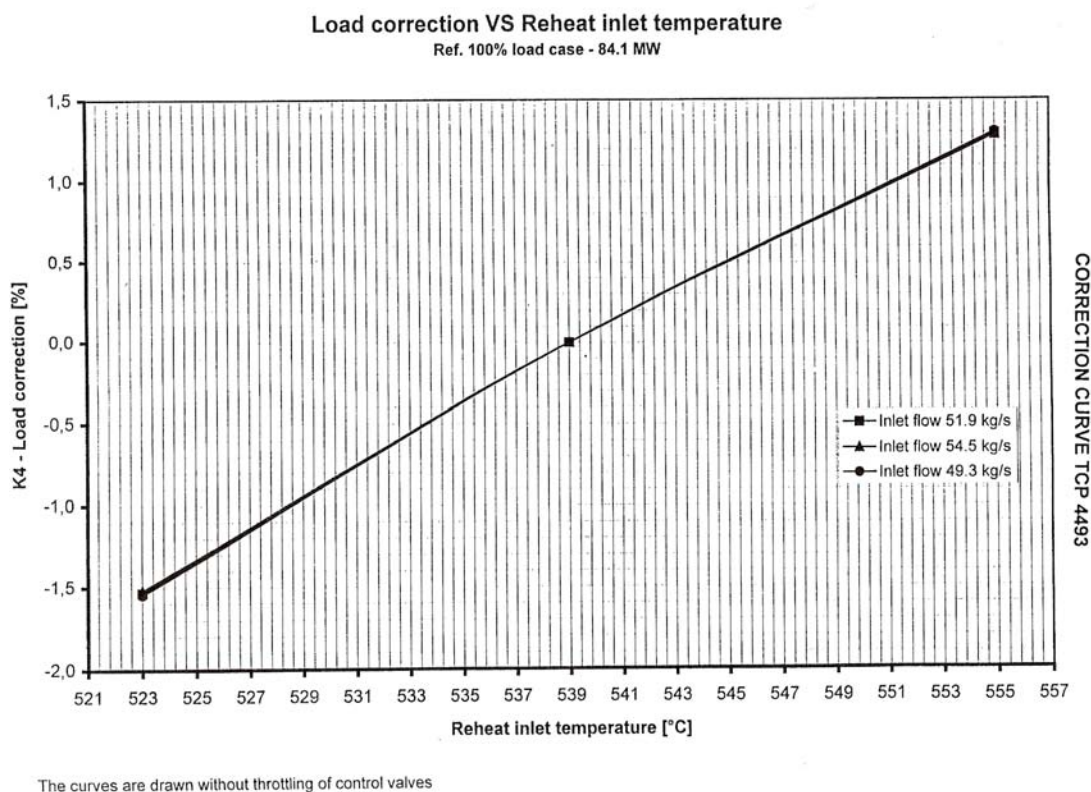


Figura 3.36: Curvas de correção da temperatura do vapor reaquecido para o cálculo da carga da turbina.

Além destas informações, foi necessário para o cálculo da análise de incerteza, levantar todas as faixas de incerteza de medição dos instrumentos instalados na usina. Informações estas registradas em um relatório de calibração dos instrumentos. Devido à extensa quantidade de instrumentos, não será colocada a faixa de incerteza de medição neste trabalho, sendo os valores de incerteza registrados apenas na planilha desenvolvida para a análise de desempenho da turbina a vapor e para o procedimento de cálculo. Estas planilhas encontram-se no Apêndice V.

É importante registrar que a metodologia desenvolvida neste trabalho utiliza apenas os instrumentos pertencentes e instalados na usina; assim sendo, não foi solicitado em nenhum momento a instalação de algum instrumento de medição para a realização dos cálculos para a análise de desempenho.

3.2.1 – Análise de desempenho da turbina a vapor da usina Ibiritermo

Para se analisar os dados de desempenho da turbina a vapor da usina termelétrica Ibiritermo, foi acordada com a operação da usina uma data onde esta estaria em operando em carga base e estável durante uma faixa de tempo em que se pudessem coletar os dados necessários para a realização dos cálculos.

As datas dos testes foram os dias 02 e 07 de Junho de 2005 no período das 17:30 horas até as 18:30 horas. Este horário foi determinado após a certeza da operação estável e contínua da usina de pelo menos 8 horas antes do teste, sem perturbações (oscilações) na rede elétrica e no fornecimento de gás natural para a turbina a gás.

Antes da realização dos testes, foi realizada a seguinte etapa preparatória para a coleta dos dados:

1. Identificação e localização dos instrumentos a serem usados;
2. Faixa de erro de medição para cada instrumento;
3. Determinar a frequência da coleta de dados (intervalo de tempo entre cada medição);
4. Verificar onde estavam sendo registrados os dados lidos (devido a configuração da sala de controle da usina, alguns dados foram registrados em 2 computadores diferentes).

Vale salientar que diversas tentativas de coleta de dados foram feitas antes, mas todas apresentaram erros, variações excessivas nas medições (instrumentos descalibrados), perdas de registros durante as medições, problemas na operação da usina e até mesmo perda total de todos os dados coletados e registrados pelo DCS (Distributed Control System), equipamento este responsável pela coleta, processamento e registros de todos os parâmetros operacionais da usina.

Durante as várias tentativas de coleta de dados foi possível detectar e comunicar ao departamento de operações da usina os erros que foram encontrados durante os testes. Cientes dos problemas encontrados, a usina marcava uma nova data para a coleta após o solucionamento dos problemas encontrados.

Feita a coleta, os dados foram então ordenados e lançados na planilha desenvolvida para a análise de desempenho da turbina a vapor. A Tabela 3.1 mostra um resumo das principais informações coletadas durante o teste.

Tabela 3.1: Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor.

Seção de Alta Pressão
Pressão do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão
Temperatura do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão
Pressão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão
Vazão do Vapor de Entrada da Turbina de Alta Pressão
Dados da Turbina Reaquecida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão) e do Condensador
Pressão do Vapor Reaquecido Principal
Temperatura do Vapor Reaquecido Principal
Pressão do Vapor Reaquecido Complementar
Temperatura do Vapor Reaquecido Complementar
Vazão do Vapor Reaquecido Principal
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar
Pressão Absoluta no Condensador
Temperatura de Condensado no Condensador
Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão
Dados do Gerador Elétrico da Turbina a Vapor
Potência Ativa do Gerador da Turbina a Vapor
Dados das Bombas
Vazão da Bomba de Alimentação de Alta Pressão
Temperatura da Água de Alimentação de Alta Pressão
Pressão da Água de Alimentação de Alta Pressão
Vazão da Bomba de Alimentação de Pressão Intermediária
Temperatura da Água de Alimentação de Pressão Intermediária
Pressão da Água de Alimentação de Pressão Intermediária
Vazão de Condensado após a Bomba de Condensado
Vazão de Condensado após Extração para o Condensador
Vazão de Vapor Complementar do Vapor Reaquecido Frio
Dados do Regulador do Vapor de Selagem
Pressão de Saída do Regulador do Vapor de Selagem
Temperatura de Saída do Regulador do Vapor de Selagem
Dados do Sistema da Água de Resfriamento Principal do Condensador
Pressão de Entrada da Água de Resfriamento no Condensador
Pressão da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador
Pressão da Água de Resfriamento na Saída das Bombas
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador
Temperatura da Água de Resfriamento após as Válvulas de Corte na Saída do Condensador
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento
Pressão da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento

As Tabelas 3.2 e 3.3 mostram as incertezas das medições para os 2 testes realizados:

Tabela 3.2: Incerteza das medições do dia 02/06/2006.

Unidade	Média	Incerteza Padronizada	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida	Fator de Abrangência K
Seção de Alta Pressão					
Pressão do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão					
bar	94,49	0,05	0,24	0,47	2,00
Temperatura do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão					
°C	538,40	0,15	0,19	0,44	2,38
Pressão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão					
bar	28,92	0,00	0,17	0,35	2,00
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão					
°C	460,83	1,00	1,01	2,04	2,02
Vazão do Vapor de Entrada da Turbina de Alta Pressão					
Ton/h	174,86	0,06	0,30	0,59	2,00
Dados da Turbina Reaquecida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão) e do Condensador					
Pressão do Vapor Reaquecido Principal					
bar	26,53	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do Vapor Reaquecido Principal					
°C	535,09	0,10	0,15	0,31	2,00
Pressão do Vapor Reaquecido Complementar					
bar	3,40	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do Vapor Reaquecido Complementar					
°C	509,45	0,03	0,12	0,24	2,00
Vazão do Vapor Reaquecido Principal					
Ton/h	189,00	0,22	0,37	0,73	2,00
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar					
Ton/h	24,67	0,05	0,29	0,58	2,00
Pressão Absoluta no Condensador					
bara	0,06	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura de Condensado no Condensador					
°C	35,15	0,04	0,12	0,24	2,00
Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão					
bara	0,85	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão					
°C	37,65	0,19	0,22	0,44	1,99
Dados do Gerador Elétrico da Turbina a Vapor					
Potência Ativa do Gerador da Turbina a Vapor					
MW	75,17	0,08	0,30	0,60	2,00
Dados das Bombas					
Vazão da Bomba de Alimentação de Alta Pressão					
Ton/h	160,59	0,19	0,35	0,69	2,00
Temperatura da Água de Alimentação de Alta Pressão					
°C	158,21	0,07	0,13	0,27	2,00
Pressão da Água de Alimentação de Alta Pressão					
bar	154,12	0,06	0,18	0,37	2,00
Vazão da Bomba de Alimentação de Pressão Intermediária					
Ton/h	24,67	0,04	0,29	0,58	2,00
Temperatura da Água de Alimentação de Pressão Intermediária					
°C	155,23	0,10	0,15	0,30	2,00
Pressão da Água de Alimentação de Pressão Intermediária					
bar	53,27	0,03	0,23	0,47	2,00
Vazão de Condensado após a Bomba de Condensado					
m³/h	229,15	0,71	0,77	1,73	2,25
Vazão de Condensado após Extração para o Condensador					
m³/h	219,27	0,75	0,81	1,82	2,26
Vazão de Vapor Complementar do Vapor Reaquecido Frio					
Ton/h	29,50	0,02	0,29	0,58	2,00
Dados do Regulador do Vapor de Selagem					
Pressão de Saída do Regulador do Vapor de Selagem					
bar	30,01	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura de Saída do Regulador do Vapor de Selagem					
°C	305,49	0,15	0,19	0,37	2,00
Dados do Sistema da Água de Resfriamento Principal do Condensador					
Pressão de Entrada da Água de Resfriamento no Condensador					
barg	2,15	0,00	0,17	0,35	2,00
Pressão da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador					
barg	2,14	0,00	0,17	0,35	2,00
Pressão da Água de Resfriamento na Saída das Bombas					
barg	2,25	0,00	0,17	0,35	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador					
°C	26,48	0,04	0,12	0,24	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento após as Válvulas de Corte na Saída do Condensador					
°C	33,63	0,03	0,12	0,24	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento					
°C	30,69	0,06	0,13	0,26	2,00
Pressão da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento					
barg	1,29	0,00	0,17	0,35	2,00

Tabela 3.3: Incerteza das medições do dia 07/06/2006.

Unidade	Média	Incerteza Padronizada	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida	Fator de Abrangência K
Seção de Alta Pressão					
Pressão do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão					
bar	94,27	0,08	0,25	0,49	2,00
Temperatura do Vapor Superaquecido para a Turbina de Alta Pressão					
°C	537,84	0,19	0,22	0,53	2,38
Pressão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão					
bar	28,90	0,03	0,18	0,35	2,00
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão					
°C	466,04	0,66	0,67	1,34	2,00
Vazão do Vapor de Entrada da Turbina de Alta Pressão					
Ton/h	174,52	0,12	0,31	0,63	2,00
Dados da Turbina Reaquecida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão) e do Condensador					
Pressão do Vapor Reaquecido Principal					
bar	26,53	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura do Vapor Reaquecido Principal					
°C	535,14	0,17	0,21	0,44	2,12
Pressão do Vapor Reaquecido Complementar					
bar	3,65	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura do Vapor Reaquecido Complementar					
°C	463,66	0,27	0,29	0,66	2,24
Vazão do Vapor Reaquecido Principal					
Ton/h	188,95	0,27	0,39	0,79	2,00
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar					
Ton/h	24,18	0,19	0,35	0,69	2,00
Pressão Absoluta no Condensador					
bara	0,06	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura de Condensado no Condensador					
°C	34,74	0,09	0,15	0,29	2,00
Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão					
bara	0,85	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão					
°C	37,34	0,18	0,22	0,43	1,97
Dados do Gerador Elétrico da Turbina a Vapor					
Potência Ativa do Gerador da Turbina a Vapor					
MW	74,89	0,08	0,30	0,60	2,00
Dados das Bombas					
Vazão da Bomba de Alimentação de Alta Pressão					
Ton/h	161,04	0,23	0,37	0,74	2,00
Temperatura da Água de Alimentação de Alta Pressão					
°C	158,07	0,14	0,19	0,37	2,02
Pressão da Água de Alimentação de Alta Pressão					
bar	154,05	0,10	0,20	0,40	2,00
Vazão da Bomba de Alimentação de Pressão Intermediária					
Ton/h	24,34	0,32	0,43	0,83	1,92
Temperatura da Água de Alimentação de Pressão Intermediária					
°C	155,07	0,16	0,19	0,40	2,07
Pressão da Água de Alimentação de Pressão Intermediária					
bar	53,21	0,05	0,24	0,47	2,00
Vazão de Condensado após a Bomba de Condensado					
m³/h	230,43	0,95	0,99	2,26	2,28
Vazão de Condensado após Extração para o Condensador					
m³/h	220,38	0,91	0,95	2,17	2,28
Vazão de Vapor Complementar do Vapor Reaquecido Frio					
Ton/h	29,27	0,04	0,29	0,58	2,00
Dados do Regulador do Vapor de Selagem					
Pressão de Saída do Regulador do Vapor de Selagem					
bar	29,02	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura de Saída do Regulador do Vapor de Selagem					
°C	300,54	0,15	0,19	0,35	1,83
Dados do Sistema da Água de Resfriamento Principal do Condensador					
Pressão de Entrada da Água de Resfriamento no Condensador					
barg	2,14	0,00	0,17	0,35	2,00
Pressão da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador					
barg	2,14	0,00	0,17	0,35	2,00
Pressão da Água de Resfriamento na Saída das Bombas					
barg	2,25	0,00	0,17	0,35	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Válvulas de Corte na Entrada do Condensador					
°C	26,02	0,10	0,15	0,30	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento após as Válvulas de Corte na Saída do Condensador					
°C	33,19	0,07	0,14	0,27	2,00
Temperatura da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento					
°C	30,08	0,13	0,17	0,33	1,90
Pressão da Água de Resfriamento antes das Torres de Resfriamento					
barg	1,29	0,00	0,17	0,35	2,00

Verifica-se que a turbina a vapor da usina Ibiritermo, possui muitos registros referentes a temperatura e pressão dos principais parâmetros mostrados na Tabela 3.1, sendo assim, para se realizar o cálculo do balanço térmico (balanço de massa e energia) foi necessário calcular as vazões mássicas de entrada e saída para cada seção e as vazões mássicas de selagem. Para tanto se utilizou a metodologia apresentada no Capítulo 2 e no Apêndice I para o cálculo da vazão mássica para as seções (alta, média e baixa pressão) e para a selagem respectivamente.

Este cálculo fica registrado na planilha em Excel desenvolvida para a usina Ibiritermo e a Figura A.V.4 no Apêndice V mostra este cálculo. O resumo do cálculo para as vazões mássicas é mostrado nas Tabelas 3.4 e 3.5.

Tabela 3.4: Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 02/06/2006.

Pontos Calculados	kg/s
Vazão do Vapor de Controle	48,57
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (A)	0,10
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (B)	0,24
Vazão do Vapor de Selagem 1	4,87
Vazão do Vapor de Selagem 2	1,77
Vazão do Vapor de Selagem 3	1,17
Vazão do Vapor de Selagem 4	1,35
Vazão do Vapor de Selagem 5	0,65
Vazão do Vapor de Selagem 6	0,87
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão	39,28
Vazão do Vapor Reaquecido Principal	52,50
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar	6,85
Vazão do Vapor de Selagem 7	0,81
Vazão do Vapor de Selagem 8	0,01
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão	67,57

Tabela 3.5: Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 07/06/2006.

Pontos Calculados	kg/s
Vazão do Vapor de Controle	48,48
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (A)	0,10
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (B)	0,24
Vazão do Vapor de Selagem 1	4,86
Vazão do Vapor de Selagem 2	1,77
Vazão do Vapor de Selagem 3	1,16
Vazão do Vapor de Selagem 4	1,35
Vazão do Vapor de Selagem 5	0,64
Vazão do Vapor de Selagem 6	0,84
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão	39,19
Vazão do Vapor Reaquecido Principal	52,49
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar	6,72
Vazão do Vapor de Selagem 7	0,07
Vazão do Vapor de Selagem 8	0,01
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão	66,65

As Figuras 3.37 e 3.38 mostram a comparação entre o resultado dos testes e os dados de projeto para as vazões mássicas do balanço térmico.

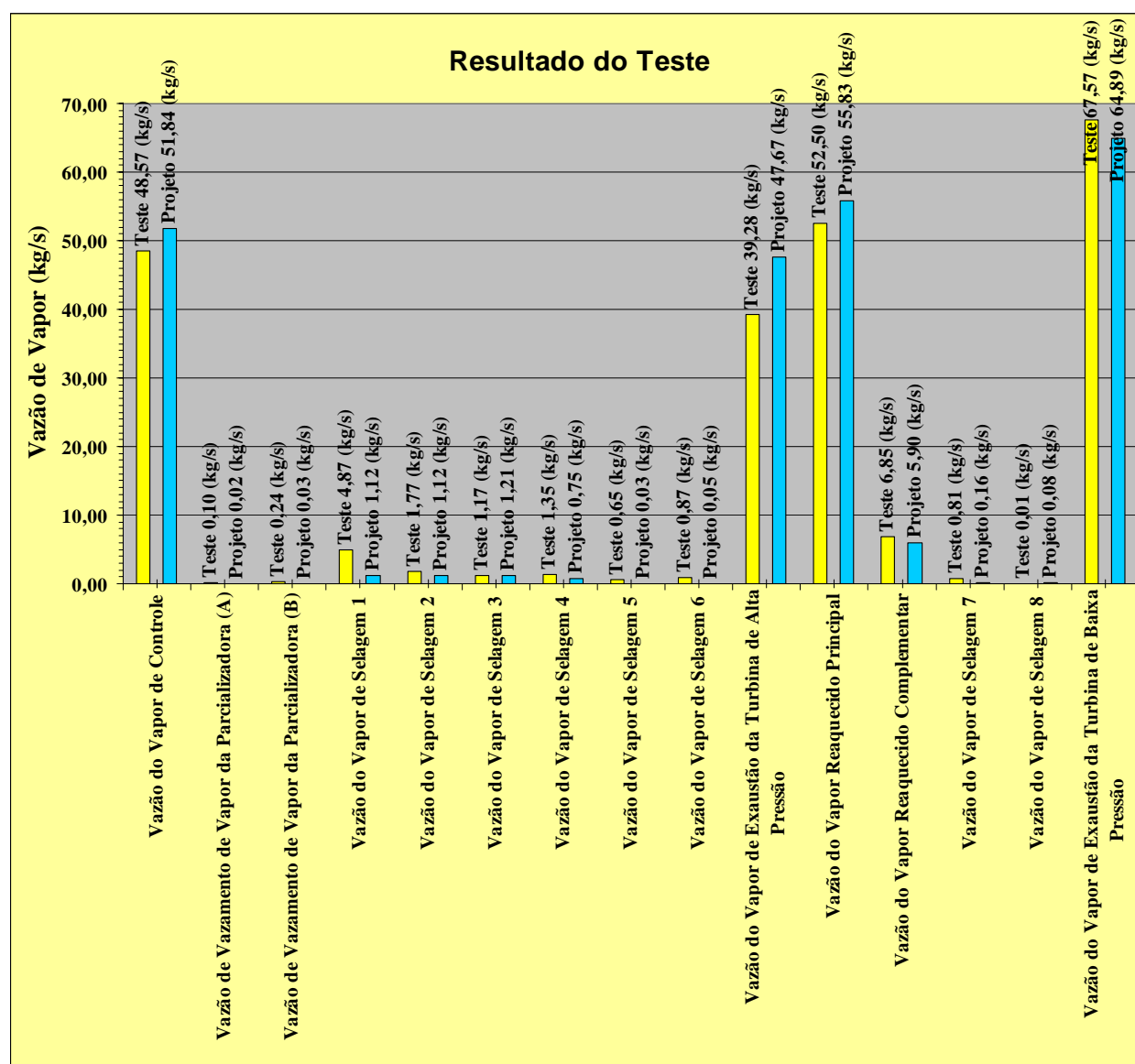


Figura 3.37: Comparação entre a vazão de vapor de projeto e a vazão obtida durante o teste do dia 02/06/2006.

A Figura 4.37 mostra um gráfico comparativo entre as vazões de selagem, de entrada e saída para cada seção da turbina a vapor obtidas durante o teste do dia 02/06/2006 em relação aos dados fornecidos pelo fabricante para as vazões de projeto da turbina a carga plena (carga base). Neste gráfico é possível verificar que existe algum problema na vazão de entrada e de saída na seção da turbina de alta pressão, incluído as vazões de vapor para a selagem. É claro que a vazão de vapor fornecido para a turbina de alta pressão está abaixo da condição nominal.

Esta vazão menor do que a nominal causa uma diminuição da potência pela turbina de alta pressão, o que poderá ser constatado nos próximos cálculos (eficiência e potência). Com relação

as vazões de vapor para a seção reauecida (seção de média pressão + baixa pressão), apesar da diferença entre a vazão do vapor de entrada durante o teste se menor do que a de projeto, a vazão de vapor complementar mais a de selagem elimina esta diferença, pois a vazão de vapor na saída da turbina é ligeiramente superior a de projeto.

A análise feita para a Figura 3.37 pode ser aplicada para a Figura 3.38 com os mesmos resultados da avaliação realizada para o teste do dia 02/06/2006.

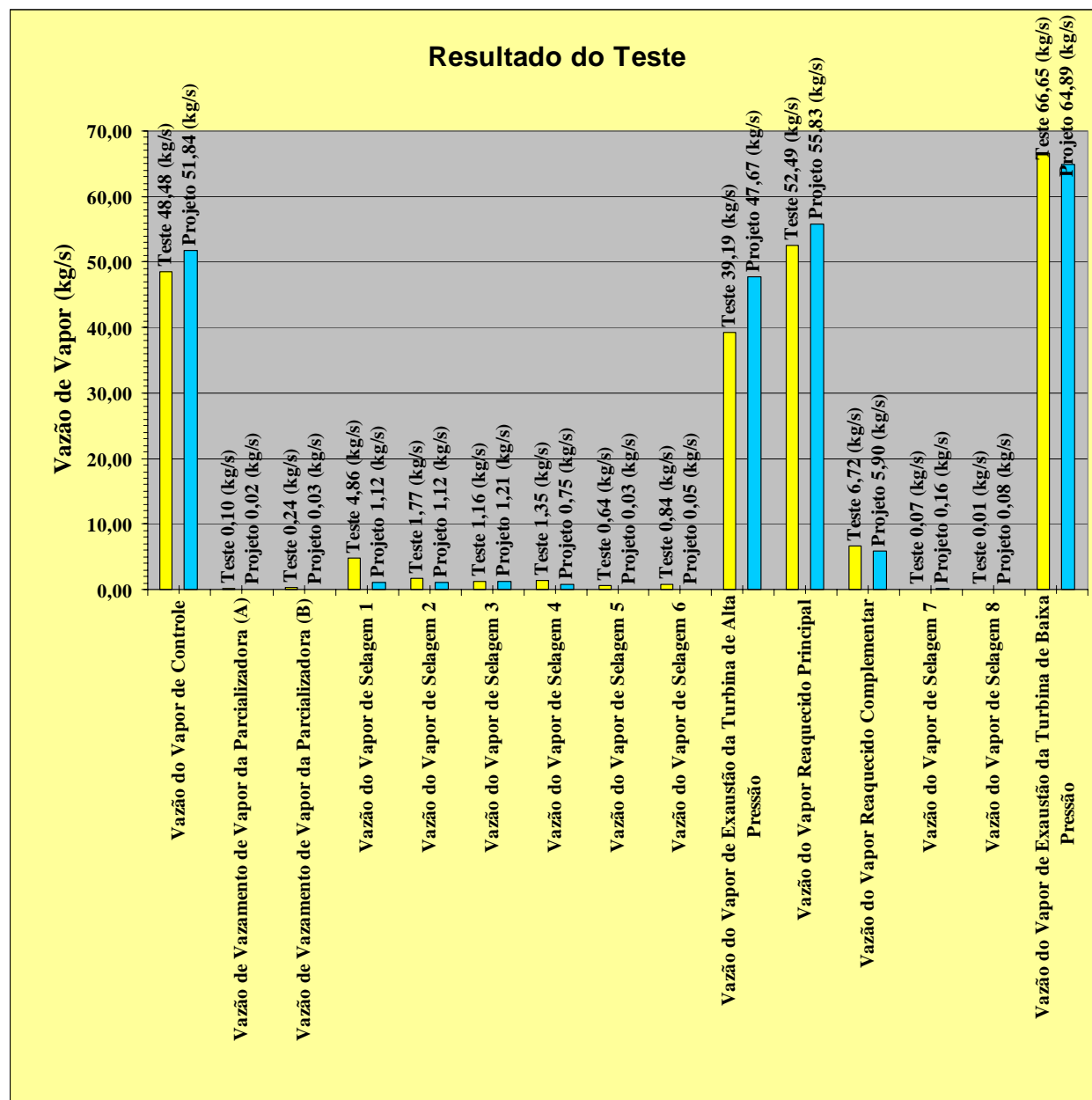


Figura 3.38: Comparação entre a vazão de vapor de projeto e a vazão obtida durante o teste do dia 07/06/2006.

Feito o cálculo do balanço térmico para os dados obtidos dos testes, realizou-se então o cálculo das eficiências das seções de alta pressão e da seção reauecida (seção de média pressão

+ a seção de baixa pressão) de acordo com o método desenvolvido por K.C Cotton na planilha em Excel. A seção reaquescida foi assim desenvolvida para a turbina a vapor da usina, devido ao fato da complexidade e da dificuldade técnicas (medições de temperatura e pressão) necessárias entre a seção de média pressão e baixa pressão. Desta forma o método aplicado elimina este problema, de se determinar os parâmetros de entrada e saída dessas seções, avaliando as duas seções como uma única seção.

O nome seção reaquescida, foi dado pelo autor do método devido ao fato de que o vapor que é admitido para as seções de média e baixa pressão, é o vapor reaquescido proveniente da caldeira recuperativa de calor. Estes cálculos estão registrados na planilha de cálculo desenvolvida em Excel, como mostra a Figura A.V.5 localizada no Apêndice V.

Assim os resultados obtidos pelo teste são mostrados nas Tabelas 3.6 a 3.9.

Tabela 3.6: Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 02/06/2006.

Resultados para a seção de alta pressão	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	80,76
Eficiência do Fabricante (projeto)	88,53
Perda de eficiência em relação à de projeto	7,77

Tabela 3.7: Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 02/06/2006.

Resultados para a seção reaquescida (média pressão + baixa pressão)	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	90,03
Eficiência para o ponto final da energia utilizada (UEEP)	86,41
Eficiência do Fabricante (projeto)	90,98
Perda de eficiência em relação à de projeto (ELEP)	0,96
Perda de eficiência em relação à de projeto (UEEP)	4,57

Tabela 3.8: Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 07/06/2006.

Resultados para a seção de alta pressão	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	80,76
Eficiência do Fabricante (projeto)	88,53
Perda de eficiência em relação à de projeto	7,77

Tabela 3.9: Resultados dos cálculos das eficiências para o teste do dia 07/06/2006.

Resultados para a seção reaquescida (média pressão + baixa pressão)	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	90,33
Eficiência para o ponto final da energia utilizada (UEEP)	86,56
Eficiência do Fabricante (projeto)	90,98
Perda de eficiência em relação à de projeto (ELEP)	0,65
Perda de eficiência em relação à de projeto (UEEP)	4,42

A Figura 3.39 mostra um gráfico onde é possível visualizar de forma global as eficiências das seções de alta pressão e da seção reaquecida comparadas às de projeto.

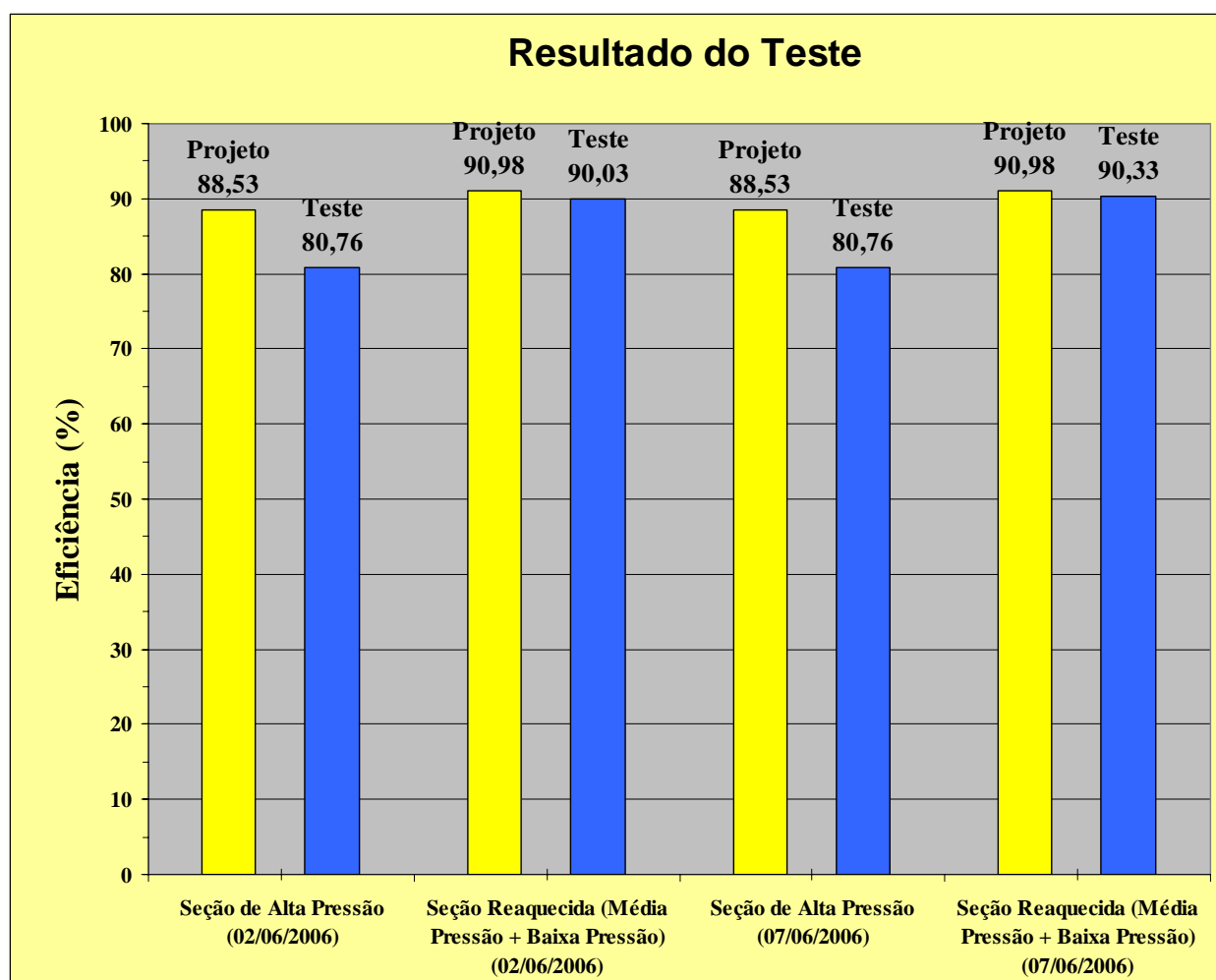


Figura 3.39: Resultado geral dos cálculos das eficiências realizadas durante os testes.

Dos resultados expostos nas Tabelas 3.6 a 3.9 é possível verificar que a eficiência da seção de alta pressão está baixa em relação à de projeto. Analisando-se estes resultados é possível levantar algumas possibilidades da causa desta baixa eficiência operacional:

1. Existem perdas (fugas) de vapor pelos selos labirínticos;
2. Entupimento ou restrição na passagem de vapor através das válvulas parcializadoras;
3. A pressão de vapor entregue pela caldeira está muito abaixo da nominal;
4. Mau funcionamento das válvulas parcializadoras.

Como a metodologia de cálculo usada utiliza os parâmetros de pressão, temperatura e vazão de vapor medido antes das válvulas parcializadoras as hipóteses 1, 2 e 4 ficam eliminadas, restando apenas a hipótese número 3. Verificando-se os dados coletados durante o teste é possível notar que a pressão de entrada do vapor na seção de alta pressão está muito baixa em relação à de projeto (107 bar contra 95 bar do teste).

Com relação à temperatura de entrada do vapor superaquecido na seção de alta pressão, esta, está próxima a de projeto (538 °C), assim, é possível verificar que existe algum problema na pressão do vapor no circuito proveniente da caldeira que entrega o vapor superaquecido para a seção de alta pressão da turbina.

Com relação a seção reauecida observa-se que a eficiência calculada para o teste está próxima a de projeto, e de acordo com a metodologia desenvolvida neste trabalho existem duas possibilidades de análise:

1. A turbina a vapor na seção reauecida passou por uma manutenção de reparo ou;
2. A turbina a vapor na seção reauecida está a pouco tempo em operação.

A análise número 2 é a mais próxima da realidade pois como foi mostrada no início deste capítulo, a usina Ibiritermo está a poucos anos em operação.

Continuando a análise da turbina, foi avaliado a “contribuição” de cada seção na produção da potência mecânica produzida pela turbina e entregue ao gerador elétrico. Para tanto foi desenvolvida uma planilha de cálculo para a potência na turbina como mostra a Figura A.V.6 localizada no Apêndice V.

Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 3.10 e 3.11.

Tabela 3.10: Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 02/06/2006.

Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão	5.549,59	(kW)
Potência de Eixo da Seção da Turbina Reaquecida - UEEP	72.989,09	(kW)
Perdas Mecânicas	499,18	(kW)
Perdas do Gerador	1.498,00	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	76.541,50	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	76,54	(MW)
Rendimento do Gerador Elétrico	98,21	(%)
Potência da Turbina a Vapor Medida (no Gerador)	75,17	(MW)

Tabela 3.11: Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 07/06/2006.

Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão	5.627,97	(kW)
Potência de Eixo da Seção da Turbina Reaquecida - UEEP	72.668,11	(kW)
Perdas Mecânicas	499,18	(kW)
Perdas do Gerador	1.498,00	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	76.298,89	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	76,30	(MW)
Rendimento do Gerador Elétrico	98,16	(%)
Potência da Turbina a Vapor Medida (no Gerador)	74,89	(MW)

A Figura 3.40 mostra um gráfico da comparação da potência produzida pela turbina durante o teste com a de projeto.

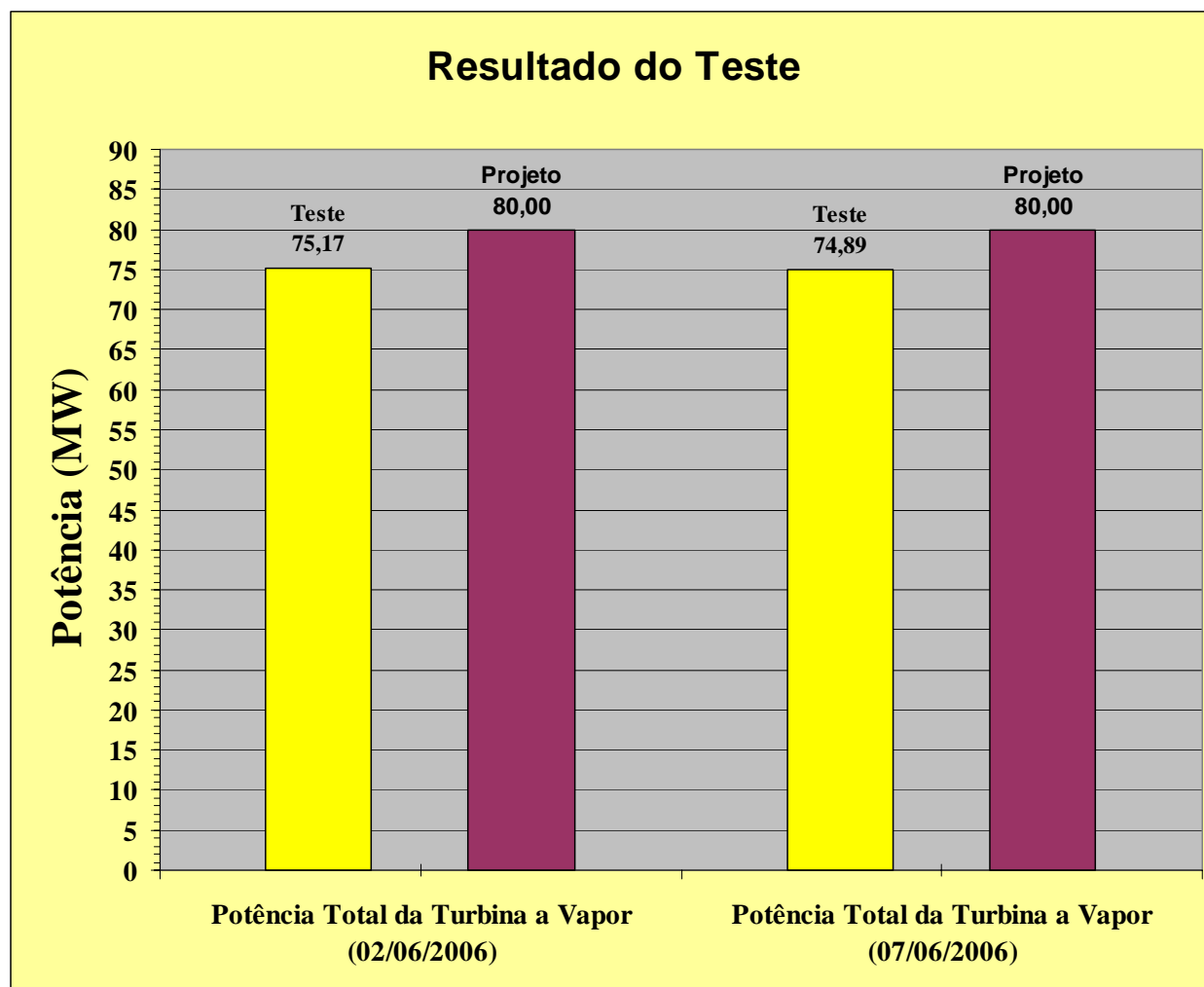


Figura 3.40: Resultado geral do cálculo da potência produzida durante os testes.

A metodologia de análise utilizada durante o cálculo da eficiência da turbina pode ser aplicada no cálculo da potência da mesma. Os resultados obtidos nos cálculos são apresentados nas Tabelas 3.10 e 3.11. Estas tabelas mostram que a maior parte da potência produzida é proveniente da seção reaquescida, enquanto que a seção de alta pressão pouco contribui na geração de potência. Esta consideração da “contribuição” de cada seção na produção da potência da turbina é desejável, pois neste ponto da análise devemos considerar as seguintes hipóteses:

- As prováveis causas desta perda de potência são:
 1. Perda de pressão na seção de alta pressão;
 2. Fuga de vapor pelos selos labirínticos (vazamentos de vapor);
 3. Elevado atrito entre eixo e mancal por falta de lubrificação (aumento das perdas mecânicas);
 4. Baixo rendimento no gerador elétrico;

Como a metodologia utilizada considera que as perdas mecânicas são constantes, a hipótese nº 3 é eliminada como provável causa. Isto se deve ao fato de que a metodologia de cálculo considera que o sistema de lubrificação da turbina a vapor, esteja funcionando adequadamente. Esta situação seria facilmente notada no aumento da temperatura dos mancais.

A hipótese nº 4 também é eliminada devido ao valor do rendimento do gerador encontrado ser acima de 98 %, o que significa que o gerador está operando satisfatoriamente.

A hipótese nº 2 pode ser uma possível causa da perda de potência devido ao fato de que pelo cálculo de balanço térmico estimam-se as vazões do vapor de selagem a partir de parâmetros de pressão e temperatura medidos “longe” da região dos selos labirínticos. E como a metodologia analisa a potência produzida por cada seção, a solução do problema pode ser direcionada para a seção de alta pressão, devido às considerações expostas anteriormente.

A hipótese nº 1 também pode ser uma possível causa da perda de potência, pois como foi mostrado na análise da eficiência das seções; existe um problema relacionado à pressão do vapor entregue pela caldeira para a seção de alta pressão. E este parâmetro operacional (pressão do vapor) atinge diretamente no cálculo das entalpias usadas para o cálculo da potência.

Pelo que foi mostrado anteriormente, existe um problema relacionado à pressão de entrada do vapor superaquecido na seção de alta pressão e uma possibilidade de perda de vazão de vapor pelos selos labirínticos. A metodologia desenvolvida neste trabalho apresenta ainda uma avaliação do estado geral da turbina a vapor através de suas linhas de expansão como mostram as Figuras 3.41 a 3.43.



Figura 3.41: Linha de expansão para a seção de alta pressão.

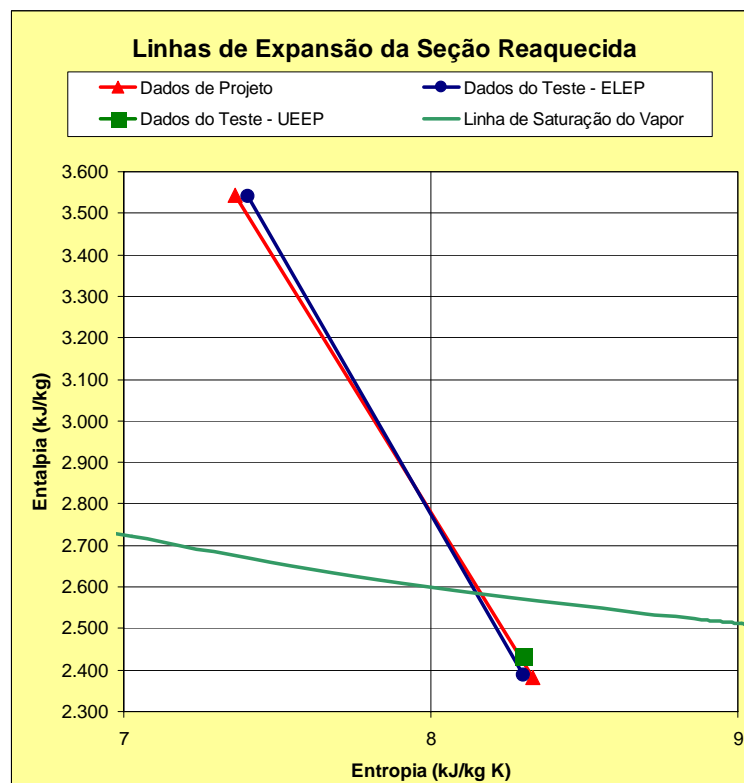


Figura 3.42: Linha de expansão para a seção reaquecida (média pressão + baixa pressão).

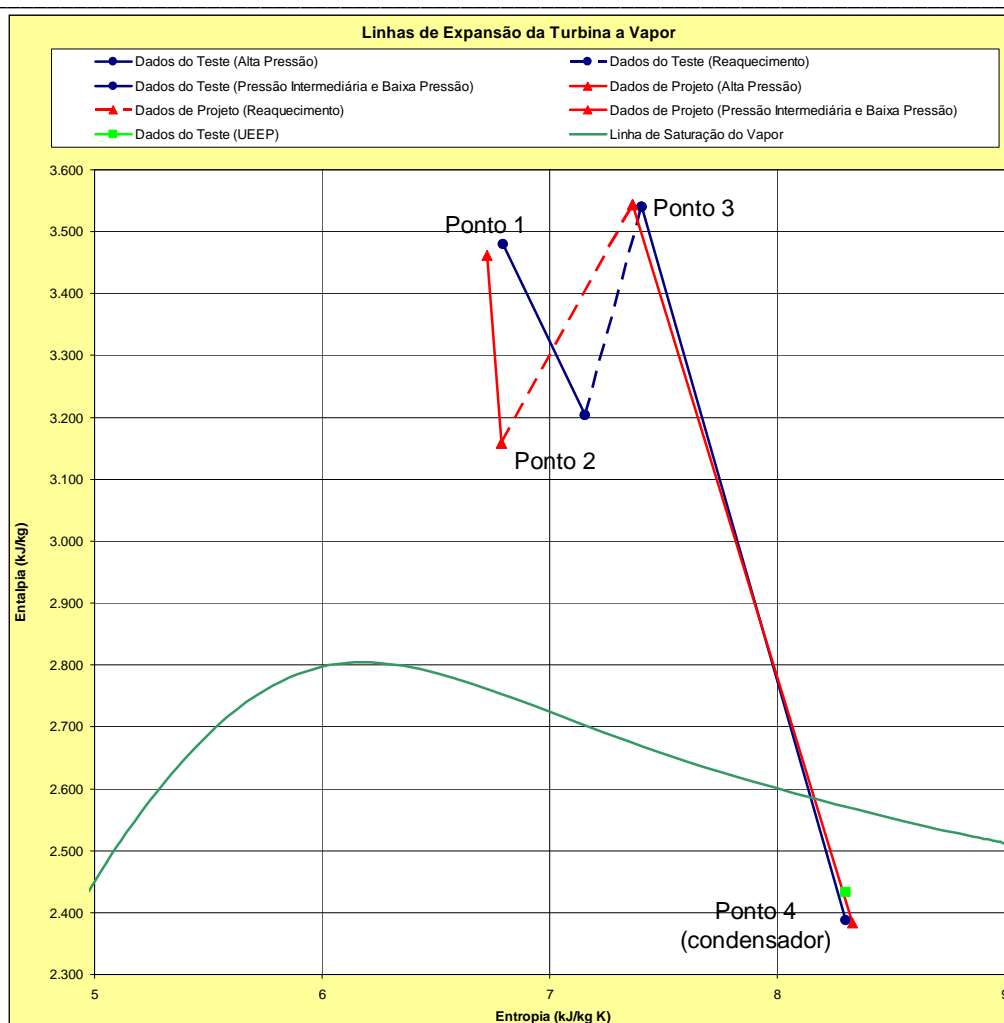


Figura 3.43: Linha de expansão para a turbina a vapor.

As Figuras 3.41 a 3.43 foram desenvolvidas na planilha em Excel para análise de desempenho da turbina a vapor e são mostradas na Figura A.V.7. localizada no Apêndice V.

A Figura 3.41 mostra que existe uma diferença entre a linha de expansão do teste em relação a linha de expansão de projeto. Como colocado anteriormente, a turbina a vapor da usina Ibiritermo está a pouco tempo em operação, então seria esperado que a linha de expansão do teste estivesse o mais próximo possível da linha de expansão de projeto. Esta diferença confirma as hipóteses levantadas para os resultados dos cálculos de eficiência e de potência realizadas para o teste da seção de alta pressão.

Dessa forma fica confirmado que a perda de eficiência e a perda de potência indicadas pelo teste de desempenho são causados por algum problema no nível de pressão do vapor superaquecido que é entregue na entrada das válvulas parcializadoras. Durante a fase de coleta de dados, foi feito o questionamento ao pessoal de operação da usina se existia algum filtro de retenção de detritos (escórias), normalmente utilizado após uma manutenção na linha de vapor da

caldeira, como mostrado no exemplo da Figura 2.2 (Capítulo 2), mas estes confirmaram que tal filtro não está instalado na linha de vapor.

Sendo assim, o problema da queda de desempenho da turbina a vapor está sendo provocado pela baixa pressão entregue à turbina. Devendo então o pessoal de manutenção dirigir os seus esforços na região da linha de vapor de alta pressão desde o tambor de alta pressão até as válvulas parcializadoras.

Com relação a seção reaquescida, a Figura 3.42 mostra que a linha de expansão do teste em relação a linha de expansão de projeto estão sobrepostas, o que significa que a seção reaquescida (média pressão + baixa pressão) está operando satisfatoriamente. A Figura 3.43 mostra que apesar dos parâmetros de temperatura e pressão após a exaustão da turbina de alta pressão, a caldeira recuperativa de calor consegue reaquecer adequadamente o vapor para as condições ótimas de operação da turbina; isto é percebido pela linha pontilhada entre os pontos 2 e 3 mostradas na Figura 3.43.

A Figura 3.43 mostra também que as condições de desempenho do condensador da turbina também são muito boas, pois o ponto 4 mostra que o ponto final da linha de expansão do teste está muito próximo a do projeto.

Com relação ao cálculo de correção do Heat Rate da turbina e ao cálculo da correção da carga desta, para as condições operacionais do teste, não será conclusivo, pois devido aos resultados apresentados no cálculo da eficiência, no cálculo da potência da turbina e na linha de expansão do vapor pela turbina, a correção do cálculo para a pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina está muito abaixo do limite estabelecido pelo fabricante como mostrado na Figura 3.21. A pressão mínima válida para a curva de correção é de 102 bar e a pressão medida durante o teste é de 95 bar.

Apesar disto foi realizado o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina para os dois testes realizados como mostram as Tabelas 3.12 e 3.13. O cálculo do Heat Rate e da carga da turbina bem como o uso das curvas de correção foram desenvolvidas na planilha em Excel, como mostra a Figura A.V.8 localizada no Apêndice V.

Sendo assim, o cálculo do Heat Rate e da carga corrigida da turbina serão válidos apenas e somente após a eliminação do problema da baixa pressão de entrada da turbina na seção de alta pressão.

Tabela 3.12: Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o dia 02/06/2006.

Heat Rate Bruto (kJ/kWh)	21109,42
Heat Rate Corrigido (kJ/kWh)	21057,22
Carga da Turbina (MW)	75,17
Carga da Turbina Corrigida (MW)	75,54

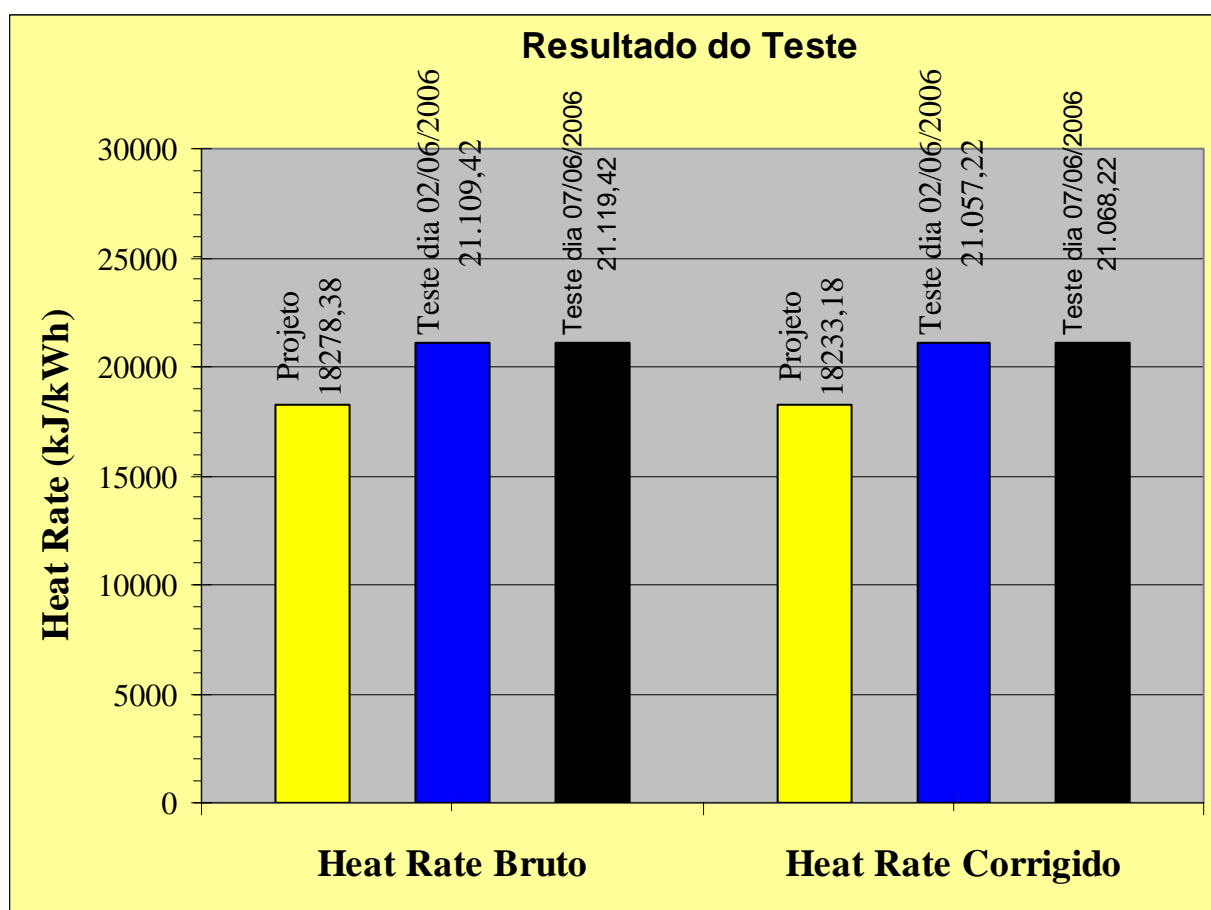
Tabela 3.13: Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o dia 07/06/2006.

Heat Rate Bruto (kJ/kWh)	21119,42
Heat Rate Corrigido (kJ/kWh)	21068,22
Carga da Turbina (MW)	74,89
Carga da Turbina Corrigida (MW)	75,08

Tabela 3.14: Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida de projeto.

Heat Rate Bruto (kJ/kWh)	18278,38
Heat Rate Corrigido (kJ/kWh)	18233,18
Carga da Turbina (MW)	84,11
Carga da Turbina Corrigida (MW)	84,52

As Figuras 3.44 e 3.45 mostram a comparação do resultado dos cálculos do Heat Rate e da carga da turbina com os de projeto.

**Figura 3.44:** Comparação do cálculo do Heat Rate para os dados do teste com o Heat Rate de projeto.

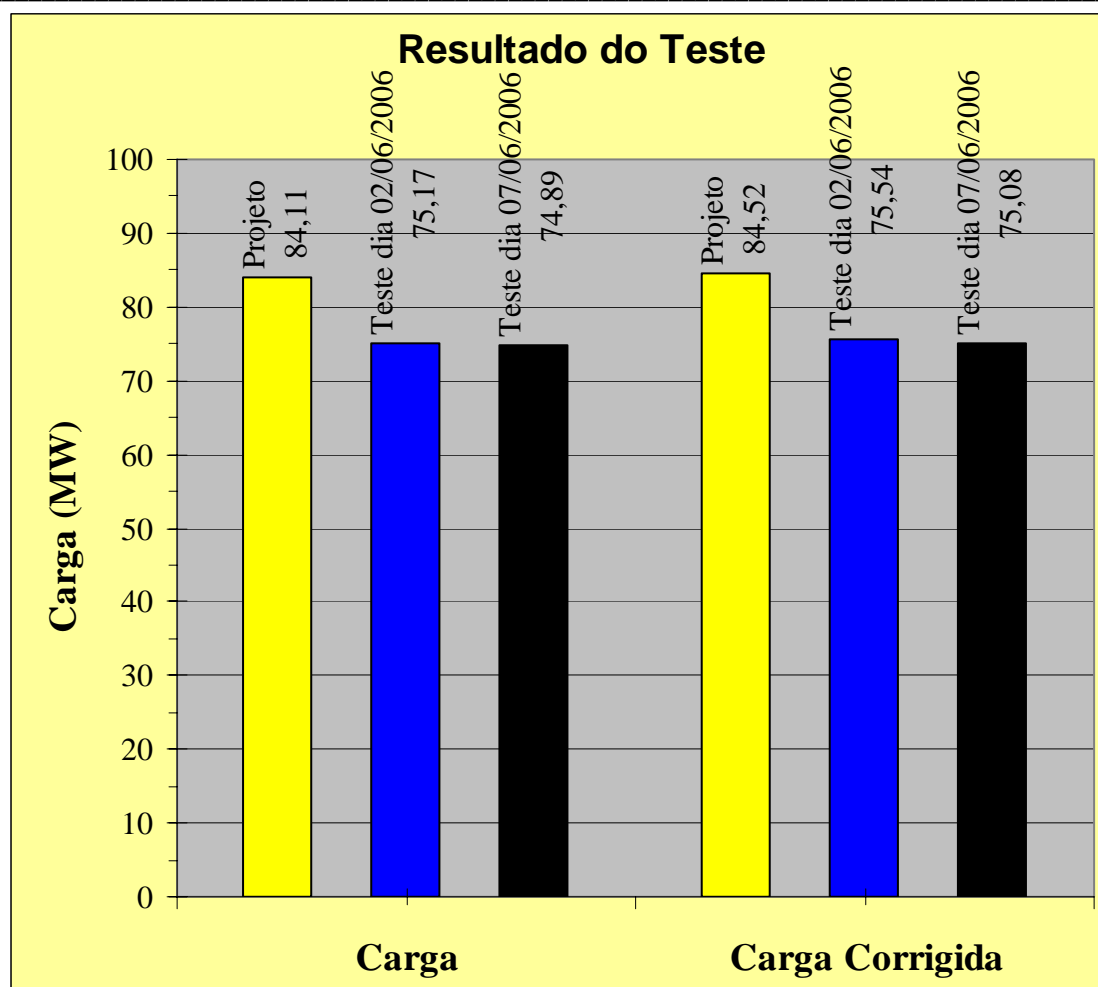


Figura 3.45: Comparação do cálculo da carga da turbina para os dados do teste com a carga de projeto.

A análise desempenho utilizando-se o Heat Rate e a carga da turbina, não poderá ser aplicado para os resultados apresentados nas Tabelas 3.12 e 3.13 devido ao problema da faixa de validade da curva de correção para a pressão do vapor de alta pressão. Assim uma análise posterior poderá ser feita usando-se estes métodos após a eliminação do problema, pois assim, a avaliação será mais próxima da realidade de operação da turbina a vapor.

Com relação a avaliação da incerteza dos cálculos realizados para os testes do dia 02 e 06 de Junho de 2006 para a usina Ibiritermo, não serão expostas neste trabalho devido a complexidade de programação exigida para que as equações desenvolvidas no Apêndice IV possam ser adequadamente utilizadas, e a avaliação da propagação de erro possa ser avaliada. Esta “tarefa” ficará como sugestão de trabalho futuro para a metodologia desenvolvida neste trabalho.

É importante salientar que até o presente momento nenhum trabalho a respeito de análise de desempenho de turbinas a vapor operando em ciclo combinado fora desenvolvido, sendo então este trabalho uma contribuição para a avaliação de turbinas a vapor operando neste tipo de ciclo.

3.3 – CASO 2: O Complexo Termelétrico Jorge Lacerda

Localizado no município de Capivari de baixo, no sul de Santa Catarina, o *Complexo Termelétrico Jorge Lacerda* é composto por três usinas e possui o maior potencial de geração de energia a carvão da América Latina, com 857 MW de potência instalada.

Com objetivo básico de aproveitar o carvão mineral catarinense, esse complexo foi concebido na década de 60 com a criação da *SOTELCA – Sociedade Termelétrica de Capivari*, sendo inicialmente composto por duas unidades geradoras de 50 MW (unidades 1 e 2). Em 1975, com mais duas unidades geradoras de 66 MW (unidades 3 e 4) o complexo ficou com uma potência total instalada de 232 MW.

Dentro do Programa de Planejamento Energético do Sistema, a expansão da capacidade instalada em Jorge Lacerda foi inquestionável e seguindo essa diretriz, duas outras unidades geradoras de 125 MW (unidades 5 e 6) foram construídas e colocadas em operação respectivamente em 1979 e 1980.

Em fevereiro de 1997 colocou à disposição do Sistema Interligado SUL/SUDESTE mais 350 MW (unidade 7). Paralelamente ao objetivo de suprimento energético, Jorge Lacerda vem influenciando poderosamente no desenvolvimento sócio-econômico regional, viabilizando a indústria carbonífera e constituindo-se num pólo de convergência da mais avançada tecnologia em termelétrica a carvão.

As três usinas do Complexo Jorge Lacerda são compostas das seguintes unidades:

- USINA JORGE LACERDA A (Unidades 1, 2, 3 e 4);
- USINA JORGE LACERDA B (Unidades 5 e 6);
- USINA JORGE LACERDA C (Unidade 7).

A metodologia está sendo aplicada na unidade 3 da usina Jorge Lacerda A e estas são as principais características desta unidade:

➤ **Turbina a Vapor 3**

- ✓ Fabricante: Ansaldo Meccanico Nucleare
- ✓ Nº das máquinas: Turbina 3 – 1891 e Turbina 4 – 1891
- ✓ Ano de fabricação: 1972

- ✓ Tipo: TCSF – Turbina de condensação com ciclo de reaquecimento, com 3 estágios de pressão (Alta, Média e Baixa Pressão) arranjos em tandem compound com fluxo único na saída.
- ✓ Número de estágios: 23
- ✓ Número de extrações (após os estágios 12, 15, 17, 19 e 21): 5.
- ✓ Potência Máxima: 66 MW
- ✓ Rotação: 3.600 rpm
- ✓ Pressão do vapor superaquecido: 140 kgf/cm²
- ✓ Temperatura do vapor superaquecido: 538 °C
- ✓ Temperatura do vapor reaquecido: 538 °C
- ✓ Pressão do vapor reaquecido: 40 kgf/cm²
- ✓ Pressão após o último estágio: 50,8 mm Hg
- ✓ Condensador: tipo superfície com 3.513 m² de superfície de refrigeração e 8.776 m³/h de água de refrigeração

➤ **Alternador 3 (gerador elétrico nº 3)**

- ✓ Trifásico
- ✓ Fabricante: ASGEN – Ansaldo San Giorgio Campagna Generale
- ✓ Nº das máquinas: Alternador 3 – 1562 e Alternador 4 – 1561
- ✓ Tipo: TH – 2 – 75.000
- ✓ Potência Aparente: 75.000 kVA
- ✓ Tensão: 13.800 V \pm 5 %
- ✓ Corrente Nominal: 3.140 A
- ✓ Fator de Potência: 0,88
- ✓ Resfriamento: Hidrogênio – pressão: 2 kgf/cm²
- ✓ Rotação: 3.600 rpm
- ✓ Frequência: 60 Hz
- ✓ Ano de fabricação: 1.971
- ✓ Classe de Isolamento: F

➤ **Excitratrizes Principais**

- ✓ Fabricante: ASGEN
- ✓ Tipo: MCD 6543 N
- ✓ Potência: 186 kW
- ✓ Tensão: 190 V
- ✓ Corrente: 960 A
- ✓ Rotação: 1.000 rpm

➤ **Caldeira 3**

- ✓ Fabricante: Ansaldo sob licença da Babcock & Wilcox
- ✓ Tipo: aquotubular de tubos verticais
- ✓ Capacidade máxima contínua: 230 ton/h
- ✓ Pressão de projeto: 165 kgf/cm²
- ✓ Pressão do vapor de saída da última etapa do superaquecedor: 147 kgf/cm²
- ✓ Temperatura do vapor da última etapa de saída do superaquecedor: 540 °C
- ✓ Vazão máxima contínua de vapor reaquecido: 190 ton/h
- ✓ Pressão do vapor reaquecido: Entrada: 40 kgf/cm²; Saída: 38 kgf/cm²
- ✓ Temperatura do vapor reaquecido: Entrada: 340 °C; Saída: 540 °C
- ✓ Temperatura de água de alimentação: 250 °C
- ✓ Superfície total de aquecimento: 7.350 m²
 - Câmara de combustão: 1.120 m²
 - Superaquecedor primário: 2.600 m²
 - Superaquecedor de placas: 290 m²
 - Superaquecedor final: 470 m²
 - Reaquecedor: 1.230 m²
 - Economizador: 1.640 m²
- ✓ Sopradores de fuligem
 - Quantidade total: 27
 - Na caldeira: 23
 - Nos aquecedores regenerativos: 4
- ✓ Queimadores de Carvão: quantidade (dispostos em 4 filas horizontais): 12
- ✓ Queimadores de Óleo:

- Quantidade: 12
- Tipo: bico em Y, atomização a vapor
- Capacidade: 0,35 – 1,0 ton/h

➤ Equipamentos Auxiliares

Tabela 3.15: Informações sobre os equipamentos auxiliares da unidade 3.

<u>NOME</u>	<u>QUANTIDADE POR UNIDADE</u>	<u>CARACTERÍSTICAS</u>
✓ Moinhos de Carvão	4	Tipo: E70 de esferas Capacidade: 12,353 ton/h Fabricante: Babcock & Wilcox
✓ Aquecedores Regenerativos	2	Tipo: Ljungstron
✓ Ventiladores Induzidos	2	Vazão: 260.000 m ³ /h
✓ Ventiladores Forçados	2	Vazão: 163.000 m ³ /h
✓ Ventiladores de Recirculação dos Gases	2	Vazão: 205.000 m ³ /h
✓ Ventiladores de Ar Primário	4	Vazão: 38.500 m ³ /h
✓ Compressores de Ar de Comando	3	Pressão: 7 kgf/cm ²
✓ Compressores de Ar de Serviço	2	Pressão: 7 kgf/cm ²
✓ Precipitadores Eletrostáticos	2	Fabricante: Compagnie Italiana Forne Accialo

As Figuras 3.46 a 3.48 mostram fotos da unidade 3 realizadas durante as visitas ao complexo para a realização do trabalho. A Figura 3.42 mostra uma fotografia com uma vista geral do gerador elétrico da unidade 3.



Figura 3.46: Vista geral do gerador da unidade 3.

A Figura 3.47 mostra uma vista lateral da turbina e do gerador da unidade 3.



Figura 3.47: Vista do gerador e da turbina da unidade 3.

A Figura 4.48 mostra uma vista da turbina a vapor da unidade 3 bem como as bombas de condensado e do condensador abaixo da turbina.



Figura 3.48: Vista da turbina a vapor, condensador e bombas de condensado da unidade 3.



Figura 3.49: Fotografia do rotor da turbina a vapor durante o período de manutenção geral da unidade 4.

Na Figura 3.49 é possível visualizar as palhetas rotativas montadas no eixo da turbina após um exame de líquido penetrante para averiguação de trincas na raiz das pás.

Da mesma forma que no estudo do Caso 1, foi necessário se levantar toda a informação técnica referente à turbina. Um fator importante para este caso é o fato do tempo de operação da turbina (35 anos) ser muito maior do que no caso 1, além do que a documentação técnica existente do projeto ser escassa devido à perda de documentos durante estes anos. A informação técnica obtida do projeto original da turbina, foram alguns desenhos do sistema de selagem e da geometria das pás em folhas de tamanho A0, assim não foi possível digitalizar estes desenhos para a inserção destes neste capítulo.

Os diagramas de balanço térmico usado neste estudo de caso foram obtidos dos relatórios de análise de desempenho realizados em anos anteriores, sendo estes diagramas, cópias do diagrama original. As curvas de correção para o cálculo do Heat Rate da Turbina e a sua carga, também foram obtidas destes relatórios, como mostram as Figuras 3.50 a 3.61.

A Figura 3.50 mostra as curvas fornecidas pelo fabricante da turbina a vapor para o cálculo da vazão de vapor de selagem necessária para os selos labirínticos e para o cálculo de balanço térmico da turbina para o teste de desempenho.

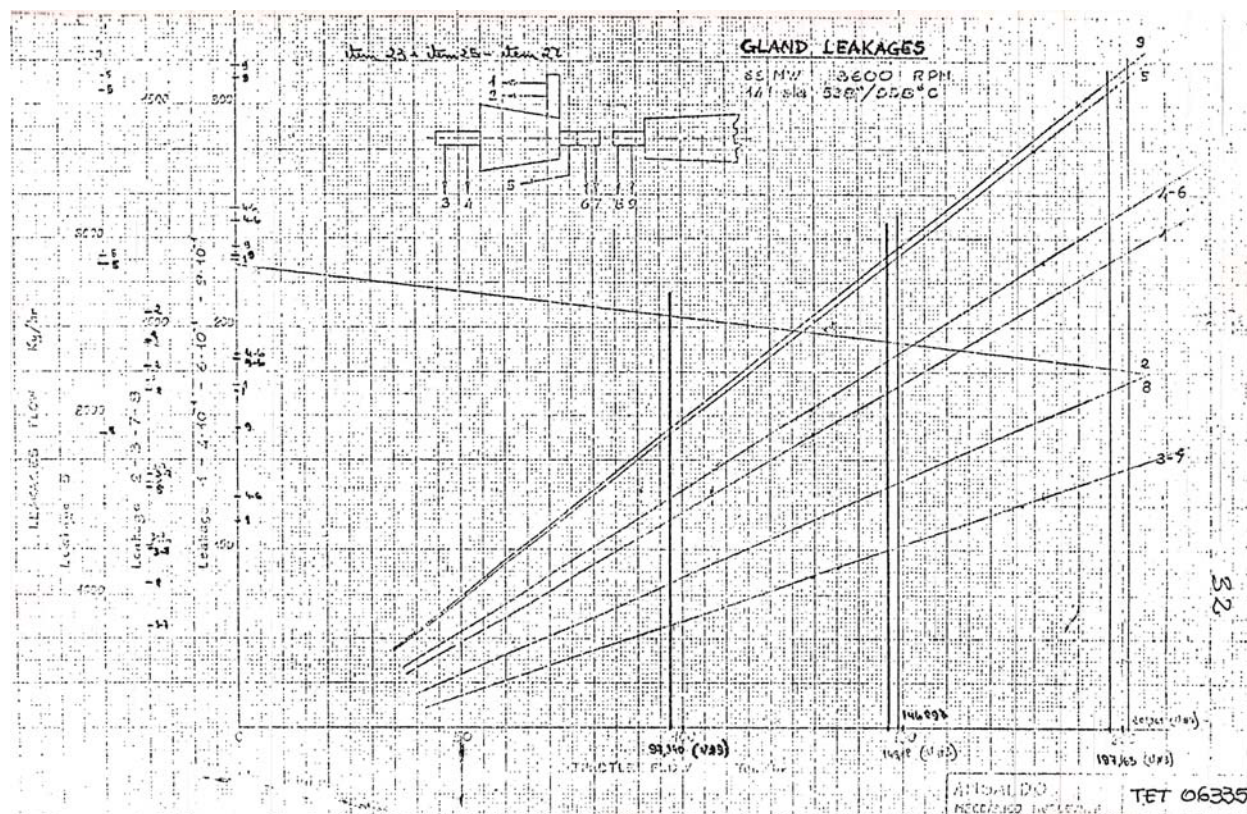


Figura 3.50: Curva para a determinação da vazão do vapor de selagem da turbina.

A Figura 3.51 mostra as curvas de correção para o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina para a pressão de vapor superaquecido de alta pressão na entrada da turbina. As curvas fornecidas são válidas para 100%, 75%, 50% e 25% da carga nominal da turbina a vapor.

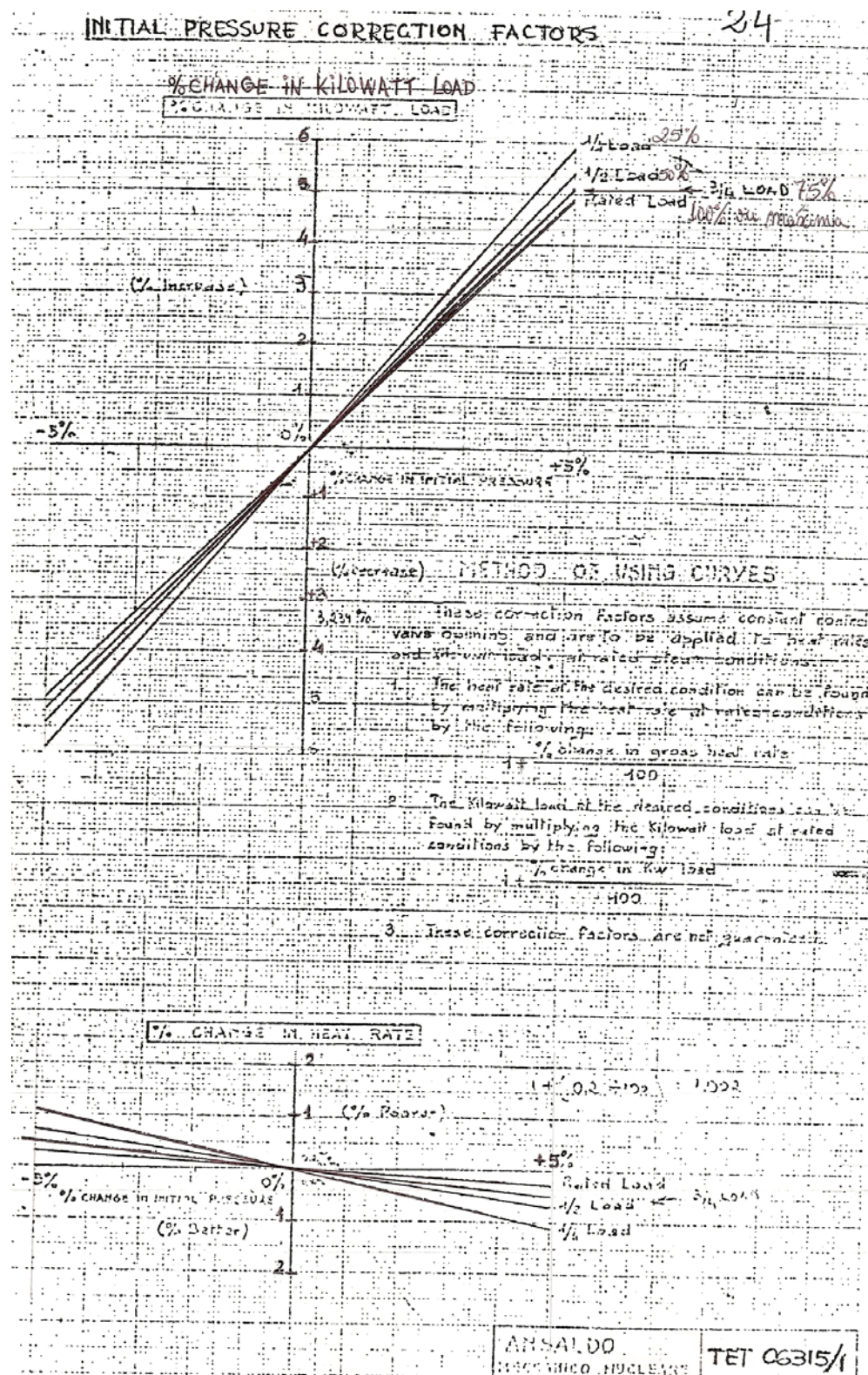


Figura 3.51: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da pressão do vapor de entrada na seção de alta pressão.

A Figura 3.52 mostra as curvas de correção para o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina para a temperatura do vapor superaquecido de alta pressão na entrada da turbina. A validade destas curvas é apenas para 100%, 50% e 25% da carga da turbina para a correção da carga e 100% e 25% da carga da turbina para a correção do Heat Rate.

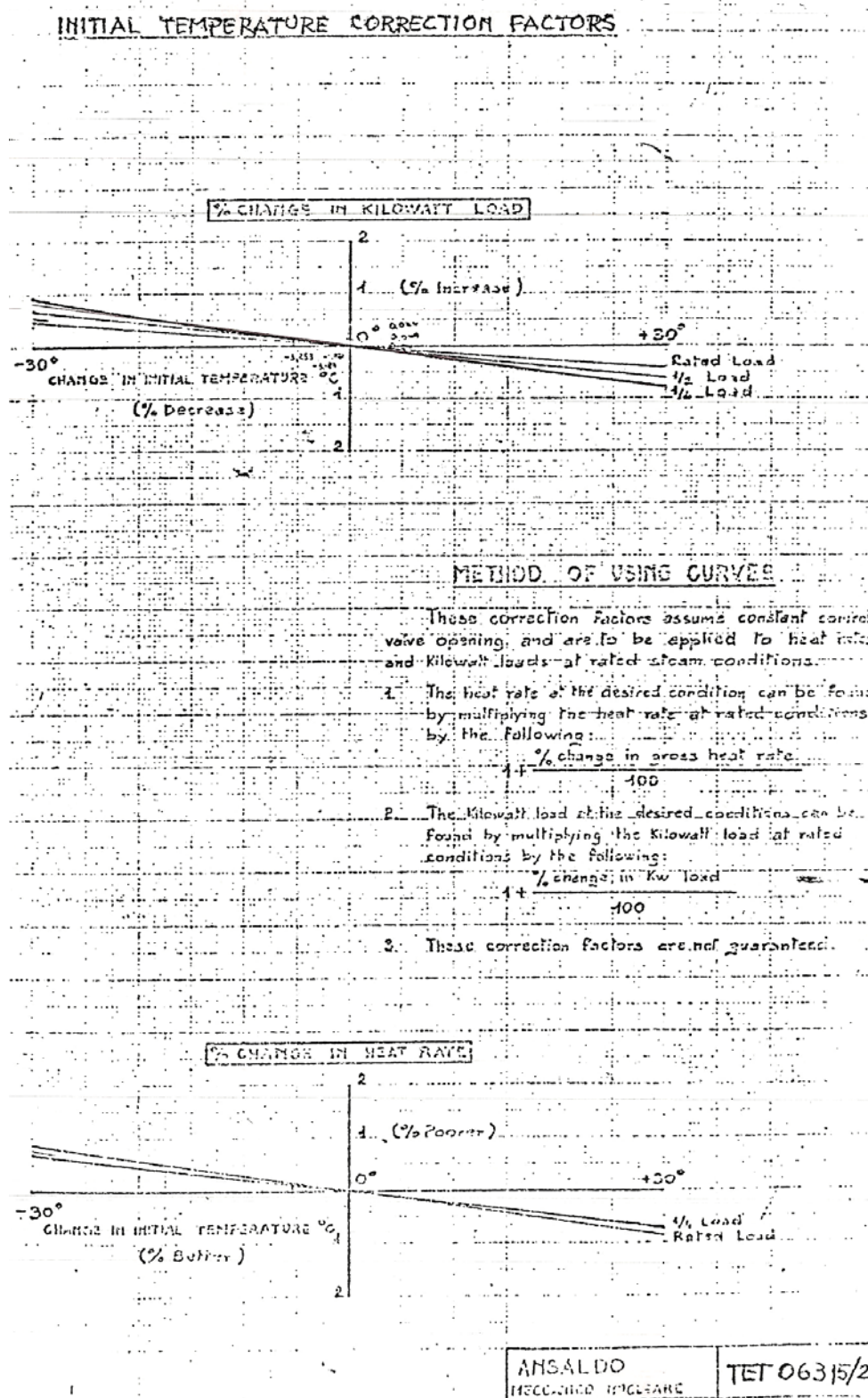


Figura 3.52: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da temperatura do vapor de entrada na seção de alta pressão.

A Figura 3.53 mostra as curvas de correção para o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina para a queda de pressão do vapor reaquecido de média pressão na entrada da turbina. A validade destas curvas é apenas para 100% e 50% da carga para a correção da carga da turbina e 100% a 25% da carga da turbina para a correção do Heat Rate.

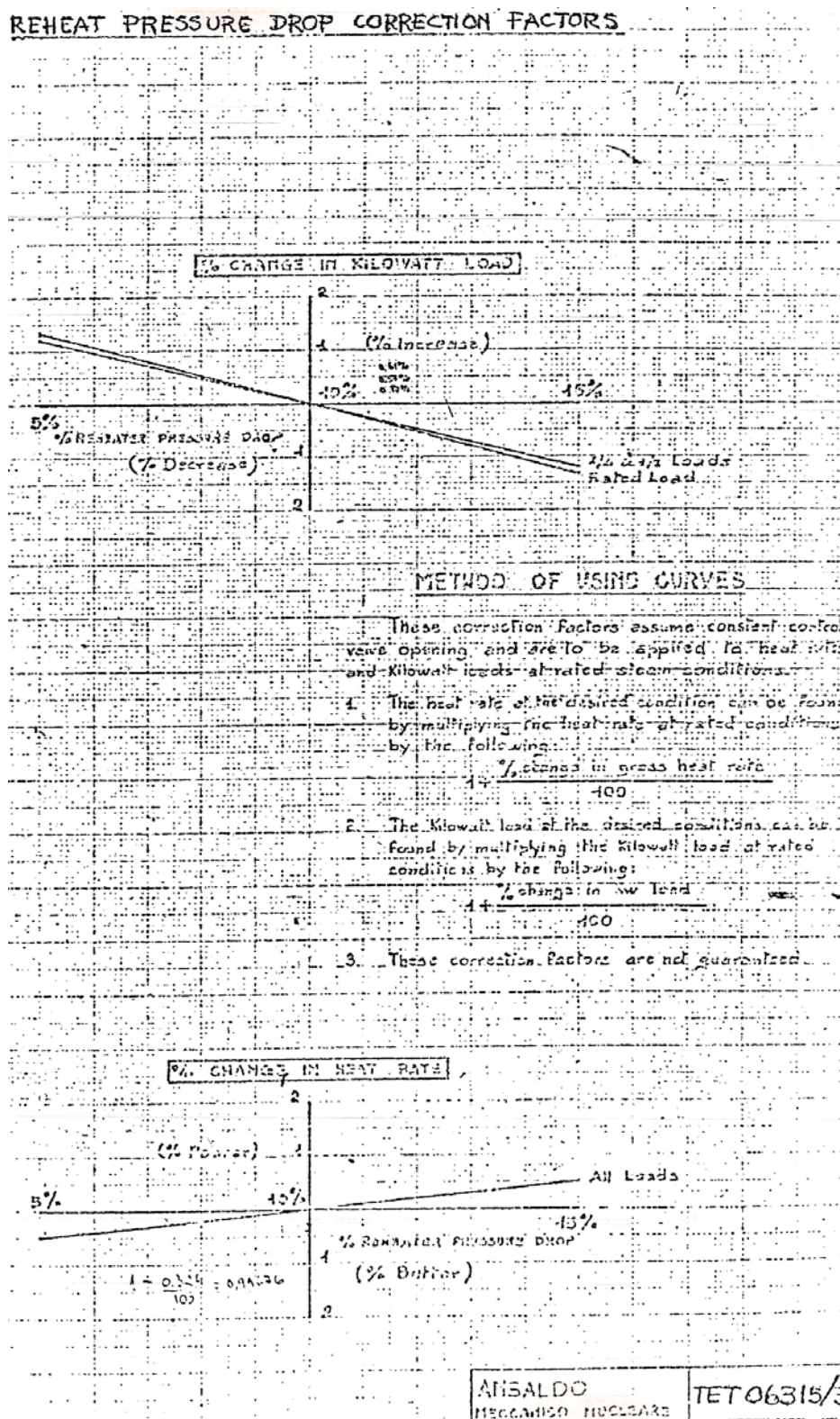


Figura 3.53: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da queda de pressão do vapor reaquecido.

A Figura 3.54 mostra as curvas de correção para o cálculo do Heat Rate e da carga da turbina para a temperatura do vapor reaquecido de média pressão na entrada da turbina. A validade destas curvas é apenas para 100%, 50% e 25% da carga nominal da turbina a vapor, tanto para a correção da carga como para a correção do Heat Rate.

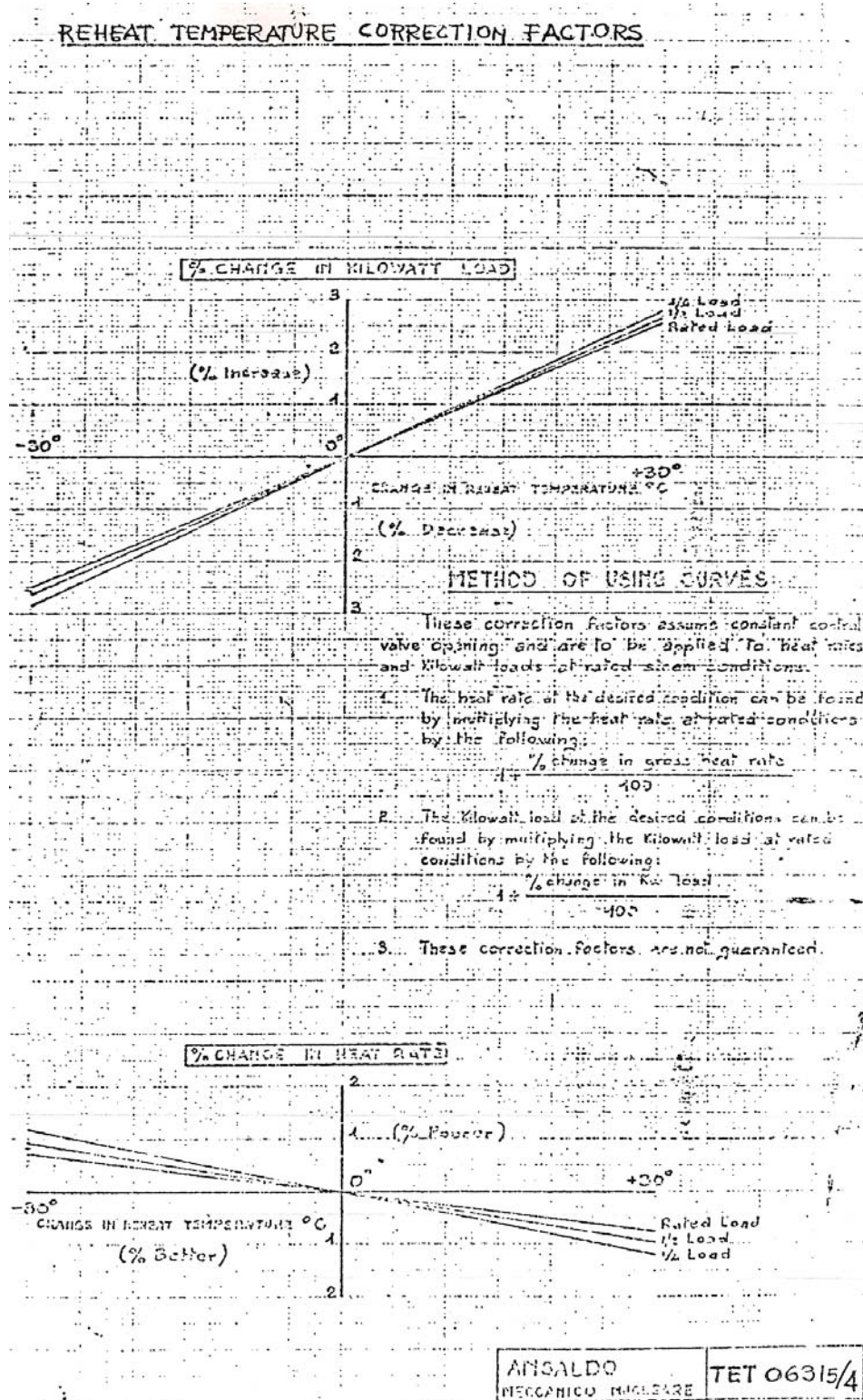


Figura 3.54: Curva de correção do Heat Rate e da carga da turbina em dependência da temperatura do vapor reaquecido.

A Figura 3.55 mostra a curva de correção para o cálculo do Heat Rate da turbina para a pressão do vapor de baixa pressão na saída da turbina para o condensador. Esta curva é válida para uma vazão de resfriamento do condensador de 205500 t/h. Com uma vazão da água de resfriamento diferente desta, a curva não pode ser utilizada para a correção do Heat Rate.

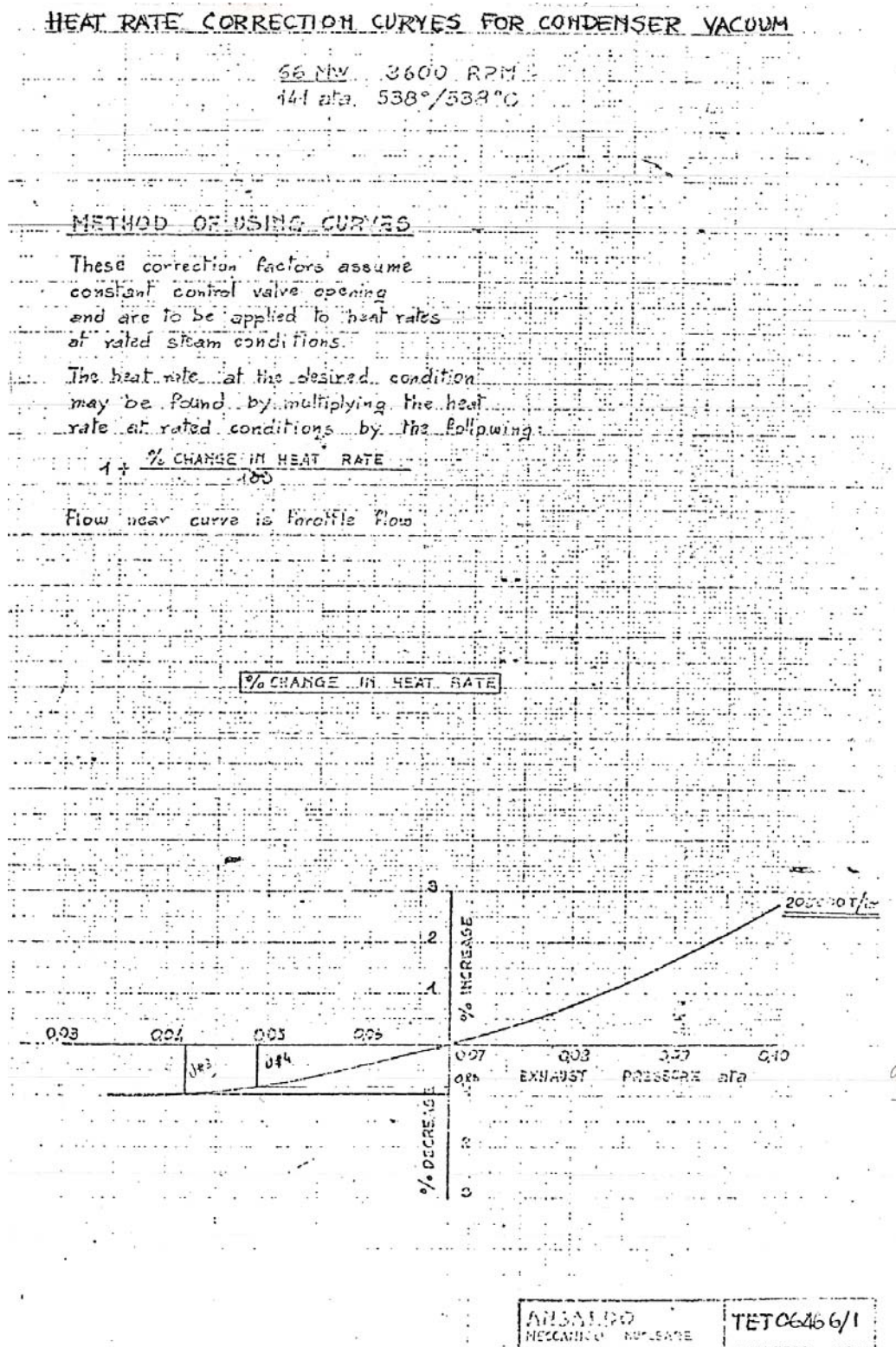


Figura 3.55: Curva de correção do Heat Rate da turbina em dependência da pressão do vapor na saída da seção de baixa pressão.

A Figura 3.56 mostra a curva de correção para o cálculo do Heat Rate da turbina para a pressão de operação do condensador durante o teste de desempenho com uma vazão da água de resfriamento de 150.500 ton/h.

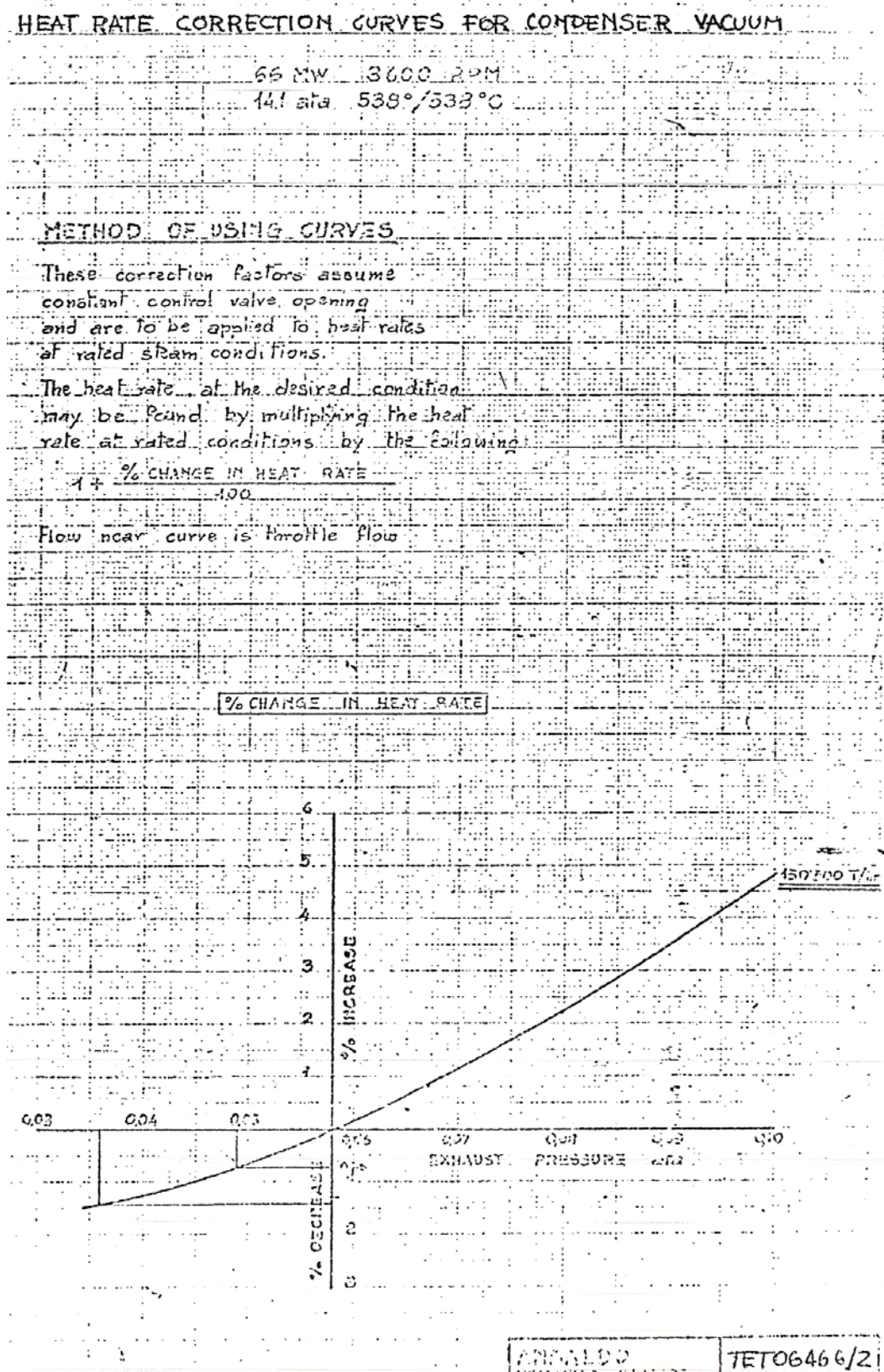


Figura 3.56: Curva de correção do Heat Rate da turbina em dependência pressão no condensador.

A Figura 3.57 mostra a curva de correção para o cálculo do Heat Rate da turbina para a pressão de operação do condensador durante o teste de desempenho com uma vazão da água de resfriamento de 97.500 ton/h.

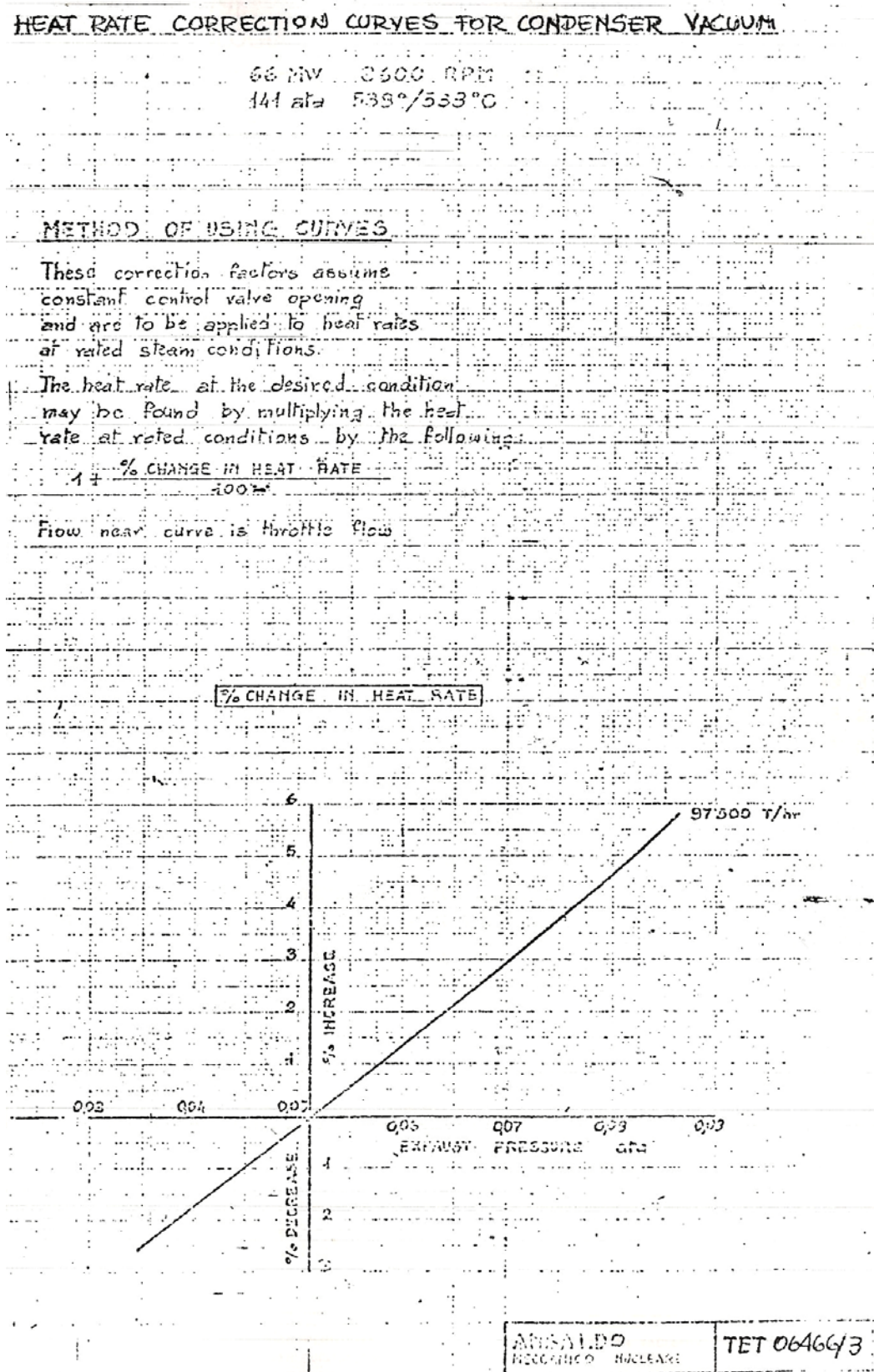


Figura 3.57: Curva de correção do Heat Rate em dependência pressão no condensador.

A Figura 3.58 mostra o diagrama de balanço térmico realizado para o comissionamento da unidade 3 para uma carga 66.012 kW (66 MW), ou a 100% da carga.

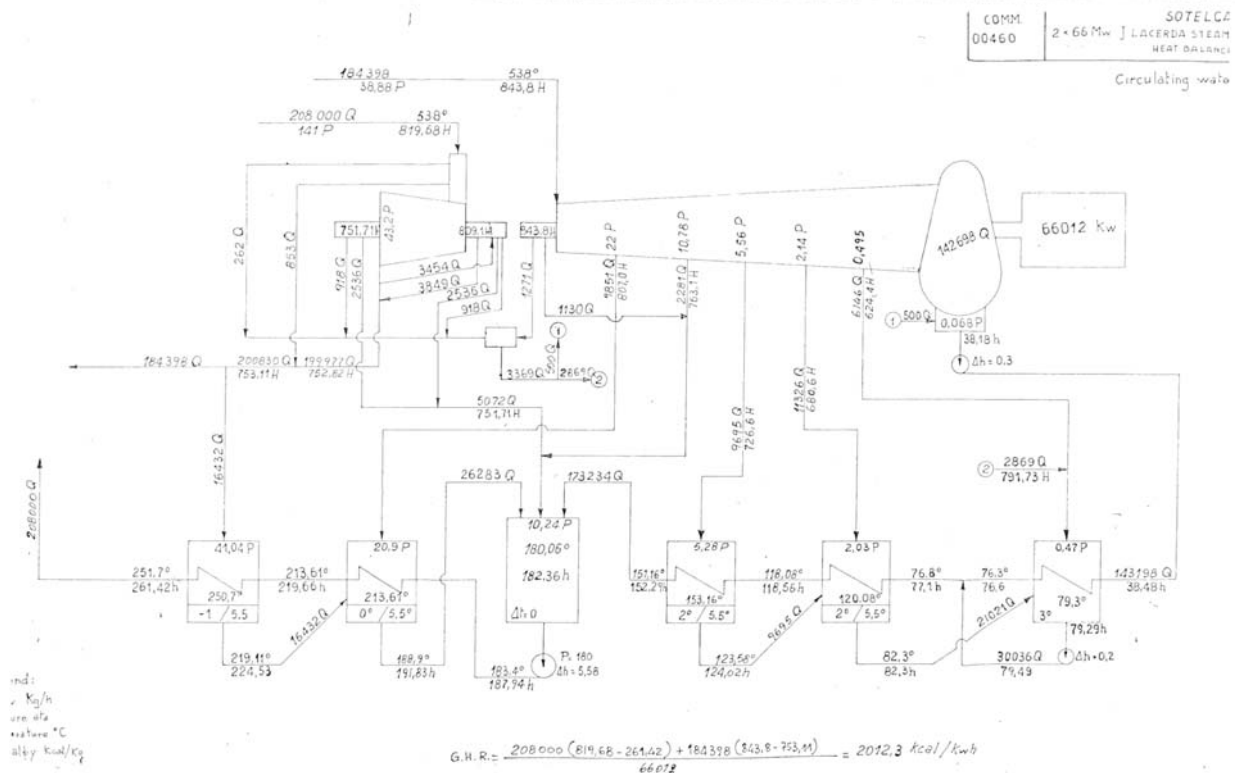


Figura 3.58: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 66 MW.

A Figura 3.59 mostra o diagrama de balanço térmico realizado para o comissionamento da unidade 3 para uma carga 49.995 kW (50 MW), ou a 75% da carga.

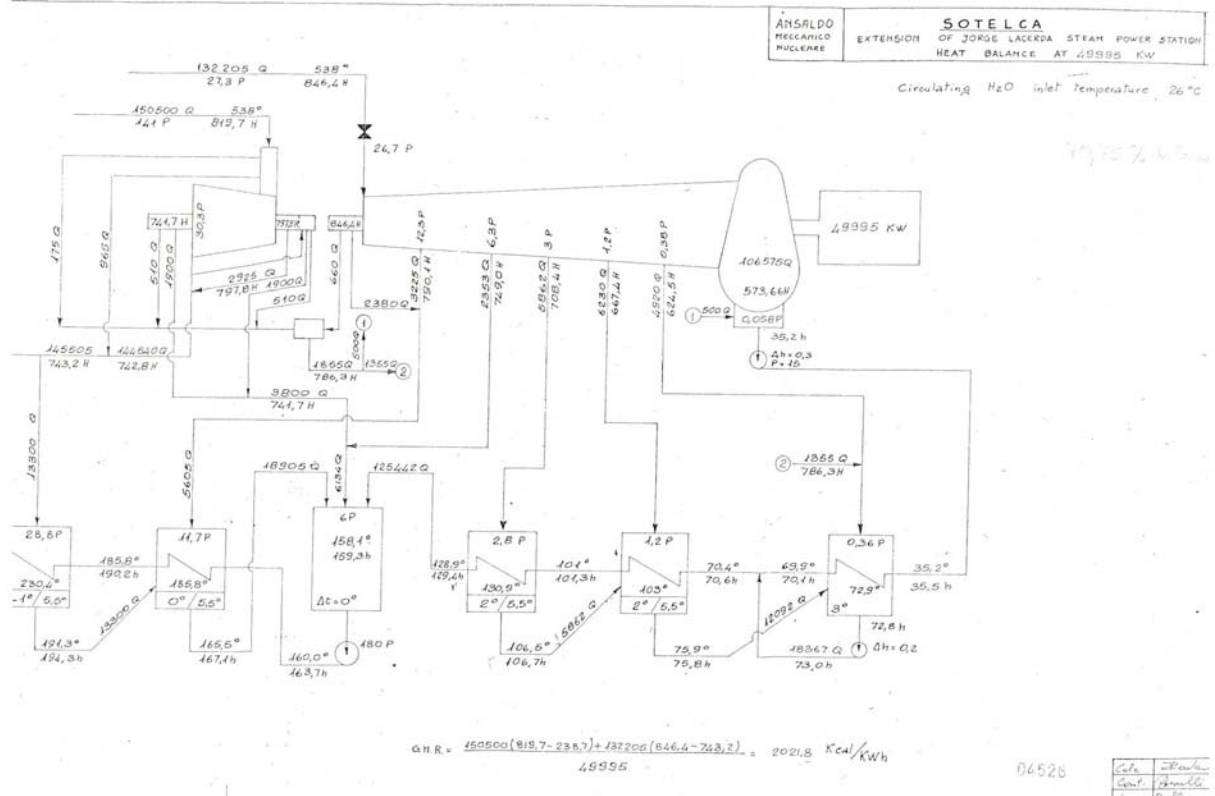


Figura 3.59: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 50 MW.

A Figura 3.60 mostra o diagrama de balanço térmico realizado para o comissionamento da unidade 3 para uma carga 32,595 kW (32,6 MW), ou a 50% da carga.

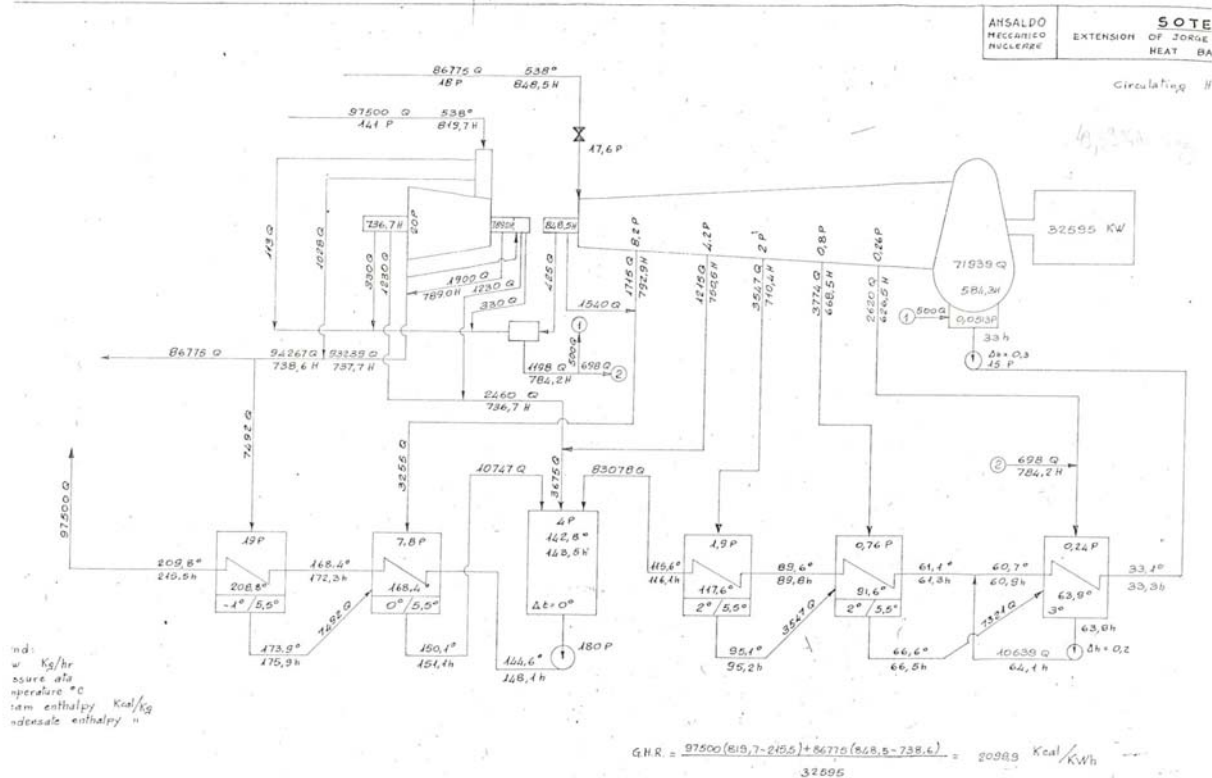


Figura 3.60: Diagrama com os dados de balanço térmico da unidade para a carga de 32,6 MW.

A Figura 3.61 mostra as curvas de perdas na exaustão da turbina de baixa pressão fornecida pelo fabricante e que foi utilizada no cálculo da eficiência da seção de baixa pressão.

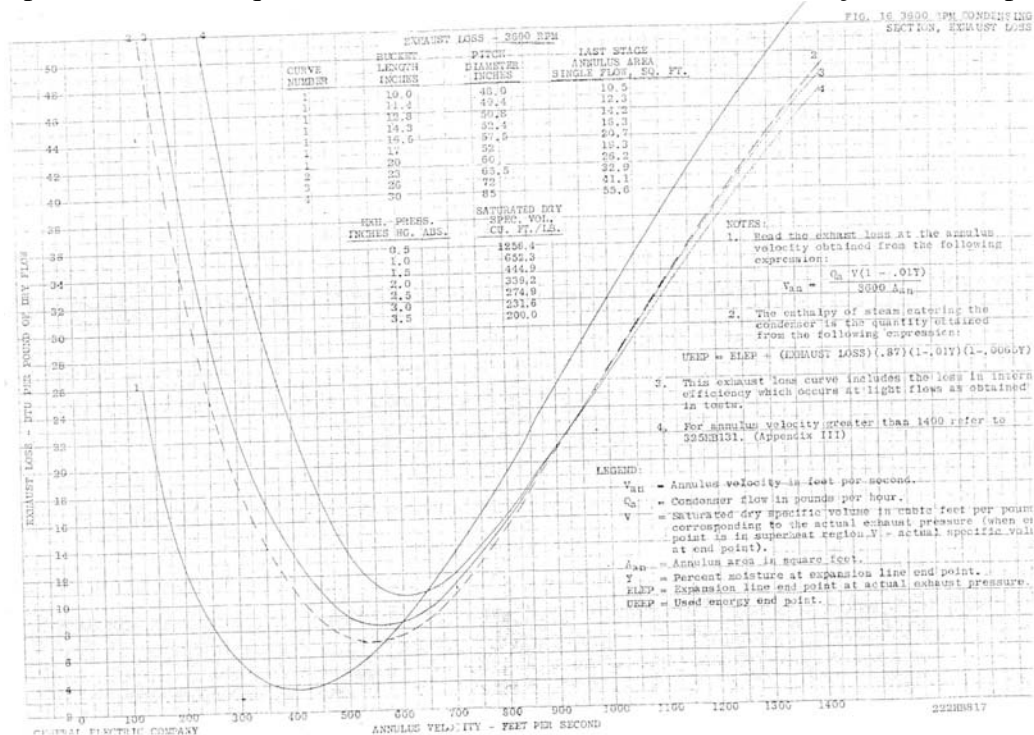


Figura 3.61: Curva de perdas na exaustão da turbina de baixa pressão fornecida pelo fabricante.

3.3.1 – Análise de desempenho da turbina a vapor da unidade 3

Para se analisar os dados de desempenho da turbina a vapor da unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, foi acordado com a operação da usina uma data onde esta estaria em operando em carga base e estável durante uma faixa de tempo em que se pudessem coletar os dados necessários para a realização dos cálculos, da mesma forma como foi realizado para a usina Ibiritermo. A data do teste foi realizada no dia 26 de maio de 2004 no período das 9:00 horas até as 11:00 horas. Este horário foi determinado após a certeza da operação estável e contínua da usina de pelo menos 8 horas antes do teste, sem perturbações (oscilações) na rede elétrica.

Antes de continuar a descrição da análise de desempenho para a turbina a vapor da unidade 3 do complexo termelétrico de Jorge Lacerda, deve-se registrar que inicialmente o estudo de análise para a validação da metodologia seria realizado na unidade nº4. Durante um período de 8 meses de coleta de informações técnicas, relatórios de avaliação de desempenho, diagramas e todo material referente a esta unidade não pode ser utilizado, porque a unidade 4 durante o período de coleta de informações, passou por uma manutenção geral de todo o ciclo, como mostrado na Figura 3.49.

Concluída a manutenção da unidade nº4, foi realizado um teste de operação da turbina desde a carga mínima até a carga máxima (carga nominal), e nesta etapa a turbina a vapor apresentou um elevado nível de vibração, durante a rampa de carga, o que impossibilitava a turbina operar a plena carga. Devido a este problema, e após acordo com o pessoal de operação da usina, decidiu-se em validar a metodologia na unidade nº3, pois assim poderia ser utilizada uma boa parte do material coletado com as informações técnicas da turbina, devido ao fato de que as duas unidades (unidade 3 e 4) serem do mesmo fabricante e possuírem as mesmas características operacionais.

Mesmo assim, um período de 6 meses foi necessário, para a obtenção de todo o material referente à operação e ao histórico de funcionamento da unidade nº 3 para a validação da metodologia de análise de desempenho da turbina a vapor. Durante este período foi testado um sistema de medição de vazão da água de resfriamento do condensador através de uma sonda inserida numa região de escoamento turbulento. Apesar do resultado obtido não ter sido usado no cálculo do balanço térmico o resultado do teste, bem como o procedimento para o uso desta sonda se encontra no Apêndice VI.

Antes da realização dos testes, da mesma forma como foi feita para o estudo de caso da usina Ibiritermo, foi realizada a seguinte etapa preparatória para a coleta dos dados:

1. Identificação e localização dos instrumentos a serem usados;

2. Faixa de erro de medição para cada instrumento;
3. Determinar a frequência da coleta de dados (intervalo de tempo entre cada medição);
4. Verificar onde estavam sendo registrados os dados lidos na sala de controle.

Com relação à faixa de erro de medição para cada instrumento, não foi possível obter o último relatório onde foram realizadas todas as calibrações e certificados, com a faixa de validade de medição para cada instrumento. Desta forma, a partir dos registros mais recentes obtidos para alguns instrumentos, foi feita uma extrapolação da faixa operacional dos instrumentos para os outros existentes na usina e que foram utilizados nos cálculos para a análise de desempenho.

Assim, poderá ser verificado que para alguns registros, o valor da incerteza padrão, da incerteza combinada, da incerteza expandida e o fator de abrangência K serem os mesmos para os parâmetros medidos durante o teste.

Feita a coleta, os dados foram então ordenados e lançados na planilha desenvolvida para a análise de desempenho da turbina a vapor. A pedido do pessoal de operação da usina, o formato do registro para as leituras realizadas durante o teste, deveria seguir o padrão já adotado e utilizado nas análises de desempenho feitas pelo pessoal da usina. A Tabela 3.16 mostra um resumo das principais informações coletadas durante o teste.

Tabela 3.16: Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor.

Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 1
Pressão absoluta do condensador
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 2
Potência Ativa do Alternador (gerador elétrico)
Pressão do Vapor superaquecido na entrada da turbina
Temperatura do Vapor superaquecido na saída da caldeira
Temperatura do Vapor reaquecido na saída da caldeira
Vazão do Vapor superaquecido na saída da caldeira
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 3
Vazão do vapor auxiliar
Vazão do condensado descarregado pela bomba de condensado
Vazão da água de reposição (água adicional ao ciclo)
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 4
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador A
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador B
Temperatura da água de circulação na saída do condensador A
Temperatura da água de circulação na saída do condensador B
Temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina
Temperatura do vapor reaquecido da caldeira na entrada da turbina de média pressão
Temperatura do vapor reaquecido antes da atemperação
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 5
Vazão da água de atemperação para o vapor superaquecido
Vazão do vapor reaquecido na saída da caldeira
Vazão da água de atemperação para o vapor reaquecido
Temperatura do vapor auxiliar
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 6
Pressão de descarga das bombas de alimentação
Pressão da água de alimentação na entrada do economizador
Pressão de descarga das bombas de condensado
Pressão do vapor de serviço auxiliar
Pressão no desgaseificador
Pressão da extração nº 5 da turbina a vapor
Pressão da extração nº 4 da turbina a vapor
Pressão da extração nº 3 da turbina a vapor
Pressão da extração nº 2 da turbina a vapor
Pressão da extração nº 1 da turbina a vapor
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 7
Temperatura do condensado antes do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2
Temperatura do condensado na saída do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2
Temperatura do vapor reaquecido após a atemperação
Temperatura do vapor da extração nº 5 para o aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5
Temperatura do vapor da extração nº 4 para o desareador
Temperatura do vapor da extração nº 3 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3
Temperatura do vapor da extração nº 2 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2
Temperatura do vapor da extração nº 1 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 8
Temperatura do condensado antes do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1
Temperatura do condensado na saída do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3
Temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5B
Temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5ª
Temperatura da água de alimentação na entrada do economizador
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 9
Vazão da água de alimentação da caldeira
Folha de Leitura do Ciclo Térmico 1
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 6A
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 6B
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5 A
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5B
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1
Pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina na seção de alta pressão

Tabela 3.16: Principais informações coletadas durante o teste da turbina a vapor (continuação).

Folha de Leitura do Ciclo Térmico 2					
Pressão do vapor reaquecido na saída da turbina de alta pressão					
Pressão do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão					
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2					
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3					
Folha de Leitura da Caldeira 2					
Temperatura da água de alimentação do tanque de alimentação					
Folha de Leitura da Caldeira 3					
Vazão da água de alimentação da caldeira					
Folha de Leitura da Caldeira 4					
Pressão de descarga da bomba de condensado					
Temperatura ambiente					
Folha de Leituras Adicionais					
Pressão do vapor do 1º estágio da turbina de alta pressão					
Pressão da água de circulação na entrada do condensador na câmara B					
Pressão da água de circulação na saída do condensador na câmara B					
Pressão da água de circulação na entrada do condensador na câmara A					
Pressão da água de circulação na saída do condensador na câmara A					

A Tabela 3.17 mostra as incertezas das medições para o teste realizado:

Tabela 3.17: Incerteza das medições para o dia 26/05/2004.

Unidade	Média	Incerteza Padrão	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida	Fator de Abrangência K
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 1					
Pressão absoluta do condensador					
Pol Hg	2,10	0,08	0,26	0,47	2,00
Pressão absoluta do condensador					
mbar	85,00	0,13	0,20	0,44	2,38
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 2					
Potência Ativa do Alternador (Gerador Elétrico)					
MW	59,00	0,08	0,30	0,60	2,00
Pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina de alta pressão					
kgf/cm ²	139,92	0,06	0,30	0,59	2,00
Temperatura do vapor superaquecido na saída da caldeira					
°C	525,69	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido na saída da caldeira					
°C	515,85	0,01	0,17	0,35	2,00
Vazão do vapor superaquecido na saída da caldeira					
t/h	209,08	0,22	0,37	0,73	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 3					
Vazão do vapor auxiliar					
t/h	0,00	0,00	0,25	0,49	2,00
Vazão de condensado descarregado pela bomba de condensado					
t/h	158,54	0,19	0,22	0,53	2,38
Vazão da água adicional (água de reposição ao ciclo)					
t/h	0,00	0,66	0,67	1,34	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 4					
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador A					
°C	18,13	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador B					
°C	18,54	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na saída do condensador A					
°C	26,29	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na saída do condensador B					
°C	28,34	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina de alta pressão					
°C	522,71	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão					
°C	514,31	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido antes da atemperação					
°C	377,43	0,01	0,17	0,35	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 5					
Vazão da água de atemperação para o vapor superaquecido de alta pressão					
t/h	0,00	0,00	0,01	0,02	2,00
Vazão do vapor reaquecido na saída da caldeira					
t/h	176,36	0,10	0,20	0,40	2,00
Vazão da água de atemperação para o vapor reaquecido					
t/h	0,00	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura do vapor auxiliar					
°C	239,67	0,15	0,35	0,67	1,54

Tabela 3.17: Incerteza das medições para o dia 26/05/2004 (Continuação).

Unidade	Média	Incerteza Padrão	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida	Fator de Abrangência K
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 6					
Pressão de descarga das bombas de alimentação					
kgf/cm ²	204,00	0,08	0,26	0,47	2,00
Pressão da água de alimentação na entrada do economizador					
kgf/cm ²	161,00	0,13	0,20	0,44	2,38
Pressão de descarga das bombas de condensado					
kgf/cm ²	190,00	0,13	0,20	0,45	2,36
Pressão do vapor de serviço auxiliar					
kgf/cm ²	15,00	kgf/cm ²	kgf/cm ²	kgf/cm ²	kgf/cm ²
Temperatura do vapor superaquecido na saída da caldeira					
°C	525,69	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido na saída da caldeira					
°C	515,85	0,01	0,17	0,35	2,00
Vazão do vapor superaquecido na saída da caldeira					
t/h	209,08	0,22	0,37	0,73	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 3					
Vazão do vapor auxiliar					
t/h	0,00	0,00	0,25	0,49	2,00
Vazão de condensado descarregado pela bomba de condensado					
t/h	158,54	0,19	0,22	0,53	2,38
Vazão da água adicional (água de reposição ao ciclo)					
t/h	0,00	0,66	0,67	1,34	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 4					
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador A					
°C	18,13	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na entrada do condensador B					
°C	18,54	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na saída do condensador A					
°C	26,29	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura da água de circulação na saída do condensador B					
°C	28,34	0,02	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina de alta pressão					
°C	522,71	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão					
°C	514,31	0,01	0,17	0,35	2,00
Temperatura do vapor reaquecido antes da atemperação					
°C	377,43	0,01	0,17	0,35	2,00
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 5					
Vazão da água de atemperação para o vapor superaquecido de alta pressão					
t/h	0,00	0,00	0,01	0,02	2,00
Vazão do vapor reaquecido na saída da caldeira					
t/h	176,36	0,10	0,20	0,40	2,00
Vazão da água de atemperação para o vapor reaquecido					
t/h	0,00	0,00	0,01	0,02	2,00
Temperatura do vapor auxiliar					
°C	239,67	0,15	0,35	0,67	1,54
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 6					
Pressão de descarga das bombas de alimentação da caldeira					
kgf/cm ²	204,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da água de alimentação na entrada do economizador					
kgf/cm ²	161,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão de descarga das bombas de condensado					
kgf/cm ²	190,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão do vapor de serviço auxiliar					
kgf/cm ²	15,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão do degaseificador (Tanque de Alimentação)					
kgf/cm ²	7,50	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da sangria nº 5 (Extração nº 5 da turbina a vapor)					
kgf/cm ²	18,30	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da sangria nº 4 (Extração nº 4 da turbina a vapor)					
kgf/cm ²	8,90	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da sangria nº 3 (Extração nº 3 da turbina a vapor)					
kgf/cm ²	4,41	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da sangria nº 2 (Extração nº 2 da turbina a vapor)					
kgf/cm ²	0,89	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da sangria nº 1 (Extração nº 1 da turbina a vapor)					
Pol Hg Abs	9,02	0,16	0,37	0,68	1,59
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 7					
Temperatura do condensado antes do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2					
°C	76,70	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do condensado na saída do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2					
°C	112,12	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do vapor reaquecido após a atemperação					
°C	374,01	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do vapor da extração nº 5 para o aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5					
°C	419,03	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do vapor da extração nº 4 para o desareador					
°C	328,08	0,02	0,08	0,12	2,01

Tabela 3.17: Incerteza das medições para o dia 26/05/2004 (Continuação).

Unidade	Média	Incerteza Padrão	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida	Fator de Abrangência K
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 7					
Temperatura do vapor da extração nº 3 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3					
°C	263,50	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do vapor da extração nº 2 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2					
°C	165,82	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do vapor da extração nº 1 para o aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1					
°C	299,04	0,02	0,08	0,12	2,01
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 8					
Temperatura do condensado antes do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1					
°C	40,81	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura do condensado na saída do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3					
°C	147,90	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura da água de alimentação da caldeira descarregada pela bomba de alimentação					
°C	176,12	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura da água de alimentação da caldeira na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5B					
°C	206,20	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura da água de alimentação da caldeira na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5A					
°C	209,42	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura da água de alimentação da caldeira na entrada do economizador					
°C	244,24	0,02	0,08	0,12	2,01
Folha de Leitura da Sala de Comando – Folha 9					
Vazão da água de alimentação					
t/h	206,15	0,12	0,26	0,41	2,00
Folha de Leitura do Ciclo Térmico 1					
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 6 A					
°C	204,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 6 B					
°C	210,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5 A					
°C	200,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de alta pressão nº 5 B					
°C	209,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 1					
°C	82,15	0,02	0,08	0,12	2,01
Pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina de alta pressão					
kgf/cm²	139,38	0,16	0,37	0,68	1,59
Folha de Leitura do Ciclo Térmico 2					
Pressão do vapor superaquecido na saída da turbina de alta pressão					
kgf/cm²	39,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão					
kgf/cm²	35,32	0,16	0,37	0,68	1,59
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 2					
°C	102,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Temperatura dos drenos do aquecedor regenerativo de baixa pressão nº 3					
°C	143,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Folha de Leitura da Caldeira 2					
Temperatura da água de alimentação da caldeira para o tanque de alimentação					
°C	166,00	0,02	0,08	0,12	2,01
Folha de Leitura da Caldeira 3					
Vazão da água de alimentação da caldeira					
mmHg	253,24	0,16	0,37	0,68	1,59
Folha de Leitura da Caldeira 4					
Pressão de descarga da bomba de condensado					
mmHg	582,31	0,16	0,37	0,68	1,59
Temperatura ambiente					
°C	28,82	0,02	0,08	0,12	2,01
Folha de Leituras Adicionais					
Pressão do vapor do 1º estágio da turbina de alta pressão					
kgf/cm²	122,57	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da água de circulação na entrada do condensador na câmara A					
kgf/cm²	0,00	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da água de circulação na entrada do condensador na câmara B					
kgf/cm²	0,24	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da água de circulação na saída do condensador na câmara A					
kgf/cm²	-0,22	0,16	0,37	0,68	1,59
Pressão da água de circulação na saída do condensador na câmara A					
kgf/cm²	-0,21	0,16	0,37	0,68	1,59

Verifica-se que a turbina a vapor da unidade 3, possui muitos registros referentes a temperatura, pressão e vazão mássica dos principais parâmetros mostrados na Tabela 3.17, entretanto, para se realizar o cálculo do balanço térmico foi necessário calcular as vazões mássicas de entrada e saída para cada seção e as vazões mássicas de selagem, para tanto se

utilizou a metodologia apresentada no Capítulo 3 e no Apêndice I, para o cálculo da vazão mássica para as seções (alta, média e baixa pressão) e para a selagem respectivamente.

Este cálculo ficou registrado na planilha em Excel desenvolvida para a unidade 3 sendo que a Figura A.V.12 no Apêndice V mostra este cálculo. O resumo do cálculo para as vazões mássicas obtidas durante o teste é mostrada nas Tabela 3.18.

Tabela 3.18: Resumo das vazões mássicas calculadas para o teste do dia 26/05/2004.

Pontos Calculados	kg/s
Vazão do Vapor de Admissão da Seção de Alta Pressão	58,08
Vazão da Selagem A	0,14
Vazão da Selagem B	0,37
Vazão do Vapor de Selagem 1	0,04
Vazão do Vapor de Selagem 3	0,12
Vazão do Vapor de Selagem 4	0,13
Vazão do Vapor de Selagem 6	0,13
Vazão do Vapor de Selagem 7	0,19
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão	57,04
Vazão da extração nº 6	4,45
Vazão da água de atemperação do vapor reaquecido	0,00
Vazão do vapor de admissão da seção de média pressão (TESTE)	48,99
Vazão do vapor de admissão da seção de média pressão (calculado)	52,24
Vazão da selagem 1	0,12
Vazão da selagem 2	0,23
Vazão da extração nº 5	1,72
Vazão da extração nº 4	2,92
Vazão da extração nº 3	2,92
Vazão da exaustão da seção de média pressão	44,33
Vazão do vapor de admissão da seção de baixa pressão	44,33
Vazão da extração nº 2	2,12
Vazão da extração nº 1	1,00
Vazão de exaustão da seção de baixa pressão	41,21
Vazão do vapor de admissão para o condensador	41,21
Vazão do vapor do regulador do vapor de selagem para o condensador	0,08
Vazão de saída de condensado do condensador para as bombas	41,29
Vazão das bombas de condensado	44,04

Da Tabela 3.18 é possível verificar perdas devido a vazamentos de vapor na seção de média pressão, pois a diferença entre a vazão do vapor de admissão da seção de média pressão medida durante o teste e que foi calculada no balanço térmico, indica uma perda de 6,22%. Existem também, perdas por vazamentos de vapor na seção de baixa pressão na região do condensador, porque a diferença entre a vazão de saída de condensado do condensador para as bombas de condensado (calculado pelo balanço térmico) e a vazão que é descarregada pelas bombas (vazão medida) é de 6,24%

A Figura 3.62 mostra a comparação entre as vazões mássicas determinadas no balanço térmico do teste do dia 26/05/2004 com as vazões do balanço térmico realizado no teste de comissionamento da turbina para uma potência de 66 MW.

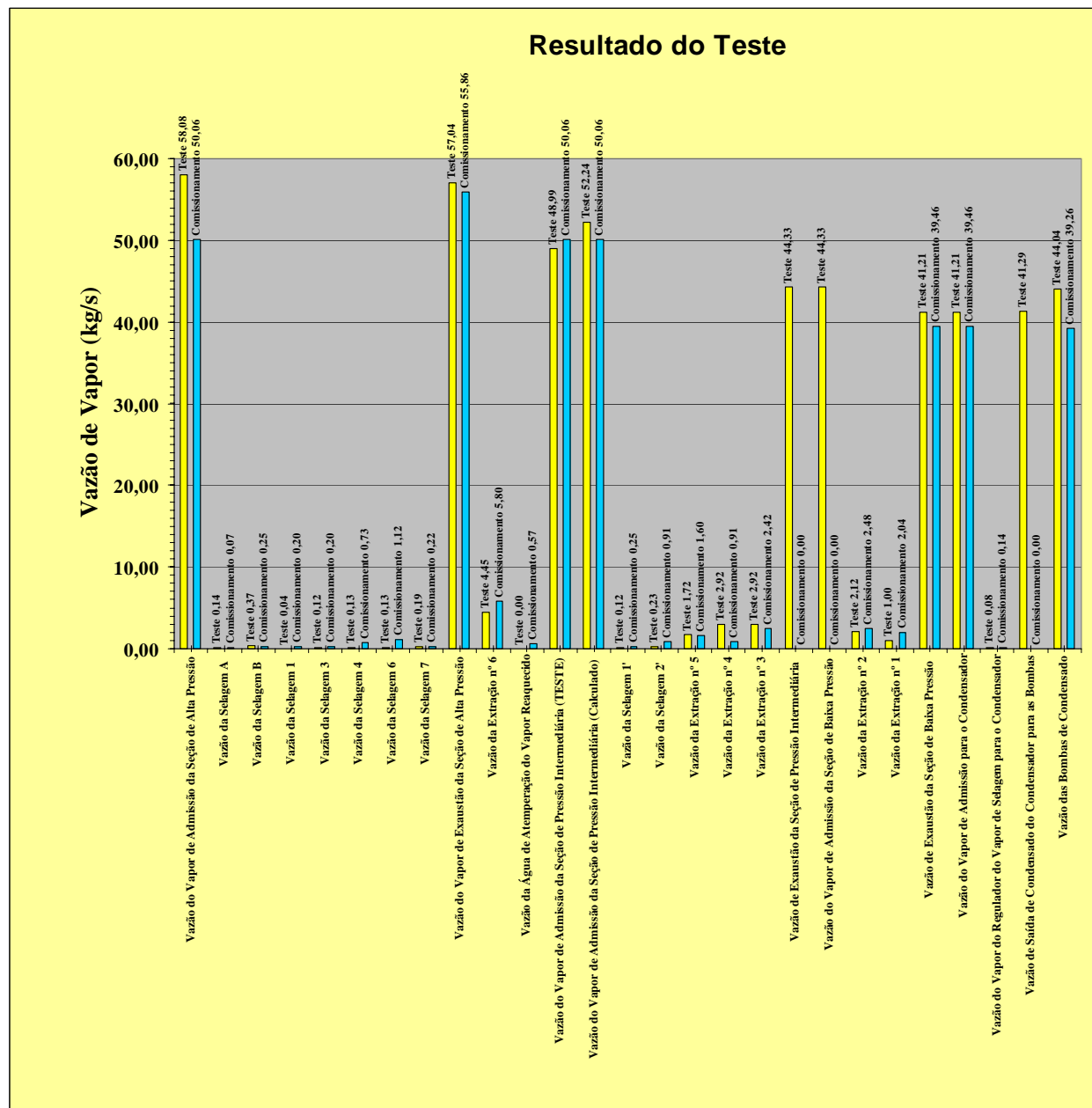


Figura 3.62: Comparação das vazões mássicas do balanço térmico do teste em relação ao do comissionamento da turbina.

Na Figura 3.62 apesar da diferença entre as condições do comissionamento (máquina nova e a plena carga – 66 MW) e as do teste do dia 26/05/2004 (máquina com mais de 35 anos de operação e a carga parcial – 59 MW), é possível verificar que em algumas regiões da turbina, existem problemas quanto a perdas de vazões de vapor pelos selos. Isto é notado pela vazão de entrada do vapor superaquecido na seção de alta pressão ser bem maior do que a do teste de

comissionamento e no final da expansão do vapor pela seção de alta pressão as vazões de teste e do comissionamento serem próximas, o que indica que uma boa parte do vapor foi “perdido” pelos selos labirintos durante o teste.

Esta vazão menor do que a do comissionamento demonstra a deterioração da máquina ao longo dos anos, ou seja, para se compensar estas “perdas” está sendo lançada na turbina uma vazão muito maior do que seria necessário. Esta análise feita para o balanço térmico, aponta um futuro trabalho de manutenção nos selos labirínticos da turbina para a minimização destas perdas.

Com o balanço térmico determinado, realizou-se então o cálculo das eficiências das seções de alta, média e de baixa pressão, utilizando-se o mesmo método de K.C Cotton aplicado para o ciclo combinado, mas agora aplicado para o ciclo Rankine. Isto demonstra que o método de cálculo pode ser aplicado não somente para as turbinas operando no ciclo combinado, mas também para outros ciclos (Rankine ou de Cogeração).

Estes cálculos estão registrados na planilha de cálculo desenvolvida em Excel, como mostra a Figura A.V.13 localizada no Apêndice V. Assim os resultados obtidos pelo teste é mostrado nas Tabela 3.19 a 3.21.

Tabela 3.19: Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de alta pressão.

Resultados para a seção de alta pressão	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	79,46
Eficiência do Fabricante (comissionamento)	80,31
Perda de eficiência em relação à de comissionamento	0,85

Tabela 3.20: Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de média pressão.

Resultados para a seção de média pressão	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	90,62
Eficiência do Fabricante (comissionamento)	94,95
Perda de eficiência em relação à de comissionamento	4,33

Tabela 3.21: Resultados dos cálculos das eficiências para a seção de baixa pressão.

Resultados para a seção de baixa pressão	%
Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP)	93,99
Eficiência para o ponto final da energia utilizada (UEEP)	91,94
Eficiência do Fabricante (comissionamento)	93,13
Perda de eficiência em relação à de projeto (ELEP)	- 0,86
Perda de eficiência em relação à de projeto (UEEP)	1,19

O resultado da Tabela 3.21 mostra um dado interessante: apesar do longo período de operação da turbina, a seção de baixa pressão está funcionando com uma eficiência próxima a do comissionamento. Isto significa que apesar do problema de perdas de vazão de vapor, o processo

de expansão do vapor pela seção está com um bom desempenho térmico em relação aos valores obtidos do comissionamento. A Figura 3.63 mostra o gráfico onde é possível visualizar de forma global as eficiências das seções de alta, média e de baixa pressão comparadas às do comissionamento.

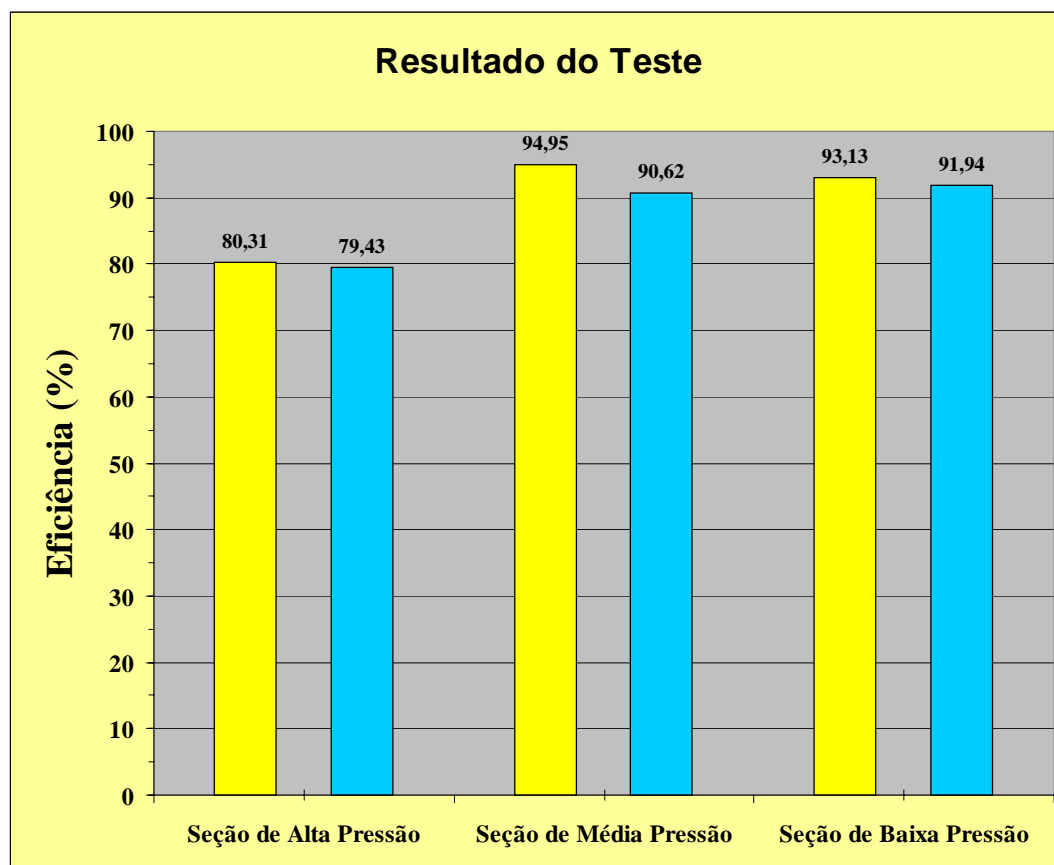


Figura 3.63: Resultado geral dos cálculos das eficiências realizadas durante os testes.

Continuando a análise da turbina, foi avaliado a “contribuição” de cada seção na produção da potência mecânica produzida pela turbina e entregue ao gerador elétrico. Para tanto foi desenvolvida uma planilha de cálculo para a potência na turbina como mostra a Figura A.V.14 localizada no Apêndice V. Os resultados obtidos são apresentados na Tabelas 3.22.

Tabela 3.22: Resultados obtidos para o cálculo da potência da turbina para o teste do dia 26/05/2004.

Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão	19.997,60	(kW)
Potência de Eixo da Seção da Média Pressão	16.471,02	(kW)
Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão (UEEP)	27.762,96	(kW)
Perdas Mecânicas	452,65	(kW)
Perdas do Gerador	1.193,94	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	62.584,99	(kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	62,58	(MW)
Rendimento do Gerador Elétrico	94,28	(%)
Potência da Turbina a Vapor Medida (no Gerador)	59,00	(MW)

A Figura 3.64 mostra o gráfico da potência produzida pela turbina durante o teste.

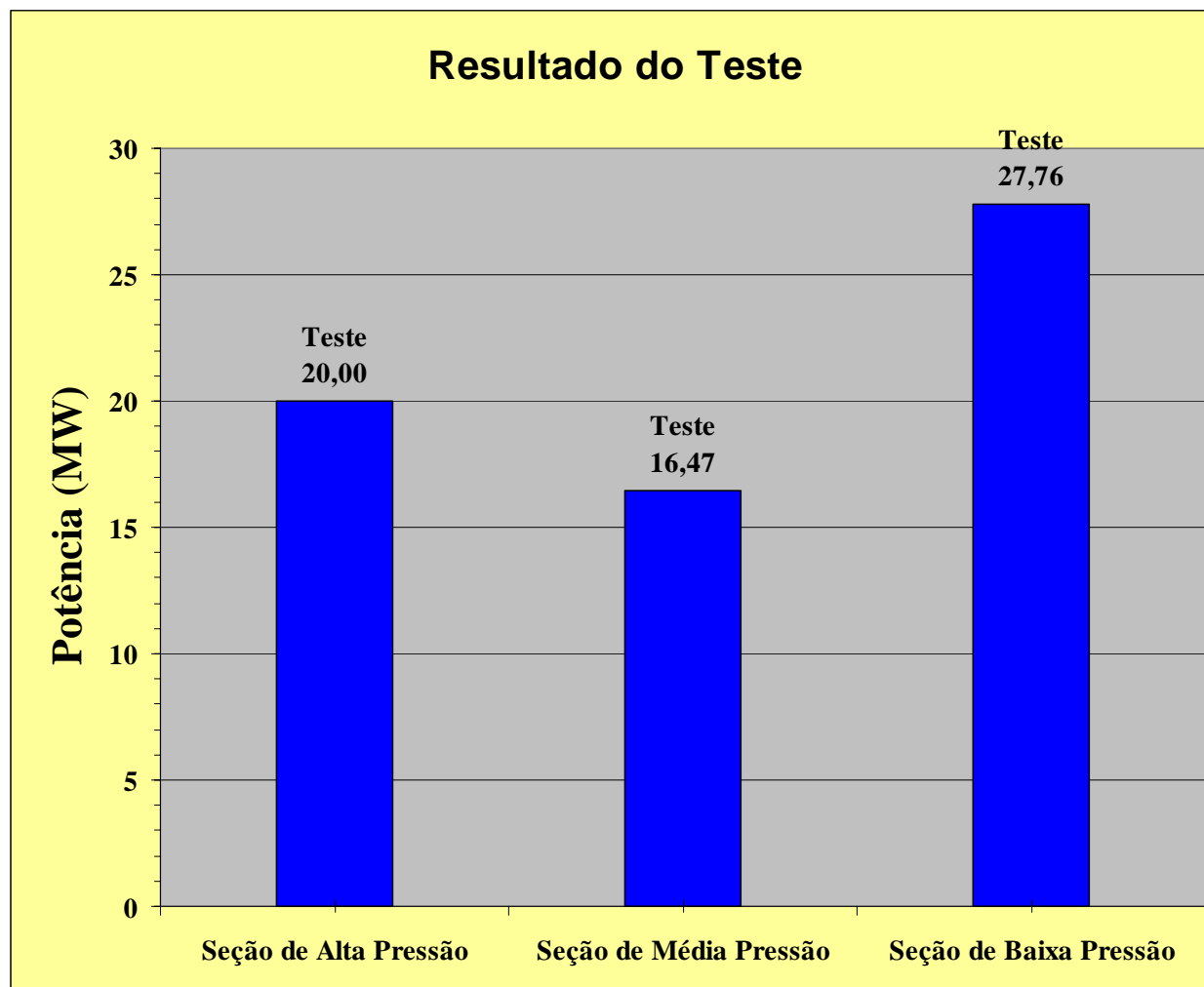


Figura 3.64: Resultado geral do cálculo da potência produzida pela turbina a vapor durante o teste.

A Figura 3.64 indica que a maior parte da potência produzida pela turbina está sendo gerado pela seção de baixa pressão. Além disso, o resultado mostrado pela Tabela 3.21 mostra que o gerador elétrico está com um baixo rendimento (94%), sendo que a operação normal deveria estar em torno de 98 %. Esta avaliação da potência gerada pela turbina mostra que existe algum problema relacionado ao gerador elétrico.

Pelo que foi mostrado anteriormente, existe um problema relacionado à pressão de entrada do vapor superaquecido na seção de alta pressão e uma possibilidade de perda de vazão de vapor pelos selos labirínticos. Assim, a metodologia desenvolvida neste trabalho apresenta ainda mais uma avaliação do estado geral da turbina a vapor através de suas linhas de expansão como mostram as Figuras 3.65 a 3.68.



Figura 3.65: Linha de expansão para a seção de alta pressão.

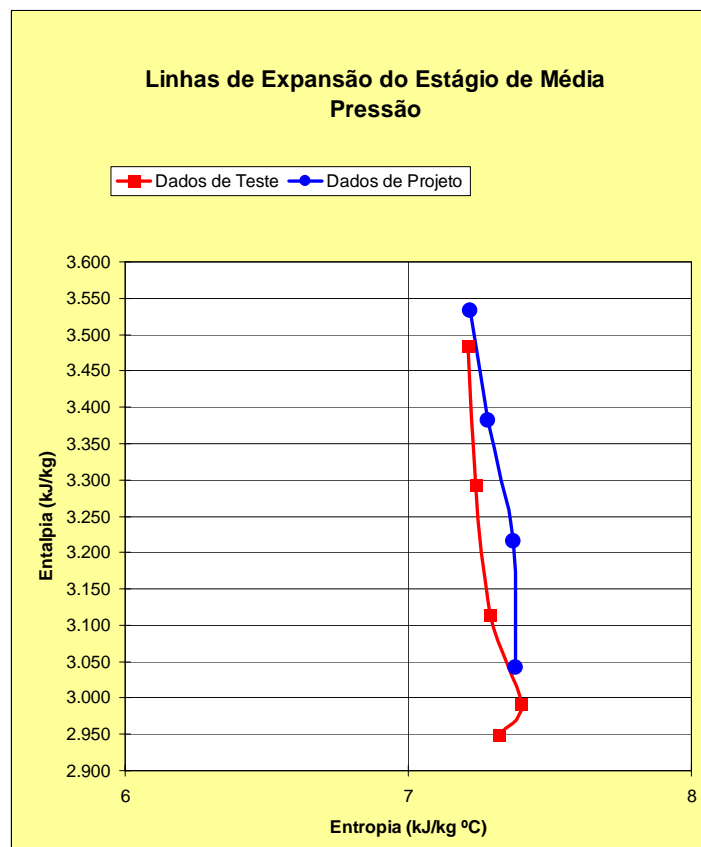


Figura 3.66: Linha de expansão para a seção de média pressão.

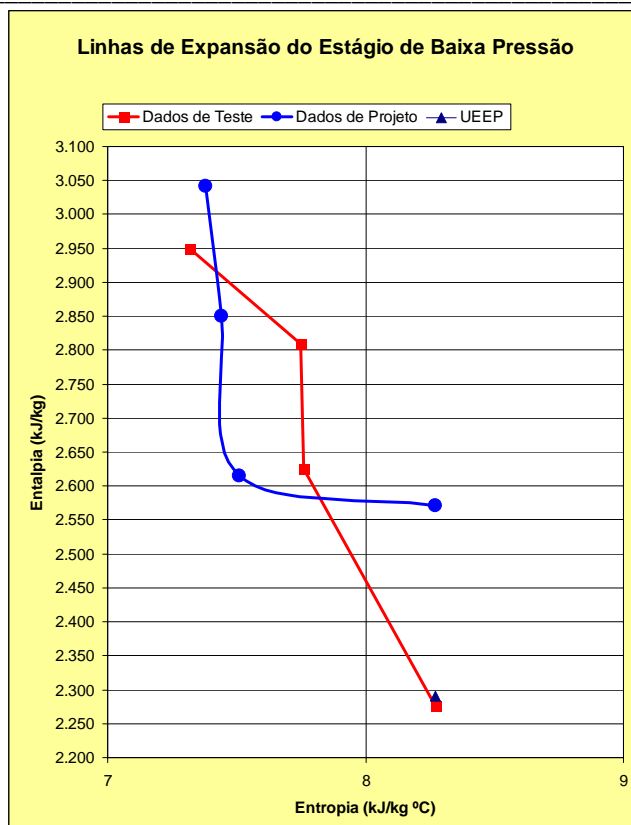


Figura 3.67: Linha de expansão para a seção de baixa pressão.

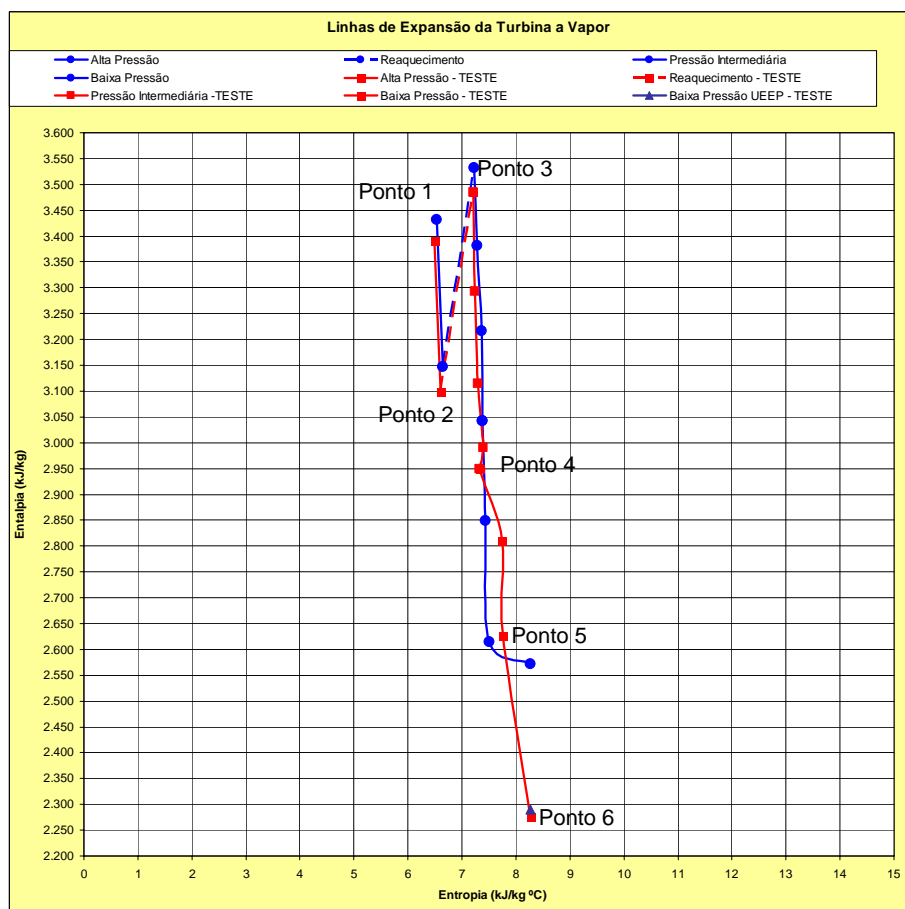


Figura 3.68: Linha de expansão para a turbina a vapor.

As Figuras 3.65 a 3.68 foram desenvolvidas na planilha em Excel para análise de desempenho da turbina a vapor e são mostradas na Figura A.V.15. localizada no Apêndice V.

As Figuras 3.65 e 3.66 mostram que existe uma diferença muito pequena entre a linha de expansão do teste em relação à linha de expansão do comissionamento para as seções de alta e média pressão. Nas Figuras 3.67 e 3.68 é possível verificar uma “distorção” nos pontos finais da linha de expansão para a seção de baixa pressão. Esta “distorção” pode ser causada pelos seguintes fatores:

1. Os dados registrados durante o teste foram registrados erroneamente;
2. Instrumentos descalibrados;

Como descrito anteriormente, não foi possível obter o relatório com os resultados da última calibração dos instrumentos utilizados durante o teste, bem como a sua faixa de incerteza.

Com relação ao cálculo de correção do Heat Rate da turbina e ao cálculo da correção da carga desta, para as condições operacionais do teste, a Tabela 3.23 mostra o resultado obtido pelo teste e a Tabela 3.24 os valores do comissionamento. O cálculo do Heat Rate e da carga da turbina bem como o uso das curvas de correção foram desenvolvidas na planilha em Excel, como mostra a Figura A.V.16 localizada no Apêndice V.

Tabela 3.23: Resultados do Heat Rate e da Carga Corrigida para o teste.

Heat Rate Bruto (kJ/kWh)	9396,00
Heat Rate Corrigido (kJ/kWh)	9287,04
Carga da Turbina (MW)	59,00
Carga da Turbina Corrigida (MW)	59,16

Tabela 3.24: Valores do Heat Rate e da Carga Corrigida do comissionamento.

Heat Rate Bruto (kJ/kWh)	8428,03
Heat Rate Corrigido (kJ/kWh)	8259,47
Carga da Turbina (MW)	66,00
Carga da Turbina Corrigida (MW)	66,18

As Figuras 3.69 e 3.70 mostram um quadro comparativo do heat rate e da carga em relação aos valores de comissionamento.

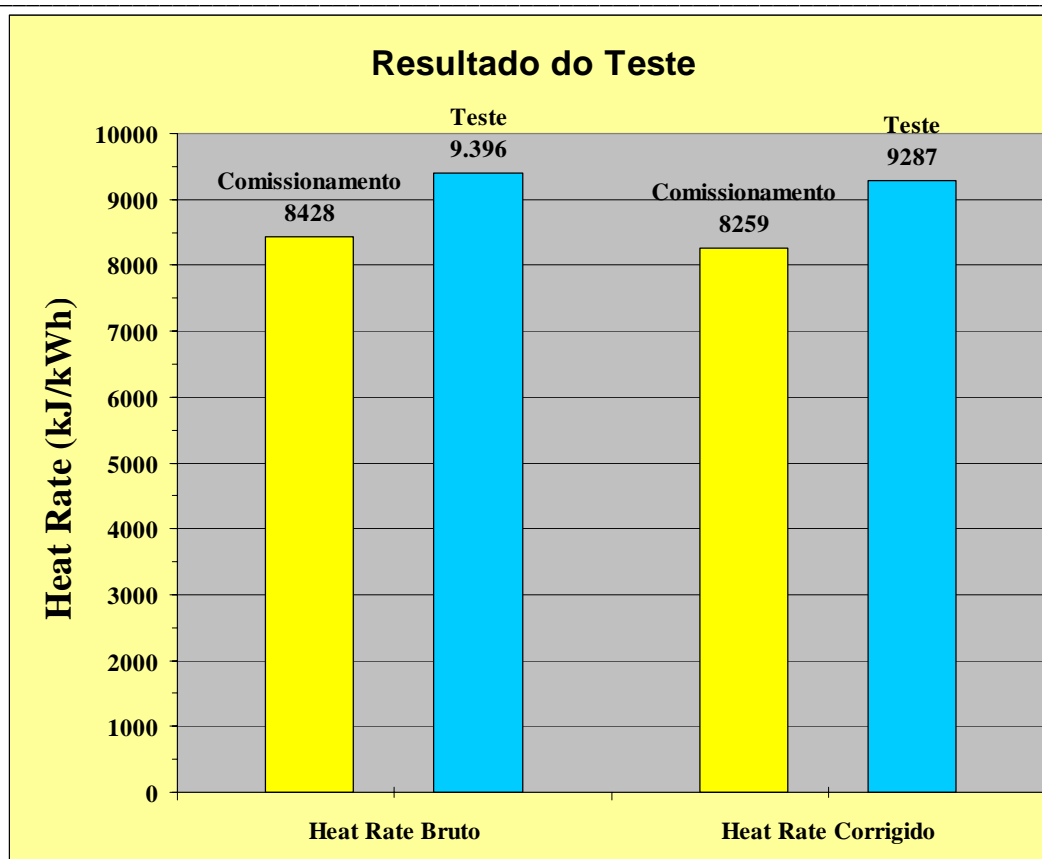


Figura 3.69: Comparação do heat rate do teste com o determinado no comissionamento.

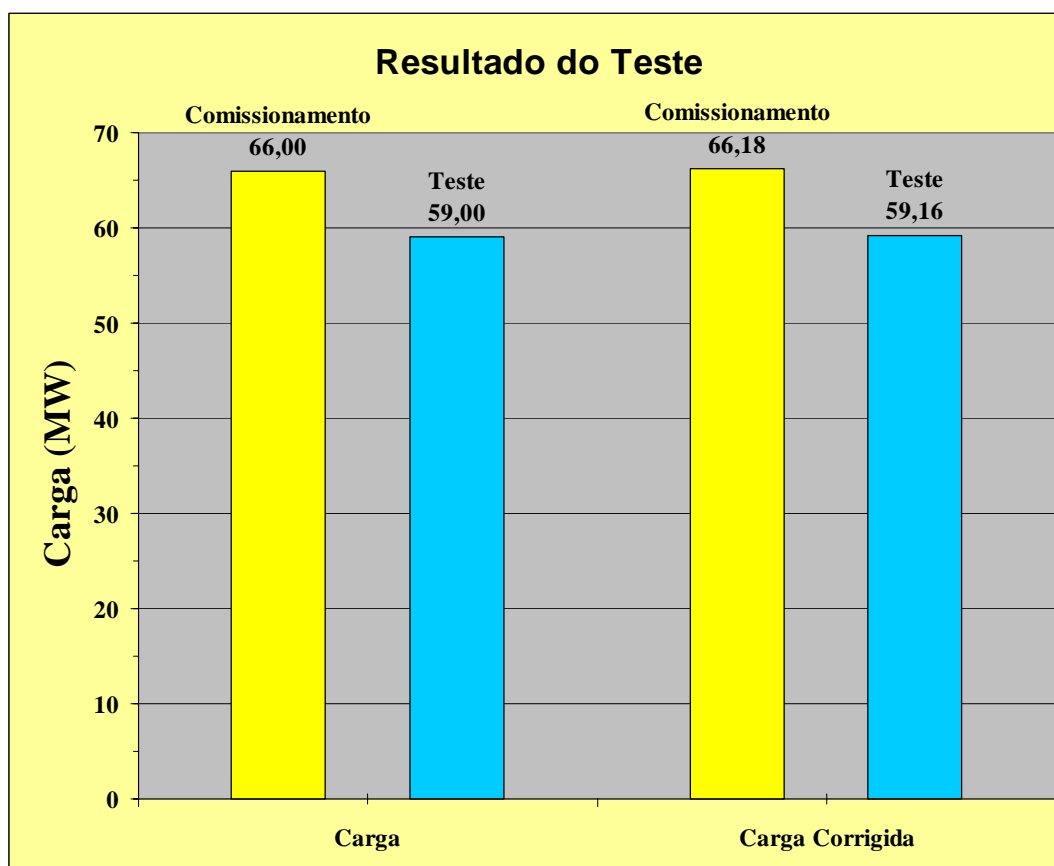


Figura 3.70: Comparação da carga do teste com o realizado no comissionamento.

Com relação a avaliação da incerteza dos cálculos realizados para os testes do dia 26 de Maio de 2004 para a unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, pelo mesmo motivo explicado no estudo de caso para a usina Ibiritermo não serão expostas neste trabalho.

Como pode ser visto a metodologia de análise de desempenho para turbinas a vapor no ciclo Rankine, também pode ser utilizada. Apesar de existirem normas específicas de análise de desempenho, como as normas ASME PTC – 6 e outras, os métodos existentes não indicam onde estão as possíveis causas da deterioração do equipamento, o que neste trabalho é possível de ser verificado.

Capítulo 4

CONCLUSÃO

4.1 – Conclusões Sobre a Metodologia de Análise de Desempenho e o Procedimento de Cálculo

Desenvolver uma metodologia de análise de desempenho para turbinas a vapor operando em ciclo combinado, ciclo Rankine, ou até mesmo em cogeração, representa um desafio interessante e motivador a ser transposto. Para cada ciclo em que a turbina a vapor esteja operando podemos encontrar uma metodologia de análise ou ferramenta computacional específico para àquele ciclo. Alguns métodos são mais exaustivos, outros mais complexos, mas nenhum abrange uma análise onde a metodologia utilizada seja a mesma para qualquer ciclo a vapor. Neste sentido, a metodologia desenvolvida neste trabalho representa uma contribuição aos estudos sobre ciclos a vapor referentes à análise de desempenho, pois, como pode ser verificado nos estudos de caso, a mesma metodologia foi aplicada a dois ciclos a vapor distintos (ciclo combinado e ciclo Rankine), o que demonstra a flexibilidade da metodologia.

A metodologia apesar de flexível se mostrou bastante coerente nas análises feitas e na sequência em como foi realizada. Deve-se entender que, a metodologia não resolverá todos os problemas encontrados numa turbina a vapor, mas servirá como uma “bússola” indicando onde estão as possíveis causas da deterioração do ciclo e da turbina a vapor.

Por ser uma metodologia de análise iterativa, após cada ajuste ou manutenção corretiva da turbina a vapor, deverá ser realizado um novo teste onde se confirmará se o problema indicado pelo método anteriormente testado, foi minimizado, ou então eliminado. O período de tempo, ou o intervalo de tempo em que a metodologia deverá ser aplicada sobre a turbina a vapor, dependerá da necessidade do pessoal de operações da usina.

Com relação ao procedimento de cálculo, este foi exposto de tal maneira que possa ser usado em qualquer ciclo a vapor ou turbina. A relação das equações utilizadas foram colocadas nos Apêndice I a IV podendo serem aplicadas a qualquer linguagem de programação. Os únicos cálculos que serão diferentes quando da aplicação da metodologia; são o cálculo do balanço de massa e energia, e do Heat Rate e da Carga da Turbina, pois como foi exposto pelo trabalho, para cada ciclo a vapor, uma avaliação do balanço térmico possuirá as características inerentes ao ciclo (número de aquecedores regenerativos, número de níveis de pressão, quantidade de extrações de vapor, etc).

Quanto ao cálculo do Heat Rate este também será característico ao ciclo da turbina por causa das suas curvas de correções, os quais podem ser utilizadas apenas para a turbina analisada.

A escolha do desenvolvimento dos cálculos em Excel se deveu ao fato de que é um programa bastante utilizado em qualquer computador para as mais diversas funções; e também

por não existir a necessidade de se desenvolver um programa de instalação. Construída a planilha para a turbina a vapor que será analisada, basta transportar o arquivo para qualquer computador que tenha o programa Excel instalado e utilizar diretamente a planilha para realizar a análise de desempenho.

O procedimento de cálculo para as eficiências de cada seção (alta, média e baixa pressão) utilizado foi o de Cotton, pelas seguintes razões:

1. O resultado da eficiência calculada é bem próxima da condição real;
2. A possibilidade de calcular as eficiências das seções de média pressão e baixa pressão juntas, como uma única seção da turbina;
3. A possibilidade de calcular as eficiências das seções de alta, média e baixa pressão em separado.

A razão nº 2 é a mais usada, quando se trata da avaliação do estado térmico de turbinas a vapor operando em ciclo combinado, pois como foi visto no estudo de caso da usina Ibiritermo, a dificuldade em se medir os parâmetros de pressão, temperatura e vazão entre a seção de média pressão e a de baixa é muito difícil, ou então inviável tecnicamente.

A única restrição da metodologia é no que se refere ao cálculo da eficiência, porque a metodologia de cálculo desenvolvida por Cotton é aplicável apenas para turbinas a vapor acima de 16 MW. Mas, considerando que a maioria das usinas termelétricas para geração de energia instaladas no Brasil possui potência superior a 16 MW, a abrangência de uso da metodologia é bastante extensa.

4.2 – Conclusão Sobre a Turbina a Vapor da Usina Ibiritermo

Os resultados obtidos concluem que a turbina a vapor da usina Ibiritermo possui alguns problemas relacionados ao vapor superaquecido de alta pressão que é fornecido para as válvulas parcializadoras da turbina. Após a análise feita para o balanço térmico, para a eficiência em cada seção (alta pressão e pressão reaquecida), para a potência produzida pela turbina e pelas linhas de expansão de vapor, nos traz as seguintes conclusões a respeito do estado técnico da turbina a vapor:

1. A vazão de vapor entregue pela caldeira recuperativa de calor à seção de alta pressão pode estar com problemas de fugas de vapor (perdas) nos selos labirínticos da seção de alta pressão;

2. A pressão do vapor superaquecido está muito abaixo da condição nominal. A pressão do testes registrada foi de 95 bar, enquanto que a pressão mínima necessária para a condição de operação é de 102 bar e para plena carga de 107 bar;
3. A potência produzida pela seção de alta pressão está sendo reduzida pela baixa pressão de vapor entregue à seção e pelas perdas de vapor nos selos labirínticos;
4. As linhas de expansão do vapor para a seção de alta pressão deveriam estar próximas às de projeto devido ao tempo de operação da turbina ser muito pequena, o que demonstra que a seção de alta pressão está com um desempenho termodinâmico muito abaixo da condição “ótima”.

A análise de desempenho também pode avaliar o heat rate da turbina, mas devido aos problemas de pressão de vapor entregue na turbina, as curvas de correção do heat rate não podem ser utilizadas, o que invalida o cálculo deste. Para que a análise do heat rate seja a mais próxima da realidade da máquina, se deve primeiramente corrigir os problemas detectados e após a correção realizar um novo teste para uma nova análise de desempenho.

A conclusão final da análise de desempenho da turbina a vapor para a usina Ibiritermo é que o desempenho da turbina está abaixo do esperado. Desta maneira, a orientação deste trabalho sobre a turbina é:

1. Eliminar o problema de queda de pressão entregue à seção de alta pressão;
2. Verificar e minimizar os problemas de perdas de vapor nos selos labirínticos;
3. Após estas duas etapas, realizar um novo teste para a verificação do desempenho da turbina a vapor.

4.3 – Conclusão Sobre a Turbina a Vapor da Unidade 3 do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda

Os resultados obtidos concluem que a turbina a vapor da unidade 3 do complexo termelétrico de Jorge Lacerda possui alguns problemas relacionados a perdas de vapor nos selos labirínticos e nas tubulações de vapor da usina. A análise realizada para o balanço térmico, para a eficiência em cada seção (alta, média e baixa pressão), para a potência produzida pela turbina, pelas linhas de expansão de vapor e pelo cálculo do heat rate, resulta nas seguintes conclusões a respeito do estado técnico da turbina a vapor:

1. Existem perdas de vapor nos selos labirínticos da turbina;
2. Existem perdas de vapor nas linhas de aquecimento do vapor na caldeira, bem como nas tubulações que transportam o vapor da caldeira até a turbina;

3. Existem problemas no gerador elétrico da unidade, pois o seu rendimento está muito abaixo do esperado;
4. Necessidade de calibração dos instrumentos de leitura e medição;
5. Houve um aumento no heat rate do ciclo em relação ao valor de comissionamento.

De forma geral a análise de desempenho da turbina a vapor da unidade 3 de Jorge Lacerda, indica um sério problema de perdas de vapor nas suas linhas de vapor bem como nos selos labirínticos da turbina. Isto foi comprovado pelo cálculo do heat rate. Percebe-se que a quantidade de energia térmica fornecida ao ciclo, necessária para a produção de energia elétrica está muito maior no teste em relação ao valor de comissionamento, ou seja, para compensar as perdas de vapor nas linhas, está sendo necessário um aumento de energia térmica fornecida ao ciclo para a máxima produção de energia elétrica.

Além disso, a análise de desempenho identificou que existe algum problema no gerador elétrico, pois o seu rendimento está muito abaixo da condição esperada. Geralmente para geradores refrigerados a hidrogênio, o rendimento do gerador elétrico é em torno de 99 % enquanto que o da unidade 3 está em torno de 94 %. Uma hipótese desta perda de rendimento no gerador pode estar nos sistema de resfriamento deste, cabe ao pessoal de operações da usina, durante a próxima fase de manutenção, avaliar o sistema de resfriamento do gerador da unidade 3.

Além de avaliar o gerador elétrico na próxima manutenção, a conclusão do trabalho realizado para a unidade 3 de Jorge Lacerda, aconselha uma verificação da calibração dos instrumentos usados na usina, principalmente na região de baixa pressão da turbina e no condensador. Isto se deve ao comportamento das linhas de expansão do vapor mostradas nas Figuras 3.68 e 3.69.

4.4 – Melhoramentos Futuros

Com relação a planilha em Excel, fica como proposta de melhoria, a construção e o desenvolvimento de um diagrama de balanço térmico para cada usina, onde poderão ser mostrados os principais pontos de medição, bem como as características pertinentes ao ciclo como pressão, temperatura, vazão e entalpia do ponto medido; além dos resultados dos cálculos realizados: eficiência em cada seção da turbina, a potência produzida por cada seção e o heat rate. Desta maneira para cada teste realizado, o operador da usina terá uma “fotografia” do ciclo térmico da turbina a vapor para cada teste realizado.

Com relação às incertezas dos cálculos realizados (propagação de erro) devido a complexidade da programação exigida para as equações desenvolvidas, que foram mostradas no Apêndice IV, não foi possível avaliar a propagação do erro, ficando como proposta de um trabalho futuro, onde possa ser feita uma “otimização” da metodologia de programação que minimize a complexidade dos cálculos necessários a avaliação das incertezas.

*REFERÊNCIA
BIBLIOGRÁFICA*

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

1. AGUILAR, A. Z., VEGA, L. F., MUÑOZ, A. G., GUERRERO, A. H., **“Thermodynamic Characterization of the Power Loss Factor in Steam Turbines”**, Energy Conversion and Management 43, Elsevier Science Ltd., 2002.
2. AGUILAR, ALEJANDRO ZALETA, **“Conceptos sobre el diagnóstico y la evaluación termoeconómica de turbinas de vapor”**, Tese de Doutorado, Universidade de Zaragoza, Centro Politécnico Superior, Departamento de Engenharia Mecânica, Zaragoza, 1997.
3. ALBERT, PAUL, **“Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment”**, GE power Systems, GER – 4190, New York, 2000.
4. ALBERT, P. G., **“Thermal Performance Evaluation and Assessment of Steam Turbine Units”**, GE Power Systems, GER – 3953, New York, 1996.
5. ASME PTC 6 – 1996, **“Performance Test Code 6 on Steam Turbines”**, The American Society of Mechanical Engineers, Nova York, 1996.
6. ASME PTC 6A - 2000, **“Appendix A to PTC 6, The Test Code for Steam Turbines”**, The American Society of Mechanical Engineers, Nova York, 2000.
7. ASME PTC 6S REPORT – 1988, **“Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines”**, The American Society of Mechanical Engineers, Nova York, 1988.
8. BAILY, F. G., PETERSON, R. J., GENTNER, R. T., **“Steam Turbines for Industrial and Cogeneration Applications”**, GE Power Systems, GER 3614.
9. BEEB, RAY, **“Steam Turbine Performance Condition Monitoring Using Plant Instrumentation: Case Study”**, ICOMS2005 – International Conference of Maintenance Societies- Hobart, May 2005.
10. BERGMANN, DIETMAR; WIHELM, ENGELKE; TERMUEHLEN, HEINZ, **“Steam Turbines for Combined Cycle Power Plants”**, Proceedings of the American power Conference, 1991, Vol. 51, pages 69 to 78.
11. COTTON, K. C., **“Evaluating and Improving Steam Turbine Performance”**, Editora Cotton Fact Inc., New York, Segunda Edição, 1998.
12. COTTON, K. C., WESTCOTT, J. C., **“Methods for Measuring Steam Turbine-Generator Performance”**, ASME paper 60 – WA – 139, New York, 1960.
13. DRBAL, LAWRENCE F.; BOSTON, PATRICIA G.; WESTRA, KAYLA L.; BLACK & VEATCH, **“Power Plant Engineering”**, Kluwer Academic Publishers, London, 4ª edição, 2000.

14. DÍEZ, PEDRO FERNÁNDEZ, **“Turbinas de Vapor”**, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
15. DIN 1943, **“Thermal Acceptance Tests of Steam Turbines”**, Deutsche Normen, Alemanha, 1975.
16. DREIER, D. W., **“Upgrade Opportunities for Steam Turbines”**, GE Power Systems, GER-3696D, New York, 1996.
17. EDUCOGEN, **“The European Educational Toll on Cogeneration”**, Second Edition, December 2001.
18. ENGELKE, W., BERGMANN, D., TERMUEHLEN, H., **“Steam Turbines for Combined Cycle Power Plants”**
19. ESTABROOK, J. E.; LEGER, R. H., **“Steam Turbines for Industrial Applications”**, GE Power Systems, GER-37067D, Marlborough, Outubro, 2000.
20. HEINE, W., H., **“Steam Turbina Product Line for Advanced Power Plants”**, Power Gen Asia 2003, Ho Chi City, Vietnam, Setembro, 2003.
21. KUBIAK, J., ANGEL, F. DE, CARNERO, A., CAMPOS, A., URQUIZA, G., MARIÑO, C., VILLEGAS, M., **“Advanced Method for Turbine Steam Path Deterioration & Performance Analysis”**, PWR – Vol. 30 Joint Power Generation Conference, ASME 1996, Volume 2, México, 1996.
22. LEYZEROVICH, A. SH., **“Large Power Steam Turbines, vol. 1 Design, vol. 2 Operation”**, Editora Penn Well Publishing Company, Oklahoma, 1997.
23. LI, KAM W., PRIDDY, A. PAUL, **“Power Plant System Design”**, Editora John Wiley & Sons, New York, 1985.
24. LILEY, PETER E., JUNIOR, THOMAS F. IRVINE, **“Steam and Gas Tables with Computer Equations”**, Editora Academic Press, 1984.
25. LISYANSKY, A., S., **“ Made a Valuable Contribution to Modernization of Steam Turbines Rated 200 – 300 MW produced by LMZ, to creation of New Turbines Rated 1000 – 1500 MW for Nuclear”**, Power Gen Europe, 2003.
26. LIZARRAGA, JOSÉ M. SALA, **COGENERACION Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y Económicos**, Servicio Editorial de la Universidade del País Vasco, Bilbao, 1999.
27. MAUGHAN, J. R., WILLEY, L. D., **“Development of the Dense Pack Steam Turbine: A New Design Methodology for Increased Efficiency”**, Proceedings of 2000 International Joint Power generation Conference, Miami Beach, Florida, July, 2000.

28. MOROZ, L., TARASOV, A., **“Coupled CFD and Thermal Steady State Analysis of Steam Turbine Secondary Flow Path”**, International Joint Power Generation Conference 2003, Atlanta, Georgia, June, 2003.
29. REINKER, J. K., MASON, P. B., **“Steam Turbines for Large Power Applications”**, GE Power Systems, GER-3646D, New York, 1996.
30. RETZLAFF, K., M., SCHLOTTNER, G., **“Steam Turbines for Ultrasupercritical Power Plants”**, Power Gen 98, Milan Italy, June, 1998.
31. RODRÍGUEZ, M., M., GIMÉNEZ, F., J., C., GÓMEZ, F., M., ROY, J., F., M., **“Turbomáquinas Térmicas”**, Prensas Universitarias de Zaragoza, Zaragoza, España, 1999.
32. SCHOFIELD, P., **“Steam Turbine Sustained Efficiency”**, GE Power Systems, GER – 3750C, New York, 1996.
33. SPENCER, R. C., COTTON, K. C., CANNON, C. N., **“A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators... 16.500 kW and Larger”**, GE Power Systems, GER 2007C, New York, 1974.
34. TIRONE, G., ARRIGHI, L., BONIFACINO, L., **“Diagnostics Base on Thermodynamic Analysis of Performance of Steam Turbines: Case Histories”**, PWR – Vol. 30 Joint Power Generation Conference, ASME 1996, Volume 2, 1996.
35. TORRE, A., MARETTO, L. A., **“Steam Turbine Retrofit for Improved Performance and Reliability”**, Power Gen Europe, 2003.
36. TUVE, G. L., DOMHOLDT, L. C., **“Engineering Experimentation”**, Editora McGraw-Hill Book Company, New York, 1966.
37. USÓN, LUIS CARLOS CORREAS, **“Diagnóstico Termoeconómico de la Operación de um Ciclo Combinado”**, Tese de Doutorado, Universidade de Zaragoza, Departamento de Engenharia Mecânica, Zaragoza, 2001.
38. WAKELEY, G. R., **“Steam Turbine Upgrades: A Utility Based Approach”**, Power Gen 98, Milan Italy, June, 1998.
39. www.asme.org, página oficial na internet da ASME – The American Society of Mechanical Engineers.

Apêndice I

*CÁLCULO DAS
VAZÕES DE
SELAGEM DA
TURBINA*

APÊNDICE I – CÁLCULO DAS VAZÕES DE SELAGEM DA TURBINA

Os primeiros procedimentos de cálculo de balanço térmico assumiam que todas as vazões de vapor para a selagem fluíam para os aquecedores regenerativos ou em torno de grupos de estágios de expansão da turbina, e desta forma eram tratados como vazões externas ao balanço térmico.

A partir da década de 20, com o uso da fórmula de Martin para vazamentos de vapor através dos selos labirínticos; o cálculo das vazões de vapor para a selagem tornaram-se representativas no “fechamento” do balanço térmico das turbinas a vapor. O procedimento a seguir mostra a equação de Martin para o cálculo da vazão do vapor de selagem, bem como uma tabela (Tabela A.I.1), onde a maioria das combinações de sistemas de selagem comumente aplicadas pelos construtores de turbinas podem ser encontradas, facilitando o procedimento de cálculo (Spencer et al, 1974). A equação de Martin para o cálculo da vazão de vapor pelos selos labirínticos é dada por:

$$\dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}} \quad (\text{A.I.1})$$

Onde:

\dot{m}_{vs} = vazão mássica do vapor de selagem (lb/h);

K = fator de correção para a folga entre os selos;

A = área da vazão de selagem (área anular perpendicular ao escoamento do vapor) (pol²);

P₁ = pressão do vapor na entrada do labirinto (lb/pol² abs.);

ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb);

P₂ = pressão do vapor na saída do labirinto (lb/pol² abs.);

N = número de dentes estacionários no labirinto.

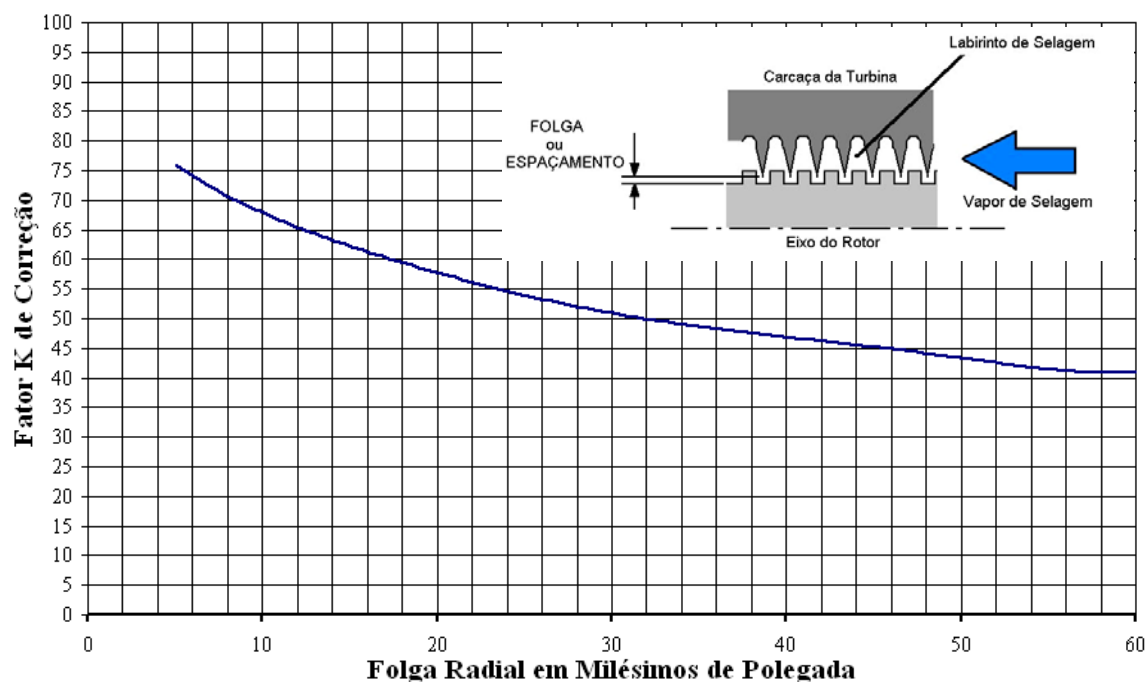


Figura A.I.1: Fator de correção K para as folgas radiais entre os dentes da selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

Para o cálculo da área de escoamento nos selos, a seguinte equação deverá ser utilizada (Spencer et al, 1974):

$$A = \pi \cdot D_{\text{eixo}} \cdot f \quad (\text{A.I.2})$$

Onde:

D_{eixo} = diâmetro do eixo na seção em que deseja determinar a vazão de vapor (pol);

f = folga entre os dentes de selagem e o eixo da seção (mils – milésimos de polegada);

$\pi = 3,14159265359$.

Poderão existir situações em que a pressão de saída do vapor de selagem terá a sua medição estimada, devido a impraticidade de colocar um instrumento de medição no local. Esta estimativa deverá ser baseada nas informações de projeto da máquina e nos diagramas de balanço térmico fornecidos pelo fabricante.

Como colocado anteriormente, a maioria dos fabricantes segue um padrão na combinação de seus sistemas de selagem. Para estes casos a Tabela A.I.1, poderá ser utilizada na simplificação dos cálculos.

Tabela A.I.1: Combinação de sistemas de selagem e a constante “C” usada no cálculo das vazões de selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

<p>A</p> <p>Para uma pressão em torno de 350 psia Para uma pressão em torno de 100 psia Para o RVS a 18 psia</p> <p><u>Sem Reaquecimento</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr><tr><td>a) 1450 psig e abaixo</td><td>----</td><td>225</td><td>250</td></tr><tr><td>b) Acima de 1450 psig</td><td>480</td><td>480</td><td>670</td></tr></table>		1	2	3	a) 1450 psig e abaixo	----	225	250	b) Acima de 1450 psig	480	480	670	<p>B</p> <p>Para uma pressão em torno de 350 psia Para uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td></tr><tr><td>a) AP – RHTB até 200 MW</td><td>340</td><td>----</td><td>450</td><td>610</td><td>----</td><td>490</td></tr><tr><td>b) AP – RHTB 200 MW a Acima</td><td>500</td><td>----</td><td>620</td><td>970</td><td>----</td><td>600</td></tr><tr><td>c) AP – RHTB e 1.050 °F de vapor RH</td><td>430</td><td>----</td><td>650</td><td>1060</td><td>350</td><td>650</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>d) AP – PI</td><td>430</td><td>720</td><td>870</td><td>1200</td><td>550</td><td>790</td></tr><tr><td>e) AP – RHTB</td><td>450</td><td>720</td><td>870</td><td>1200</td><td>----</td><td>670</td></tr><tr><td>f) PI – RHTB</td><td>390</td><td>----</td><td>770</td><td>1100</td><td>----</td><td>670</td></tr></table>		1	2	3	4	5	6	a) AP – RHTB até 200 MW	340	----	450	610	----	490	b) AP – RHTB 200 MW a Acima	500	----	620	970	----	600	c) AP – RHTB e 1.050 °F de vapor RH	430	----	650	1060	350	650	d) AP – PI	430	720	870	1200	550	790	e) AP – RHTB	450	720	870	1200	----	670	f) PI – RHTB	390	----	770	1100	----	670	<p>C</p> <p>Para uma pressão em torno de 350 psia Para uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td></tr><tr><td>a) AP até 250 MW</td><td>320</td><td>----</td><td>320</td><td>480</td><td>----</td><td>380</td><td>480</td></tr><tr><td>b) AP 250 MW até 400 MW</td><td>450</td><td>----</td><td>450</td><td>700</td><td>----</td><td>520</td><td>900</td></tr><tr><td>c) AP 400 MW e Acima</td><td>540</td><td>----</td><td>500</td><td>800</td><td>----</td><td>580</td><td>980</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>d) AP</td><td>430</td><td>450</td><td>750</td><td>560</td><td>580</td><td>950</td><td>720</td></tr><tr><td>e) PI</td><td>340</td><td>----</td><td>460</td><td>530</td><td>----</td><td>580</td><td>700</td></tr></table> <p>Para turbinas com parâmetros de vapor supercrítico os selos 3 e 4 são alimentados pelo vapor da carcaça do 1º estágio, a selagem tracejada é omitida.</p>		1	2	3	4	5	6	7	a) AP até 250 MW	320	----	320	480	----	380	480	b) AP 250 MW até 400 MW	450	----	450	700	----	520	900	c) AP 400 MW e Acima	540	----	500	800	----	580	980	d) AP	430	450	750	560	580	950	720	e) PI	340	----	460	530	----	580	700
	1	2	3																																																																																																												
a) 1450 psig e abaixo	----	225	250																																																																																																												
b) Acima de 1450 psig	480	480	670																																																																																																												
	1	2	3	4	5	6																																																																																																									
a) AP – RHTB até 200 MW	340	----	450	610	----	490																																																																																																									
b) AP – RHTB 200 MW a Acima	500	----	620	970	----	600																																																																																																									
c) AP – RHTB e 1.050 °F de vapor RH	430	----	650	1060	350	650																																																																																																									
d) AP – PI	430	720	870	1200	550	790																																																																																																									
e) AP – RHTB	450	720	870	1200	----	670																																																																																																									
f) PI – RHTB	390	----	770	1100	----	670																																																																																																									
	1	2	3	4	5	6	7																																																																																																								
a) AP até 250 MW	320	----	320	480	----	380	480																																																																																																								
b) AP 250 MW até 400 MW	450	----	450	700	----	520	900																																																																																																								
c) AP 400 MW e Acima	540	----	500	800	----	580	980																																																																																																								
d) AP	430	450	750	560	580	950	720																																																																																																								
e) PI	340	----	460	530	----	580	700																																																																																																								
<p>D</p> <p>Para uma pressão em torno de 350 psia Para uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr><tr><td>a) AP</td><td>----</td><td>620</td><td>970</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>b) AP</td><td>720</td><td>870</td><td>1200</td></tr></table>		1	2	3	a) AP	----	620	970	b) AP	720	870	1200	<p>E</p> <p>Para uma pressão em torno de 100 psia Vapor de Resfriamento para o Estágio de Alta Pressão com uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td></tr><tr><td>a) RHTB</td><td>450</td><td>650</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>b) RHTB</td><td>720</td><td>770</td></tr></table>		1	2	a) RHTB	450	650	b) RHTB	720	770	<p>F</p> <p>Para uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>a) RHTB</td><td>----</td><td>550</td><td>----</td><td>550</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>b) PI</td><td>540</td><td>770</td><td>540</td><td>770</td></tr><tr><td>c) RHTB</td><td>----</td><td>550</td><td>----</td><td>550</td></tr></table>		1	2	3	4	a) RHTB	----	550	----	550	b) PI	540	770	540	770	c) RHTB	----	550	----	550																																																																				
	1	2	3																																																																																																												
a) AP	----	620	970																																																																																																												
b) AP	720	870	1200																																																																																																												
	1	2																																																																																																													
a) RHTB	450	650																																																																																																													
b) RHTB	720	770																																																																																																													
	1	2	3	4																																																																																																											
a) RHTB	----	550	----	550																																																																																																											
b) PI	540	770	540	770																																																																																																											
c) RHTB	----	550	----	550																																																																																																											
<p>G</p> <p>3.600 RPM Para uma pressão em torno de 100 psia Vapor de Resfriamento para o Estágio de Alta Pressão com uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr><tr><td>a) RHTB</td><td>700</td><td>800</td><td>600</td></tr></table> <p><u>Reaquecimento Duplo</u></p> <table><tr><td>b) PI</td><td>VER C (e)</td></tr><tr><td>c) RHTB</td><td>700 800 600</td></tr></table>		1	2	3	a) RHTB	700	800	600	b) PI	VER C (e)	c) RHTB	700 800 600	<p>H</p> <p>1.800 RPM Para uma pressão em torno de 100 psia Vapor de Resfriamento para o Estágio de Alta Pressão com uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p><u>Reaquecimento Único ou Duplo</u></p> <table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr><tr><td>a) RHTB</td><td>1400</td><td>1600</td><td>1520</td></tr></table>		1	2	3	a) RHTB	1400	1600	1520	<p>I</p> <p>Vapor do tubo de "Crossover" Baixa Pressão 3.600 RPM 1 580</p> <p>a) Para o último estágio</p>																																																																																									
	1	2	3																																																																																																												
a) RHTB	700	800	600																																																																																																												
b) PI	VER C (e)																																																																																																														
c) RHTB	700 800 600																																																																																																														
	1	2	3																																																																																																												
a) RHTB	1400	1600	1520																																																																																																												
<p>J</p> <p>Vapor do tubo de "Crossover" Baixa Pressão 1.800 RPM Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <p>a) 1000</p>	<p>K</p> <p>Vapor do tubo de "Crossover" 3.600 RPM Para uma pressão em torno de 100 psia Para o Regulador do Vapor de Selagem a uma pressão em torno de 18 psia</p> <table><tr><td>a) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de B (c)</td><td>1</td><td>2</td></tr><tr><td></td><td>670</td><td>600</td></tr><tr><td>b) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de F (a)</td><td>----</td><td>500</td></tr></table>	a) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de B (c)	1	2		670	600	b) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de F (a)	----	500	<p>L</p> <p>Vazamento de Vapor da Válvula</p> <p><u>Sem Reaquecimento</u></p> <p>Vazão TOTAL do Vazamento da Válvula = $40 \cdot \sqrt{P_1/v_1}$</p> <p>Segunda Vazão do Vazamento da Válvula = $50 \cdot \sqrt{P_2/v_2}$</p> <p><u>Reaquecimento Subcrítico</u></p> <p>Vazão TOTAL do Vazamento da Válvula = $56 \cdot \sqrt{P_1/v_1}$</p> <p>Segunda Vazão do Vazamento da Válvula = $50 \cdot \sqrt{P_2/v_2}$</p> <p><u>Reaquecimento Supercrítico</u></p> <p>Vazão TOTAL do Vazamento da Válvula = $70 \cdot \sqrt{P_1/v_1}$</p> <p>2º ou 3º Vazão do Vazamento da Válvula = $80 \cdot \sqrt{P_2/v_2}$</p> <p>3º Vazão do Vazamento da Válvula = $60 \cdot \sqrt{P_3/v_3}$</p> <p>P_1 = Pressão do vapor de controle P_2 ou P_3 = Pressão antes da 2ª ou 3ª vazão de vazamento da válvula v = Volume específico nas pressões P_1, P_2, P_3 ou na entalpia do vapor de controle.</p>																																																																																																				
a) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de B (c)	1	2																																																																																																													
	670	600																																																																																																													
b) Entrada do tubo de "Crossover" a partir de F (a)	----	500																																																																																																													
<p>Notas:</p> <ol style="list-style-type: none">O primeiro pacote de selagem de vapor dentro de uma série será a soma das vazões para o pacote de selagem seguinte ao primeiro;O vapor de selagem nº 1 nos Diagramas A, B, C, E, G, H, I, J, K será iniciado a partir da carcaça do 1º estágio da seção.	<p>Vazões de Vapor para Selagem em lb/h.</p> <table><tr><td>Abaixo de 100 MW</td><td>Acima de 100 MW</td></tr><tr><td>Para cada exaustão final a 3.600 rpm:</td><td>Para cada exaustão final a 3.600 rpm:</td></tr><tr><td>Para a Exaustão do Vapor: 250</td><td>Para a Exaustão do Vapor: 700</td></tr><tr><td>Para o Condensador: 400</td><td>Para o Condensador: 600</td></tr><tr><td>TOTAL: 650</td><td>TOTAL: 1300</td></tr><tr><td></td><td>Para cada exaustão final a 1.800 rpm:</td></tr><tr><td></td><td>Para a Exaustão do Vapor: 1500</td></tr><tr><td></td><td>Para o Condensador: 1000</td></tr><tr><td></td><td>TOTAL: 2500</td></tr></table>		Abaixo de 100 MW	Acima de 100 MW	Para cada exaustão final a 3.600 rpm:	Para cada exaustão final a 3.600 rpm:	Para a Exaustão do Vapor: 250	Para a Exaustão do Vapor: 700	Para o Condensador: 400	Para o Condensador: 600	TOTAL: 650	TOTAL: 1300		Para cada exaustão final a 1.800 rpm:		Para a Exaustão do Vapor: 1500		Para o Condensador: 1000		TOTAL: 2500																																																																																											
Abaixo de 100 MW	Acima de 100 MW																																																																																																														
Para cada exaustão final a 3.600 rpm:	Para cada exaustão final a 3.600 rpm:																																																																																																														
Para a Exaustão do Vapor: 250	Para a Exaustão do Vapor: 700																																																																																																														
Para o Condensador: 400	Para o Condensador: 600																																																																																																														
TOTAL: 650	TOTAL: 1300																																																																																																														
	Para cada exaustão final a 1.800 rpm:																																																																																																														
	Para a Exaustão do Vapor: 1500																																																																																																														
	Para o Condensador: 1000																																																																																																														
	TOTAL: 2500																																																																																																														

A Tabela A.I.1, apresenta a constante “C”; determinada por Spencer et al (1974); que resume, para cada tipo de combinação os valores encontrados por eles (pressão de entrada e saída do vapor, folgas e área de vazão). A constante “C” é utilizada na fórmula de Martin, como segue:

$$\dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} = C \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \quad (\text{A.I.3})$$

Onde:

C = constante da vazão de selagem.

Spencer et al (1974), indicam que esta constante deverá ser aplicada somente para as combinações mostradas na Tabela A.I.1, fora desta situação o resultado será inválido. Para utilizar os dados da Tabela A.I.1 no cálculo do vapor de selagem, o procedimento seguinte poderá ser utilizado.

Partindo de um diagrama de balanço de massa e energia previamente estabelecido, deve-se encontrar um sistema de selagem que seja o mais similar a um dos apresentados na Tabela A.I.1; por exemplo: dado um diagrama de balanço térmico já estabelecido, a combinação “B” é mais similar ou próxima ao do balanço, como ilustra a Figura A.I.2.

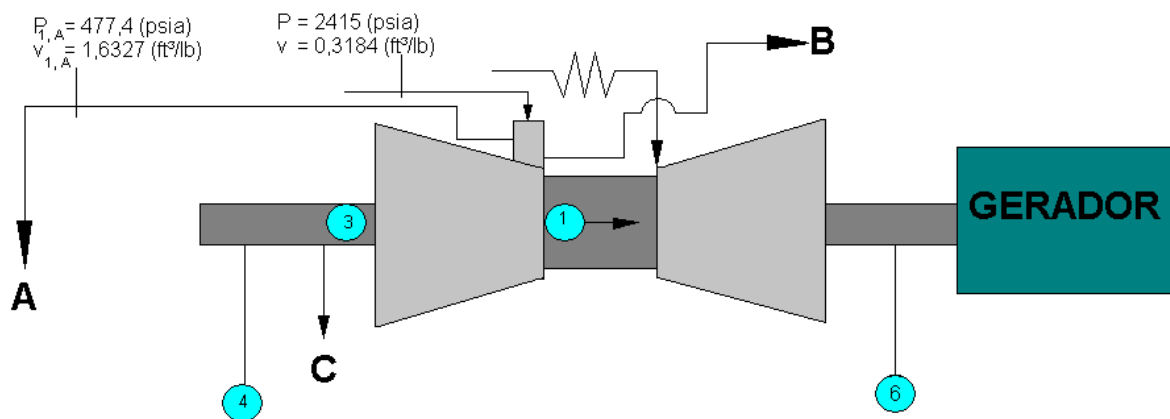


Figura A.I.2: Vazões de Vapor de Selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

Com os dados do balanço térmico e da combinação “B”, pode-se montar a Tabela A.I.2:

Tabela A.I.2: Vazões de vazamento de Vapor da Válvula Parcializadora (fonte:SPENCER ET AL, 1974).

Vazão de Vapor	Constante “C”	$\sqrt{\left(\frac{P_{1,A}}{\vartheta_{1,A}}\right)}$	$\dot{m}_{vvp}\left(\frac{\text{lb}}{\text{h}}\right)$
Vazão total	56,00	87,09	4.877,00
Vazão “A” da válvula parcializadora	50,00	17,10	855,00
Vazão “B” da válvula parcializadora	—	—	4.877,00 – 855,00 = 4.022,00

Onde:

\dot{m}_{vvp} = vazão mássica do vapor de vazamento da válvula parcializadora (lb/h);

$P_{1,A}$ = pressão do vapor para o regulador do vapor de selagem (psia);

$\vartheta_{1,A}$ = volume específico do vapor para o regulador do vapor de selagem (pé³/lb).

Desta maneira, poderão ser determinadas as vazões “A” e “B” da combinação de selagem. Continuando; ainda do balanço térmico e da combinação “B” pode-se montar a seguinte tabela com as vazões de selagem.

Tabela A.I.3: Vazões do Vapor de Selagem (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

Vazão de Vapor	Constante “C”	$\sqrt{\left(\frac{P_1}{\vartheta_1}\right)}$	$\dot{m}_{vvs}\left(\frac{\text{lb}}{\text{h}}\right)$
1	500,00	58,61	29.306,00
3	620,00	21,81	13.519,00
4	970,00	4,68	4.541,00
C	Por diferença	—	8.978,00
6	600,00	4,49	2.696,00

Onde:

\dot{m}_{vvs} = vazão mássica do vapor de selagem (lb/h);

P_1 = pressão de entrada no labirinto (psia);

ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb).

Spencer et al (1974), informam ainda que; quando os valores de pressão e do volume específico do vapor estiverem no sistema internacional de unidades, deverão ser realizadas as devidas conversões para o sistema inglês e vice – versa, para o uso deste procedimento de cálculo.

Apêndice II

*CÁLCULO DAS
EFICIÊNCIAS DAS
SEÇÕES DE ALTA,
MÉDIA E BAIXA
PRESSÃO DA
TURBINA A VAPOR.*

APÊNDICE II – CÁLCULO DAS EFICIÊNCIAS DAS SEÇÕES DE ALTA, MÉDIA E BAIXA PRESSÃO DA TURBINA A VAPOR

Os gráficos e equações a seguir correspondem ao procedimento de cálculo das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão realizados por Spencer et al (1974).

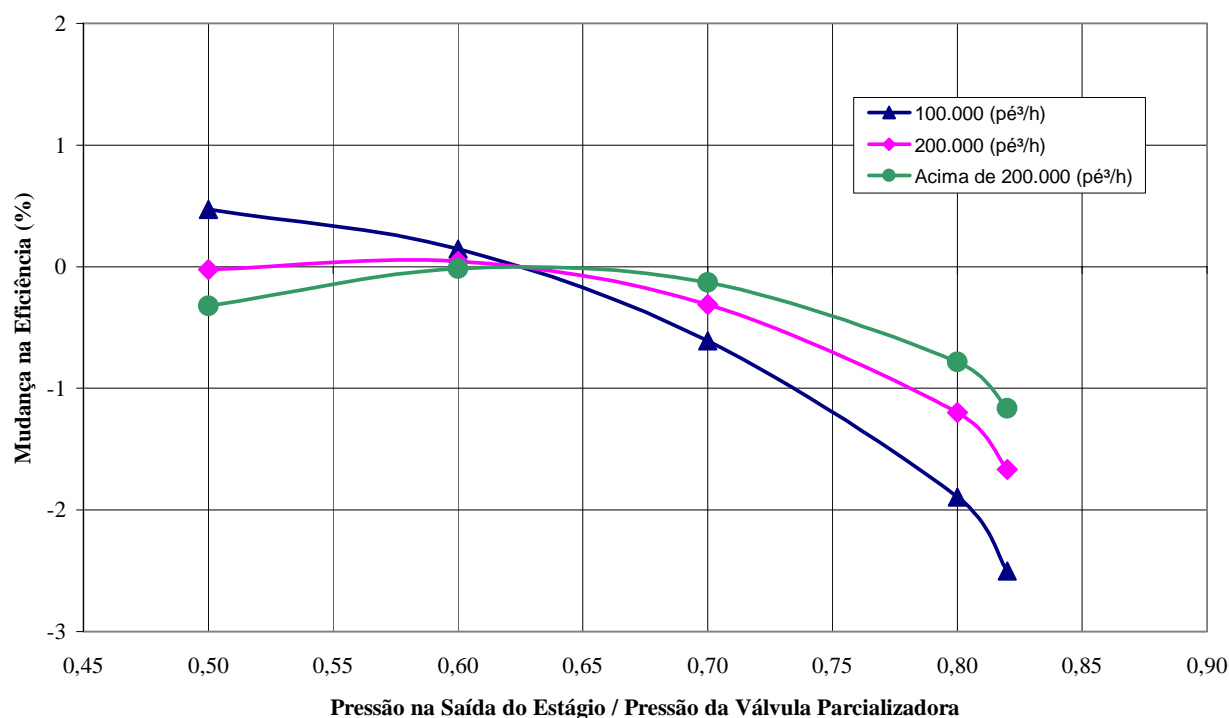


Figura A.II.1: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com dois estágios governantes (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^I A_i \cdot x_1^i \right] + \left[\frac{\sum_{i=0}^I B_i \cdot x_2^i}{Q \cdot g} \right] \quad (\text{A.II.1})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= 0 & B_0 &= 0 \\ A_1 &= -1,6649986 & B_1 &= 798.267,50 \\ A_2 &= -22,538964 & B_2 &= -7.540,70 \\ A_3 &= 19,464851 & B_3 &= -154.269,4 \\ x_1 &= 0,625 - \frac{P_1}{P_t} & x_2 &= Q \cdot g \end{aligned}$$

A Figura A.II.1 representa uma seção sem reaquecimento do tipo com condensação, com 2 estágios governantes onde a variação em porcentagem da eficiência da seção será determinada para a vazão mássica do vapor determinada no projeto da turbina.

Esta variação da eficiência da seção em função da vazão mássica de vapor de projeto pode variar entre -2,5% a +0,5% sobre a eficiência inicial calculada para a seção.

A faixa de pressão, ou a razão entre a pressão na saída do estágio pela pressão na entrada da válvula parcializadora se estende de 0,5 até 0,83; mas, para uma razão de pressão de 0,625 nenhuma variação na eficiência da seção irá ocorrer.

A curva de correção (ou variação da eficiência) é válida apenas para vazões mássicas de vapor maiores ou iguais a 100.000 (pé³/h) (0,8m³/s).

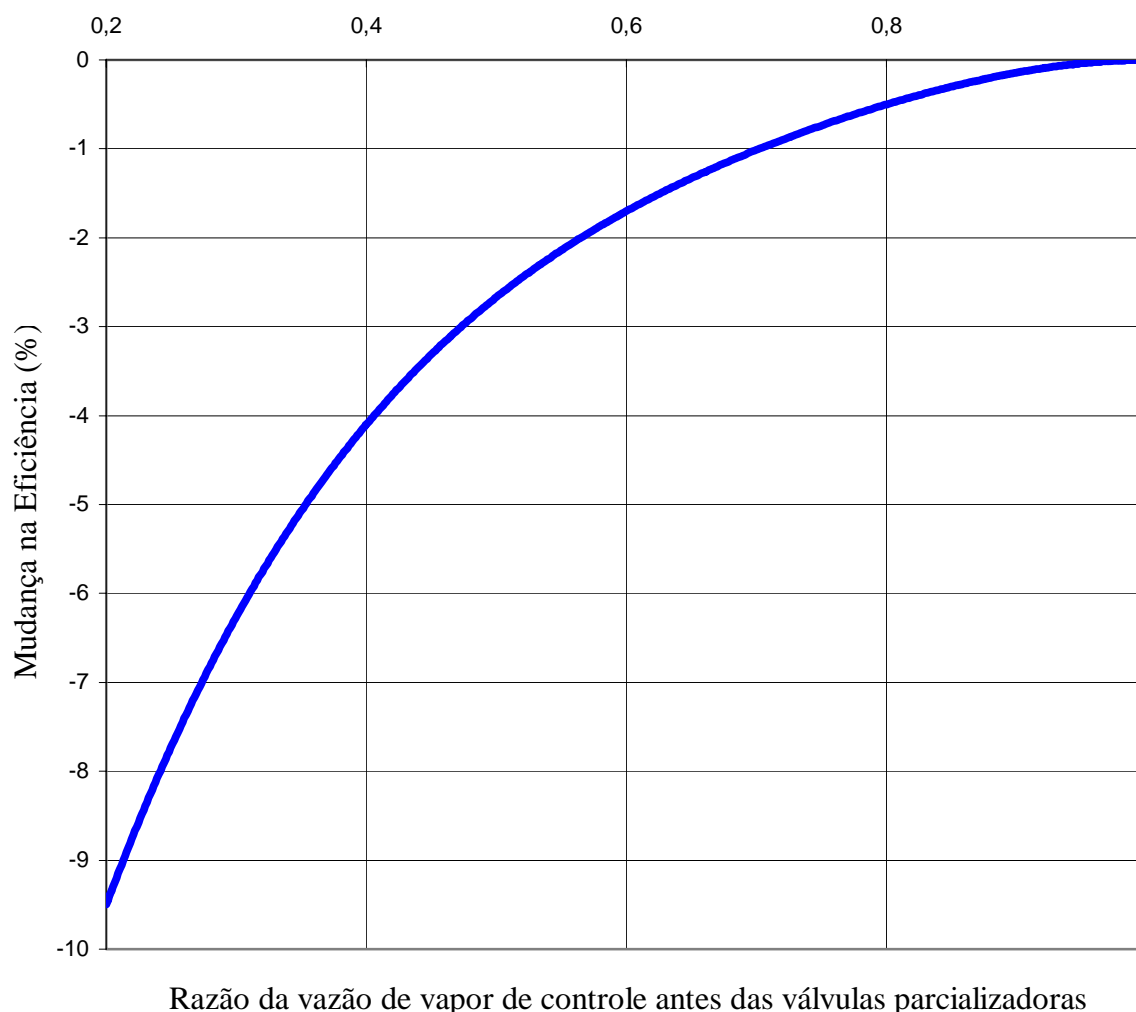


Figura A.II.2: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com dois estágios governantes, correção para a vazão de projeto e a razão de pressão do estágio governante (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^I A_i \cdot x_i^i \right] \quad (\text{A.II.2})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= 0 & A_4 &= -485,99735 \\ A_1 &= 2,4462684 & A_5 &= -674,41251 \\ A_2 &= -41,904570 & A_6 &= -342,16474 \\ A_3 &= -164,13062 & x &= \log_{10}(\text{TFR}) \end{aligned}$$

A Figura A.II.2 representa a mudança (ou variação) na eficiência calculada para a razão de pressão. A faixa aplicável da razão de pressão a Figura A.II.2 pode ser utilizada varia entre 0,2 a 1, sendo que a variação (ou mudança) sobre a eficiência varia entre -9,5% a 0% sobre a eficiência calculada.

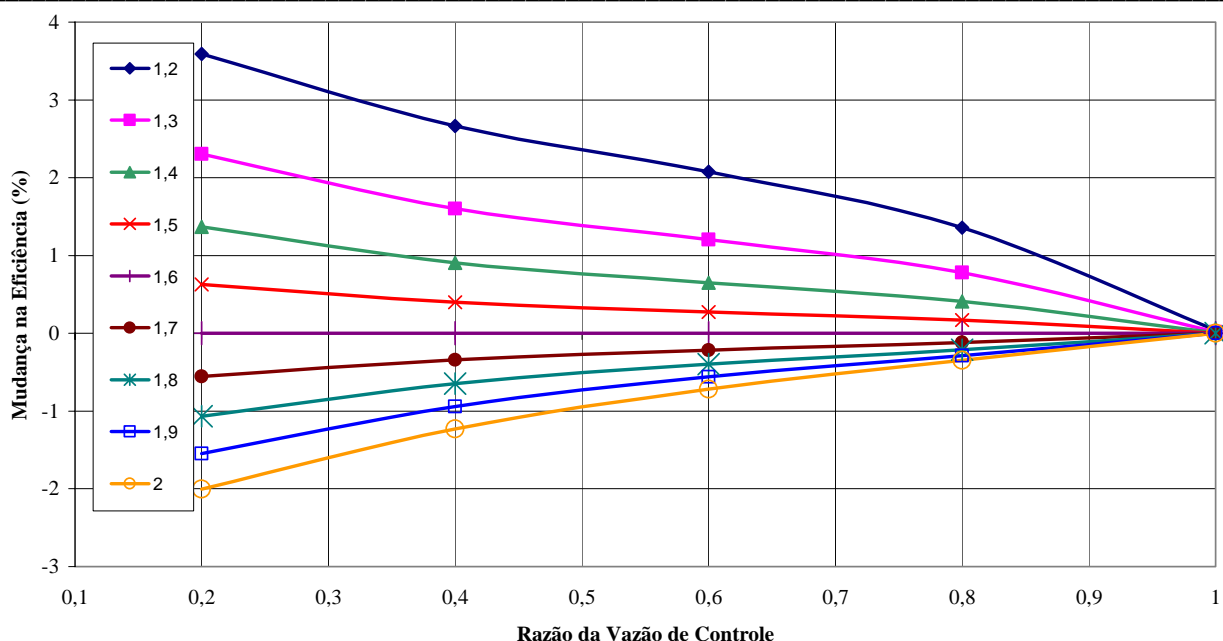


Figura A.II.3: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com 2 estágios governantes, correção para a razão de pressão do estágio governante (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.3})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{01} = A_{02} = A_{03} &= 0 & A_{22} &= -23,404163 \\ A_{10} &= -24,899722 & A_{23} &= -102,17991 \\ A_{11} &= 63,299521 & A_{30} &= -17,632581 \\ A_{12} &= -75,518221 & A_{31} &= 308,12317 \\ A_{13} &= 37,084109 & A_{32} &= 594,36987 \\ A_{20} &= -0,71362812 & A_{33} &= -269,89024 \\ A_{21} &= -23,404163 \end{aligned}$$

$$x_1 = \text{TFR} \quad x_2 = 0,625 - \frac{P_1}{P_t}$$

A Figura A.II.3 representa a correção da eficiência calculada para a razão de pressão do estágio governante calculada durante o teste de desempenho da turbina. A razão de vazão calculada no teste pode variar entre 0,2 a 1,0.

A curva a ser usada no cálculo da variação da eficiência é escolhida a partir da razão de pressão do estágio governante (ou seja, a pressão do estágio governante pela pressão na saída deste estágio), a qual pode variar entre 1,2 a 2,0. Para uma razão de pressão de 1,0 não existe correção ou variação na eficiência da seção. A maior correção da eficiência para uma razão de

pressão do estágio governante com valor de 1,2 é de + 3,2% sobre a eficiência calculada para a seção; enquanto que para um valor de 2,0 é de – 2,0% sobre a eficiência calculada.

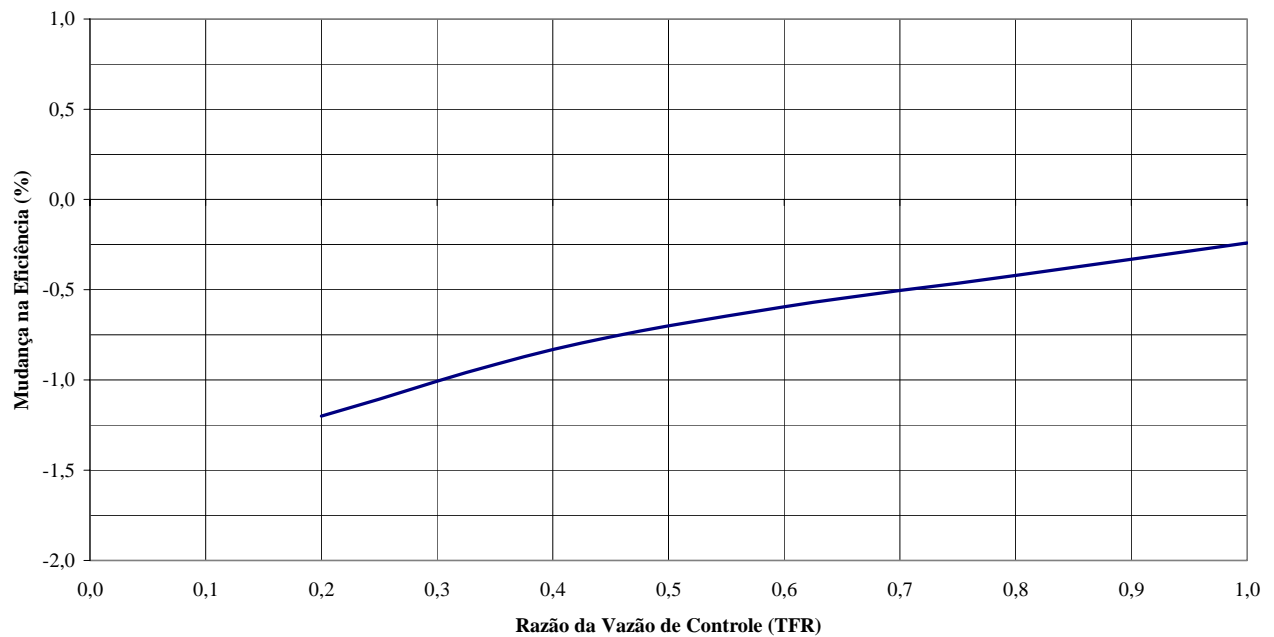


Figura A.II.4: Correção da eficiência para uma turbina condensante sem reaquecimento, com 2 estágios governantes, correção para a média de “loops” da válvula parcializadora. (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \quad (\text{A.II.4})$$

Onde:

$$\begin{array}{ll} A_0 = -1,771 & A_2 = -3,389 \\ A_1 = 3,475 & A_3 = 1,445 \\ x = \text{TFR} \end{array}$$

A Figura A.II.4 mostra a variação da eficiência em torno de – 1,2% a – 0,5% sobre a eficiência calculada.

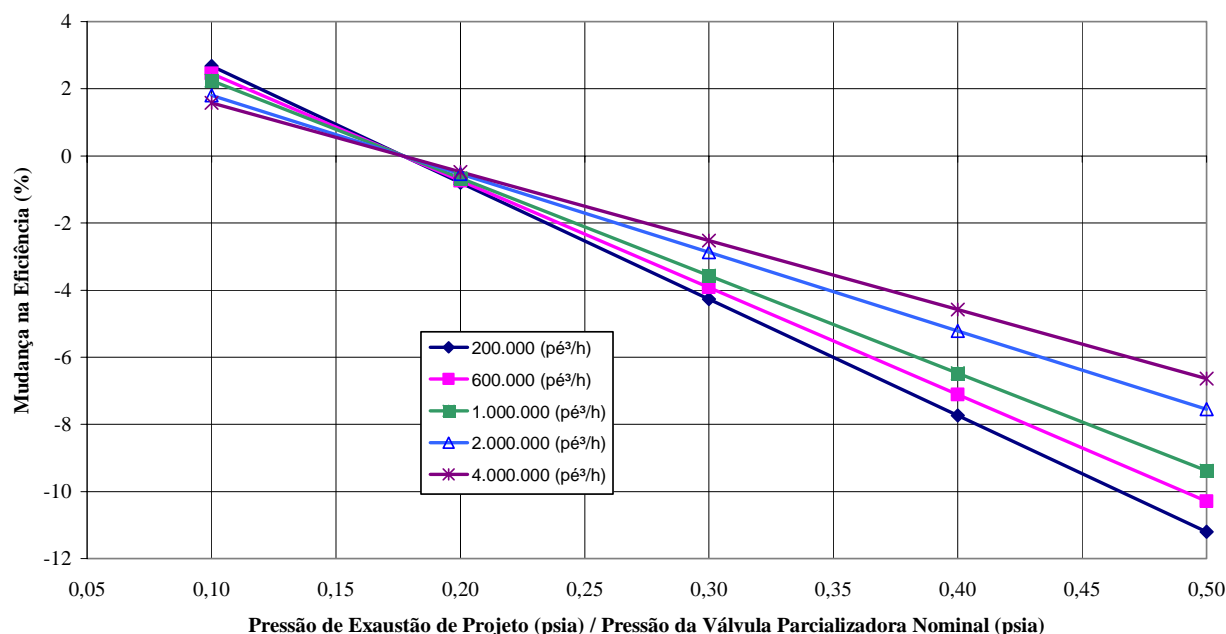


Figura A.II.5: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção para a razão de pressão na vazão de projeto. (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.5})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= 11,151 & A_{10} &= -0,50091 \\ A_{01} &= -63,0 & A_{11} &= 2,83 \\ x_1 &= \frac{P_{xd}}{P_t} & x_2 &= \ln(Q \cdot 9) \end{aligned}$$

A Figura A.II.5 mostra que a razão de pressão é definida como a pressão de exaustão sobre a pressão de vapor na válvula parcializadora. Sendo que a sua faixa de aplicação varia entre 0,1 a 0,5.

A variação da eficiência sobre a eficiência calculada é determinada a partir da curva da vazão de vapor medido durante o teste. Caso a vazão medida seja diferente das disponíveis na figura acima, uma interpolação poderá ser utilizada. Sobre essas curvas a variação da eficiência poderá ser 2,2% maior do que a calculada, ou até -9,2% menor do que a calculada.

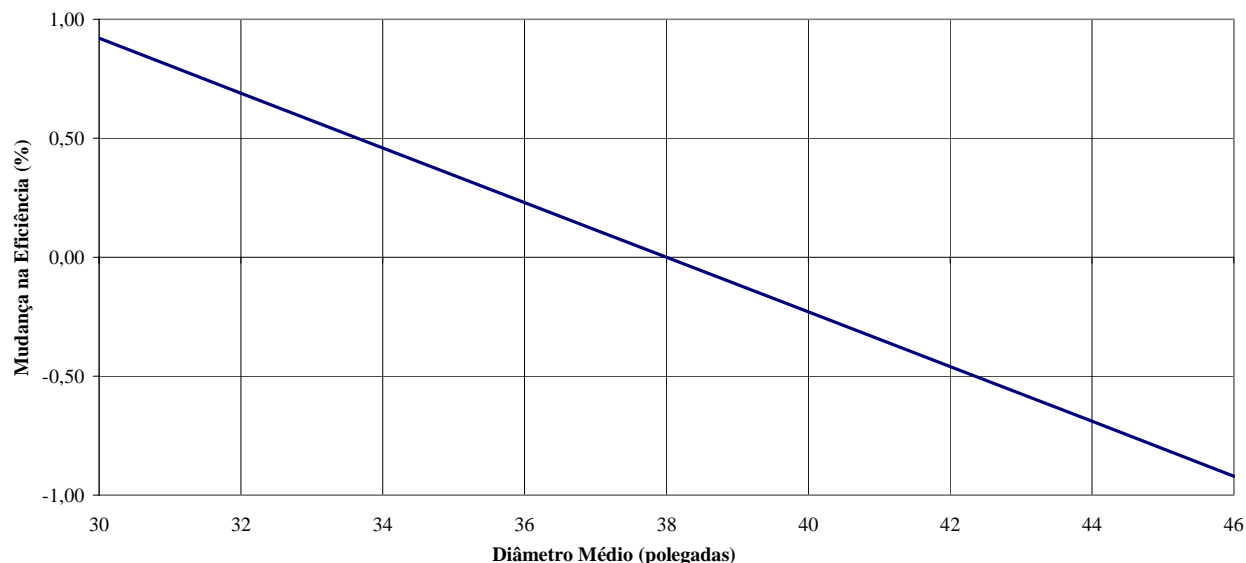


Figura A.II.6: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio governante em polegadas (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \quad (\text{A.II.6})$$

Onde:

$$A_0 = 4,37 \quad A_1 = - 0,115$$

$x = \text{Diâmetro Médio em Polegadas}$

A Figura A.II.6 representa a variação de pressão sobre a eficiência calculada a partir do diâmetro médio do 1º estágio da turbina. A faixa de aplicação desta curva de variação da eficiência se aplica para um diâmetro médio variando entre 30 a 46 polegadas (762 mm a 1168 mm).

Sobre esta faixa a eficiência calculada pode variar entre + 0,9% a – 0,9% com 0% de variação para um diâmetro médio de 38 polegadas (965 mm). Esta curva é válida apenas para a seção (ou estágio) de alta pressão com uma rotação de 3600 rpm.

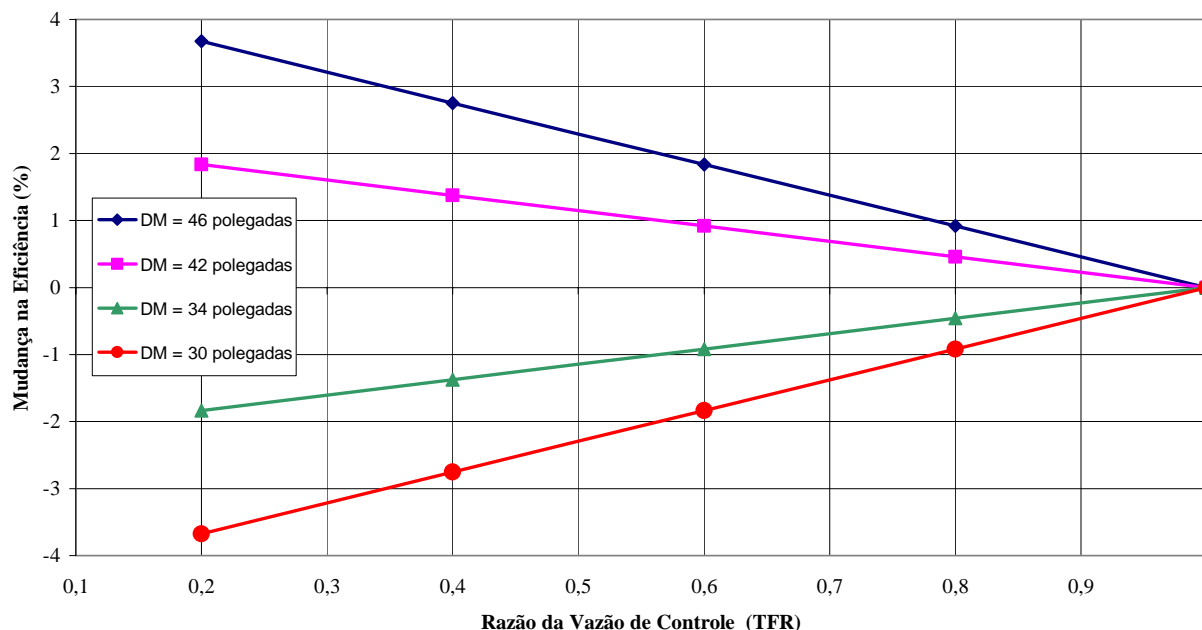


Figura A.II.7: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio governante em polegadas e a turbina operando em carga parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.7})$$

Onde:

$$\begin{array}{ll} A_{00} = - 21,8085 & A_{10} = 0,573908 \\ A_{01} = 21,8085 & A_{11} = - 0,573908 \\ x_1 = \text{TFR} & x_2 = \text{Diâmetro Médio em Polegadas} \end{array}$$

A Figura A.II.7 é muito semelhante a Figura A.II.6, sendo que a diferença está em que para a Figura A.II.7, a correção da eficiência é para a carga nominal (carga base), enquanto que a Figura A.II.6 é válida para as cargas parciais.

A variação na eficiência calculada para as cargas parciais, pode variar entre – 3,7% até + 3,7% sobre a eficiência calculada.

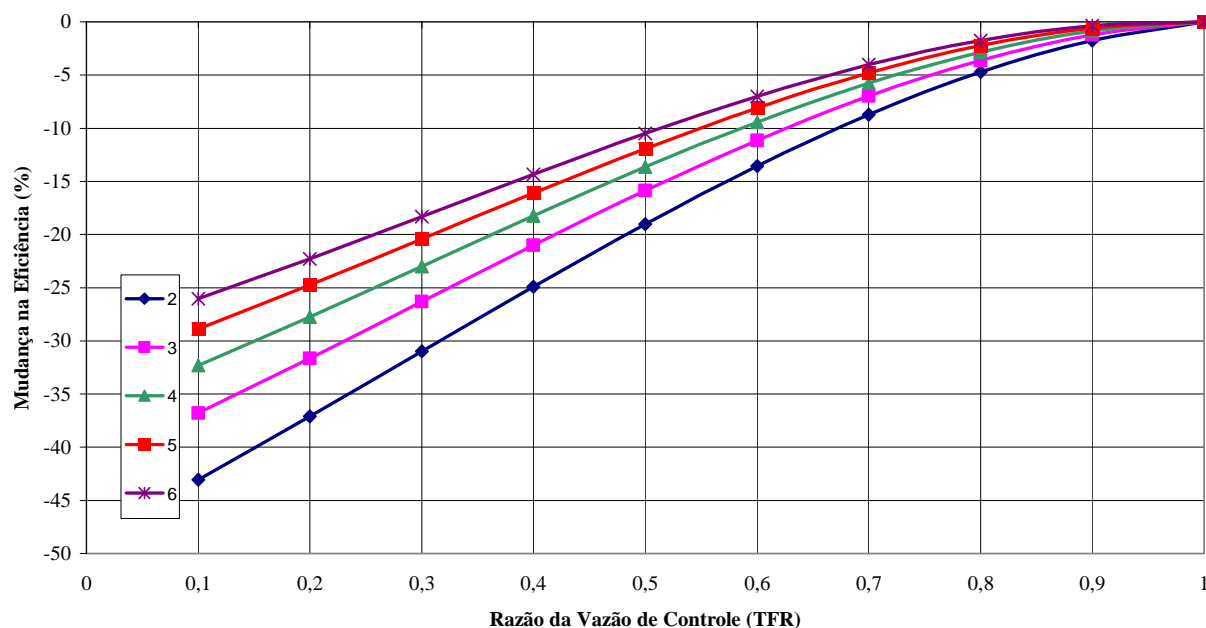


Figura A.II.8: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio governante, correção da eficiência para razão da vazão de controle (TFR) e a turbina operando em carga parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.8})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= -60,75 & A_{10} &= 17,50 \\ A_{01} &= 66,85 & A_{11} &= -20,02 \\ A_{02} &= 29,75 & A_{12} &= -0,525 \\ A_{03} &= -35,85 & A_{13} &= 3,045 \\ x_1 &= \text{TFR} & x_2 &= \ln \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right) \end{aligned}$$

A Figura A.II.8 mostra a razão da vazão do vapor de controle (ou a vazão de vapor proveniente das válvulas parcializadoras) variando numa faixa entre 0,2 a 1,0. A curva a ser utilizada é selecionada a partir da razão de pressão (pressão de entrada na seção / pressão de saída na seção), a qual varia entre 2 a 6. Com uma razão de pressão igual a 1 não existe qualquer correção ou mudança na eficiência. Com uma razão de pressão igual a 2, a faixa de correção ou mudança na eficiência varia de -2,2% para uma razão de pressão de 6 para até -37% para uma razão de pressão igual a 2.

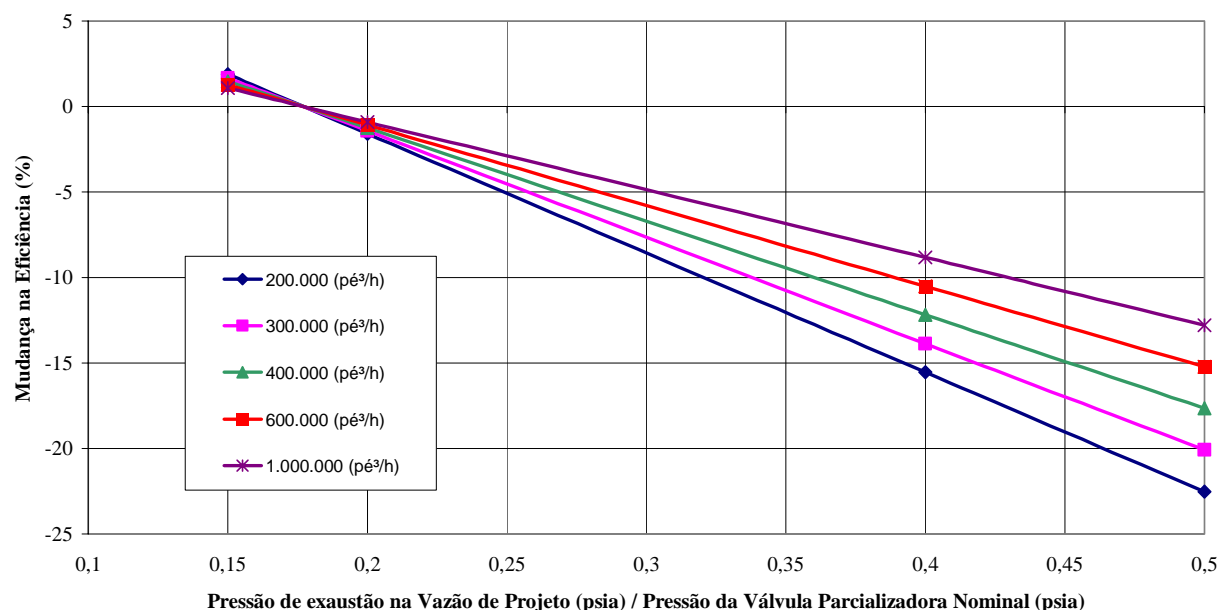


Figura A.II.9: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.9})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= 25,665 & A_{10} &= -1,33281 \\ A_{01} &= -145,0 & A_{11} &= 7,53 \\ x_1 &= \frac{P_{xd}}{P_t} & x_2 &= \ln(Q \cdot 9) \end{aligned}$$

A Figura A.II.9 mostra a variação da eficiência a partir da razão de pressão de exaustão na vazão de projeto / pressão da válvula parcializadora nominal. A faixa de valores para a razão de pressão varia de 0,15 a 0,5. A curva a ser utilizada é selecionada a partir da vazão mássica de vapor de projeto da turbina para a seção em estudo, o qual varia entre 200.000 (pé³/h) (1,57 m³/s) a 1.000.000 (pé³/h) (7,87 m³/s). Para uma razão de pressão igual a 0,177 não existe qualquer variação na eficiência.

A variação máxima positiva na eficiência para uma razão de pressão de 0,15 é igual a 1,4%; enquanto que a variação máxima negativa na eficiência para uma razão de pressão de 0,5 pode chegar a -17,1%.

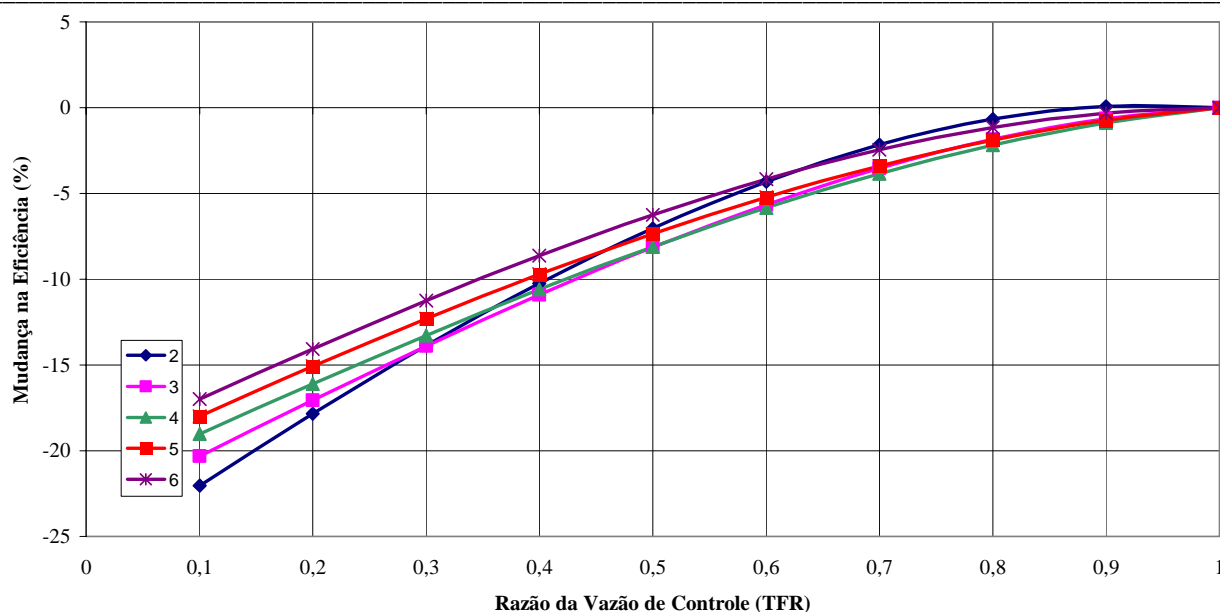


Figura A.II.10: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto e a turbina operando a carga parcial (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.10})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} = A_{10} = A_{20} = A_{30} = 0 & \quad A_{21} = 4,0479550 \\ A_{01} = 42,676909 & \quad A_{22} = -1,4725197 \\ A_{02} = -89,391147 & \quad A_{23} = -4,0183332 \\ A_{03} = 9,0376638 & \quad A_{31} = -0,14502211 \\ A_{11} = -26,221836 & \quad A_{32} = -0,18580363 \\ A_{12} = 25,549385 & \quad A_{33} = 0,42657518 \\ A_{13} = 8,8283868 & \end{aligned}$$

$$x_1 = 1 - \text{TFR} \quad x_2 = \frac{P_t}{P_{xd}}$$

A Figura A.II.10 mostra uma razão da vazão mássica do vapor de controle que pode variar entre 0,2 a 1,0. Para selecionar a curva adequada para o estudo da eficiência da seção deve-se usar a razão de pressão (pressão de entrada na seção / pressão de saída na seção). Esta razão de pressão é definida como a razão de pressão do vapor de controle pela pressão de exaustão na vazão de projeto. Esta razão pode variar entre 2 a 6. Não existe variação na eficiência com uma razão de pressão igual a 1.

A variação máxima na eficiência para uma razão de pressão igual a 6 pode chegar em – 14% enquanto que para uma razão de pressão igual a 2 a variação na eficiência pode chegar a – 17,7%

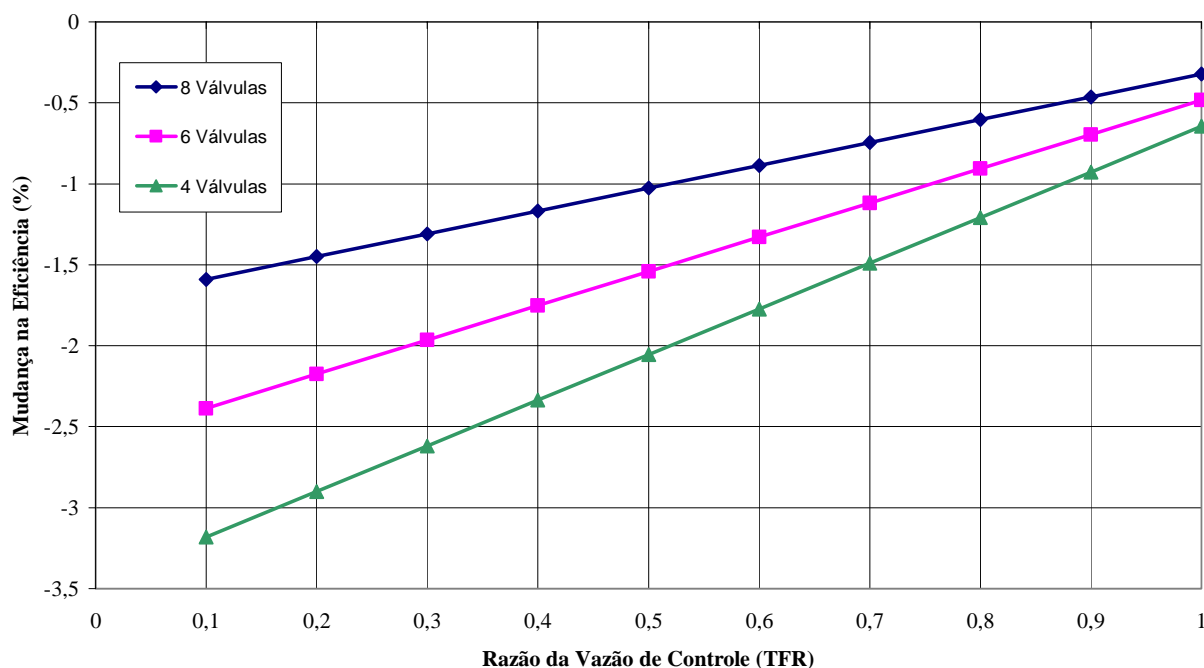


Figura A.II.11: Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 ou 2 estágios governantes, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) e a média dos “loops” das válvulas parcializadoras (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left(\frac{P_{xd}}{0,26 \cdot P_t} \right) \cdot \left[\sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \right] \quad (\text{A.II.11})$$

Onde:

$$\begin{array}{ll} A_{00} = -5,4 & A_{10} = 0,45 \\ A_{01} = 4,395 & A_{11} = -0,36625 \\ x_1 = \text{TFR} & x_2 = \text{Número de Válvulas} \end{array}$$

Na Figura A.II.11 a curva a ser utilizada é selecionada pelo número de válvulas da turbina (válvula de controle), ou seja, entre 4 a 8 válvulas. Para uma turbina a vapor com 8 válvulas de controle a eficiência da seção varia de – 1,35% a – 0,35%. (6 válvulas: - 2,0% a – 0,5% e 4 válvulas: - 2,7% a -0,65%).

Esta variação é então corrigida pela multiplicação da razão entre: a pressão de exaustão da seção na vazão mássica de vapor de projeto pela pressão da válvula de controle durante o teste; dividido por 0,26. Isto porque as curvas foram geradas para uma razão de pressão de 0,26.

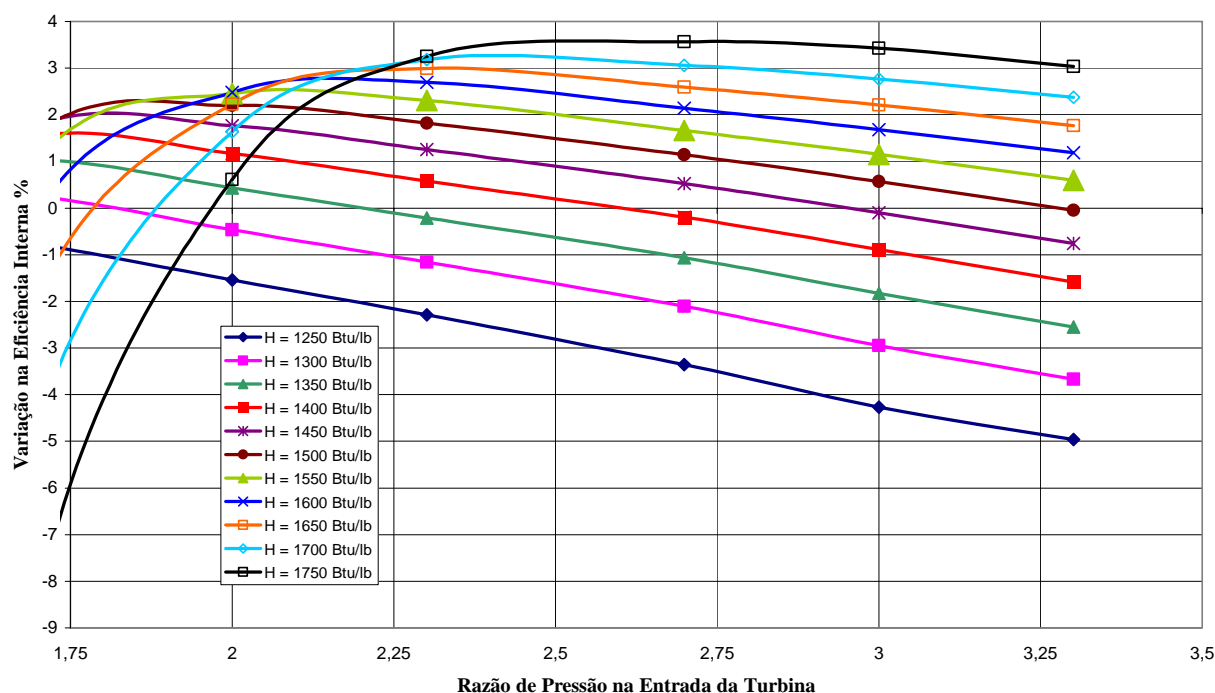


Figura A.II.12: Correção da eficiência para a turbina da seção de pressão intermediária, sem estágio governante, 3.600 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\eta = A + \left(\frac{B}{Q \cdot 9} \right) \quad (\text{A.II.12})$$

Onde:

$$A = 90,799 + 0,7474 \cdot \left[\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} \right) - 0,3 \right] - \left[\frac{0,5454}{\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3 \right)} \right]$$

$$B = -505000 + 077568 \cdot \left[\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} \right) + 0,8 \right] - \left[\frac{1262500}{\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8 \right)} \right]$$

A Figura A.II.12 determina a eficiência interna para uma seção com pressão intermediária. Estas curvas podem ser usadas a partir de uma vazão volumétrica entre 0,3 a $1,0 \times 10^6$ (pé³/h/N).

Para seleccionar a curva basta dividir a pressão de entrada da seção pela pressão do vapor de saída da seção.

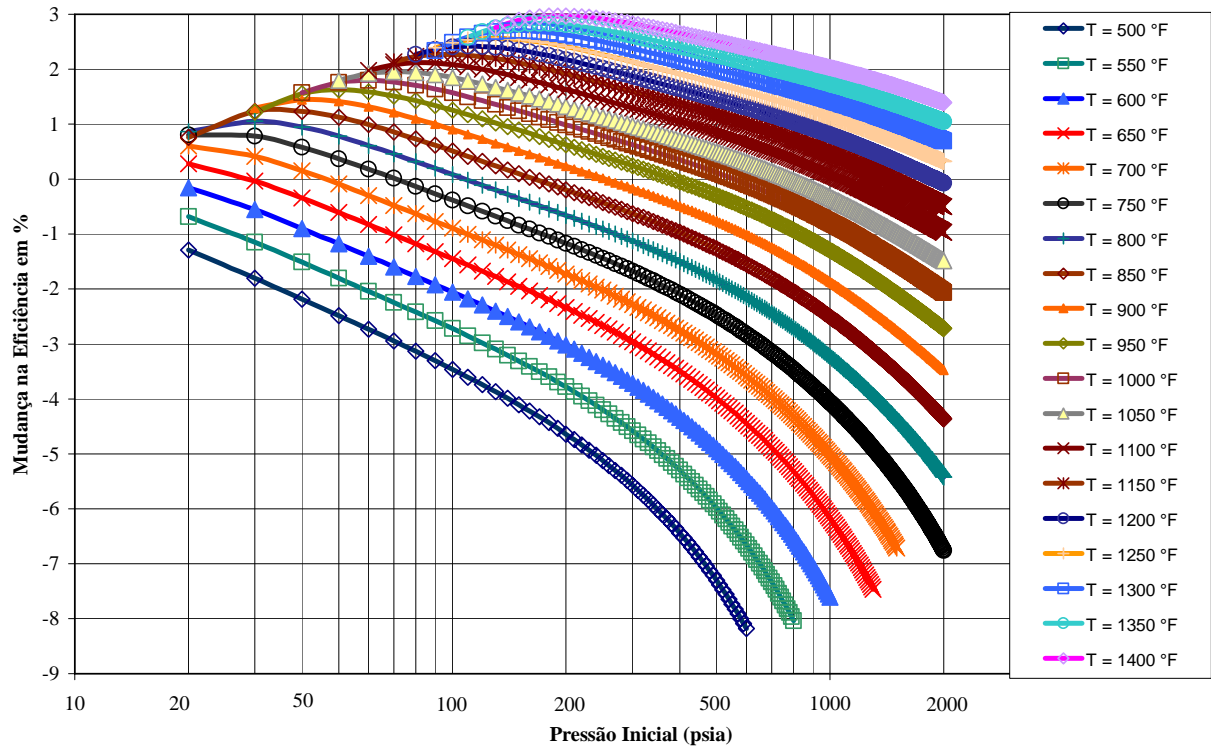


Figura A.II.13: Correção da eficiência da Seção reaquecida ou não, com condensação para as condições iniciais de pressão e temperatura do vapor, para turbinas com rotação de 3.600 e / ou 1.800 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \quad (\text{A.II.13})$$

Onde:

$A_{00} = 28,232252$	$A_{24} = 0,39705804 \cdot 10^{-3}$
$A_{01} = - 92,390491$	$A_{25} = - 0,73533255 \cdot 10^{-4}$
$A_{02} = - 625,79590$	$A_{30} = 0,12050837 \cdot 10^{-5}$
$A_{03} = 207,23010$	$A_{31} = 0,26826382 \cdot 10^{-6}$
$A_{05} = - 22,516388$	$A_{32} = - 0,67887771 \cdot 10^{-6}$
$A_{10} = - 0,047796308$	$A_{33} = 0,52886157 \cdot 10^{-6}$
$A_{11} = 1,2844571$	$A_{34} = - 0,24106229 \cdot 10^{-6}$
$A_{12} = 0,38556961$	$A_{35} = 0,37881801 \cdot 10^{-7}$
$A_{13} = - 0,039652999$	$A_{40} = - 0,50719109 \cdot 10^{-9}$
$A_{14} = - 0,27180357$	$A_{41} = 0,26393497 \cdot 10^{-9}$
$A_{15} = 0,064869467$	$A_{42} = 0,38021911 \cdot 10^{-10}$
$A_{20} = - 0,69791427 \cdot 10^{-3}$	$A_{43} = - 0,10149993 \cdot 10^{-9}$
$A_{21} = - 0,17037268 \cdot 10^{-2}$	$A_{44} = 0,47757232 \cdot 10^{-10}$
$A_{22} = 0,86563845 \cdot 10^{-3}$	$A_{45} = - 0,70989561 \cdot 10^{-11}$
$A_{23} = - 0,59510660 \cdot 10^{-3}$	
$x_1 = \log_{10}^P$	$x_2 = H^*$

Observação: $H^* = H$ a não ser que a entropia $s > 2,0041$ Btu/lb °R, então:

H^* = a menor entalpia H ou H_T , onde:

$$H_T = 1,154 + 80 \cdot P + 88 \cdot P^2$$

H_T = a entalpia do vapor de controle (vapor após as válvulas parcializadoras)

P = pressão do vapor antes das válvulas interceptadoras.

A Figura A.II.13 determina a variação (ou correção) da eficiência para as condições iniciais de pressão e temperatura do vapor. A faixa de pressão válida para as curvas varia de 20 a 2000 (psia) (1,4 bar a 138 bar). A curva que será utilizada é selecionada sob as condições iniciais de temperatura em °F. A faixa de temperatura válida para estas curvas está entre 500°F a 1400°F (260 °C a 760°C).

As correções da eficiência serão positivas para altos valores de temperatura e negativa para temperaturas mais baixas. Por exemplo: a 760 °C e 69 bar, a correção da eficiência será de + 2,0%.

Com 760 °C e 14 bar a correção será de + 2,9% (correção máxima da figura). Para uma temperatura de 482°C e 69 bar a correção será de – 1,9% na eficiência enquanto que para 482°C e 14 bar a correção será de + 0,2%.

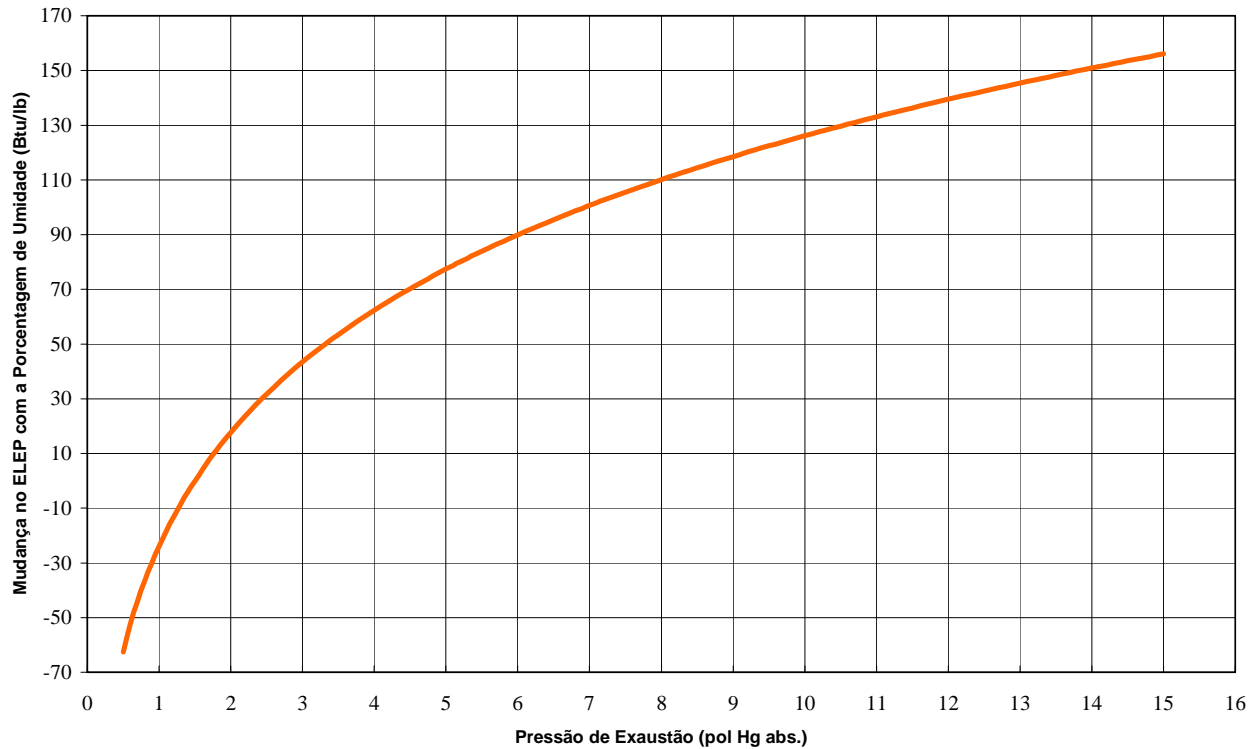


Figura A.II.14: Correção do ELEP para a pressão de exaustão para seções reaquecidas ou não e com rotação da turbina de 3.600 e/ ou 1.800 rpm (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\Delta \text{ELEP}_0 = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \quad (\text{A.II.14})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -23,984811 & A_2 &= 3,1849404 \\ A_1 &= 57,862440 & x &= \ln(\text{pol Hg abs.}) \end{aligned}$$

A Figura A.II.14 mostra a correção para o ELEP para uma determinada pressão de exaustão.

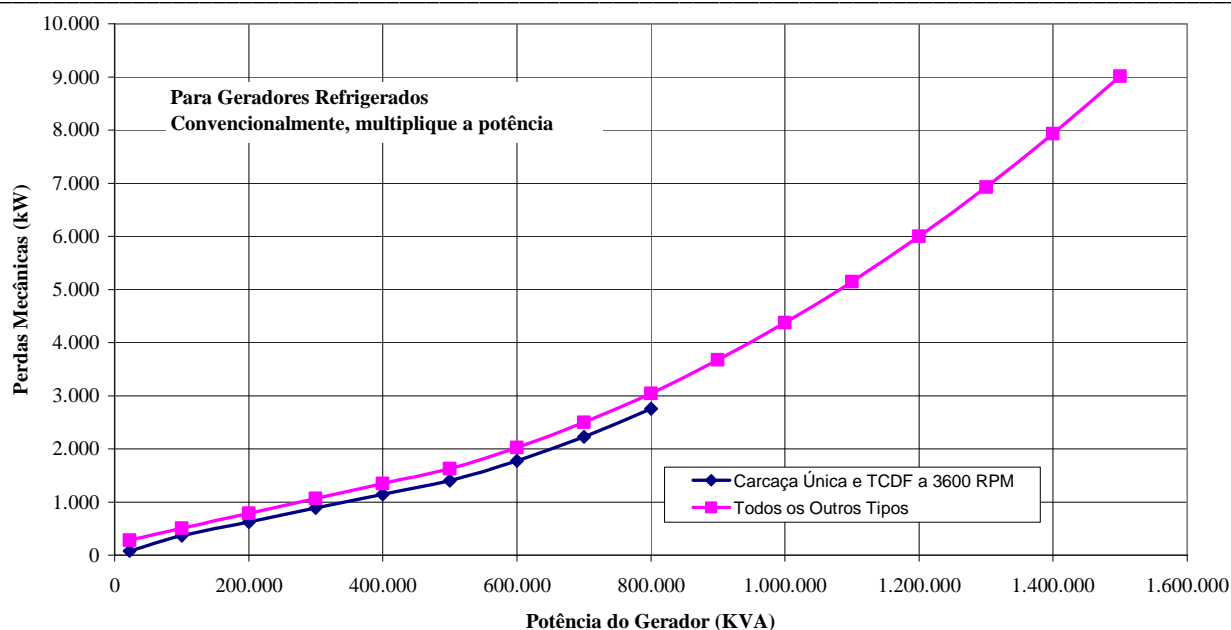


Figura A.II.15: Curva para a determinação das perdas mecânicas (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$ML = \left(\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \right) + \Delta ML \quad (A.II.15)$$

Onde:

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 22.000 a 110.000 kVA*:

$$\begin{aligned} A_0 &= -2,78061 & A_2 &= 6,63281 \cdot 10^{-9} \\ A_1 &= 3,69116 \cdot 10^{-3} & A_3 &= -6,98336 \cdot 10^{-14} \end{aligned}$$

*Para geradores refrigerados convencionalmente, multiplicar a potência reativa nominal por 1,1.

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 110.000 kVA e acima:

$$A_0 = 105,1185 \quad A_1 = 2,5948815 \cdot 10^{-3}$$

Para todos os outros tipos:

$$A_0 = 220,0 \quad A_1 = 2,82 \cdot 10^{-3}$$

A Figura A.II.15 mostra as curvas que determinam as perdas mecânicas da turbina a vapor em kW a partir de uma determinada potência no gerador elétrico em kVA.

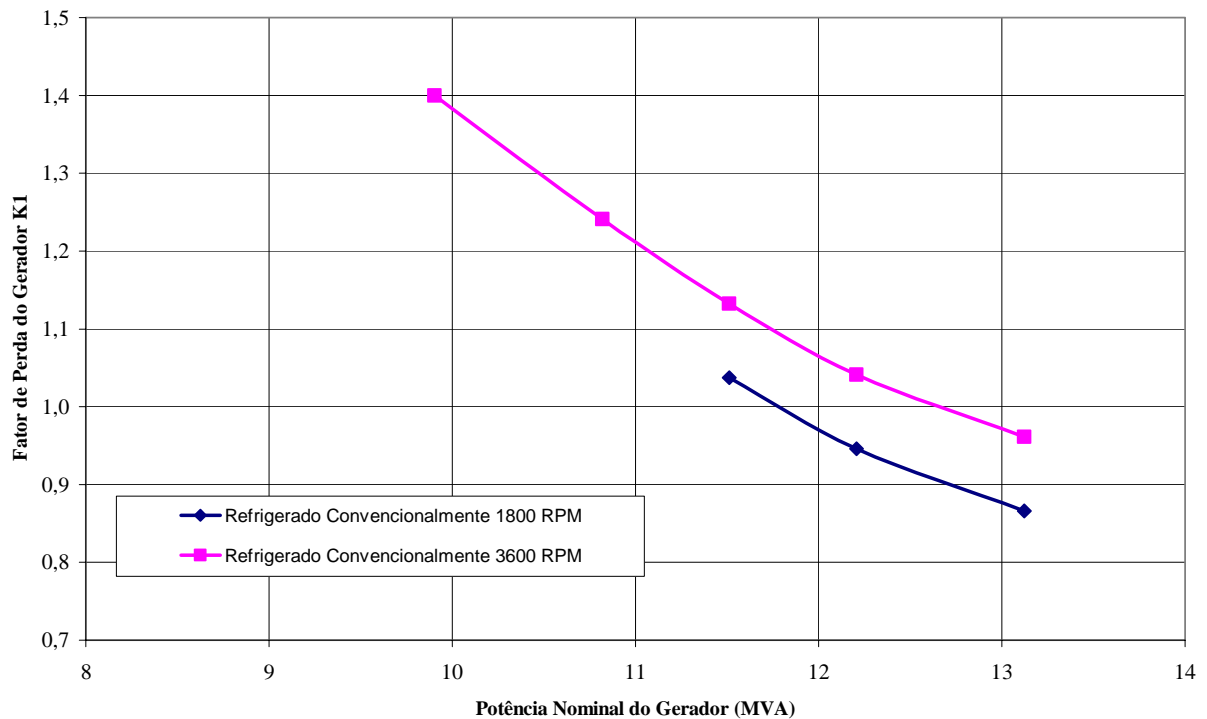


Figura A.II.16: Curvas para a determinação do fator de perdas K_1 no gerador (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\Delta ML = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \quad (\text{A.II.16})$$

Onde:

Caso a potência reativa do gerador seja abaixo de 500.000 kVA*:

$$\Delta ML = 0,0 \quad x = \text{kVA (Potência Reativa do Teste)}$$

Caso a potência reativa do gerador seja de 500.000 kVA e acima:

$$\begin{aligned} A_0 &= 570,0 & A_2 &= 3,8 \cdot 10^{-9} \\ A_1 &= -3,04 \cdot 10^{-3} & x &= \text{kVA (Potência Reativa do Teste)} \end{aligned}$$

Na Figura A.II.16 as curvas determinam o fator de perda no gerador para uma determinada potência nominal em MVA. Este fator será usado na correção da potência do gerador elétrico.

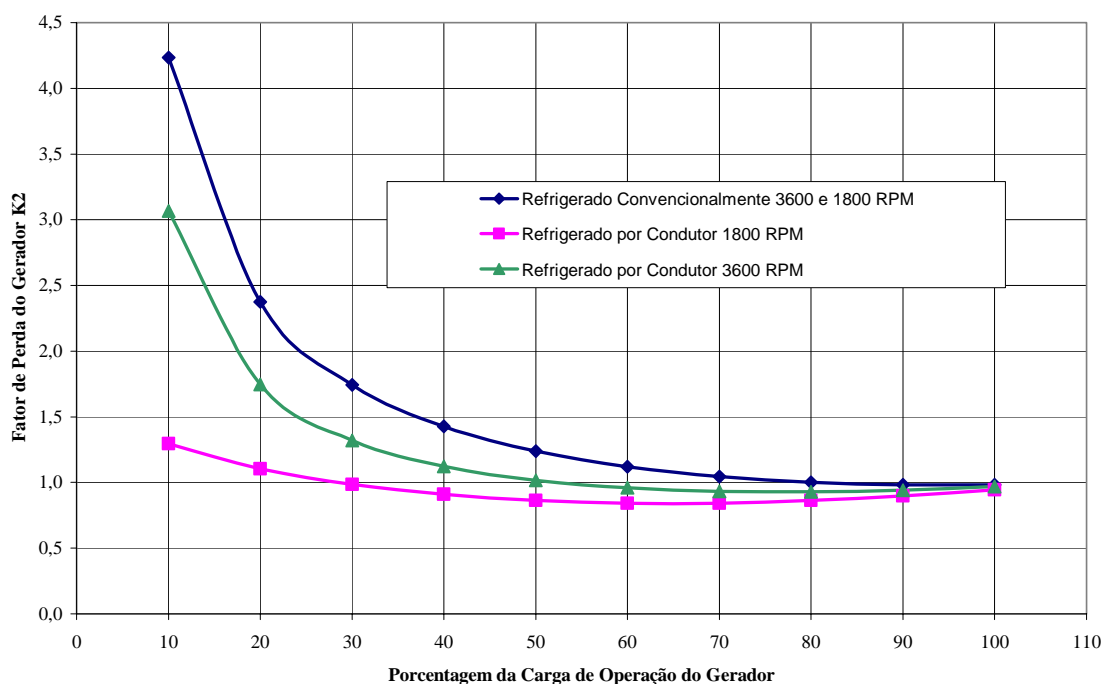


Figura A.II.17: Curvas para a determinação de perdas K_2 do gerador (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

Caso o gerador seja convencionalmente refrigerado:

$$K_1 = \Delta + \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \quad (\text{A.II.17.A})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,34293488 \cdot 10^0 & \text{Para 3.600 rpm: } \Delta &= 0,0 \\ A_1 &= 0,89126466 \cdot 10^0 & \text{Para 1.800 rpm: } \Delta &= -0,095 \\ A_2 &= -0,10877851 \cdot 10^0 & x &= \ln(\text{kVA}) \\ A_3 &= 0,36908686 \cdot 10^{-2} \end{aligned}$$

Caso o condutor seja refrigerado:

$$K_1 = \Delta + \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j} \quad (\text{A.II.17.B})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,34293488 \cdot 10^0 & B_1 &= -0,49564581 \cdot 10^{-2} \\ A_1 &= 0,89126466 \cdot 10^0 & \text{Para 3.600 rpm: } \Delta &= 0,0 \\ A_2 &= -0,10877851 \cdot 10^0 & \text{Para 1.800 rpm: } \Delta &= -0,10 \\ A_3 &= 0,36908686 \cdot 10^{-2} & x &= \ln(\text{kVA}) \end{aligned}$$

Na Figura A.II.17 as curvas determinam o fator de perda no gerador para a porcentagem da carga em operação. Este fator será usado para corrigir a potência do gerador elétrico.

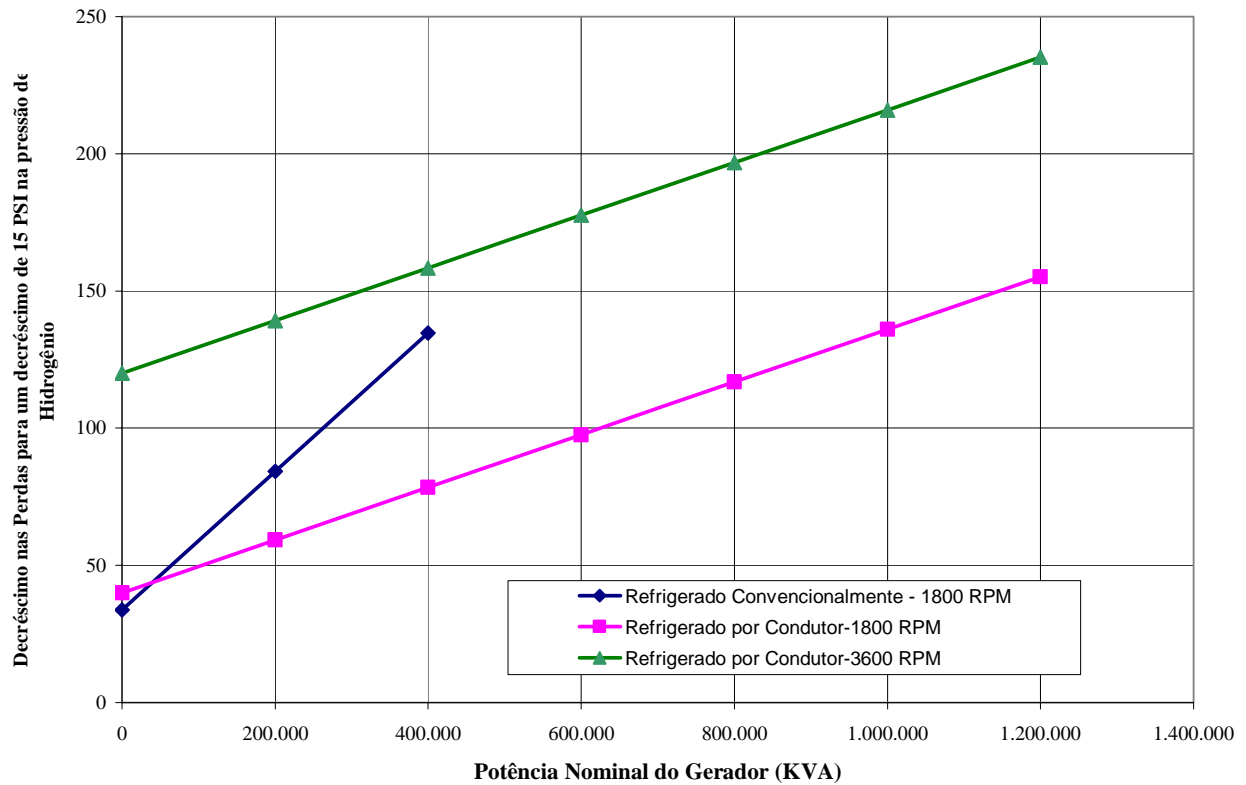


Figura A.II.18: Curvas para a correção da potência do gerador para cada 15 psi de decréscimo na pressão de hidrogênio (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

Caso o gerador seja convencionalmente refrigerado e com rotação de 3.600 e 1.800 rpm:

$$K_2 = \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j} \quad (\text{A.II.18.A})$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,20525271 \cdot 10^2 & B_1 &= -0,56218495 \cdot 10^2 \\ A_1 &= -0,35019203 \cdot 10^2 & x &= \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100} \\ A_2 &= 0,25514027 \cdot 10^2 \\ A_3 &= -0,25182400 \cdot 10^2 \end{aligned}$$

Caso o condutor seja refrigerado:

$$K_2 = \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j} \quad (\text{A.II.18.B})$$

Onde:

$$x = \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100}$$

Para 3.600 rpm:

$$A_0 = -0,17535943 \cdot 10^2$$

$$A_1 = -0,15515139 \cdot 10^2$$

$$B_1 = -0,65338483 \cdot 10^2$$

$$B_2 = 0,31286714 \cdot 10^2$$

Para 1.800 rpm:

$$A_0 = -0,22727744 \cdot 10^0$$

$$A_1 = -0,24939976 \cdot 10^2$$

$$A_2 = 0,34283283 \cdot 10^2$$

$$A_3 = -0,35808901 \cdot 10^2$$

$$A_4 = 0,90544169 \cdot 10^1$$

$$B_1 = -0,18638959 \cdot 10^2$$

A Figura A.II.18 determina a correção da potência do gerador elétrico para cada 15 psi (1,03 bar) de queda de pressão na pressão de refrigeração do gerador elétrico (para os geradores refrigerados a hidrogênio).

Tabela A.II.1: Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (fonte: SPENCER ET AL, 1974).

	3600 [rpm]						1800 [rpm]			
Comprimento da Palheta do Último Estágio [pol]	20	23	26	30	33,5	20	38	38	43	52
Diâmetro Médio [pol]	60	65,5	72,125	85	90,5	75	115	127,5	132	152
Área Anular [pé ²]	26,2	32,9	41,1	55,6	66,1	32,7	95,3	105,7	123,8	172,4
Velocidade Anular [pés/s]	Curva 1	Curva 2	Curva 3	Curva 4	Curva 5	Curva 6	Curva 7	Curva 8	Curva 9	Curva 10
128	25,61	53,65	64,09	99,21	106,70	76,30	42,85	51,63		75,69
150	20,64	46,50	56,15	88,90	95,43	67,90	37,80	45,50		65,64
175	16,10	40,08	47,58	77,88	84,28	58,70	32,63	38,38		55,68
200	12,75	34,35	40,55	67,65	74,38	50,50	28,40	32,65		48,05
250	8,33	24,95	29,75	50,85	56,72	37,50	21,60	23,80		36,00
300	5,53	18,68	22,48	38,38	43,00	28,75	16,60	17,43		27,80
350	4,09	14,23	17,28	29,83	32,82	22,25	13,13	12,91		21,45
400	3,73	10,90	13,55	23,15	25,40	17,10	10,55	9,80		16,30
450	3,95	8,65	10,82	17,80	19,40	13,45	9,00	7,97		12,50
500	4,90	7,45	8,85	13,60	14,66	11,00	8,13	7,07		9,60
550	6,57	7,12	8,30	11,20	11,93	9,70	7,89	7,02		8,55
600	8,65	7,55	8,50	10,45	10,80	9,60	8,40	7,72		8,47
650	10,95	8,70	9,50	10,75	10,75	10,23	9,57	9,00		9,05
700	13,56	10,45	11,25	12,00	11,65	11,75	11,40	11,00		10,38
800	19,35	15,45	15,82	16,20	15,20	15,95	16,25	16,25		14,45
900	25,62	21,07	21,13	21,17	19,80	21,17	21,97	21,97		19,56
1000	32,00	26,95	26,82	26,42	25,22	26,42	28,00	27,92		25,07
1100	38,35	33,05	32,82	32,10	31,06	32,10	34,00	34,00		30,82
1200	44,35	38,75	38,50	37,55	36,70	37,55	39,80	39,92		36,40
1300	49,90	44,15	43,80	42,70	42,05	42,70	45,18	45,25		41,78
1400	54,70	48,90	48,30	47,35	46,69	47,35	49,90	49,85		46,50

Através do uso do programa computacional *Mathematica*®, foram desenvolvidas as equações de interpolação para cada curva da Tabela A.II.1. As cores utilizadas nesta tabela têm como objetivo se separar as equações de interpolação nos pontos de inflexão onde essas equações divergem do resultado verdadeiro. Desta forma, para cada curva, existirão duas ou mais equações

de interpolação válidas para uma determinada faixa de velocidade anular. Estas equações são mostradas a seguir numa sequência de cálculo de fácil programação em qualquer linguagem computacional. Assim as variáveis V_1 a V_{12} são variáveis auxiliares.

Para a Curva nº 1 temos que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s)

$$\begin{aligned}V_1 &= -9,38392975084207 \times 10^{-29} + 9,18361790535968 \times 10^{-31} \times (-650 + V_{an}) \\V_2 &= -5,24485227875227 \times 10^{-26} + V_1 \times (-600 + V_{an}) \\V_3 &= 3,0410631704757 \times 10^{-23} + V_2 \times (-550 + V_{an}) \\V_4 &= -4,64051145329884 \times 10^{-21} + V_3 \times (-500 + V_{an}) \\V_5 &= -2,87617914182229 \times 10^{-18} + V_4 \times (-450 + V_{an}) \\V_6 &= 2,33557653311365 \times 10^{-15} + V_5 \times (-400 + V_{an}) \\V_7 &= -8,9754136727147 \times 10^{-13} + V_6 \times (-350 + V_{an}) \\V_8 &= 2,15330374010458 \times 10^{-10} + V_7 \times (-300 + V_{an}) \\V_9 &= -2,92501576631324 \times 10^{-8} + V_8 \times (-250 + V_{an}) \\V_{10} &= 1,28519234902184 \times 10^{-7} + V_9 \times (-200 + V_{an}) \\V_{11} &= 0,000942746615087041 + V_{10} \times (-175 + V_{an}) \\V_{12} &= -0,22590909090909 + V_{11} \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 25,61 + V_{12} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.19}$$

Para uma velocidade anular ≥ 700 (pés/s)

$$\begin{aligned}V_1 &= 1,125 \times 10^{-15} - 3,23412698412701 \times 10^{-18} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -3,4166 \times 10^{-13} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 9,5833 \times 10^{-11} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -6,1666 \times 10^{-8} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 0,000023999999999999 + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= 0,0579 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\TEL &= 13,56 + V_6 \times (-700 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.20}$$

Para a Curva nº 2 temos que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s)

$$\begin{aligned}V_1 &= -8,99925782276308 \times 10^{-28} + 1,98296919784504 \times 10^{-30} \times 10^{-30} \times (-650 + V_{an}) \\V_2 &= 3,39553703414153 \times 10^{-25} + V_1 \times (-600 + V_{an}) \\V_3 &= -9,34824878128542 \times 10^{-23} + V_2 \times (-550 + V_{an}) \\V_4 &= 9,73891561299632 \times 10^{-21} + V_3 \times (-500 + V_{an}) \\V_5 &= 7,2900623049045 \times 10^{-18} + V_4 \times (-450 + V_{an}) \\V_6 &= -5,50045441523367 \times 10^{-15} + V_5 \times (-400 + V_{an}) \\V_7 &= 2,16321354803352 \times 10^{-12} + V_6 \times (-350 + V_{an}) \\V_8 &= -5,68995312425351 \times 10^{-10} + V_7 \times (-300 + V_{an}) \\V_9 &= 1,02133860403827 \times 10^{-7} + V_8 \times (-250 + V_{an}) \\V_{10} &= -0,0000124869976359337 + V_9 \times (-200 + V_{an}) \\V_{11} &= 0,00145106382978723 + V_{10} \times (-175 + V_{an}) \\V_{12} &= -0,325 + V_{11} \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 53,65 + V_{12} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.21}$$

Para uma velocidade anular ≥ 700 (pés/s)

$$\begin{aligned}V_1 &= 9,3055 \times 10^{-15} - 3,00992063492064 \times 10^{-17} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -2,0000 \times 10^{-12} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 2,5833 \times 10^{-10} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -6,0000 \times 10^{-8} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 0,000031 + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= 0,05 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\TEL &= 10,45 + V_6 \times (-700 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.22}$$

Para a Curva nº 3 temos que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= -2,57738037351415 \times 10^{-24} + 3,82903393885583 \times 10^{-30} \times (-650 + V_{an}) \\V_2 &= 1,27652752710007 \times 10^{-24} + V_1 \times (-600 + V_{an}) \\V_3 &= -5,29739557813725 \times 10^{-22} + V_2 \times (-550 + V_{an}) \\V_4 &= 1,92138265718898 \times 10^{-19} + V_3 \times (-500 + V_{an}) \\V_5 &= -6,15182216902173 \times 10^{-17} + V_4 \times (-450 + V_{an}) \\V_6 &= 1,72356302510128 \times 10^{-14} + V_5 \times (-400 + V_{an}) \\V_7 &= -4,13867343885752 \times 10^{-12} + V_6 \times (-350 + V_{an}) \\V_8 &= 8,23166455807326 \times 10^{-10} + V_7 \times (-300 + V_{an}) \\V_9 &= -1,26117963732193 \times 10^{-7} + V_8 \times (-250 + V_{an}) \\V_{10} &= 0,000011759724908661 + V_9 \times (-200 + V_{an}) \\V_{11} &= 0,000385299806576407 + V_{10} \times (-175 + V_{an}) \\V_{12} &= -0,360909090909091 + V_{11} \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 64,09 + V_{12} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.23}$$

Para uma velocidade anular ≥ 700 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 2,7499 \times 10^{-15} - 8,01587301587293 \times 10^{-18} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -7,0833 \times 10^{-13} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 1,2083 \times 10^{-10} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -5,9999 \times 10^{-8} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 0,00003699999999999999 + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= 0,0457 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\TEL &= 11,25 + V_6 \times (-700 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.24}$$

Para a curva nº 4 temos que:

Para uma velocidade anular ≤ 600 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 6,23578609178404 \times 10^{-22} - 1,89291610833606 \times 10^{-24} \times (-550 + V_{an}) \\V_2 &= -1,82822481012263 \times 10^{-19} + V_1 \times (-500 + V_{an}) \\V_3 &= 4,72331101597101 \times 10^{-17} + V_2 \times (-450 + V_{an}) \\V_4 &= -1,06915049538704 \times 10^{-14} + V_3 \times (-400 + V_{an}) \\V_5 &= 2,06576130512476 \times 10^{-12} + V_4 \times (-350 + V_{an}) \\V_6 &= -3,050752002139 \times 10^{-10} + V_5 \times (-300 + V_{an}) \\V_7 &= 2,36729344367928 \times 10^{-8} + V_6 \times (-250 + V_{an}) \\V_8 &= 5,51901998711034 \times 10^{-7} + V_7 \times (-200 + V_{an}) \\V_9 &= 0,000592263056092822 + V_8 \times (-175 + V_{an}) \\V_{10} &= -0,468636363636363 + V_9 \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 99,21 + V_{10} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.25}$$

Para uma velocidade anular ≥ 600 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 4,35767935767983 \times 10^{-21} - 3,39848423181768 \times 10^{-23} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= 4,21115921115903 \times 10^{-18} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= -3,28835978835972 \times 10^{-15} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= 8,54761904761891 \times 10^{-13} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 2,8000 \times 10^{-10} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= -3,8333 \times 10^{-7} + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 0,000189999999999999 + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\V_8 &= 0,006 + V_7 \times (-650 + V_{an}) \\TEL &= 10,45 + V_8 \times (-600 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.26}$$

Para a curva nº 5 temos que:

Para uma velocidade anular < 600 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= -5,67284118622762 \times 10^{-22} + 1,55664832560274 \times 10^{-24} \times (-550 + V_{an}) \\V_2 &= 1,83379433511008 \times 10^{-19} + V_1 \times (-500 + V_{an}) \\V_3 &= -5,14022012511473 \times 10^{-17} + V_2 \times (-450 + V_{an}) \\V_4 &= 1,17647459361066 \times 10^{-14} + V_3 \times (-400 + V_{an}) \\V_5 &= -1,95031777292789 \times 10^{-12} + V_4 \times (-350 + V_{an}) \\V_6 &= 1,66989593209044 \times 10^{-10} + V_5 \times (-300 + V_{an}) \\V_7 &= 1,14911233013773 \times 10^{-8} + V_6 \times (-250 + V_{an}) \\V_8 &= -5,69525037610132 \times 10^{-6} + V_7 \times (-200 + V_{an}) \\V_9 &= 0,00141005802707929 + V_8 \times (-175 + V_{an}) \\V_{10} &= -0,512272727272727 + V_9 \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 106,7 + V_{10} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.27}$$

Para uma velocidade anular > 600 (pés/s) e < 650 (pés/s):

$$TEL = 11,4 - 0,001 \cdot V_{an}\tag{A.II.28}$$

Para uma velocidade anular \geq 650 (pés/s)

$$\begin{aligned}V_1 &= -2,49195249195241 \times 10^{-18} - 3,05305805305799 \times 10^{-21} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= 2,73088023088017 \times 10^{-15} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= -1,54365079365077 \times 10^{-12} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= 6,23809523809518 \times 10^{-10} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= -2,5666 \times 10^{-7} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= 0,000116666666666666 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 0,018 + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\TEL &= 10,75 + V_7 \times (-650 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.29}$$

Para a curva nº 6 temos que:

Para uma velocidade anular < 650 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= -5,26944161222233 \times 10^{-25} + 1,80421300400314 \times 10^{-27} (-600 + V_{an}) \\V_2 &= 1,30476321149688 \times 10^{-22} + V_1 \times (-550 + V_{an}) \\V_3 &= -2,73834011808948 \times 10^{-20} + V_2 \times (-500 + V_{an}) \\V_4 &= 4,69641174907917 \times 10^{-18} + V_3 \times (-450 + V_{an}) \\V_5 &= -4,00941071899917 \times 10^{-16} + V_4 \times (-400 + V_{an}) \\V_6 &= -1,96552494051704 \times 10^{-13} + V_5 \times (-350 + V_{an}) \\V_7 &= 1,37729891774719 \times 10^{-10} + V_6 \times (-300 + V_{an}) \\V_8 &= -4,4489541385252 \times 10^{-8} + V_7 \times (-250 + V_{an}) \\V_9 &= 7,02772404900078 \times 10^{-6} + V_8 \times (-200 + V_{an}) \\V_{10} &= 0,000294003868471943 + V_9 \times (-175 + V_{an}) \\V_{11} &= -0,381818181818181 + V_{10} \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 76,3 + V_{11} \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.30}$$

Para uma velocidade anular > 650 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 1,91314241314242 \times 10^{-17} - 4,26249676249681 \times 10^{-20} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -6,74098124098129 \times 10^{-15} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 1,66587301587303 \times 10^{-12} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -1,70476190476194 \times 10^{-10} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= -1,05333333333332 \times 10^{-7} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= 0,000077333333333333 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 0,0303999999999999 + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\TEL &= 10,23 + V_7 \times (-650 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.31}$$

Para a curva nº 7 temos que:

Para uma velocidade anular < 550 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 6,71827895887308 \times 10^{-20} - 1,0356268746302 \times 10^{-22} \times (-500 + V_{an}) \\V_2 &= -2,81142088492192 \times 10^{-17} + V_1 \times (-450 + V_{an}) \\V_3 &= 8,93225576892921 \times 10^{-15} + V_2 \times (-450 + V_{an}) \\V_4 &= -2,21420848978368 \times 10^{-12} + V_3 \times (-350 + V_{an}) \\V_5 &= 4,1909714187484 \times 10^{-10} + V_4 \times (-300 + V_{an}) \\V_6 &= -5,58713750691401 \times 10^{-8} + V_5 \times (-250 + V_{an}) \\V_7 &= 3,72297442510186 \times 10^{-6} + V_6 \times (-200 + V_{an}) \\V_8 &= 0,000483945841392658 + V_7 \times (-175 + V_{an}) \\V_9 &= -0,229545454545454 + V_8 \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 42,85 + V_9 \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.32}$$

Para uma velocidade anular > 550 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 4,8726582059915 \times 10^{-23} - 5,66432478197176 \times 10^{-26} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -3,5144485144485 \times 10^{-20} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 2,12987012987013 \times 10^{-17} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -1,06560846560847 \times 10^{-14} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 4,15238095238097 \times 10^{-12} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= -1,05333333333334 \times 10^{-9} + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 1,26490253456642 \times 10^{-21} + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\V_8 &= 0,000131999 + V_7 \times (-650 + V_{an}) \\V_9 &= 0,0102 + V_8 \times (-600 + V_{an}) \\TEL &= 7,89 + V_9 \times (-550 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.33}$$

Para as curvas nº 8 e 9 temos que:

Para uma velocidade anular < 600 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 1,74392805121563 \times 10^{-19} - 4,02368324790341 \times 10^{-22} \times (-500 + V_{an}) \\V_2 &= -6,46029872340855 \times 10^{-17} + V_1 \times (-450 + V_{an}) \\V_3 &= 2,0340709267923 \times 10^{-14} + V_2 \times (-400 + V_{an}) \\V_4 &= -5,33288456108671 \times 10^{-12} + V_3 \times (-350 + V_{an}) \\V_5 &= 1,1202813249422 \times 10^{-9} + V_4 \times (-300 + V_{an}) \\V_6 &= -1,75621721223393 \times 10^{-7} + V_5 \times (-250 + V_{an}) \\V_7 &= 0,0000172658499892541 + V_6 \times (-200 + V_{an}) \\V_8 &= -0,000131141199226301 + V_7 \times (-175 + V_{an}) \\V_9 &= -0,278636363636363 + V_8 \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 51,63 + V_9 \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.34}$$

Para uma velocidade anular > 600 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= -1,11160444493794 \times 10^{-23} + 3,92335514884572 \times 10^{-26} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -7,32045732045671 \times 10^{-21} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 1,41221741221739 \times 10^{-17} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -1,18201058201057 \times 10^{-14} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 6,2095238095238 \times 10^{-12} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= -1,95999999999999 \times 10^{-9} + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 1,86666666666666 \times 10^{-7} + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\V_8 &= 0,000116 + V_7 \times (-650 + V_{an}) \\V_9 &= 0,014 + V_8 \times (-600 + V_{an}) \\TEL &= 7,02 + V_9 \times (-500 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.35}$$

Para a curva nº 10 temos que:

Para uma velocidade anular ≤ 550 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 4,07022300313504 \times 10^{-19} - 1,10357006903105 \times 10^{-21} \times (-500 + V_{an}) \\V_2 &= -1,27570774275102 \times 10^{-16} + V_1 \times (-450 + V_{an}) \\V_3 &= 3,36746916734853 \times 10^{-14} + V_2 \times (-400 + V_{an}) \\V_4 &= -7,32010872778061 \times 10^{-12} + V_3 \times (-350 + V_{an}) \\V_5 &= 1,25546413756729 \times 10^{-9} + V_4 \times (-300 + V_{an}) \\V_6 &= -1,53326498328242 \times 10^{-7} + V_5 \times (-250 + V_{an}) \\V_7 &= 0,0000086258327960456 + V_6 \times (-200 + V_{an}) \\V_8 &= 0,00124294003868471 + V_7 \times (-175 + V_{an}) \\V_9 &= -0,456818181818181 + V_8 \times (-150 + V_{an}) \\TEL &= 75,69 + V_9 \times (-128 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.36}$$

Para uma velocidade anular ≥ 550 (pés/s):

$$\begin{aligned}V_1 &= 7,92158458825127 \times 10^{-23} - 1,3150438885733 \times 10^{-25} \times (-1300 + V_{an}) \\V_2 &= -4,71176971176973 \times 10^{-20} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\V_3 &= 2,67821067821069 \times 10^{-17} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\V_4 &= -1,36296296296296 \times 10^{-14} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\V_5 &= 5,63809523809525 \times 10^{-12} + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\V_6 &= -0,0000000016 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\V_7 &= 0,00000012 + V_6 \times (-700 + V_{an}) \\V_8 &= 0,000132 + V_7 \times (-650 + V_{an}) \\V_9 &= -0,0016 + V_8 \times (-600 + V_{an}) \\TEL &= 8,55 + V_9 \times (-550 + V_{an})\end{aligned}\tag{A.II.37}$$

Apêndice III

*CÁLCULO DAS
PROPRIEDADES
TERMODINÂMICAS
DO VAPOR DA ÁGUA.*

APÊNDICE III – CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR DA ÁGUA

A.III.1 – Propriedades Termodinâmicas de Saturação

A dificuldade principal em representar as propriedades de saturação do vapor a partir do ponto triplo até o ponto crítico é mostrado na Figura A.III.1. Essa figura mostra a variação do calor latente de vaporização $H(FG)$ como uma função da temperatura. Visto que enquanto a variação do calor latente de vaporização partindo de 200 °C até 300 °C é moderada, a partir de 300 °C para a temperatura crítica, a variação se torna muito maior. Assim, inserir a incerteza existente no valor real das propriedades críticas, resulta numa incerteza não apenas nesta propriedade, mas também em outras propriedades na região crítica.

Em alguns casos, se torna impossível determinar a propriedade com a precisão desejada com apenas uma única expressão a partir do ponto triplo até o ponto crítico. Nestes casos, a região interna ou a região sob a curva pode ser dividida em duas ou três regiões (ou faixas de abrangência) com equações separadas (onde $T(S)$ é a temperatura de saturação), na seguinte forma:

FAIXA I: $0,01 \leq T(S) < 26,85$ (°C)

FAIXA II: $26,85 \leq T(S) < 326,85$ (°C)

FAIXA III: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

FAIXA IV: $0,01 \leq T(S) < 326,85$ (°C)

FAIXA V: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

FAIXA VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

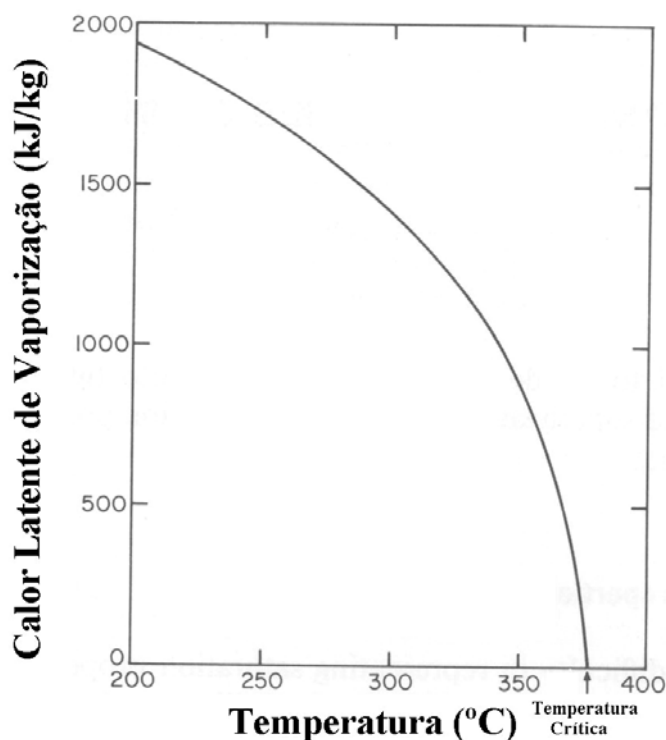


Figura A.III.1: Variação de $H(FG)$ com a Temperatura (fonte: LILEY ET AL, 1984).

Usando as considerações acima, é possível representar as várias propriedades termodinâmicas com três tipos de equações a partir do ponto triplo até o ponto crítico. Essas propriedades são:

- | | |
|---|---------|
| 1. Temperatura de Saturação: | $T(S)$ |
| 2. Pressão de Saturação: | $P(S)$ |
| 3. Volume Específico de Saturação do Líquido: | $V(F)$ |
| 4. Volume Específico de Saturação do Vapor: | $V(G)$ |
| 5. Entalpia de Saturação do Líquido: | $H(F)$ |
| 6. Entalpia de Saturação do Vapor: | $H(G)$ |
| 7. Calor Latente de Vaporização: | $H(FG)$ |
| 8. Entropia de Saturação do Líquido: | $S(F)$ |
| 9. Entropia de Saturação do Vapor: | $S(G)$ |

As letras F, G e FG significam respectivamente Fluido (ou Líquido), Gás (ou Vapor) e Fluido + Gás (ou Líquido + Vapor). As equações básicas que cobrem estas nove propriedades estão sob a seguinte forma:

$$T(S) = A + \frac{B}{[\ln P(S)] + C} \quad (A.III.1)$$

$$\ln P(S) = \sum_{n=0}^9 A(n) \cdot [T(S)]^n + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)} \quad (\text{A.III.2})$$

$$Y(S) = A + B \cdot [T(C)]^{\frac{1}{3}} + C \cdot [T(C)]^{\frac{5}{6}} + D \cdot [T(C)]^{\frac{7}{8}} + \sum_{n=1}^5 E(n) \cdot [T(C)]^n \quad (\text{A.III.3})$$

Onde $Y(S)$ pode representar os valores dos volumes específicos, entalpias e entropias do líquido e vapor saturado bem como o calor latente de vaporização. As equações (A.III.1) e (A.III.2) são vistas como formas modificadas da equação de Clausius – Clapeyron enquanto os primeiros quatro termos da equação (A.III.3) representam a variação das propriedades na região crítica. Na equação (A.III.3), $T(C) = \frac{[T(CR) - T(S)]}{T(CR)}$, $T(CR)$ é a temperatura crítica. Assim, os termos que contém expoentes fracionais predominam na região crítica e a série de potência prevalece sempre a partir da região crítica. Uma atenção deverá ser tomada sobre a equação que representa $V(G)$. A variação desta propriedade é muito maior a partir do ponto triplo até o ponto crítico, do que a melhor precisão obtida pela representatividade do produto $P(S) \cdot V(G)$. A equação (3) é então utilizada para se determinar o valor de $V(G)$.

Preferivelmente do que construir uma função separada para $S(FG)$ – entropia da mistura líquido e vapor – esta quantidade deverá ser calculada a partir da identidade termodinâmica $S(FG) = \frac{H(FG)}{T(S)}$.

A.III.2 – Propriedades do Vapor Superaquecido

As equações na região de vapor superaquecido são muito mais complexas desde que elas devem representar a mudança natural de todas as forças intermoleculares na direção desde a linha de saturação para a região de gás perfeito (ou vapor superaquecido). Nesta região, ambos pressão e temperatura devem entrar na equação como variáveis independentes. Essencialmente este caminho (região de saturação para a região de gás perfeito) é feito pelo uso da expansão da série de Taylor a partir da linha de saturação usando uma função a qual é multiplicada por:

$$e^{\left\{ \frac{[T(S)-T]}{M} \right\}}$$

Este fator irá desaparecer ao se avançar da região de saturação para a região de vapor superaquecido, e os termos remanescentes representarão o comportamento de um gás perfeito. As equações para o cálculo das propriedades do vapor superaquecido são dadas a seguir onde a influência de vários termos pode ser examinada.

$$V(P, T) = \frac{R \cdot T}{P} - B(1) \cdot e^{[-B(2) \cdot T]} + \frac{1}{P} \cdot \left\{ B(3) - e^{\left[\sum_{n=0}^2 A(n) \cdot [T(S)]^n \right]} \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \quad (\text{A.III.4})$$

$$H(P, T) = \sum_{n=0}^2 A(n) \cdot T^n - A(3) \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \quad (\text{A.III.5})$$

$$S(P, T) = \sum_{n=0}^4 A(n) \cdot T^n + B(1) \cdot \ln[P + B(2)] - \left[\sum_{n=0}^4 C(n) \cdot [T(S)]^n \right] \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \quad (\text{A.III.6})$$

As equações completas com os coeficientes numéricos para as propriedades do vapor saturado e superaquecido são colocados mais adiante.

A.III.3 – Considerações da Precisão do Cálculo

Existem dois fatores concernentes à precisão que necessitam ser considerados:

1. A confiabilidade e a consistência da base de dados (medições das propriedades da água e do vapor) as quais são as constituições aproximadas do trabalho com as equações;
2. A precisão do ajustamento das equações para esta base de dados.

Algum discernimento sobre a primeira destas considerações na região de saturação pode ser obtido a partir da Figura A.III.2. A figura compara as diferenças entre dois ajustes extensamente utilizados da base de dados para H(FG).

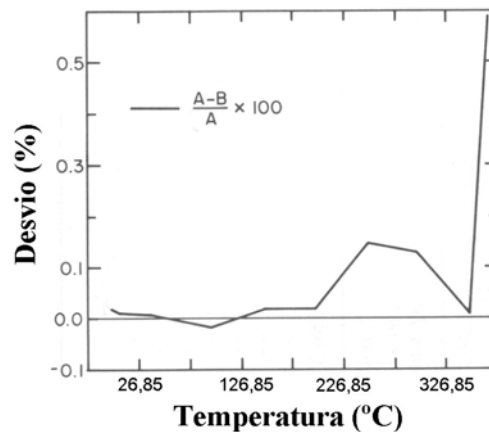


Figura A.III.2: Comparação do calor latente de vaporização (fonte: LILEY ET AL, 1984).

Como pode ser visto, os desvios entre os dois ajustes de dados são menores do que 0,15 % com temperaturas menores do que 351,85 (°C). Acima de 351,85 (°C) os desvios começam a aumentar primariamente por causa das incertezas associadas com a região crítica.

Com respeito à precisão da segunda consideração, é desejável manter os desvios das propriedades calculadas pelas equações para a mesma ordem da incerteza com a base de dados (Tabela das Propriedades do Vapor da Água da ASME). A Tabela A.III.1 lista cada propriedade na região de saturação juntamente com o erro máximo numa faixa específica de temperatura.

Tabela A.III.1: Informação da Precisão das Propriedades do Vapor: desvios máximos entre o valor calculado e a base de dados para as propriedades de saturação.

Propriedades	Desvios em Porcentagem					
	Faixa I: 0,01 a 26,85 (°C)	Faixa II: 26,85 a 326,85 (°C)	Faixa III: 326,85 a 374,15 (°C)	Faixa IV: 0,01 a 326,85 (°C)	Faixa V: 326,85 a 374,15 (°C)	Faixa VI: 0,01 a 374,15 (°C)
T(S)	—	—	—	0,08	0,08	—
P(S)	—	—	—	—	—	0,1
V(F) / V(FCR)	—	—	—	—	—	0,1
P(S)V(G) / P(CR)V(GCR)	—	—	—	—	—	0,1
H(F) / H(FCR)	0,05	0,05	0,05	—	—	—
H(G) / H(GCR)	—	—	—	—	—	0,05
H(FG) / H(FGTP)	—	—	—	—	—	0,15
S(F) / S(FCR)	0,05	0,05	0,02	—	—	—
S(G) / S(GCR)	—	—	—	—	—	0,05
S(FG)	Calculado como $S(FG) = H(FG) / T(S)$					

Onde:

V(FCR) = volume específico do líquido no ponto crítico;

P(CR) = pressão crítica;

V(GCR) = volume específico do vapor no ponto crítico;

H(FCR) = entalpia do líquido no ponto crítico;

H(GCR) = entalpia do vapor no ponto crítico;

H(FGTP) = calor latente de vaporização no ponto triplo;

S(FCR) = entalpia do líquido no ponto crítico;

S(GCR) = entropia do vapor no ponto crítico.

O erro máximo é definido como um valor absoluto do maior erro numa dada faixa de temperatura entre os valores calculados e a base de dados. A Tabela A.III.1 mostra que todos os erros máximos são menores do que 0,15% na direção do ponto triplo para o ponto crítico. Esses desvios são igualmente menores do que aqueles entre as duas bases de dados ajustadas consideradas e, entretanto produzem menos incerteza do que aquela que existe na base de dados se uma receber as incertezas da base de dados no calor latente de vaporização como uma constituição representativa (LILEY ET AL, 1984).

A precisão na região de vapor superaquecido é mais difícil para definir quantitativamente por causa do grande número de combinações possíveis de pressão e temperatura a serem considerados. Nesta região, o volume específico é mais difícil de se representar, devido a sua extensa variação nos valores absolutos a partir da condição de saturação para as altas condições de pressão e temperatura. Tomando o volume específico como o “pior caso” a partir do ponto de

vista da precisão, a área sombreada na Figura A.III.3 ilustra o desvio entre os valores calculados e a base de dados, para esta propriedade.

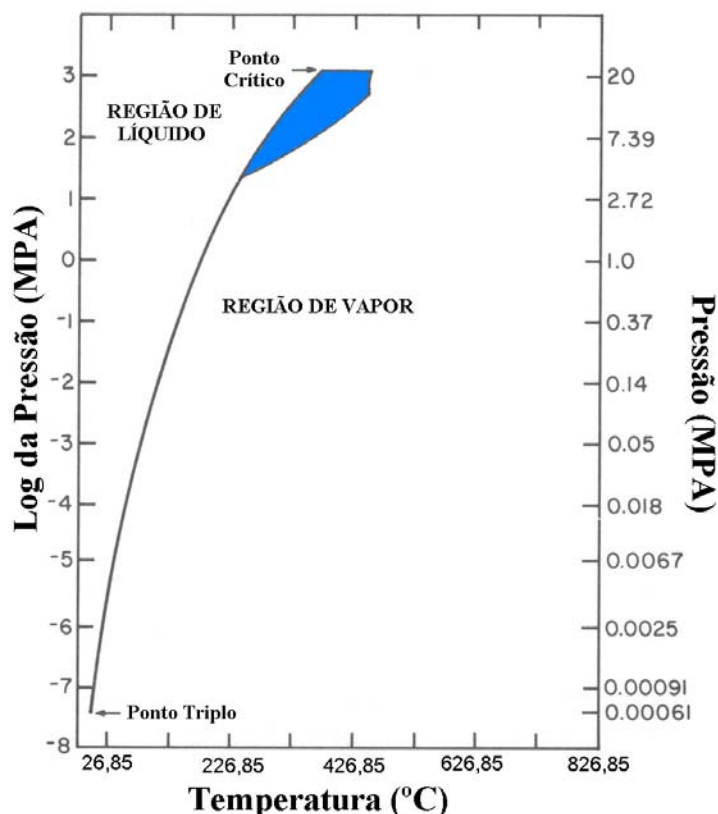


Figura A.III.3: Comparação dos volumes específicos calculados do vapor superaquecido com a base de dados. Na área sombreada, a diferença excede a 1% (fonte: LILEY ET AL, 19894).

A Figura A.III.3 mostra a linha de saturação no plano pressão – temperatura. A parte na região de vapor na Figura A.III.3 a qual está sombreada é a região próxima à linha de saturação e o ponto crítico onde o desvio entre o volume específico calculado e a base de dados é maior do que 1%. Dessa forma, também é seguro se aplicar o mesmo critério para os valores de entalpia e entropia. Assim, as equações de propriedades do vapor superaquecido, descritas neste apêndice podem ser utilizadas assumindo um erro máximo de 1,0 % exceto na região sombreada mostrada na Figura A.III.3.

A.III.4 – Equações das Propriedades Termodinâmicas para o Vapor Saturado

- Temperatura de Saturação $T(S)$

$$T(S) = A + \frac{B}{[\ln P(s)] + C} \quad (\text{A.III.7})$$

Faixa IV: $0,01 \leq T(S) < 326,85$ (°C)
 $0,00611 \leq P(S) < 123,3$ (bar)

$$\begin{aligned} A &= 0,426776 \cdot 10^2 \\ B &= - 0,389270 \cdot 10^4 \\ C &= - 0,948654 \cdot 10^1 \end{aligned}$$

Faixa V: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)
 $123,3 \leq P(S) \leq 221,0$ (bar)

$$\begin{aligned} A &= - 0,387592 \cdot 10^3 \\ B &= - 0,125875 \cdot 10^5 \\ C &= - 0,152578 \cdot 10^2 \end{aligned}$$

➤ Pressão de Saturação P(S)

$$\ln P(S) = \sum_{n=0}^9 A(n) \cdot [T(S)]^n + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)} \quad (\text{A.III.8})$$

Faixa IV: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$A(0) = 0,104592 \cdot 10^2$	$A(6) = 0,903668 \cdot 10^{-15}$
$A(1) = - 0,404897 \cdot 10^{-2}$	$A(7) = - 0,199690 \cdot 10^{-17}$
$A(2) = - 0,417520 \cdot 10^{-4}$	$A(8) = 0,779287 \cdot 10^{-21}$
$A(3) = 0,368510 \cdot 10^{-6}$	$A(9) = 0,191482 \cdot 10^{-24}$
$A(4) = - 0,101520 \cdot 10^{-8}$	$A(10) = - 0,396806 \cdot 10^4$
$A(5) = 0,865310 \cdot 10^{-12}$	$A(11) = 0,395735 \cdot 10^2$

A.III.5 – Constantes para as Propriedades de Saturação: Volume Específico, Entalpia e Entropia.

$$Y(S) = A + B \cdot [T(C)]^{1/3} + C \cdot [T(C)]^{5/6} + D \cdot [T(C)]^{7/8} + \sum_{n=1}^7 E(n) \cdot [T(C)]^n \quad (\text{A.III.9})$$

$$T(C) = \frac{[T(CR) - T(S)]}{T(CR)} \text{ e } T(CR) = 374,15 \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (\text{A.III.10})$$

❖ Volume Específico

$$Y(S) = \frac{V(F)}{V(FCR)} \quad (\text{Volume Específico para o líquido}) \quad (\text{A.III.11})$$

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$

$A = 1,0$	$E(3) = - 2,0829991$
$B = - 1,9153882$	$E(4) = 8,218000 \cdot 10^{-1}$
$C = 1,2015186 \cdot 10^1$	$E(5) = 4,7549742 \cdot 10^{-1}$
$D = - 7,8464025$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 3,888614$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = 2,0582238$	$V(FCR) = 3,155 \cdot 10^{-3}$

$$Y(S) = \frac{P(S) \cdot V(G)}{P(CR) \cdot V(GCR)} \quad (\text{Volume Específico para o vapor}) \quad (\text{A.III.12})$$

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$

$A = 1,0$	$E(3) = - 1,9179576 \cdot 10^1$	$P(CR) = 2,2089 \cdot 10^1$
$B = 1,6351057$	$E(4) = 3,6765319 \cdot 10^1$	
$C = 5,2584599 \cdot 10^1$	$E(5) = - 1,9462437 \cdot 10^1$	
$D = - 4,4694653 \cdot 10^1$	$E(6) = 0,0$	
$E(1) = - 8,9751114$	$E(7) = 0,0$	
$E(2) = - 4,3845530 \cdot 10^1$	$V(GCR) = 3,155 \cdot 10^{-3}$	

❖ Entalpia

$$Y(S) = \frac{H(F)}{H(FCR)} \quad (\text{Entalpia para o líquido}) \quad (\text{A.III.13})$$

Faixa I: $0,01 \leq T(S) < 26,85 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$

$A = 0,0$	$E(3) = - 9,50812101 \cdot 10^3$
$B = 0,0$	$E(4) = 7,16287928 \cdot 10^4$

$C = 0,0$	$E(5) = - 1,63535221 \cdot 10^5$
$D = 0,0$	$E(6) = 1,66531093 \cdot 10^5$
$E(1) = 6,24698837 \cdot 10^2$	$E(7) = - 6,47854585 \cdot 10^4$
$E(2) = - 2,34385369 \cdot 10^3$	$H(FCR) = 2,0993 \cdot 10^3$

Faixa II: $0,01 \leq T(S) < 326,85$ (°C)

$A = 8,839230108 \cdot 10^1$	$E(3) = - 1,31789573 \cdot 10^1$
$B = 0,0$	$E(4) = - 1,91322436$
$C = 0,0$	$E(5) = 6,87937653 \cdot 10^1$
$D = 0,0$	$E(6) = - 1,24819906 \cdot 10^2$
$E(1) = - 2,67172935$	$E(7) = 7,21435404 \cdot 10^1$
$E(2) = 6,22640035$	$H(FCR) = 2,0993 \cdot 10^3$

Faixa III: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$A = 1,0$	$E(3) = 0,0$
$B = - 4,41057805 \cdot 10^{-1}$	$E(4) = 0,0$
$C = - 5,52255517$	$E(5) = 0,0$
$D = 6,43994847$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 1,64578795$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = - 1,30574143$	$H(FCR) = 2,0993 \cdot 10^3$

$$Y(S) = \frac{H(FG)}{H(FGTP)} \quad (\text{Entalpia para o calor latente de vaporização}) \quad (A.III.14)$$

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$A = 0,0$	$E(3) = - 8,06395$
$B = 7,79221 \cdot 10^{-1}$	$E(4) = 1,15633 \cdot 10^1$
$C = 4,62668$	$E(5) = - 6,02884$
$D = - 1,07931$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 3,87446$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = 2,94553$	$H(FGTP) = 2,5009 \cdot 10^3$

$$Y(S) = \frac{H(G)}{H(GCR)} \quad (\text{Entalpia para o vapor}) \quad (\text{A.III.15})$$

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$A = 1,0$	$E(3) = - 7,39064542$
$B = 4,57874342 \cdot 10^{-1}$	$E(4) = 1,04961689 \cdot 10^1$
$C = 5,08441288$	$E(5) = - 5,46840036$
$D = - 1,48513244$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 4,81351884$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = 2,69411792$	$H(GCR) = 2,0993 \cdot 10^3$

❖ Entropia

$$Y(S) = \frac{S(F)}{S(FCR)} \quad (\text{Entropia para o líquido}) \quad (\text{A.III.16})$$

Faixa I: $0,01 \leq T(S) < 26,85 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$A = 0,0$	$E(3) = - 4,31466046 \cdot 10^4$
$B = 0,0$	$E(4) = 4,86066733 \cdot 10^4$
$C = 0,0$	$E(5) = 7,9975096 \cdot 10^3$
$D = 0,0$	$E(6) = - 5,83339887 \cdot 10^4$
$E(1) = - 1,83692956 \cdot 10^3$	$E(7) = 3,31400718 \cdot 10^4$
$E(2) = 1,47066352 \cdot 10^4$	$S(FCR) = 4,4289$

Faixa II: $26,85 \leq T(S) < 326,85 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$A = 9,12762917 \cdot 10^{-1}$	$E(3) = 5,82215341$
$B = 0,0$	$E(4) = - 6,33354786 \cdot 10^1$
$C = 0,0$	$E(5) = 1,88076546 \cdot 10^2$
$D = 0,0$	$E(6) = - 2,52344531 \cdot 10^2$
$E(1) = - 1,75702956$	$E(7) = 1,28085531 \cdot 10^2$
$E(2) = 1,68754095$	$S(FCR) = 4,4289$

Faixa III: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$A = 1,0$	$E(3) = 0,0$
$B = - 3,24817650 \cdot 10^{-1}$	$E(4) = 0,0$
$C = - 2,990556709$	$E(5) = 0,0$
$D = 3,2341900$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 6,78067859 \cdot 10^{-1}$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = - 1,91910364$	$S(\text{FCR}) = 4,4289$

$$Y(S) = \frac{S(G)}{S(\text{GCR})} \quad (\text{Entropia para o vapor}) \quad (\text{A.III.17})$$

Faixa I: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$A = 1,0$	$E(3) = 1,75261$
$B = 0,0$	$E(4) = - 6,22295$
$C = - 2,78368$	$E(5) = 9,99004$
$D = 6,932135$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 4,34839$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = 1,34672$	$S(\text{GCR}) = 4,4289$

A.III.6 – Equações das Propriedades Termodinâmicas para o Vapor Superaquecido

❖ Volume Específico $V(P,T)$

$$V(P,T) = \frac{R \cdot T}{P} - B(1) \cdot e^{[-B(2)T]} + \frac{1}{10 \cdot P} \cdot \left\{ B(3) - e^{\left[\sum_{n=0}^2 A(n) [T(S)]^n \right]} \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \quad (\text{A.III.18})$$

$R = 4,61631 \cdot 10^{-4}$	$M = 4,0 \cdot 10^1$
$B(1) = 5,27993 \cdot 10^{-2}$	$A(0) = - 3,741378$
$B(2) = 3,75928 \cdot 10^{-3}$	$A(1) = - 4,7838281 \cdot 10^{-3}$
$B(3) = 2,2 \cdot 10^{-2}$	$A(2) = 1,5923434 \cdot 10^{-5}$

❖ Entalpia H(PT)

$$H(PT) = \sum_{n=0}^2 A(n) \cdot T^n - A(3) \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \quad (A.III.19)$$

$$A(0) = B(11) + B(12) \cdot P + B(13) \cdot P^2$$

$$A(1) = B(21) + B(22) \cdot P + B(23) \cdot P^2$$

$$A(2) = B(31) + B(32) \cdot P + B(33) \cdot P^2$$

$$A(3) = B(41) + B(42) \cdot T(S) + B(43) \cdot [T(S)]^2 + B(44) \cdot [T(S)]^3 + B(45) \cdot [T(S)]^4$$

$$B(11) = 2,04121 \cdot 10^3$$

$$B(12) = - 4,040021 \cdot 10^1$$

$$B(13) = - 4,8095 \cdot 10^{-1}$$

$$B(21) = 1,610693$$

$$B(22) = 5,472051 \cdot 10^{-2}$$

$$B(23) = 7,517537 \cdot 10^{-4}$$

$$B(31) = 3,383117 \cdot 10^{-4}$$

$$B(32) = - 1,975736 \cdot 10^{-5}$$

$$B(33) = - 2,87409 \cdot 10^{-7}$$

$$B(41) = 1,70782 \cdot 10^3$$

$$B(42) = - 1,699419 \cdot 10^1$$

$$B(43) = 6,2746295 \cdot 10^{-2}$$

$$B(44) = - 1,0284259 \cdot 10^{-4}$$

$$B(45) = 6,4561298 \cdot 10^{-8}$$

$$M = 4,5 \cdot 10^1$$

❖ Entropia S(PT)

$$S(PT) = \sum_{n=0}^4 A(n) \cdot T^n + B(1) \cdot \ln[10 \cdot P + B(2)] - \sum_{n=0}^4 C(n) \cdot [T(S)]^n \cdot \left\{ e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \right\} \quad (A.III.20)$$

$$A(0) = 4,6162961$$

$$A(1) = 1,039008 \cdot 10^{-2}$$

$$A(2) = - 9,873085 \cdot 10^{-6}$$

$$A(3) = 5,43411 \cdot 10^{-9}$$

$$A(4) = - 1,170465 \cdot 10^{-12}$$

$$B(1) = - 4,650306 \cdot 10^{-1}$$

$$B(2) = 1,0 \cdot 10^{-3}$$

$$C(0) = 1,777804$$

$$C(1) = - 1,802468 \cdot 10^{-2}$$

$$C(2) = 6,854459 \cdot 10^{-5}$$

$$C(3) = - 1,184424 \cdot 10^{-7}$$

$$C(4) = 8,142201 \cdot 10^{-11}$$

$$M = 8,5 \cdot 10^1$$

Apêndice IV

*CÁLCULO DAS
INCERTEZAS DAS
EQUAÇÕES
UTILIZADAS.*

APÊNDICE IV – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DAS EQUAÇÕES UTILIZADAS

As equações deste apêndice são as derivadas parciais para o cálculo da incerteza das equações utilizadas no procedimento de cálculo da análise de desempenho. Foram colocadas as derivadas parciais para cada variável, bem como a equação final da incerteza calculada.

A.IV.1 – Incertezas das Equações Utilizadas no Capítulo 3.

Equação 3.2: $T_s = T_{sat} - TTD$

$$\Delta T_s = \sqrt{(\Delta T_{sat})^2 + (\Delta TTD)^2} \quad (A.IV.1)$$

Equação 3.3: $T_d = T_e + DCA$

$$\Delta T_d = \sqrt{(\Delta T_e)^2 + (\Delta DCA)^2} \quad (A.IV.2)$$

Equação 3.6: $\eta_{in} = 87,00 - \Delta\eta_1 \cdot 87,00$

$$\Delta\eta_{in} = 87,00 \cdot \Delta(\Delta\eta_1) \quad (A.IV.3)$$

Equação 3.7: $\Delta\eta_1 = \left(\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c} \right) \cdot N$

$$\frac{\partial \Delta\eta_1}{\partial N} = \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c} \quad (A.IV.4)$$

$$\frac{\partial \Delta\eta_1}{\partial \dot{m}_{cp}} = - \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp}^2 \cdot \vartheta_c} \quad (A.IV.5)$$

$$\frac{\partial \Delta\eta_1}{\partial \vartheta_c} = - \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c^2} \quad (A.IV.6)$$

$$\Delta(\Delta\eta_1) = \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c} - \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp}^2 \cdot \vartheta_c} - \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c^2} \quad (A.IV.7)$$

Equação 3.8: $\eta_{DM} = \eta_{in} + \Delta\eta_2 \cdot \eta_{in}$

$$\Delta\eta_{DM} = \eta_{in} \cdot \Delta(\Delta\eta_2) \quad (A.IV.8)$$

Equação 3.9: $\eta_{AP} = \eta_{DM} + \Delta\eta_3 \cdot \eta_{DM}$

$$\Delta\eta_{AP} = \eta_{DM} \cdot \Delta(\Delta\eta_3) \quad (A.IV.9)$$

Equação 3.10: $\eta_{EG} = \eta_{AP} + \Delta\eta_4 \cdot \eta_{AP}$

$$\Delta\eta_{EG} = \eta_{AP} \cdot \Delta(\Delta\eta_4) \quad (A.IV.10)$$

$$\begin{aligned} \text{Equação 3.12:} \quad \eta_{\text{m}} &= 91,93 - \Delta\eta_1 \cdot 91,93 \\ \Delta\eta_{\text{m}} &= 91,93 \cdot \Delta(\Delta\eta_1) \end{aligned} \quad (\text{A.IV.11})$$

$$\begin{aligned} \text{Equação 3.13:} \quad \Delta\eta_1 &= \left(\frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}} \cdot \vartheta_{\text{VI}}} \right) \cdot N \\ \frac{\partial\Delta\eta_1}{\partial N} &= \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}} \cdot \vartheta_{\text{VI}}} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.12})$$

$$\frac{\partial\Delta\eta_1}{\partial\dot{m}_{\text{RE}}} = - \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}}^2 \cdot \vartheta_{\text{VI}}} \quad (\text{A.IV.13})$$

$$\frac{\partial\Delta\eta_1}{\partial\vartheta_{\text{VI}}} = - \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}} \cdot \vartheta_{\text{VI}}^2} \quad (\text{A.IV.14})$$

$$\Delta(\Delta\eta_1) = \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}} \cdot \vartheta_{\text{VI}}} - \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}}^2 \cdot \vartheta_{\text{VI}}} - \frac{1.270.000}{\dot{m}_{\text{RE}} \cdot \vartheta_{\text{VI}}^2} \quad (\text{A.IV.15})$$

$$\begin{aligned} \text{Equação 3.14:} \quad \eta_{\text{CI}} &= \eta_{\text{m}} + \Delta\eta_2 \cdot \eta_{\text{m}} \\ \Delta\eta_{\text{CI}} &= \eta_{\text{m}} \cdot \Delta(\Delta\eta_2) \end{aligned} \quad (\text{A.IV.16})$$

$$\begin{aligned} \text{Equação 3.15:} \quad \text{ELEP}_{1,5} &= H_{\text{m}} - \left(\frac{\eta_{\text{CI}}}{100} \right) \cdot (H_{\text{m}}) - H_{\text{xs}} \\ \frac{\partial\text{ELEP}_{1,5}}{\partial H_{\text{m}}} &= 1 - \frac{\eta_{\text{CI}} \cdot H_{\text{xs}}}{100} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.17})$$

$$\frac{\partial\text{ELEP}_{1,5}}{\partial H_{\text{xs}}} = 1 - \frac{\eta_{\text{CI}} \cdot H_{\text{m}}}{100} \quad (\text{A.IV.18})$$

$$\frac{\partial\text{ELEP}_{1,5}}{\partial\eta_{\text{CI}}} = 1 - \frac{H_{\text{m}} \cdot H_{\text{xs}}}{100} \quad (\text{A.IV.19})$$

$$\Delta\text{ELEP}_{1,5} = 1 - \left(\frac{\eta_{\text{CI}} \cdot H_{\text{xs}}}{100} + \frac{\eta_{\text{CI}} \cdot H_{\text{m}}}{100} + \frac{H_{\text{m}} \cdot H_{\text{xs}}}{100} \right) \quad (\text{A.IV.20})$$

$$\begin{aligned} \text{Equação 3.16:} \quad \chi_1 &= \frac{\text{ELEP}_{1,5} - h_{\text{líquido}}}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} \\ \frac{\partial\chi_1}{\partial\text{ELEP}_{1,5}} &= \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.21})$$

$$\frac{\partial\chi_1}{\partial h_{\text{líquido}}} = \frac{\text{ELEP}_{1,5} - h_{\text{líquido}}}{(h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}})^2} - \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} \quad (\text{A.IV.22})$$

$$\frac{\partial\chi_1}{\partial\text{ELEP}_{1,5}} = \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} \quad (\text{A.IV.23})$$

$$\Delta\chi_1 = \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} + \frac{\text{ELEP}_{1,5} - h_{\text{líquido}}}{(h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}})^2} - \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} + \frac{1}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}} = 0 \quad (\text{A.IV.24})$$

Equação 3.18: $\Delta\text{ELEP} = \Delta\text{ELEP}_0 \cdot (0,87) \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_1)$

$$\frac{\partial\Delta\text{ELEP}}{\partial\Delta\text{ELEP}_0} = 0,87 \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_1) \quad (\text{A.IV.25})$$

$$\frac{\partial\Delta\text{ELEP}}{\partial Y_1} = -0,005655 \cdot \Delta\text{ELEP}_0 \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_1) - 0,0087 \cdot \Delta\text{ELEP}_0 \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_1) \quad (\text{A.IV.26})$$

$$\Delta(\Delta\text{ELEP}) = 0,87 \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_1) - 0,005655 \Delta\text{ELEP}_0 (1 - 0,01 \cdot Y_1) - 0,0087 \Delta\text{ELEP}_0 (1 - 0,0065 \cdot Y_1) \quad (\text{A.IV.27})$$

Equação 3.19: $\text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador r}} = \text{ELEP}_{1,5} + \Delta\text{ELEP}$

$$\frac{\partial\Delta\text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}}}{\partial\text{ELEP}_{1,5}} = 1 \quad (\text{A.IV.28})$$

$$\frac{\partial\Delta\text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}}}{\partial\Delta\text{ELEP}} = 1 \quad (\text{A.IV.28})$$

$$\Delta\text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}} = 2 \quad (\text{A.IV.29})$$

Equação 3.20: $\chi_2 = \frac{\text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}} - h_{\text{líquido}}}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}}$

Possui o mesmo resultado da equação (A.IV.24)

Equação 3.22: $V_{\text{an}} = \frac{\dot{m}_{\text{cond}} \cdot v \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3.600 \cdot A_{\text{an}} \cdot N}$

$$\frac{\partial V_{\text{an}}}{\partial \dot{m}_{\text{cond}}} = \frac{v \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{\text{an}} \cdot N} \quad (\text{A.IV.30})$$

$$\frac{\partial V_{\text{an}}}{\partial v} = \frac{\dot{m}_{\text{cond}} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{\text{an}} \cdot N} \quad (\text{A.IV.31})$$

$$\frac{\partial V_{\text{an}}}{\partial Y_2} = - \frac{2,78 \times 10^{-6} \cdot \dot{m}_{\text{cond}} \cdot v}{A_{\text{an}} \cdot N} \quad (\text{A.IV.32})$$

$$\frac{\partial V_{\text{an}}}{\partial A_{\text{an}}} = - \frac{\dot{m}_{\text{cond}} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{\text{an}}^2 \cdot N} \quad (\text{A.IV.33})$$

$$\frac{\partial V_{\text{an}}}{\partial N} = - \frac{\dot{m}_{\text{cond}} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{\text{an}} \cdot N^2} \quad (\text{A.IV.34})$$

$$\Delta V_{an} = \left[\frac{v \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an} \cdot N} + \frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an} \cdot N} - \frac{2,78 \times 10^{-6} \cdot \dot{m}_{cond} \cdot v}{A_{an} \cdot N} - \frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an}^2 \cdot N} - \frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an} \cdot N^2} \right] \quad (A.IV.35)$$

Equação 3.23: $A_{an} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$

$$\frac{\partial A_{an}}{\partial D_{ext}} = \frac{\pi}{4} \quad (A.IV.36)$$

$$\frac{\partial A_{an}}{\partial D_{int}} = -\frac{\pi}{4} \quad (A.IV.36)$$

$$\Delta A_{an} = 0 \quad (A.IV.37)$$

Equação 3.24: $UEEP = ELEP_{Pressão do Condensador} + TEL \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2) \cdot 0,87 \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_2)$

$$\frac{\partial UEEP}{\partial ELEP_{Pressão do Condensador}} = 1 \quad (A.IV.38)$$

$$\frac{\partial UEEP}{\partial TEL} = 0,87 \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_2) \quad (A.IV.39)$$

$$\frac{\partial UEEP}{\partial Y_2} = -0,005655 \cdot TEL \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_2) - 0,0087 \cdot TEL \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_2) \quad (A.IV.40)$$

$$\Delta(UEEP) = \frac{\partial UEEP}{\partial ELEP_{Pressão do Condensador}} + \frac{\partial UEEP}{\partial TEL} + \frac{\partial UEEP}{\partial Y_2} \quad (A.IV.41)$$

As equações 3.26 a 3.32 não serão calculadas, pois se tratam de equações gerais; assim, para cada estudo de caso deverá ser realizado o cálculo da incerteza pertinente ao cálculo da potência líquida.

A.IV.2 – Incertezas das Equações Utilizadas no Apêndice I.

$$\text{Equação A.I.1: } \dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}} = 25 \cdot K \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial K} = 25 \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \quad (A.IV.42)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial D_{eixo}} = 25 \cdot \pi \cdot K \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \quad (A.IV.43)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial f} = 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \quad (A.IV.44)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_2} = \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{P_2 \cdot \left(n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)^2} - \frac{2 \cdot P_2}{P_1^2 \cdot \left(n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)} \right)}{2 \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}}} \quad (A.IV.45)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_1} = \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{P_1 \cdot \left(n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)^2} + \frac{2 \cdot P_2^2}{P_1^3 \cdot \left(n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)} \right)}{2 \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}}} + \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}}}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \cdot v_1} \quad (A.IV.46)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial n} = \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_1}{g_1}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \right]}{2 \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \left[n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \right]^2} \quad (A.IV.47)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial v_1} = \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot P_1 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \cdot v_1^2} \quad (A.IV.48)$$

$$\Delta \dot{m}_{vs} = \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial K} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial D_{eixo}} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial f} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_2} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_1} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial n} + \frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial v_1} \quad (A.IV.49)$$

Equação A.I.2: $A = \pi \cdot D_{eixo} \cdot f$

$$\frac{\partial A}{\partial D_{eixo}} = f \cdot \pi \quad (A.IV.50)$$

$$\frac{\partial A}{\partial f} = D_{eixo} \cdot \pi \quad (A.IV.51)$$

$$\Delta A = \pi \cdot (D_{eixo} + f) \quad (A.IV.52)$$

A.IV.3 – Incertezas das Equações Utilizadas no Apêndice II.

Equação A.II.1: $\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^I A_i \cdot x_1^i \right] + \left[\frac{\sum_{i=0}^I B_i \cdot x_2^i}{Q \cdot \vartheta} \right]$

Onde:

$A_0 = 0$	$B_0 = 0$
$A_1 = -1,6649986$	$B_1 = 798.267,50$
$A_2 = -22,538964$	$B_2 = -7.540,70$
$A_3 = 19,464851$	$B_3 = -154.269,4$
$x_1 = 0,625 - \frac{P_1}{P_t}$	$x_2 = Q \cdot \vartheta$

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial P_1} = \frac{1,665}{P_T} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T} \quad (A.IV.53)$$

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial P_T} = \frac{1,665}{P_T^2} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T^2} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T^2} \quad (A.IV.54)$$

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial v} = -7540,7 \cdot Q - 308539 \cdot Q^2 \cdot v \quad (A.IV.55)$$

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial Q} = -7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \quad (A.IV.56)$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \left[\begin{aligned} & \frac{1,665}{P_T} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T} + \frac{1,665}{P_T^2} \\ & + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T^2} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T^2} - 7540,7 \cdot Q \\ & - 308539 \cdot Q^2 \cdot v - 7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \end{aligned} \right] \quad (\text{A.IV.57})$$

Equação A.II.2: $\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^I A_i \cdot x_1^i \right]$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= 0 & A_4 &= - 485,99735 \\ A_1 &= 2,4462684 & A_5 &= - 674,41251 \\ A_2 &= - 41,904570 & A_6 &= - 342,16474 \\ A_3 &= - 164,13062 & x &= \log_{10}(\text{TFR}) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = \left\{ - \frac{1}{\text{TFR}} \cdot \left[15,8074 \cdot \log_{10}(\text{TFR}) + 40,3333 \cdot (\log_{10}(\text{TFR}))^2 + 69,1562 \cdot (\log_{10}(\text{TFR}))^3 \right] + 52,0975 \cdot (\log_{10}(\text{TFR}))^4 + 13,775 \cdot (\log_{10}(\text{TFR}))^5 \right\} \quad (\text{A.IV.58})$$

Equação A.II.3: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{01} &= A_{02} = A_{03} = 0 & A_{22} &= - 23,404163 \\ A_{10} &= - 24,899722 & A_{23} &= - 102,17991 \\ A_{11} &= 63,299521 & A_{30} &= - 17,632581 \\ A_{12} &= - 75,518221 & A_{31} &= 308,12317 \\ A_{13} &= 37,084109 & A_{32} &= 594,36987 \\ A_{20} &= - 0,71362812 & A_{33} &= - 269,89024 \\ A_{21} &= - 23,404163 \\ x_1 &= \text{TFR} & x_2 &= 0,625 - \frac{P_1}{P_t} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = \begin{bmatrix} 63,2995 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) - 151,036 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 111,252 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) \\ - 23,4042 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 253,545 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 - 306,54 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 \\ - 308,123 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 + 1188,74 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 - 809,671 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 \end{bmatrix} \quad (\text{A.IV.59})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_1} = \frac{1}{P_T} \cdot \begin{bmatrix} 37,1184 - 37,0841 \cdot \text{TFR}^3 + 1,42726 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 46,8083 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) \\ - 253,545 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 204,36 \cdot \text{TFR}^3 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 52,8977 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 \\ + 924,37 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 - 1783,11 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 + 809,671 \cdot \text{TFR}^3 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.IV.60})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_T} = \frac{1}{P_T^2} \cdot \begin{bmatrix} 37,1184 - 37,0841 \cdot \text{TFR}^3 \cdot P_1 + 1,42726 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 46,8083 \cdot \text{TFR} \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) \\ - 253,545 \cdot \text{TFR}^2 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 204,36 \cdot \text{TFR}^3 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 52,8977 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 \\ + 924,37 \cdot \text{TFR} \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 - 1783,11 \cdot \text{TFR}^2 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 + 809,671 \cdot \text{TFR}^3 \cdot P_1 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.IV.61})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} + \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_1} + \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_T} \quad (\text{A.IV.62})$$

Equação A.II.4: $\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -1,771 & A_2 &= -3,389 \\ A_1 &= 3,475 & A_3 &= 1,445 \\ x &= \text{TFR} \end{aligned}$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = 3,475 - 6,778 \cdot \text{TFR} + 4,335 \cdot \text{TFR}^2 \quad (\text{A.IV.63})$$

Equação A.II.5: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= 11,151 & A_{10} &= -0,50091 \\ A_{01} &= -63,0 & A_{11} &= 2,83 \\ x_1 &= \frac{P_{xd}}{P_t} & x_2 &= \ln(Q \cdot 9) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = \frac{1}{P_t} \cdot [2,83 \cdot \ln(Q \cdot v) - 63,0] \quad (\text{A.IV.64})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} = \frac{1}{P_t^2} \cdot [63,0 \cdot P_{xd} - 2,83 \cdot P_{xd} \cdot \ln(Q \cdot v)] \quad (\text{A.IV.65})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial Q} = \frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091 \right) \quad (\text{A.IV.66})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial v} = \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091 \right) \quad (\text{A.IV.67})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \left\{ \begin{aligned} &\frac{1}{P_t} \cdot [2,83 \cdot \ln(Q \cdot v) - 63,0] + \frac{1}{P_t^2} \cdot [63,0 \cdot P_{xd} - 2,83 \cdot P_{xd} \cdot \ln(Q \cdot v)] \\ &+ \frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091 \right) + \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091 \right) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.68})$$

Equação A.II.6: $\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= 4,37 & A_1 &= -0,115 \\ x &= \text{Diâmetro Médio em Polegadas} \\ \Delta(\% \Delta \eta) &= \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial DM} = -0,115 \end{aligned} \quad (\text{A.IV.69})$$

Equação A.II.7: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= -21,8085 & A_{10} &= 0,573908 \\ A_{01} &= 21,8085 & A_{11} &= -0,573908 \\ x_1 &= \text{TFR} & x_2 &= \text{Diâmetro Médio em Polegadas} \\ \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} &= 21,8085 - 0,573908 \cdot DM \end{aligned} \quad (\text{A.IV.70})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial DM} = 0,573908 \cdot (1 - \text{TFR}) \quad (\text{A.IV.71})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = 22,3824 - 0,573908 \cdot (\text{TFR} + DM) \quad (\text{A.IV.72})$$

Equação A.II.8: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= -60,75 & A_{10} &= 17,50 \\ A_{01} &= 66,85 & A_{11} &= -20,02 \\ A_{02} &= 29,75 & A_{12} &= -0,525 \\ A_{03} &= -35,85 & A_{13} &= 3,045 \end{aligned}$$

$$x_1 = \text{TFR} \quad x_2 = \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right)$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = \left[\begin{array}{l} 66,85 + 59,5 \cdot \text{TFR} - 107,55 \cdot \text{TFR}^2 - 20,02 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \\ -1,05 \cdot \text{TFR} \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) + 9,135 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \end{array} \right] \quad (\text{A.IV.73})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} = \frac{1}{P_t} \cdot (17,5 - 20,02 \cdot \text{TFR} - 0,525 \cdot \text{TFR}^2 + 3,045 \cdot \text{TFR}^3) \quad (\text{A.IV.74})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = -\frac{1}{P_{xd}} \cdot (17,5 - 20,02 \cdot \text{TFR} - 0,525 \cdot \text{TFR}^2 + 3,045 \cdot \text{TFR}^3) \quad (\text{A.IV.75})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \left\{ \left[\begin{array}{l} 66,85 + 59,5 \cdot \text{TFR} - 107,55 \cdot \text{TFR}^2 - 20,02 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \\ -1,05 \cdot \text{TFR} \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) + 9,135 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \end{array} \right] + (17,5 - 20,02 \cdot \text{TFR} - 0,525 \cdot \text{TFR}^2 + 3,045 \cdot \text{TFR}^3) \cdot \left(\frac{1}{P_t} - \frac{1}{P_{xd}} \right) \right\} \quad (\text{A.IV.76})$$

$$\text{Equação A.II.9: } \% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$$

Onde:

$$\begin{array}{ll} A_{00} = 25,665 & A_{10} = -1,33281 \\ A_{01} = -145,0 & A_{11} = 7,53 \\ x_1 = \frac{P_{xd}}{P_t} & x_2 = \ln(Q \cdot v) \end{array}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = \frac{1}{P_t} \cdot [7,53 \cdot \ln(Q \cdot v) - 145,0] \quad (\text{A.IV.77})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} = \frac{P_{xd}}{P_t^2} \cdot [145,0 - 7,53 \cdot \ln(Q \cdot v)] \quad (\text{A.IV.78})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial Q} = \frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{7,53 \cdot P_{xd}}{P_t} - 1,33281 \right) \quad (\text{A.IV.79})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial v} = \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{7,53 \cdot P_{xd}}{P_t} - 1,33281 \right) \quad (\text{A.IV.80})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \left\langle \left\{ \frac{1}{P_t} \cdot [7,53 \cdot \ln(Q \cdot v) - 145,0] \right\} + \left\{ \frac{P_{xd}}{P_t^2} \cdot [145,0 - 7,53 \cdot \ln(Q \cdot v)] \right\} \right\rangle + \left[\left(\frac{7,53 \cdot P_{xd}}{P_t} - 1,33281 \right) \cdot \left(\frac{1}{Q} + \frac{1}{v} \right) \right] \quad (\text{A.IV.81})$$

Equação A.II.10: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} = A_{10} = A_{20} = A_{30} = 0 & \quad A_{21} = 4,0479550 \\ A_{01} = 42,676909 & \quad A_{22} = -1,4725197 \\ A_{02} = -89,391147 & \quad A_{23} = -4,0183332 \\ A_{03} = 9,0376638 & \quad A_{31} = -0,14502211 \\ A_{11} = -26,221836 & \quad A_{32} = -0,18580363 \\ A_{12} = 25,549385 & \quad A_{33} = 0,42657518 \\ A_{13} = 8,8283868 & \end{aligned}$$

$$x_1 = 1 - \text{TFR} \quad x_2 = \frac{P_t}{P_{xd}}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = \left\langle \left\{ -42,6769 + 178,782 \cdot [(1 - \text{TFR}) - 27,113 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} + \left\{ \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right)^3 \cdot [0,145022 + 0,371607 \cdot (1 - \text{TFR}) - 1,27973 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \right\rangle + \left\{ \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right)^2 \cdot [-4,04796 + 2,94504 \cdot (1 - \text{TFR}) + 12,055 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} + \left\{ \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right) \cdot [23,2218 - 51,0988 \cdot (1 - \text{TFR}) - 26,4852 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \quad (\text{A.IV.82})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} = \left\langle \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_t^2}{P_{xd}^3} \right] \cdot [-0,435066 - 0,557411 \cdot (1 - \text{TFR}) + 1,27973 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_t}{P_{xd}^2} \right] \cdot [8,09591 - 2,94504 \cdot (1 - \text{TFR}) - 8,03667 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \right\rangle + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR})}{P_{xd}} \right] \cdot [-26,2218 + 25,5994 \cdot (1 - \text{TFR}) + 8,82839 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \quad (\text{A.IV.83})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = \left\langle \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_t^3}{P_{xd}^4} \right] \cdot [0,435066 + 0,557411 \cdot (1 - \text{TFR}) - 1,27973 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_t^2}{P_{xd}^3} \right] \cdot [-8,09591 + 2,94504 \cdot (1 - \text{TFR}) + 8,03667 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \right\rangle + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_t}{P_{xd}^2} \right] \cdot [26,2218 - 25,5994 \cdot (1 - \text{TFR}) - 8,82839 \cdot (1 - \text{TFR})^2] \right\} \quad (\text{A.IV.84})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} + \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} + \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} \quad (\text{A.IV.85})$$

$$\text{Equação A.II.11: } \% \Delta \eta = \left(\frac{P_{xd}}{0,26 \cdot P_t} \right) \cdot \left[\sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right) \right]$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_{00} &= -5,4 & A_{10} &= 0,45 \\ A_{01} &= 4,395 & A_{11} &= -0,36625 \\ x_1 &= \text{TFR} & x_2 &= \text{Número de Válvulas} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = 4,395 - 0,36625 \cdot \text{Número de Válvulas} \quad (\text{A.IV.86})$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{Número de Válvulas}} = 0,45 \cdot 0,36625 \cdot \text{TFR} \quad (\text{A.IV.87})$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = 4,845 - 0,36625(\text{TFR} + \text{Número de Válvulas}) \quad (\text{A.IV.88})$$

$$\text{Equação A.II.12: } \eta = A + \left(\frac{B}{Q \cdot 9} \right)$$

Onde:

$$\begin{aligned} A &= 90,799 + 0,7474 \cdot \left[\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} \right) - 0,3 \right] - \left[\frac{0,5454}{\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3 \right)} \right] \\ B &= -505000 + 77568 \cdot \left[\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} \right) + 0,8 \right] - \left[\frac{1262500}{\ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8 \right)} \right] \\ \frac{\partial(\eta)}{\partial P_b} &= \left[\frac{0,7474}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3 \right) \cdot P_{xd}} + \frac{0,5454}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3 \right) \cdot P_{xd} \cdot \ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3 \right)^2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{77568}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8 \right) \cdot P_{xd}} + \frac{1262500}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8 \right) \cdot P_{xd} \cdot \ln \left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8 \right)^2} \right] \cdot \frac{1}{Q \cdot 9} \quad (\text{A.IV.89}) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial P_{xd}} = \left[\frac{0,7474}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd}^2} + \frac{0,5454 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right)^2} \right. \\ \left. - \frac{77568 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd}^2} - \frac{1262500 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)^2} \right] \cdot \frac{1}{Q \cdot v} \quad (\text{A.IV.90})$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial Q} = - \frac{-505000 - \frac{1262500}{\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)} + 77568 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)}{Q^2 \cdot v} \quad (\text{A.IV.91})$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial v} = - \frac{-505000 - \frac{1262500}{\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)} + 77568 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)}{Q \cdot v^2} \quad (\text{A.IV.92})$$

$$\Delta(\eta) = \frac{\partial(\eta)}{\partial P_b} + \frac{\partial(\eta)}{\partial P_{xd}} + \frac{\partial(\eta)}{\partial Q} + \frac{\partial(\eta)}{\partial v} \quad (\text{A.IV.93})$$

Equação A.II.13: $\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$

Onde:

$A_{00} = 28,232252$	$A_{24} = 0,39705804 \cdot 10^{-3}$
$A_{01} = - 92,390491$	$A_{25} = - 0,73533255 \cdot 10^{-4}$
$A_{02} = - 625,79590$	$A_{30} = 0,12050837 \cdot 10^{-5}$
$A_{03} = 207,23010$	$A_{31} = 0,26826382 \cdot 10^{-6}$
$A_{05} = - 22,516388$	$A_{32} = - 0,67887771 \cdot 10^{-6}$
$A_{10} = - 0,047796308$	$A_{33} = 0,52886157 \cdot 10^{-6}$
$A_{11} = 1,2844571$	$A_{34} = - 0,24106229 \cdot 10^{-6}$
$A_{12} = 0,38556961$	$A_{35} = 0,37881801 \cdot 10^{-7}$
$A_{13} = - 0,039652999$	$A_{40} = - 0,50719109 \cdot 10^{-9}$
$A_{14} = - 0,27180357$	$A_{41} = 0,26393497 \cdot 10^{-9}$
$A_{15} = 0,064869467$	$A_{42} = 0,38021911 \cdot 10^{-10}$
$A_{20} = - 0,69791427 \cdot 10^{-3}$	$A_{43} = - 0,10149993 \cdot 10^{-9}$
$A_{21} = - 0,17037268 \cdot 10^{-2}$	$A_{44} = 0,47757232 \cdot 10^{-10}$
$A_{22} = 0,86563845 \cdot 10^{-3}$	$A_{45} = - 0,70989561 \cdot 10^{-11}$
$A_{23} = - 0,59510660 \cdot 10^{-3}$	
$x_1 = \log_{10}^P$	$x_2 = H^*$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P} = \frac{1}{P} \cdot \left[\begin{aligned} &-40,1247 + 0,557833 \cdot H - 0,000739919 \cdot H^2 + 1,16505 \times 10^{-7} \cdot H^3 \\ &+ 1,14626 \times 10^{-10} \cdot H^4 - 236,065 \cdot \log_{10}^P + 0,145446 \cdot H \cdot \log_{10}^P \\ &+ 0,000326539 \cdot H^2 \cdot \log_{10}^P - 2,56089 \times 10^{-7} \cdot H^3 \cdot \log_{10}^P + H^4 \cdot \log_{10}^P \\ &+ 50,9245 \cdot (\log_{10}^P)^2 - 0,00974429 \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^2 - 0,000146241 \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^2 \\ &+ 1,29962 \times 10^{-7} \cdot H^3 \cdot (\log_{10}^P)^2 - 2,49425 \times 10^{-11} \cdot H^4 \cdot (\log_{10}^P)^2 \\ &+ 9,99663 \cdot (\log_{10}^P)^3 - 0,038677 \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^3 + 0,0000565004 \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^3 \\ &- 3,43026 \times 10^{-8} \cdot H^3 \cdot (\log_{10}^P)^3 + 6,79573 \times 10^{-12} \cdot H^4 \cdot (\log_{10}^P)^3 \\ &- 1,73936 \cdot (\log_{10}^P)^4 + 0,00501109 \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^4 - 5,68035 \times 10^{-6} \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^4 \\ &+ 2,92632 \times 10^{-9} \cdot H^3 \cdot (\log_{10}^P)^4 - 5,48386 \times 10^{-13} \cdot H^4 \cdot (\log_{10}^P)^4 \end{aligned} \right] \quad (A.IV.94)$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial H} = \left[\begin{aligned} &-0,0477963 - 0,00139583 \cdot H + 3,61525 \times 10^{-6} \cdot H^2 - 2,02876 \times 10^{-9} \cdot H^3 \\ &+ 0,5578833 \cdot \log_{10}^P - 0,00147984 \cdot H \cdot \log_{10}^P + 3,49516 \times 10^{-7} \cdot H^2 \cdot \log_{10}^P \\ &+ 4,58502 \times 10^{-10} \cdot H^3 \cdot \log_{10}^P + 0,0727229 \cdot (\log_{10}^P)^2 + 0,000326539 \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^2 \\ &- 3,84133 \times 10^{-7} \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^2 + H^3 \cdot (\log_{10}^P)^2 - 0,0032481 \cdot (\log_{10}^P)^3 \\ &- 0,000097494 \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^3 + 1,29962 \times 10^{-8} \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^4 \\ &+ 6,79573 \times 10^{-12} \cdot H^3 \cdot (\log_{10}^P)^4 + 0,00100222 \cdot (\log_{10}^P)^5 \\ &- 2,27214 \times 10^{-6} \cdot H \cdot (\log_{10}^P)^5 + 1,75579 \times 10^{-9} \cdot H^2 \cdot (\log_{10}^P)^5 \\ &- 4,38708 \times 10^{-13} \cdot H^3 \cdot (\log_{10}^P)^5 \end{aligned} \right] \quad (A.IV.95)$$

$$\Delta(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P} + \frac{\partial(\% \Delta \mu)}{\partial H} \quad (A.IV.96)$$

Equação A.II.14: $\Delta E_{LEP_0} = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -23,984811 & A_2 &= 3,1849404 \\ A_1 &= 57,862440 & x &= \ln(\text{pol Hg abs.}) \end{aligned}$$

$$\Delta(\Delta E_{LEP_0}) = \frac{\partial \Delta E_{LEP_0}}{\partial \ln(\text{pol Hg abs.})} = 57,8624 + 6,36988 \cdot \ln(\text{pol Hg abs.}) \quad (A.IV.97)$$

Equação A.II.15: $ML = \left(\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i \right) + \Delta ML$

Onde:

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 22.000 a 110.000 kVA*:

$$\begin{aligned} A_0 &= -2,78061 & A_2 &= 6,63281 \cdot 10^{-9} \\ A_1 &= 3,69116 \cdot 10^{-3} & A_3 &= -6,98336 \cdot 10^{-14} \end{aligned}$$

*Para geradores refrigerados convencionalmente, multiplicar a potência reativa nominal por 1,1.

$$\Delta(\text{ML}) = \frac{\partial \text{ML}}{\partial \text{kVA}} = 1,32656 \times 10^{-8} \cdot \text{kVA} - 2,09501 \times 10^{-13} \cdot \text{kVA}^2 \quad (\text{A.IV.98})$$

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 110.000 kVA e acima:

$$\begin{aligned} A_0 &= 105,1185 & A_1 &= 2,5948815 \cdot 10^{-3} \\ \Delta(\text{ML}) &= \frac{\partial \text{ML}}{\partial \text{kVA}} = 2,5948815 \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.99})$$

Para todos os outros tipos:

$$\begin{aligned} A_0 &= 220,0 & A_1 &= 2,82 \cdot 10^{-3} \\ \Delta(\text{ML}) &= \frac{\partial \text{ML}}{\partial \text{kVA}} = 2,82 \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.100})$$

Equação A.II.16: $\Delta \text{ML} = \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i$

Onde:

Caso a potência reativa do gerador seja abaixo de 500.000 kVA*:

$$\begin{aligned} \Delta \text{ML} &= 0,0 & x &= \text{kVA (Potência Reativa do Teste)} \\ \Delta(\Delta \text{ML}) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A.IV.101})$$

Caso a potência reativa do gerador seja de 500.000 kVA e acima:

$$\begin{aligned} A_0 &= 570,0 & A_2 &= 3,8 \cdot 10^{-9} \\ A_1 &= -3,04 \cdot 10^{-3} & x &= \text{kVA (Potência Reativa do Teste)} \\ \Delta(\Delta \text{ML}) &= \frac{\partial \Delta \text{ML}}{\partial \text{kVA}} = -0,00304 + 7,6 \times 10^{-9} \cdot \text{kVA} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.102})$$

Equação A.II.17.A: $K_1 = \Delta + \sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,34293488 \cdot 10^0 & \text{Para 3.600 rpm: } \Delta &= 0,0 \\ A_1 &= 0,89126466 \cdot 10^0 & \text{Para 1.800 rpm: } \Delta &= -0,095 \\ A_2 &= -0,10877851 \cdot 10^0 & x &= \ln(\text{kVA}) \\ A_3 &= 0,36908686 \cdot 10^{-2} \\ \Delta(K_1) &= \frac{\partial K_1}{\partial \text{kVA}} = \frac{1}{\text{kVA}} \cdot \left\{ 0,891265 - 0,217557 \cdot \ln(\text{kVA}) + 0,0110726 \cdot [\ln(\text{kVA})]^2 \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.IV.103})$$

$$\text{Equação A.II.17.B: } K_1 = \Delta + \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j}$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,34293488 \cdot 10^0 & B_1 &= -0,49564581 \cdot 10^{-2} \\ A_1 &= 0,89126466 \cdot 10^0 & \text{Para 3.600 rpm: } \Delta &= 0,0 \\ A_2 &= -0,10877851 \cdot 10^0 & \text{Para 1.800 rpm: } \Delta &= -0,10 \\ A_3 &= 0,36908686 \cdot 10^{-2} & x &= \ln(\text{kVA}) \end{aligned}$$

$$\Delta(K_1) = \frac{\partial K_1}{\partial \text{kVA}} = \left\langle \frac{\frac{1}{\text{kVA}} \cdot \{0,0566814 - 0,0533051 \cdot \ln(\text{kVA}) + 0,00322791 \cdot [\ln(\text{kVA})]^2\}}{1 - 0,0495646 \cdot \ln(\text{kVA})} + \frac{1}{\text{kVA} \cdot [1 - 0,0495646 \cdot \ln(\text{kVA})]^2} \cdot \begin{bmatrix} 0,091590919986 + 2,80939091844 \times 10^{-3} \cdot \ln(\text{kVA}) \\ -1,32102545796 \times 10^{-3} \cdot [\ln(\text{kVA})]^2 \\ + 5,3330022662 \times 10^{-5} \cdot [\ln(\text{kVA})]^3 \end{bmatrix} \right\rangle \quad (\text{A.IV.104})$$

$$\text{Equação A.II.18.A: } K_2 = \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j}$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_0 &= -0,20525271 \cdot 10^2 & B_1 &= -0,56218495 \cdot 10^2 \\ A_1 &= -0,35019203 \cdot 10^2 \\ A_2 &= 0,25514027 \cdot 10^2 & x &= \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100} \\ A_3 &= -0,25182400 \cdot 10^2 \end{aligned}$$

$$\Delta(K_2) = \frac{\partial K_2}{\partial \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)} = \left\langle \frac{\begin{bmatrix} -35,0192 + 51,0281 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right) - 75,5472 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)^2 \\ \left[1 - 56,2185 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)\right] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -1153,9016 - 1968,7269 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right) + 1434,3588 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)^2 - 1415,7168 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)^3 \\ \left[1 - 56,2185 \cdot \left(\frac{\% \text{kVA}}{100}\right)\right]^2 \end{bmatrix}} \right\rangle \quad (\text{A.IV.105})$$

$$\text{Equação A.II.18.B: } K_2 = \frac{\sum_{i=0}^I A_i \cdot x^i}{\sum_{j=1}^J B_j \cdot x^j}$$

Onde:

$$x = \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100}$$

Para 3.600 rpm:

Para 1.800 rpm:

$$\begin{aligned}
 A_0 &= -0,17535943 \cdot 10^2 & A_0 &= -0,22727744 \cdot 10^0 \\
 A_1 &= -0,15515139 \cdot 10^2 & A_1 &= -0,24939976 \cdot 10^2 \\
 B_1 &= -0,65338483 \cdot 10^2 & A_2 &= 0,34283283 \cdot 10^2 \\
 B_2 &= 0,31286714 \cdot 10^2 & A_3 &= -0,35808901 \cdot 10^2 \\
 & & A_4 &= 0,90544169 \cdot 10^1 \\
 & & B_1 &= -0,18638959 \cdot 10^2
 \end{aligned}$$

$$\Delta(K_2) = \frac{\partial K_2}{\partial \left(\frac{\%kVA}{100} \right)} = \left\{ \frac{1097,2809 \cdot \left(\frac{\%kVA}{100} \right) - 970,8325 \cdot \left(\frac{\%kVA}{100} \right)^2}{\left[-64,3385 + 31,2867 \cdot \left(\frac{\%kVA}{100} \right)^2 \right]^2} - \frac{15,5151}{\left[-64,3385 + 31,2867 \cdot \left(\frac{\%kVA}{100} \right)^2 \right]} \right\} \quad (\text{A.IV.106})$$

A.IV.4 – Incertezas das Equações Utilizadas no Apêndice III.

Equação A.III.7: $T(S) = A + \frac{B}{[\ln P(s)] + C}$

Para a Faixa IV: $0,01 \leq T(S) < 326,85 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$$0,00611 \leq P(S) < 123,3 \text{ (bar)}$$

$$A = 0,426776 \cdot 10^2$$

$$B = -0,389270 \cdot 10^4$$

$$C = -0,948654 \cdot 10^1$$

$$\Delta[T(S)] = \frac{\partial T(S)}{\partial P(S)} = \frac{3892,7}{P(S) \cdot \{-9,48654 + \ln[P(S)]\}^2} \quad (\text{A.IV.107})$$

Para a Faixa V: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$$123,3 \leq P(S) \leq 221,0 \text{ (bar)}$$

$$A = -0,387592 \cdot 10^3$$

$$B = -0,125875 \cdot 10^5$$

$$C = -0,152578 \cdot 10^2$$

$$\Delta[T(S)] = \frac{\partial T(S)}{\partial P(S)} = \frac{12587,5}{P(S) \cdot \{-15,2578 + \ln[P(S)]\}^2} \quad (\text{A.IV.108})$$

Equação A.III.8: $\ln P(S) = \sum_{n=0}^9 A(n) \cdot [T(S)]^n + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}$

Onde: $P(S)$ = pressão de saturação

$T(S)$ = temperatura de saturação

$T(C)$ = temperatura crítica

Faixa IV: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A(0) &= 0,104592 \cdot 10^2 & A(6) &= 0,903668 \cdot 10^{-15} \\ A(1) &= -0,404897 \cdot 10^{-2} & A(7) &= -0,199690 \cdot 10^{-17} \\ A(2) &= -0,417520 \cdot 10^{-4} & A(8) &= 0,779287 \cdot 10^{-21} \\ A(3) &= 0,368510 \cdot 10^{-6} & A(9) &= 0,191482 \cdot 10^{-24} \\ A(4) &= -0,101520 \cdot 10^{-8} & A(10) &= -0,396806 \cdot 10^4 \\ A(5) &= 0,865310 \cdot 10^{-12} & A(11) &= 0,395735 \cdot 10^2 \end{aligned}$$

$$\Delta[P(S)] = \frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} = \left\{ \begin{aligned} &-0,00404897 + \frac{3968,06}{[-39,5735 + T(S)]^2} \\ &-0,000083504 \cdot T(S) + 1,10553 \cdot 10^{-6} \cdot [T(S)]^2 \\ &-4,0608 \cdot 10^{-11} \cdot [T(S)]^6 + 6,2343 \cdot 10^{-21} \cdot [T(S)]^7 \\ &+ 1,72334 \cdot 10^{-24} \cdot [T(S)]^8 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.109})$$

Equação A.III.11: $Y(S) = \frac{V(F)}{V(FCR)}$ (Volume Específico para o líquido)

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 1,0 & E(3) &= -2,0829991 \\ B &= -1,9153882 & E(4) &= 8,218000 \cdot 10^{-1} \\ C &= 1,2015186 \cdot 10^1 & E(5) &= 4,7549742 \cdot 10^{-1} \\ D &= -7,8464025 & E(6) &= 0,0 \\ E(1) &= -3,888614 & E(7) &= 0,0 \\ E(2) &= 2,0582238 & V(FCR) &= 3,155 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Então:

$$\Delta[V(F)] = \frac{\partial V(F)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{aligned} &-0,0122685 - \frac{0,002014350765}{[T(C)]^{2/3}} + \frac{0,0315900685}{[T(C)]^{1/6}} \\ &-\frac{0,021660968}{[T(C)]^{1/8}} + 0,01298739975 \cdot T(C) \\ &-0,019715595 \cdot [T(C)]^2 + 0,010371116 \cdot [T(C)]^3 \\ &+ 0,00750098095 \cdot [T(C)]^4 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.110})$$

$$Y(S) = \frac{P(S) \cdot V(G)}{P(CR) \cdot V(GCR)} \quad (\text{Volume Específico para o vapor})$$

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$A = 1,0 \quad E(3) = -1,9179576 \cdot 10^1 \quad P(CR) = 2,2089 \cdot 10^1$$

$B = 1,6351057$	$E(4) = 3,6765319 \cdot 10^1$
$C = 5,2584599 \cdot 10^1$	$E(5) = - 1,9462437 \cdot 10^1$
$D = - 4,4694653 \cdot 10^1$	$E(6) = 0,0$
$E(1) = - 8,9751114$	$E(7) = 0,0$
$E(2) = - 4,3845530 \cdot 10^1$	$V(\text{GCR}) = 3,155 \cdot 10^{-3}$

Então:

$$\frac{\partial V(\text{G})}{\partial T(\text{C})} = \left\{ \begin{array}{l} \left[-0,625483 + \frac{0,0379839}{[T(\text{C})]^{2/3}} + \frac{3,05389}{[T(\text{C})]^{1/6}} - \frac{2,72546}{[T(\text{C})]^{1/8}} \right. \\ \left. - 6,11126 \cdot T(\text{C}) - 4,00992 \cdot [T(\text{C})]^2 + 10,2488 \cdot [T(\text{C})]^3 \right. \\ \left. - 6,78176 \cdot [T(\text{C})]^4 \right] \\ \left[10,4592 - \frac{3968,06}{[-39,5735 + T(\text{S})]} - 0,00404897 \cdot T(\text{S}) \right. \\ \left. - 0,000041752 \cdot [T(\text{S})]^2 + 3,6851 \cdot 10^{-7} \cdot [T(\text{S})]^3 \right. \\ \left. - 1,0152 \cdot 10^{-9} \cdot [T(\text{S})]^4 + 8,6531 \cdot 10^{-13} \cdot [T(\text{S})]^5 \right. \\ \left. + 9,03668 \cdot 10^{-16} \cdot [T(\text{S})]^6 - 1,9969 \cdot 10^{-18} \cdot [T(\text{S})]^7 \right. \\ \left. + 7,79287 \cdot 10^{-22} \cdot [T(\text{S})]^8 + 1,91482 \cdot 10^{-25} \cdot [T(\text{S})]^9 \right] \end{array} \right\} \quad (\text{A.IV.111})$$

$$\frac{\partial V(G)}{\partial T(S)} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left\{ 0,0696908 + 0,11395 \cdot [T(C)]^{\frac{1}{3}} + 3,66466250907 \cdot [T(C)]^{\frac{5}{6}} \right\} \\ & \left\{ -3,11481 \cdot [T(C)]^{\frac{7}{8}} - 0,625483 \cdot T(C) - 3,05563 \cdot [T(C)]^2 \right\} \\ & \left\{ -1,33664 \cdot [T(C)]^3 + 2,5622 \cdot [T(C)]^4 - 1,35635 \cdot [T(C)]^5 \right\} \end{aligned} \right]}{\left[\begin{aligned} & -0,00404897 + \frac{3968,06}{[-39,5735 + T(S)]^2} - 0,000083504 \cdot T(S) \\ & + 1,10553 \cdot 10^{-6} \cdot [T(S)]^2 - 4,0608 \cdot 10^{-9} \cdot [T(S)]^3 \\ & + 4,32655 \cdot 10^{-12} \cdot [T(S)]^4 + 5,42201 \cdot 10^{-15} \cdot [T(S)]^5 \\ & - 1,39783 \cdot 10^{-17} \cdot [T(S)]^6 + 6,2343 \cdot 10^{-21} \cdot [T(S)]^7 \\ & + 1,72334 \cdot 10^{-24} \cdot [T(S)]^8 \end{aligned} \right]} \cdot \left[\begin{aligned} & \left\{ 10,4592 - \frac{3968,06}{[-39,5735 + T(S)]} - 0,00404897 \cdot T(S) - 0,000041752 \cdot [T(S)]^2 \right\}^2 \\ & + 3,6851 \cdot 10^{-7} \cdot [T(S)]^3 - 1,0152 \cdot 10^{-9} \cdot [T(S)]^4 + 8,6531 \cdot 10^{-13} \cdot [T(S)]^5 \\ & + 9,03668 \cdot 10^{-16} \cdot [T(S)]^6 - 1,9969 \cdot 10^{-18} \cdot [T(S)]^7 + 7,79287 \cdot 10^{-22} \cdot [T(S)]^8 \\ & - 1,91482 \cdot 10^{-25} \cdot [T(S)]^9 \end{aligned} \right] \quad (A.IV.112)$$

$$\Delta[V(G)] = \frac{\partial V(G)}{\partial T(C)} + \frac{\partial V(G)}{\partial T(S)} \quad (A.IV.113)$$

Equação A.III.13: $Y(S) = \frac{H(F)}{H(FCR)}$ (Entalpia para o líquido)

Faixa I: $0,01 \leq T(S) < 26,85$ (°C)

$$A = 0,0 \quad E(3) = -9,50812101 \cdot 10^3$$

$$B = 0,0 \quad E(4) = 7,16287928 \cdot 10^4$$

$$C = 0,0 \quad E(5) = -1,63535221 \cdot 10^5$$

$$D = 0,0 \quad E(6) = 1,66531093 \cdot 10^5$$

$$E(1) = 6,24698837 \cdot 10^2 \quad E(7) = -6,47854585 \cdot 10^4$$

$$E(2) = -2,34385369 \cdot 10^3 \quad H(FCR) = 2,0993 \cdot 10^3$$

$$\Delta[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{aligned} & 1,31143 \cdot 10^6 - 9,8409 \cdot 10^6 \cdot T(C) - 5,98812 \cdot 10^7 \cdot [T(C)]^2 \\ & + 6,01481 \cdot 10^8 \cdot [T(C)]^3 - 1,71655 \cdot 10^9 \cdot [T(C)]^4 \\ & + 2,09759 \cdot 10^9 \cdot [T(C)]^5 - 9,52029 \cdot 10^8 \cdot [T(C)]^6 \end{aligned} \right\} \quad (A.IV.114)$$

Faixa II: $0,01 \leq T(S) < 326,85$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 8,839230108 \cdot 10^1 & E(3) &= -1,31789573 \cdot 10^1 \\ B &= 0,0 & E(4) &= -1,91322436 \\ C &= 0,0 & E(5) &= 6,87937653 \cdot 10^1 \\ D &= 0,0 & E(6) &= -1,24819906 \cdot 10^2 \\ E(1) &= -2,67172935 & E(7) &= 7,21435404 \cdot 10^1 \\ E(2) &= 6,22640035 & H(FCR) &= 2,0993 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

$$\Delta[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{aligned} &-5608,761 + 26142,2 \cdot T(C) - 82998,8 \cdot [T(C)]^2 \\ &-16065,7 \cdot [T(C)]^3 + 722094 \cdot [T(C)]^4 \\ &-1,57221 \cdot 10^6 \cdot [T(C)]^5 + 1,06016 \cdot 10^6 \cdot [T(C)]^6 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.115})$$

Faixa III: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 1,0 & E(3) &= 0,0 \\ B &= -4,41057805 \cdot 10^{-1} & E(4) &= 0,0 \\ C &= -5,52255517 & E(5) &= 0,0 \\ D &= 6,43994847 & E(6) &= 0,0 \\ E(1) &= -1,64578795 & E(7) &= 0,0 \\ E(2) &= -1,30574143 & H(FCR) &= 2,0993 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

$$\Delta[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} = -3455 - \frac{308,638}{[T(C)]^{2/3}} - \frac{9661,25}{[T(C)]^{1/6}} + \frac{11829,5}{[T(C)]^{1/8}} - 5482,29 \cdot T(C) \quad (\text{A.IV.116})$$

Equação A.III.14: $Y(S) = \frac{H(FG)}{H(FGTP)}$ (Entalpia para o calor latente de vaporização)

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 0,0 & E(3) &= -8,06395 \\ B &= 7,79221 \cdot 10^{-1} & E(4) &= 1,15633 \cdot 10^1 \\ C &= 4,62668 & E(5) &= -6,02884 \\ D &= -1,07931 & E(6) &= 0,0 \\ E(1) &= -3,87446 & E(7) &= 0,0 \end{aligned}$$

$$E(2) = 2,94553 \quad H(FGTP) = 2,5009 \cdot 10^3$$

$$\Delta[H(FG)] = \frac{\partial H(FG)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{array}{l} -9689,64 + \frac{649,585}{[T(C)]^{2/3}} + \frac{9642,39}{[T(C)]^{1/6}} - \frac{2361,84}{[T(C)]^{1/8}} + 14733 \cdot T(C) \\ -60501,4 \cdot [T(C)]^2 + 115675 \cdot [T(C)]^3 - 75387,6 \cdot [T(C)]^4 \end{array} \right\} \quad (A.IV.117)$$

Equação A.III.15: $Y(S) = \frac{H(G)}{H(GCR)}$ (Entalpia para o vapor)

Faixa VI: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{array}{ll} A = 1,0 & E(3) = -7,39064542 \\ B = 4,57874342 \cdot 10^{-1} & E(4) = 1,04961689 \cdot 10^1 \\ C = 5,08441288 & E(5) = -5,46840036 \\ D = -1,48513244 & E(6) = 0,0 \\ E(1) = -4,81351884 & E(7) = 0,0 \\ E(2) = 2,69411792 & H(GCR) = 2,0993 \cdot 10^3 \end{array}$$

$$\Delta[H(G)] = \frac{\partial H(G)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{array}{l} -10105 + \frac{699,614}{[T(C)]^{2/3}} + \frac{8894,76}{[T(C)]^{1/6}} - \frac{2728,02}{[T(C)]^{1/8}} + 11311,5 \cdot T(C) \\ -46545,5 \cdot [T(C)]^2 + 88138,4 \cdot [T(C)]^3 - 57399,1 \cdot [T(C)]^4 \end{array} \right\} \quad (A.IV.118)$$

Equação A.III.16: $Y(S) = \frac{S(F)}{S(FCR)}$ (Entropia para o líquido)

Faixa I: $0,01 \leq T(S) < 26,85$ (°C)

$$\begin{array}{ll} A = 0,0 & E(3) = -4,31466046 \cdot 10^4 \\ B = 0,0 & E(4) = 4,86066733 \cdot 10^4 \\ C = 0,0 & E(5) = 7,9975096 \cdot 10^3 \\ D = 0,0 & E(6) = -5,83339887 \cdot 10^4 \\ E(1) = -1,83692956 \cdot 10^3 & E(7) = 3,31400718 \cdot 10^4 \\ E(2) = 1,47066352 \cdot 10^4 & S(FCR) = 4,4289 \end{array}$$

$$\Delta[S(F)] = \left\{ \begin{array}{l} -8135,58 + 130268 \cdot T(C) - 573276 \cdot [T(C)]^2 + 141681 \cdot [T(C)]^3 \\ -1,29178 \cdot 10^6 \cdot [T(C)]^4 + 880644 \cdot [T(C)]^5 \end{array} \right\} \quad (A.IV.119)$$

Faixa II: $26,85 \leq T(S) < 326,85$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 9,12762917 \cdot 10^{-1} & E(3) &= 5,82215341 \\ B &= 0,0 & E(4) &= -6,33354786 \cdot 10^1 \\ C &= 0,0 & E(5) &= 1,88076546 \cdot 10^2 \\ D &= 0,0 & E(6) &= -2,52344531 \cdot 10^2 \\ E(1) &= -1,75702956 & E(7) &= 1,28085531 \cdot 10^2 \\ E(2) &= 1,68754095 & S(FCR) &= 4,4289 \end{aligned}$$

$$\Delta[S(F)] = \frac{\partial S(F)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{aligned} &-7,782 + 14,948 \cdot T(C) + 77,358 \cdot [T(C)]^2 - 1122,03 \cdot [T(C)]^3 \\ &+ 4164,86 \cdot [T(C)]^4 - 6705,65 \cdot [T(C)]^5 + 3970,95 \cdot [T(C)]^6 \end{aligned} \right\} \quad (A.IV.120)$$

Faixa III: $326,85 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 1,0 & E(3) &= 0,0 \\ B &= -3,24817650 \cdot 10^{-1} & E(4) &= 0,0 \\ C &= -2,990556709 & E(5) &= 0,0 \\ D &= 3,2341900 & E(6) &= 0,0 \\ E(1) &= -6,78067859 \cdot 10^{-1} & E(7) &= 0,0 \\ E(2) &= -1,91910364 & S(FCR) &= 4,4289 \end{aligned}$$

$$\Delta[S(F)] = \frac{\partial S(F)}{\partial T(C)} = -3,004 - \frac{0,479667}{[T(C)]^{2/3}} - \frac{11,0375}{[T(C)]^{1/6}} + \frac{12,5335}{[T(C)]^{1/8}} - 17 \cdot T(C) \quad (A.IV.121)$$

Equação A.III.17: $Y(S) = \frac{S(G)}{S(GCR)}$ (Entropia para o vapor)

Faixa I: $0,01 \leq T(S) \leq 374,15$ (°C)

$$\begin{aligned} A &= 1,0 & E(3) &= 1,75261 \\ B &= 0,0 & E(4) &= -6,22295 \\ C &= -2,78368 & E(5) &= 9,99004 \\ D &= 6,932135 & E(6) &= 0,0 \\ E(1) &= -4,34839 & E(7) &= 0,0 \\ E(2) &= 1,34672 & S(GCR) &= 4,4289 \end{aligned}$$

$$\Delta[S(G)] = \frac{\partial S(G)}{\partial T(C)} = \left\{ \begin{array}{l} -19,259 - \frac{10,2742}{[T(C)]^{5/6}} + \frac{26,8643}{[T(C)]^{1/8}} + 11,93 \cdot T(C) + 23,286 \cdot [T(C)]^2 \\ -110,244 \cdot [T(C)]^3 + 221,225 \cdot [T(C)]^4 \end{array} \right\} \quad (\text{A.IV.122})$$

$$\text{Equação A.III.18: } V(P, T) = \frac{R \cdot T}{P} - B(1) \cdot e^{-B(2) \cdot T} + \frac{1}{10 \cdot P} \cdot \left\{ B(3) - e^{\left[\sum_{n=0}^2 A(n) [T(S)]^n \right]} \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]}$$

(Volume Específico do Vapor Superaquecido)

$$R = 4,61631 \cdot 10^{-4}$$

$$M = 4,0 \cdot 10^1$$

$$B(1) = 5,27993 \cdot 10^{-2}$$

$$A(0) = -3,741378$$

$$B(2) = 3,75928 \cdot 10^{-3}$$

$$A(1) = -4,7838281 \cdot 10^{-3}$$

$$B(3) = 2,2 \cdot 10^{-2}$$

$$A(2) = 1,5923434 \cdot 10^{-5}$$

$$\frac{\partial V(P, T)}{\partial T(S)} = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{10} \cdot \left\{ -3,74138 - 0,00956766 \cdot T(S) + 0,0000477703 \cdot [T(S)]^2 \right\} \\ \cdot e^{\left\{ -3,741378 \cdot T(S) - 0,0047838281 \cdot [T(S)]^2 + 0,000015923434 \cdot [T(S)]^3 + \frac{T(S)-T}{40} \right\}} \\ \cdot P + \frac{1}{400} \cdot e^{\frac{T(S)-T}{40}} \\ \cdot \left(0,022 - e^{\left\{ -3,741378 \cdot T(S) - 0,0047838281 \cdot [T(S)]^2 + 0,000015923434 \cdot [T(S)]^3 + \frac{T(S)-T}{40} \right\}} \right) \cdot P \end{array} \right\} \quad (\text{A.IV.123})$$

$$\frac{\partial V(P, T)}{\partial T} = \left\{ \begin{array}{l} 0,000198487352504 \cdot e^{-0,00375928 \cdot T} + \frac{0,000461631}{P} - \frac{1}{400} \cdot e^{\frac{T(S)-T}{40}} \\ \cdot e^{\left\{ -3,741378 \cdot T(S) - 0,0047838281 \cdot [T(S)]^2 + 0,000015923434 \cdot [T(S)]^3 + \frac{T(S)-T}{40} \right\}} \cdot P \end{array} \right\} \quad (\text{A.IV.124})$$

$$\frac{\partial V(P, T)}{\partial P} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{10} \cdot e^{\frac{T(S)-T}{40}} \cdot e^{\left\{ -3,741378 \cdot T(S) - 0,0047838281 \cdot [T(S)]^2 + 0,000015923434 \cdot [T(S)]^3 + \frac{T(S)-T}{40} \right\}} \\ - \frac{0,000461631 \cdot T}{P^2} \end{array} \right\} \quad (\text{A.IV.125})$$

$$\Delta[V(P, T)] = \frac{\partial V(P, T)}{\partial T(S)} + \frac{\partial V(P, T)}{\partial T} + \frac{\partial V(P, T)}{\partial P} \quad (\text{A.IV.126})$$

$$\text{Equação A.III.19: } H(P,T) = \sum_{n=0}^2 A(n) \cdot T^n - A(3) \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M}\right]} \quad (\text{Entalpia do Vapor Superaquecido})$$

$$A(0) = B(11) + B(12) \cdot P + B(13) \cdot P^2$$

$$A(1) = B(21) + B(22) \cdot P + B(23) \cdot P^2$$

$$A(2) = B(31) + B(32) \cdot P + B(33) \cdot P^2$$

$$A(3) = B(41) + B(42) \cdot T(S) + B(43) \cdot [T(S)]^2 + B(44) \cdot [T(S)]^3 + B(45) \cdot [T(S)]^4$$

$$B(11) = 2,04121 \cdot 10^3$$

$$B(12) = -4,040021 \cdot 10^1$$

$$B(13) = -4,8095 \cdot 10^{-1}$$

$$B(21) = 1,610693$$

$$B(22) = 5,472051 \cdot 10^{-2}$$

$$B(23) = 7,517537 \cdot 10^{-4}$$

$$B(31) = 3,383117 \cdot 10^{-4}$$

$$B(32) = -1,975736 \cdot 10^{-5}$$

$$B(33) = -2,87409 \cdot 10^{-7}$$

$$B(41) = 1,70782 \cdot 10^3$$

$$B(42) = -1,699419 \cdot 10^1$$

$$B(43) = 6,2746295 \cdot 10^{-2}$$

$$B(44) = -1,0284259 \cdot 10^{-4}$$

$$B(45) = 6,4561298 \cdot 10^{-8}$$

$$M = 4,5 \cdot 10^1$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial T} = \left\{ \begin{aligned} &1,61069 + \frac{1}{45} \cdot \left\{ 1707,82 - 16,9942 \cdot T(S) + 0,0627463 \cdot [T(S)]^2 \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{45}\right]} \\ &\left\{ -0,000102843 \cdot [T(S)]^3 + 6,45613 \cdot 10^{-8} \cdot [T(S)]^4 \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{45}\right]} \\ &+ 0,0547205 \cdot P + (0,000751754 \cdot P^2 + 0,000676624 - 0,0000395148 \cdot P) \cdot T \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.127})$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial P} = \left\{ \begin{aligned} &-40,4002 - 0,9619 \cdot P + (0,0547205 + 0,00150351 \cdot P) \cdot T \\ &+ (-0,0000197574 - 5,74818 \cdot 10^{-7} \cdot P) \cdot T^2 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.128})$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial T(S)} = \left\{ \begin{aligned} &\left\{ 16,9942 - 0,125493 \cdot T(S) - 0,000308528 \cdot [T(S)]^2 - 2,58245 \cdot 10^{-7} \cdot [T(S)]^3 \right\} \\ &\cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{45}\right]} - \frac{1}{45} \cdot \left\{ 1707,82 - 16,9942 \cdot T(S) + 0,0627463 \cdot [T(S)]^2 \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{45}\right]} \\ &\left\{ -0,000102843 \cdot [T(S)]^3 + 6,45613 \cdot 10^{-8} \cdot [T(S)]^4 \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{45}\right]} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.129})$$

$$\Delta[H(P, T)] = \frac{\partial H(P, T)}{\partial T} + \frac{\partial H(P, T)}{\partial P} + \frac{\partial H(P, T)}{\partial T(S)} \quad (\text{A.IV.130})$$

$$\text{Equação A.III.20: } S(P, T) = \sum_{n=0}^4 A(n) \cdot T^n + B(1) \cdot \ln[10 \cdot P + B(2)] - \sum_{n=0}^4 C(n) \cdot [T(S)]^n \cdot \left\{ e^{\left[\frac{T(S)-T}{M} \right]} \right\}$$

(Entropia do Vapor Superaquecido)

$$A(0) = 4,6162961$$

$$A(1) = 1,039008 \cdot 10^{-2}$$

$$A(2) = -9,873085 \cdot 10^{-6}$$

$$A(3) = 5,43411 \cdot 10^{-9}$$

$$A(4) = -1,170465 \cdot 10^{-12}$$

$$B(1) = -4,650306 \cdot 10^{-1}$$

$$B(2) = 1,0 \cdot 10^{-3}$$

$$C(0) = 1,777804$$

$$C(1) = -1,802468 \cdot 10^{-2}$$

$$C(2) = 6,854459 \cdot 10^{-5}$$

$$C(3) = -1,184424 \cdot 10^{-7}$$

$$C(4) = 8,142201 \cdot 10^{-11}$$

$$M = 8,5 \cdot 10^1$$

$$\frac{\partial S(P, T)}{\partial T} = \left\{ \begin{aligned} &0,0103901 + \frac{1}{85} \cdot \left\{ 1,7778 - 0,0180247 \cdot T(S) + 0,0000685446 \cdot [T(S)]^2 \right\} \\ &\left\{ -1,18442 \cdot 10^{-7} \cdot [T(S)]^3 + 8,1422 \cdot 10^{-11} \cdot [T(S)]^4 \right\} \\ &\cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{85} \right]} - 0,0000197462 \cdot T + 1,63023 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 4,68186 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.131})$$

$$\frac{\partial S(P, T)}{\partial P} = -\frac{4,65031}{0,001 + 10 \cdot P} \quad (\text{A.IV.132})$$

$$\frac{\partial S(P, T)}{\partial T(S)} = \left\{ \begin{aligned} &\left\{ 0,0180247 + 0,000137089 \cdot T(S) - 3,55327 \cdot 10^{-7} \cdot [T(S)]^2 \right\} \\ &\left\{ + 3,25688 \cdot 10^{-10} \cdot [T(S)]^3 \right\} \\ &\cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{85} \right]} - \frac{1}{85} \cdot \left\{ \begin{aligned} &1,7778 - 0,0180247 \cdot T(S) \\ &+ 0,0000685446 \cdot [T(S)]^2 \\ &- 1,18442 \cdot [T(S)]^3 + 8,1422 \cdot 10^{-11} \cdot [T(S)]^4 \end{aligned} \right\} \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{85} \right]} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.IV.133})$$

$$\Delta[S(P, T)] = \frac{\partial S(P, T)}{\partial T} + \frac{\partial S(P, T)}{\partial P} + \frac{\partial S(P, T)}{\partial T(S)} \quad (\text{A.IV.134})$$

Apêndice V

*PLANILHAS
DESENVOLVIDAS
PARA OS ESTUDOS
DE CASO.*

APÊNDICE V – PLANILHAS DESENVOLVIDAS PARA OS ESTUDOS DE CASO

As planilhas em Excel desenvolvidas para os estudos de caso são mostradas nas Figuras A.V.1 a A.V.16:

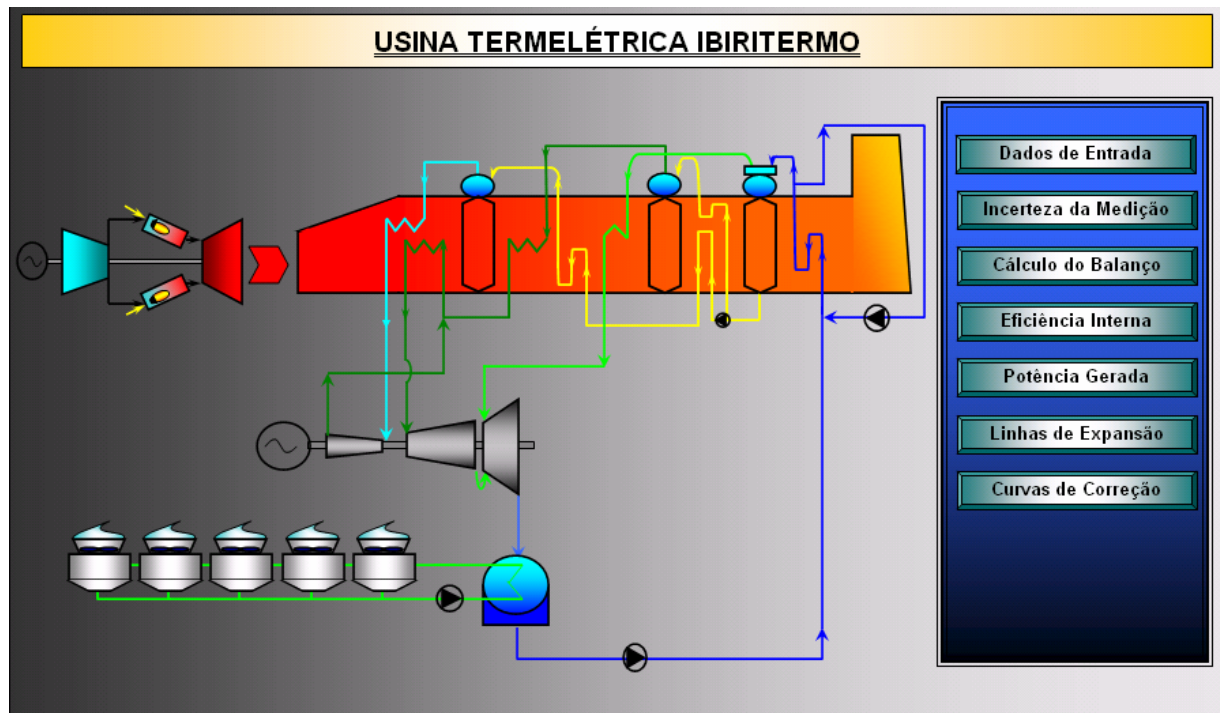


Figura A.V.1: Tela de abertura da planilha desenvolvida para o estudo de caso da usina de ciclo combinado Ibiritermo.

A Figura A.V.1 foi desenvolvida para a “navegação” entre as diversas planilhas de cálculo, necessárias para a análise de desempenho da turbina a vapor. Além disso, esta tela de abertura mostra um desenho esquemático dos principais equipamentos existentes na usina:

- Turbina a gás;
- Turbina a vapor;
- Torres de resfriamento;
- Condensador da turbina a vapor;
- Bombas de alimentação da caldeira recuperativa de calor;
- Caldeira recuperativa de calor com 3 níveis de pressão

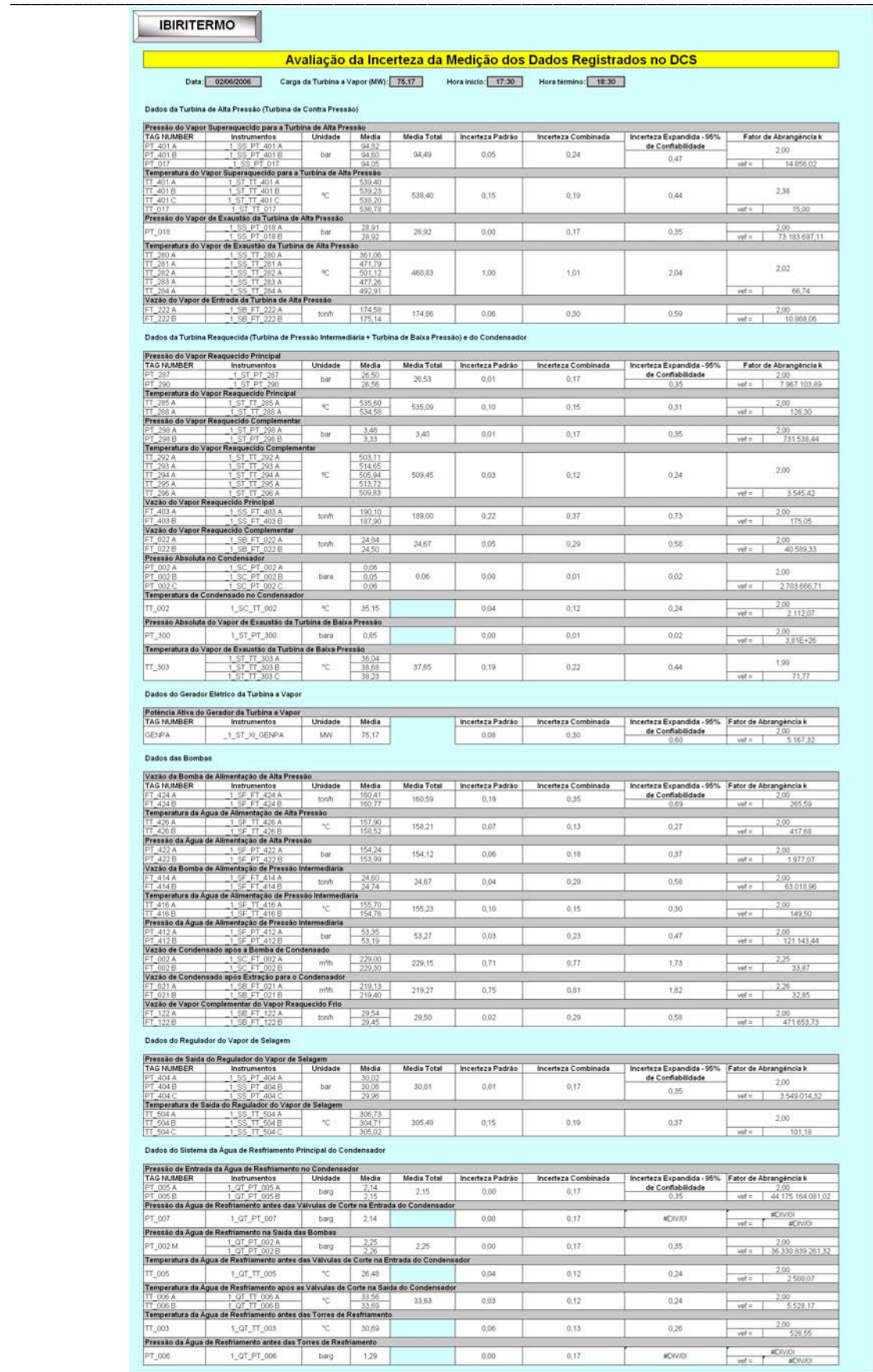
As cores das linhas de trajeto do vapor pelo ciclo e o condensado foram colocadas de tal forma que se possa perceber aonde se localizam os níveis de pressão no ciclo

Figura A.V.2: Folha de entrada de dados coletados durante o teste.

A Figura A.V.2 foi desenvolvida após o levantamento dos instrumentos da usina, e quais seriam necessários para a realização dos cálculos para a análise de desempenho. Para facilidade de compreensão de quem for usar a planilha, os dados foram divididos como:

- Dados da Turbina de Alta Pressão (Turbina de Contra Pressão);
- Dados da Turbina Reaquecida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão) e do Condensador;
- Dados do Gerador Elétrico da Turbina a Vapor;
- Dados das Bombas;
- Dados do Regulador do Vapor de Selagem;
- Dados do Sistema da Água de Resfriamento Principal do Condensador;

A quantidade de leituras necessárias para cada instrumento e o intervalo de tempo entre medições foi determinado de acordo com a norma ASME PTC – 19 (Análise de Incerteza).



A Figura A.V.3 foi desenvolvida usando-se os critérios de cálculo de incerteza da norma ASME PTC – 19 , sendo a incerteza dada por:

- Média das leituras de cada instrumento;
- Média total para o parâmetro medido;
- Cálculo da incerteza padrão (desvio padrão);
- Cálculo da incerteza combinada (desvio padrão + incerteza do instrumento);
- Cálculo da incerteza expandida com 95 % de confiabilidade no cálculo e;
- O Fator de abrangência calculado para a incerteza expandida.

O valor médio para cada parâmetro foi utilizado nos cálculo da análise de desempenho da turbina a vapor.

IBIRITERMO

Cálculo do Balanço de Massa

Data: 02/06/2006 Carga da Turbina a Vapor (MW): 75,17 Hora início: 17:30 Hora término: 18:30

Parâmetros de Operação da Turbina a Vapor

Vazão do Vapor Superaquecido	FT_222A/B	48,57	(kg/s)
Vazão do Vapor Reaquecido Principal	FT_403 A/B	52,50	(kg/s)
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar	FT_022 A/B	6,85	(kg/s)
Pressão do Vapor Superaquecido	PT_264 A/B	94,49	(bar)
Temperatura do Vapor Superaquecido	TT_268 A	538,40	(°C)
Entalpia do Vapor Superaquecido	—	3.479,56	(kJ/kg)
Pressão do Vapor Reaquecido Principal	PT_287	26,53	(bar)
Temperatura do Vapor Reaquecido Principal	TT_285A	535,09	(°C)
Entalpia do Vapor Reaquecido Principal	—	3.539,45	(kJ/kg)
Pressão do Vapor Reaquecido Complementar	PT_298 A/B	3,40	(bar)
Temperatura do Vapor Reaquecido Complementar	TT_296 A	503,11	(°C)
Entalpia do Vapor Reaquecido Complementar	—	3.492,03	(kJ/kg)

Parâmetros de Operação das Bombas

Vazão da Bomba de Alimentação de Alta Pressão	FT_414 A/B	44,61	(kg/s)
Vazão da Bomba de Alimentação de Pressão Intermediária	FT_424 A/B	6,85	(kg/s)
Vazão do Vapor de Pressão Intermediária para o Vapor Reaquecido	FT_122 A/B	8,19	(kg/s)

Parâmetros de Operação da Vazão de Condensado

Vazão de Condensado após o Ejetor e o Gland Condenser	FT_002 A/B	63,65	(kg/s)
Vazão de Condensado após a extração de água para o desuperaquecedor	FT_021 A/B	60,91	(kg/s)

SELAGEM DA TURBINA DE ALTA PRESSÃO:

Vazamentos de Vapor da Válvula Parcializadora				
	TOTAL	A	B	
Constante "C"	56	50	—	—
Pressão do Vapor de Entrada (P) - Dado do Teste	1.370,13	419,31	—	(psia)
Temperatura do Vapor de Entrada (T) - Dado do Teste	94,49	28,92	—	(bar)
Volume Específico do Vapor de Entrada (V)	0,59492	1,82310	—	(m³/kg)
Raiz Quadrada de (P/V)	0,03714	0,11381	—	(ps²/lb)
Raiz Quadrada de (P/V)	47,99	15,17	—	(lb/h)
Vazão de Vapor da Válvula Parcializadora	2.687,45	758,29	1.929,16	(kg/s)
	0,34	0,10	0,24	(kg/s)

Selagem do Eixo						
	1	2	3	4	5	6
Fator "K" para o tipo de selagem	47,00	47,00	47,00	47,00	45,00	66,50
Pressão do Vapor de Entrada (P1) - Dado do Teste	1.370,13	1.370,13	419,31	419,31	419,31	435,21
Temperatura do Vapor de Entrada (T1) - Dado do Teste	94,49	94,49	28,92	28,92	28,92	30,01
Entalpia do Vapor de Entrada	3.479,56	3.479,56	3.373,01	3.373,01	3.373,01	3.022,23
Volume Específico do Vapor de Entrada (V1)	0,03714	0,03714	0,11381	0,11381	0,11381	0,08243
Pressão do Vapor de Saída (P2) - Aproximado	0,59492	0,59492	1,82310	1,82310	1,82310	1,32037
Número de Dentes da Selagem	384,74	419,41	217,02	30,81	32,67	30,80
Área do Vazamento	26,53	28,92	14,96	2,12	2,25	2,12
Raiz Quadrada de (P2/P1)	12,00	72,00	24,00	36,00	24,00	24,00
Raiz Quadrada de (P1/V1)	2,60	2,24	3,03	3,76	1,55	1,18
Vazão de Selagem	1.679,97	1.448,27	1.952,89	2.424,13	1.002,14	761,33
	0,26	0,11	0,17	0,16	0,19	0,19
	47,99	47,99	15,17	15,17	15,17	18,16
	38.685,72	14.086,44	9.294,42	10.746,33	5.127,47	6.892,48
	4,87	1,77	1,17	1,35	0,65	0,87

SELAGEM DA TURBINA REAQUECIDA (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão)

Selagem do Eixo		
	7	8
Fator "K" para o tipo de selagem	57,00	74,00
Pressão do Vapor de Entrada (P1) - Dado do Teste	435,21	12,33
Temperatura do Vapor de Entrada (T1) - Dado do Teste	30,01	0,85
Entalpia do Vapor de Entrada	306,49	37,66
Volume Específico do Vapor de Entrada (V1)	3.022,23	2.570,33
Pressão do Vapor de Saída (P2) - Aproximado	0,08243	21,59
Número de Dentes da Selagem	1.32037	345,82180
Área do Vazamento	12,33	0,83
Raiz Quadrada de (P2/P1)	0,85	0,06
Raiz Quadrada de (P1/V1)	48,00	6,00
Vazão de Selagem	1,79	0,45
	1.157,68	292,17
	0,14	0,34
	18,16	0,19
	6.462,31	53,52
	0,81	0,01

RESULTADO DO BALANÇO DE MASSA NA TURBINA A VAPOR:

Vazão do Vapor de Controle	FT_222A/B	48,57	(kg/s)
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (A)	—	0,10	(kg/s)
Vazão de Vazamento de Vapor da Parcializadora (B)	—	0,24	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 1	—	4,87	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 2	—	1,77	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 3	—	1,17	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 4	—	1,35	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 5	—	0,65	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 6	—	0,87	(kg/s)
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Alta Pressão	—	39,28	(kg/s)
Vazão do Vapor Reaquecido Principal	FT_403 A/B	52,50	(kg/s)
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar	FT_022 A/B	6,85	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 7	—	0,81	(kg/s)
Vazão do Vapor de Selagem 8	—	0,01	(kg/s)
Vazão do Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão	—	67,57	(kg/s)

Figura A.V.4: Folha de cálculo para a determinação do balanço térmico do ciclo para os dados coletados durante o teste.

Página 268

Universidade Federal de Itajubá

A Figura A.V.4 foi desenvolvida para se determinar o balanço de massa e energia do ciclo a vapor para a turbina com os dados coletados durante o teste. As informações do balanço térmico foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Parâmetros de Operação da Turbina a Vapor;
- Parâmetros de Operação das Bombas;
- Parâmetros de Operação da Vazão de Condensado;
- Selagem da Turbina de Alta Pressão;
- Selagem da Turbina Reaquecida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão);
- Resultado do Balanço de Massa na Turbina a Vapor.

Esta planilha de cálculo de balanço de massa e energia, desenvolvida para a aplicação da metodologia de análise de desempenho da turbina a vapor é particular à usina Ibiritermo, ou seja, para a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades do balanço de massa e energia da usina a ser analisada.

As informações necessárias para a realização dos cálculos para a determinação do balanço térmico são mostradas na Tabela A.V.1.

Tabela A.V.1: Informações necessárias para o cálculo do balanço térmico.

Parâmetro	Unidade
Vazão do Vapor Superaquecido	kg/s
Vazão do Vapor Reaquecido Principal	kg/s
Vazão do Vapor Reaquecido Complementar	kg/s
Pressão do Vapor Superaquecido	bar
Temperatura do Vapor Superaquecido	°C
Entalpia do Vapor Superaquecido	kJ/kg
Pressão do Vapor Reaquecido Principal	bar
Temperatura do Vapor Reaquecido Principal	°C
Entalpia do Vapor Reaquecido Principal	kJ/kg
Pressão do Vapor Reaquecido Complementar	bar
Temperatura do Vapor Reaquecido Complementar	°C
Entalpia do Vapor Reaquecido Complementar	kJ/kg
Vazão da Bomba de Alimentação de Alta Pressão	kg/s
Vazão da Bomba de Alimentação de Pressão Intermediária	kg/s
Vazão do Vapor de Pressão Intermediária para o Vapor Reaquecido	kg/s
Vazão de Condensado após o Ejetor e o Gland Condenser	kg/s
Vazão de Condensado após a extração de água para o desuperaquecedor	kg/s
Vazão de Vapor da Válvula Parcializadora	kg/s
Número de Dentes da Selagem	—
Área do Vazamento	mm ²

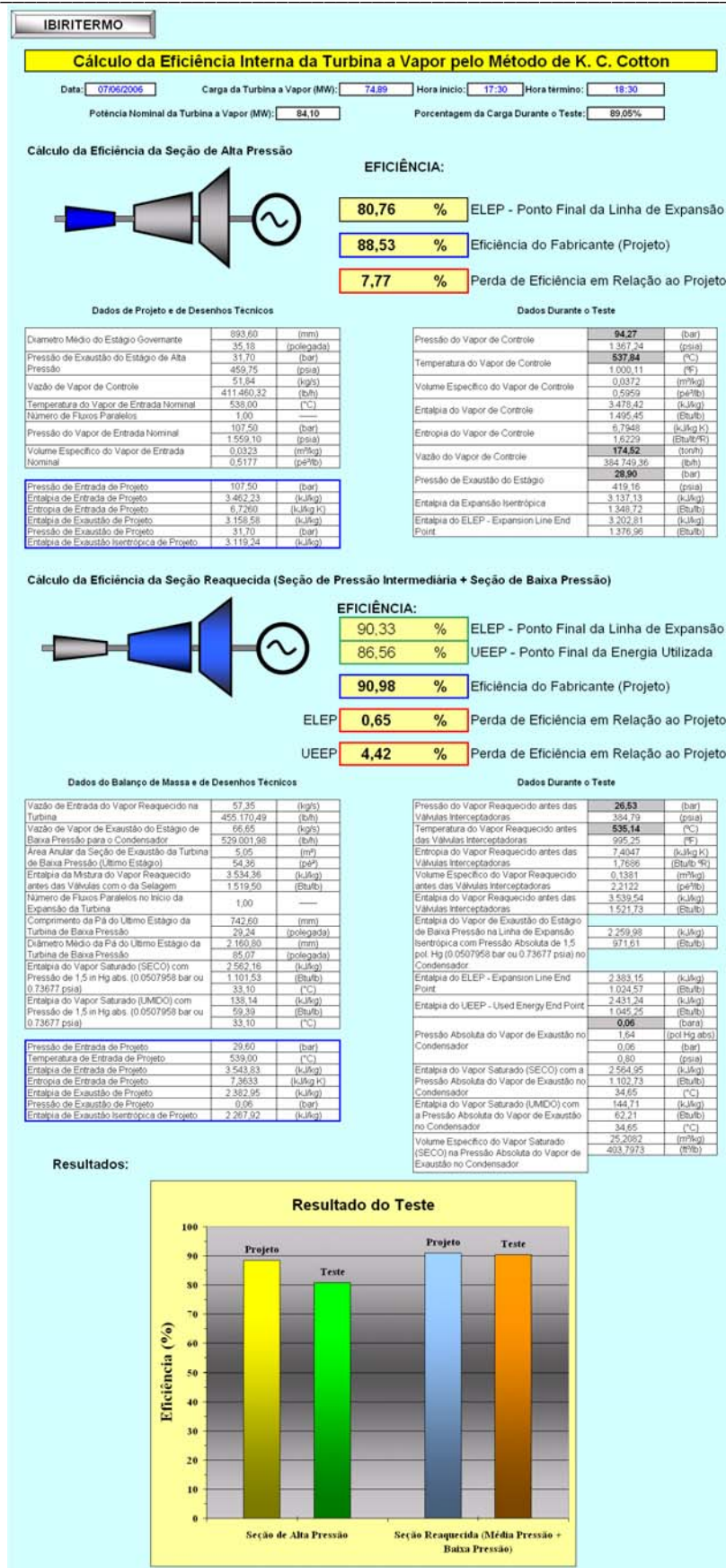


Figura A.V.5: Folha de cálculo para a determinação da eficiência das seções de alta pressão e da seção reaquecida (média pressão + baixa pressão) comparáveis às eficiências de projeto.

A Figura A.V.5 foi desenvolvida para se determinar as eficiências das seções de alta pressão e da seção reaquecida (média pressão + baixa pressão) da turbina a vapor comparando-as com as eficiências de projeto (ou comissionamento). Para isso foram usados os valores do balanço térmico de projeto e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. As informações do cálculo das eficiências foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Cálculo da Eficiência da Seção de Alta Pressão;
 - Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP);
 - Eficiência do Fabricante (Eficiência de Projeto);
 - Perda da Eficiência do Teste em Relação à Eficiência de Projeto;
 - Dados de Projeto e de Desenhos Técnicos;
 - Dados Durante o Teste;
- Cálculo da Eficiência da Seção Reaquecida (Seção de Pressão Intermediária + Seção de Baixa Pressão);
 - Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP);
 - Eficiência para o ponto final da energia utilizada (UEEP);
 - Eficiência do Fabricante (Eficiência de Projeto);
 - Perdas da Eficiência do Teste em Relação a Eficiência de Projeto;
 - Dados do Balanço de Massa e de Desenhos Técnicos;
 - Dados Durante o Teste.
- Gráfico com os resultados dos cálculos realizados.

Esta planilha de cálculo de eficiência para as seções da turbina, desenvolvida para a aplicação da metodologia de análise de desempenho da turbina a vapor é particular a usina Ibiriterno, ou seja, para a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades construtivas da turbina como por exemplo o diâmetro médio da palheta do 1º estágio, a área anular do último estágio da seção de baixa pressão, etc.

As informações necessárias para a realização dos cálculos para a determinação das eficiências são mostradas na Tabela A.V.2.

Tabela A.V.2: Informações necessárias para o cálculo das eficiências.

Parâmetro	Unidade
Diâmetro Médio do Estágio Governante	mm
Pressão de Exaustão do Estágio de Alta Pressão	bar
Vazão de Vapor de Controle	kg/s
Temperatura do Vapor de Entrada Nominal	°C
Número de Fluxos Paralelos	—
Pressão do Vapor de Entrada Nominal	bar
Volume Específico do Vapor de Entrada Nominal	m³/kg
Pressão do Vapor de Controle	bar
Temperatura do Vapor de Controle	°C
Volume Específico do Vapor de Controle	m³/kg
Entalpia do Vapor de Controle	kJ/kg
Entropia do Vapor de Controle	kJ/kg K
Vazão do Vapor de Controle	kg/s
Pressão de Exaustão do Estágio	bar
Entalpia da Expansão Isentrópica	kJ/kg
Entalpia do ELEP - Expansion Line End Point	kJ/kg
Vazão de Entrada do Vapor Reaquecido na Turbina	kg/s
Vazão de Vapor de Exaustão do Estágio de Baixa Pressão para o Condensador	kg/s
Área Anular da Seção de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão (Último Estágio)	mm²
Entalpia da Mistura do Vapor Reaquecido antes das Válvulas com o da Selagem	kJ/kg
Número de Fluxos Paralelos no Início da Expansão da Turbina	—
Comprimento da Pá do Último Estágio da Turbina de Baixa Pressão	mm
Diâmetro Médio da Pá do Último Estágio da Turbina de Baixa Pressão	mm
Entalpia do Vapor Saturado (SECO) com Pressão de 1,5 in Hg abs. (0.0507958 bar ou 0.73677 psia)	kJ/kg
Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) com Pressão de 1,5 in Hg abs. (0.0507958 bar ou 0.73677 psia)	kJ/kg
Pressão do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	bar
Temperatura do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	°C
Entropia do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	kJ/kg K
Volume Específico do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	m³/kg
Entalpia do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	kJ/kg
Entalpia do Vapor de Exaustão do Estágio de Baixa Pressão na Linha de Expansão Isentrópica com Pressão Absoluta de 1,5 pol. Hg (0.0507958 bar ou 0.73677 psia) no Condensador.	kJ/kg
Entalpia do ELEP - Expansion Line End Point	kJ/kg
Entalpia do UEEP - Used Energy End Point	kJ/kg
Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	bar
Entalpia do Vapor Saturado (SECO) com a Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	kJ/kg
Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) com a Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	kJ/kg
Volume Específico do Vapor Saturado (SECO) na Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	m³/kg

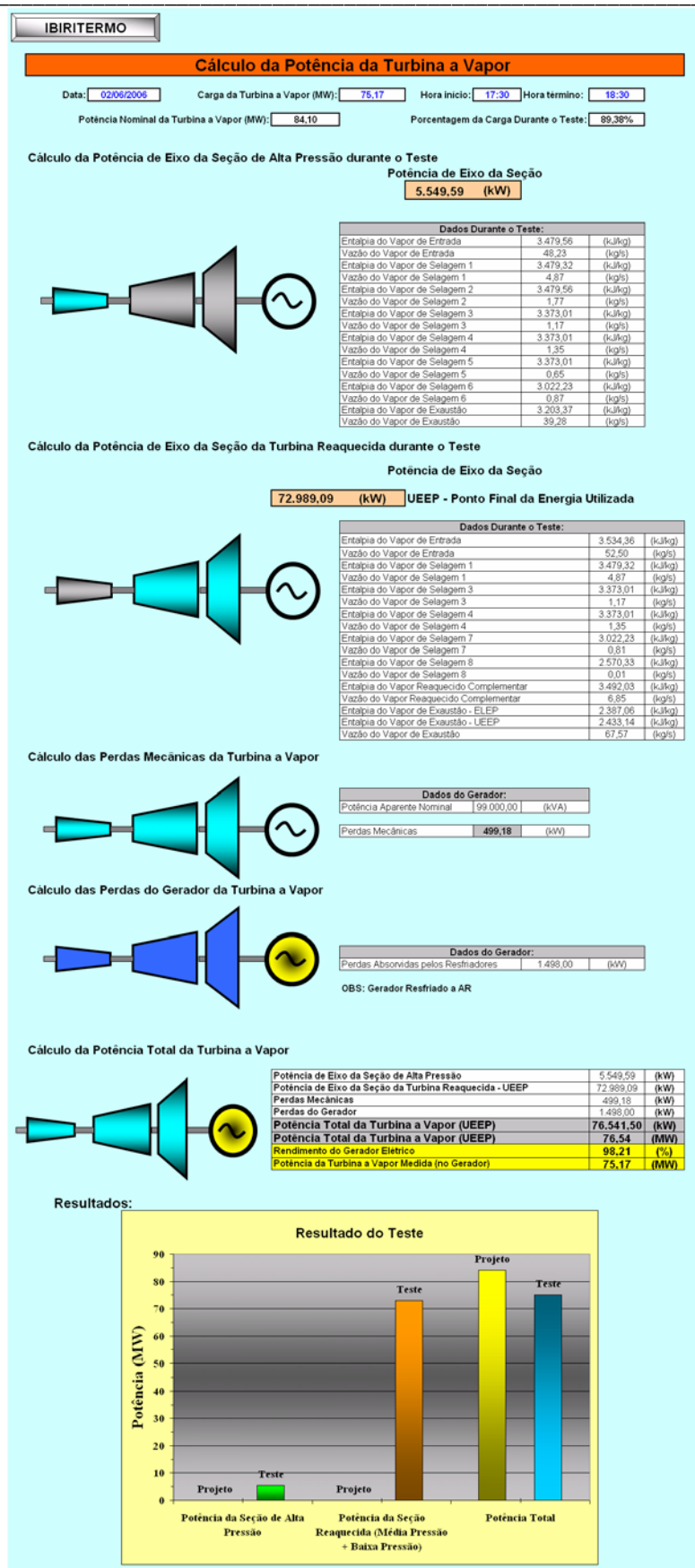


Figura A.V.6: Folha de cálculo para a determinação da potência das seções de alta pressão e da seção reaquecida (média pressão + baixa pressão) comparáveis a de projeto.

A Figura A.V.6 foi desenvolvida para se determinar as potências produzidas pelas seções de alta pressão e da seção reaquecida (média pressão + baixa pressão) da turbina a vapor comparando-as com a potência de projeto (ou comissionamento). Para isso foram usados os valores do balanço térmico de projeto e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. As informações do cálculo das potências foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Cálculo da Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão durante o Teste;
 - Potência de Eixo da Seção;
- Cálculo da Potência de Eixo da Seção da Turbina Reaquecida durante o Teste;
 - Potência de Eixo da Seção;
- Cálculo das Perdas Mecânicas da Turbina a Vapor;
- Cálculo das Perdas do Gerador da Turbina a Vapor;
- Cálculo da Potência Total da Turbina a Vapor;
- Gráfico com os resultados dos cálculos realizados.

Esta planilha de cálculo das potências produzidas pelas seções da turbina, foi desenvolvida particularmente para a análise de desempenho da turbina a vapor da usina Ibiritermo, ou seja, para a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades construtivas da turbina como por exemplo quantidade de selos labirínticos, extrações ou admissões de vapor para a turbina, etc.

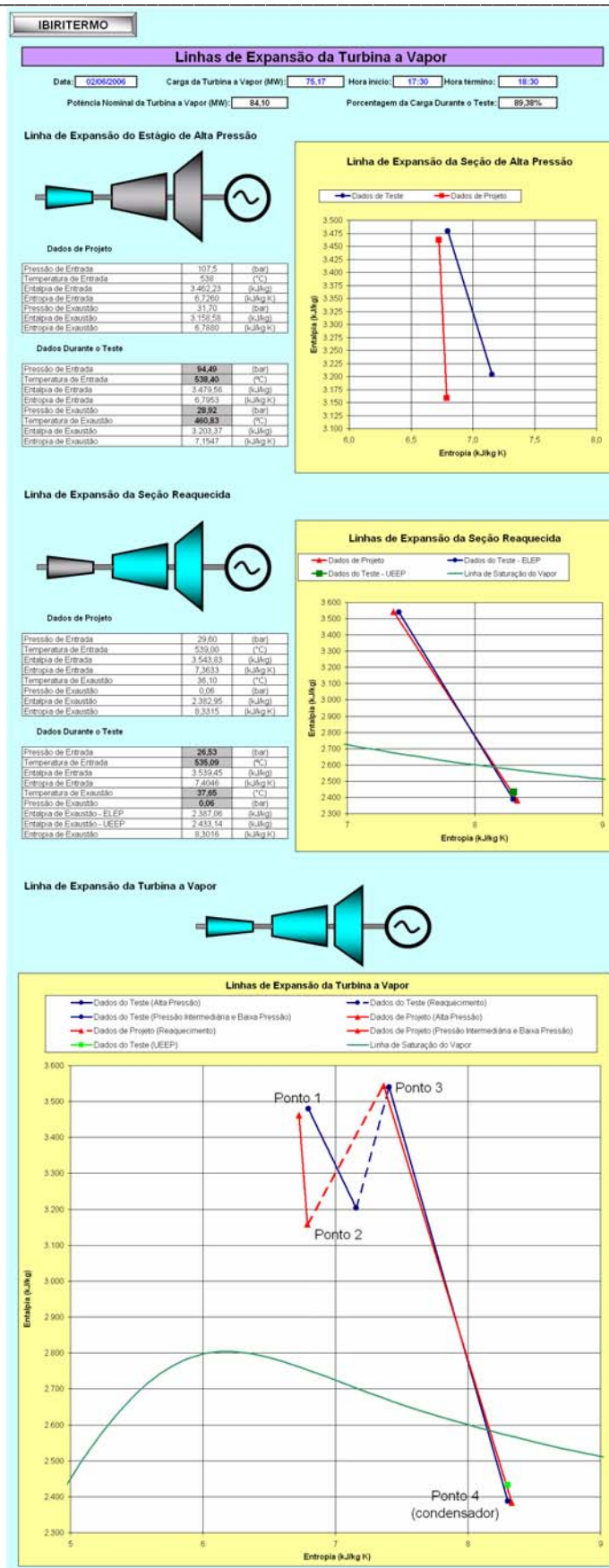


Figura A.V.7: Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta pressão e da seção reaquecida (média pressão + baixa pressão) comparáveis a de projeto.

A Figura A.V.7 foi desenvolvida para se construir as linhas de expansão do vapor na turbina a vapor comparando-as com a de projeto (ou comissionamento). Para isso foram usados os valores do balanço térmico de projeto e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. As informações necessárias para a construção das linhas de expansão foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Linha de Expansão do Estágio de Alta Pressão;
 - Dados de Projeto;
 - Dados Durante o Teste.
- Linha de Expansão da Seção Reaquecida;
 - Dados de Projeto;
 - Dados Durante o Teste.
- Linha de Expansão da Turbina a Vapor

Basicamente as informações necessárias para a construção das linhas de expansão da turbina a vapor são:

- Pressão de entrada e de saída do vapor para cada seção;
- Temperatura de entrada e saída do vapor para cada seção;
- Entalpia para as condições de entrada e de saída do vapor para cada seção;
- Entropia para as condições de entrada e de saída do vapor para cada seção.

IBIRITERMO

Curvas de Correção para o Cálculo do Heat Rate e da Carga

Carga do Teste (MW): 75,17
Potência Nominal da Turbina (MW): 84,10

Dados Necessários para os Cálculos:

Vazão de Vapor Superaquecido:	48,57	(kg/s)	F1
Vazão de Vapor Reaquecido na Saída da Caldeira:	52,50	(kg/s)	F2
Vazão de Vapor de Baixa Pressão na Entrada da Turbina:	6,85	(kg/s)	F3
Vazão de Vapor Reaquecido na Saída da Turbina de Baixa Pressão:	67,57	(kg/s)	Q2
Entalpia do Vapor Superaquecido na Entrada da Turbina:	3479,56	(kJ/kg)	H0
Entalpia do Vapor Reaquecido na Entrada da Turbina:	3539,45	(kJ/kg)	H1
Entalpia do Vapor Reaquecido na Saída da Turbina:	2387,06	(kJ/kg)	H2
Entalpia do Vapor Reaquecido na Saída da Caldeira:	3022,23	(kJ/kg)	H3
Entalpia do Vapor de Baixa Pressão na Entrada da Turbina:	3492,03	(kJ/kg)	H4
Entalpia do Condensado na Saída do Gland Condenser:	146,80	(kJ/kg)	H8

Heat Rate Bruto (kJ/kWh) 21109,42
Carga (MW) 75,17

Heat Rate Líquido (kJ/kWh) 21057,22
Carga Corrigida (MW) 75,54

Pressão do Vapor Superaquecido na Entrada da Turbina

Pressão Durante o Teste: 94,49 (bar)

Pressão Abaixo da Curva de Correção!

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4499	Vazão de Entrada	Curva TCP 4499
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)	-348,86	49,3 (kg/s)	-3.812,6251
	-2,4886		-37,1263

Temperatura do Vapor Superaquecido na Entrada da Turbina

Temperatura Durante o Teste: 538,40 (°C)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4500	Vazão de Entrada	Curva TCP 4490
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)	-0,0080	49,3 (kg/s)	0,0154
	0,9999		1,0002

Queda de Pressão do Vapor Reaquecido

Pressão do Vapor Reaquecido "Frio" Durante o Teste: 28,92 (bar)

Pressão do Vapor Reaquecido "Quente" Durante o Teste: 26,53 (bar)

Queda da Pressão: 2,39 (bar)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4502	Vazão de Entrada	Curva TCP 4492
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)	0,0964	49,3 (kg/s)	-0,1372
	1,0010		0,9986

Temperatura do Vapor Reaquecido na Entrada da Turbina

Temperatura Durante o Teste: 535,09 (°C)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4503	Vazão de Entrada	Curva TCP 4493
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)	0,1593	49,3 (kg/s)	-0,3716
	1,0016		0,9963

**Segundo Nível de Vapor na Vazão de Entrada da Turbina
(Vapor Reaquecido na Saída da Caldeira)**

Vazão de Vapor Reaquecido Durante o Teste (FT_122A/B): 8,19 (kg/s)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4504	Vazão de Entrada	Curva TCP 4494
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)		49,3 (kg/s)	
	1,0000		1,0000

**Terceiro Nível de Vapor na Vazão de Entrada da Turbina
(Vapor a Baixa Pressão na Saída da Caldeira)**

Vazão de Vapor Reaquecido Durante o Teste (FT_022 A/B): 6,85 (kg/s)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4506	Vazão de Entrada	Curva TCP 4496
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)		49,3 (kg/s)	
	1,0000		1,0000

**Terceiro Nível de Vapor na Temperatura de Entrada da Turbina
(O Efeito do Terceiro Nível na Pressão de Entrada pode ser Considerada Desprezível na Faixa de 4,7 a 6,3 bar)**

Temperatura Durante o Teste: 503,11 (°C)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4505	Vazão de Entrada	Curva TCP 4495
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)		49,3 (kg/s)	
	1,0000		1,0000

Temperatura da Água de Resfriamento e a Vazão na Entrada do Condensador

Temperatura Durante o Teste: 26,48 (°C)

Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:	Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:
Vazão de Entrada	Curva TCP 4507	Vazão de Entrada	Curva TCP 4497
51,9 (kg/s)		51,9 (kg/s)	
54,5 (kg/s)		54,5 (kg/s)	
49,3 (kg/s)		49,3 (kg/s)	
	1,0000		1,0000

Figura A.V.8: Folha de cálculo para a determinação do Heat Rate e da Carga da Turbina.

A Figura A.V.8 foi desenvolvida para se determinar o cálculo do Heat Rate e da Carga da turbina a vapor comparando-as com a de projeto (ou comissionamento). Para isso foram usados os valores do balanço térmico de projeto e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. A informação necessária para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Dados necessários para os cálculos;
- Pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina;
- Temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina;
- Queda de pressão do vapor reaquecido;
- Temperatura do vapor reaquecido na entrada da turbina;
- Segundo nível de vapor na vazão de entrada da turbina (vapor reaquecido na saída da caldeira);
- Terceiro nível de vapor na vazão de entrada da turbina (vapor a baixa pressão na saída da caldeira);
- Terceiro nível de vapor na temperatura de entrada da turbina (o efeito do terceiro nível na pressão de entrada pode ser considerada desprezível na faixa de 4,7 a 5,3 bar);
- Temperatura da água de resfriamento e a vazão na entrada do condensador.

As informações necessárias para a realização dos cálculos do Heat Rate e da Carga da Turbina é mostrada na Tabela A.V.3.

Tabela A.V.3: Informações necessárias para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina.

Parâmetro	Unidade
Vazão de vapor superaquecido	kg/s
Vazão de vapor reaquecido na saída da caldeira	kg/s
Vazão de vapor de baixa pressão na entrada da turbina	kg/s
Vazão de vapor reaquecido na saída da turbina de baixa pressão	kg/s
Entalpia do vapor superaquecido na entrada da turbina	kJ/kg
Entalpia do vapor reaquecido na entrada da turbina	kJ/kg
Entalpia do vapor reaquecido na saída da turbina	kJ/kg
Entalpia do vapor reaquecido na saída da caldeira	kJ/kg
Entalpia do vapor de baixa pressão na entrada da turbina	kJ/kg
Entalpia do condensado na saída do gland condenser	kJ/kg

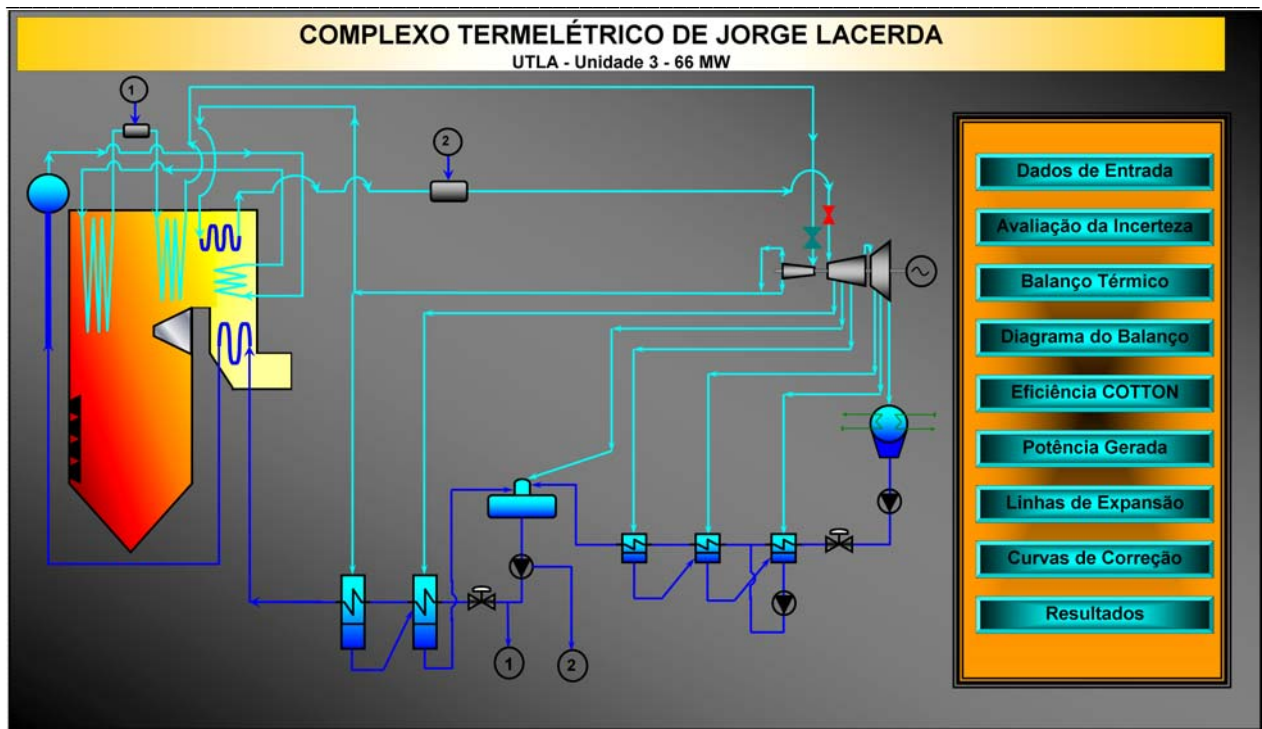


Figura A.V.9: Tela de abertura da planilha desenvolvida para o estudo de caso da unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda.

A Figura A.V.9 foi desenvolvida para a “navegação” entre as diversas planilhas de cálculo, necessárias para a análise de desempenho da turbina a vapor. Além disso, esta tela de abertura mostra um desenho esquemático dos principais equipamentos existentes na usina:

- Caldeira;
- Turbina a vapor;
- Aquecedores regenerativos de alta, média e de baixa pressão;
- Condensador da turbina a vapor;
- Bombas de alimentação da caldeira;
- Atemperadores.

As cores das linhas de trajeto do vapor pelo ciclo e o condensado foram colocadas de tal forma que se possa perceber aonde se localizam os níveis de pressão no ciclo.

Figura A.V.10 (a): Folha de entrada de dados coletados durante o teste.

Folha de Letura da Seta de Comando - (Folha 9)

Intervalo												
MAC-1	Unidade de Aeronáutica (20)	200,00	207,20	214,40	221,60	228,80	236,00	243,20	250,40	257,60	264,80	272,00
		22	34	46	58	70	82	94	106	118	130	142
		1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-8	Comando de Aeronáutica de 400 Km	214,00	219,00	224,00	229,00	234,00	239,00	244,00	249,00	254,00	259,00	264,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-16	Comando de Aeronáutica de 800 Km	228,00	233,00	238,00	243,00	248,00	253,00	258,00	263,00	268,00	273,00	278,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-24	Comando de Aeronáutica de 1200 Km	242,00	247,00	252,00	257,00	262,00	267,00	272,00	277,00	282,00	287,00	292,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-32	Comando de Aeronáutica de 1600 Km	256,00	261,00	266,00	271,00	276,00	281,00	286,00	291,00	296,00	301,00	306,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-40	Comando de Aeronáutica de 2000 Km	270,00	275,00	280,00	285,00	290,00	295,00	300,00	305,00	310,00	315,00	320,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-48	Comando de Aeronáutica de 2400 Km	284,00	289,00	294,00	299,00	304,00	309,00	314,00	319,00	324,00	329,00	334,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-56	Comando de Aeronáutica de 2800 Km	298,00	303,00	308,00	313,00	318,00	323,00	328,00	333,00	338,00	343,00	348,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-64	Comando de Aeronáutica de 3200 Km	312,00	317,00	322,00	327,00	332,00	337,00	342,00	347,00	352,00	357,00	362,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-72	Comando de Aeronáutica de 3600 Km	326,00	331,00	336,00	341,00	346,00	351,00	356,00	361,00	366,00	371,00	376,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-80	Comando de Aeronáutica de 4000 Km	340,00	345,00	350,00	355,00	360,00	365,00	370,00	375,00	380,00	385,00	390,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-88	Comando de Aeronáutica de 4400 Km	354,00	359,00	364,00	369,00	374,00	379,00	384,00	389,00	394,00	399,00	404,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-96	Comando de Aeronáutica de 4800 Km	368,00	373,00	378,00	383,00	388,00	393,00	398,00	403,00	408,00	413,00	418,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-104	Comando de Aeronáutica de 5200 Km	382,00	387,00	392,00	397,00	402,00	407,00	412,00	417,00	422,00	427,00	432,00
		42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62
MAC-112	Comando de Aeronáutica de 5600 Km	396,00	401,00	406,00	411,00	416,00	421,00	426,00	431,00	436,00	441,00	446,00

Folha de Letura da Seta de Comando - (Folha 10)

Intervalo		TOTALIZADOR		PROFITIZADO	
PROD	10,00	59.725,00	59.725,00	59.725,00	59.725,00
PROD	11,00	59.725,00	59.725,00	59.725,00	59.725,00

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

MONTAGEM

Figura A.V.10 (b): Folha de entrada de dados coletados durante o teste (continuação).

A Figura A.V.10 foi desenvolvida após o levantamento dos instrumentos da usina, e quais seriam necessários para a realização dos cálculos para a análise de desempenho. A pedido do pessoal de operações da usina, a folha de dados foi montada de acordo com o modelo padrão que eles já utilizam durante a coleta de dados do teste. Dessa maneira, os dados foram divididos como:

- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 1;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 2;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 3;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 4;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 5;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 6;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 7;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 8;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 9;
- Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 10;
- Folha de Leitura do Ciclo Térmico 1;
- Folha de Leitura do Ciclo Térmico 2;
- Folha de Leitura da Caldeira 1;
- Folha de Leitura da Caldeira 2;
- Folha de Leitura da Caldeira 3;
- Folha de Leitura da Caldeira 4;
- Folha de Leitura da Sala de Relés;
- Folha de Leituras Adicionais;
- Folha de leitura ORSAT e Análise de Carvão.

A quantidade de leituras necessárias para cada instrumento e o intervalo de tempo entre medições foi determinado de acordo com a norma ASME PTC – 19 (Análise de Incerteza).

UTLA			
Avaliação da Incerteza para os Dados de Leitura dos Testes de Rendimento			
Data	26/06/2004	Unidade	3
Carga (MW)	59.00	Hora início	09:00
		Hora término	11:00
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 1			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG-205 Pressão (pol. Hg)			
(P14) PC11	Pressão absoluta do condensador	2.10	
Pressão (mbar) - Coluna de Mercúrio			
PC1C	Pressão absoluta do condensador	85.00	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 2			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Potência (MW)			
POTD	Potência Ativa do Alternador	59.00	
Pressão (kgf/cm²)			
PV18	Vapor SH Entrada da Turbina	139.92	
PP1	Tambor	155.08	
Temperatura (°C)			
TV18	Vapor SH Saida da caldeira	525.69	
TV38	Vapor RH Saida da Caldeira	515.85	
Vazão (th)			
MV1D	Vapor SH Saida da Caldeira	209.08	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 3			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Nível (%)			
NR	Caixa Reserva	53.85	
NC	Condensador	59.00	
NA	Desgaseificador	53.42	
RG - 202 Vazão (th)			
(P15) MVAIX	Vapor Auxiliar	0.00	
RG - 204 Vazão (th)			
(P11) VAP 1	Air Primário Monitoir Câvdo 1	0.00	
(P12) VAP 2	Air Primário Monitoir Câvdo 2	27.02	
(P13) VAP 3	Air Primário Monitoir Câvdo 3	26.45	
(P14) VAP 4	Air Primário Monitoir Câvdo 4	23.02	
RG - 205 Vazão (th)			
(P12) MC IR	Condens. Desc. Sba. Condensado	159.54	
(P13) MREP	Água adicional (reposição)	0.00	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 4			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG - 040 Temperatura (°C) (Tipo K)			
(P11) TG5	Gases de Saida da Caldeira	325.20	
(P12) TG61	Gases Saida Aquecedor Regenerativo A	138.29	
(P13) TG62	Gases Saida Aquecedor Regenerativo B	133.69	
RG - 036 Temperatura (°C) (P1100)			
(P11) TR11	Água de Circulação Entrada Condensador A	18.13	
(P12) TR12	Água de Circulação Entrada Condensador B	18.54	
(P13) TR21	Água de Circulação Saida Condensador A	26.29	
(P14) TR22	Água de Circulação Saida Condensador B	28.34	
RG - 035 Temperatura (°C) (Tipo K)			
(P11) TV19	Vapor SH Entrada da Turbina	522.71	
(P12) TV39	Vapor RH Quente Entrada da Turbina de MP	514.31	
(P13) TV2	Vapor RH antes da atemperação	377.43	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 5			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Vazão (th)			
MASH	Água Atemporação Vapor SH	0.00	
MV31	Vapor RH Quente	176.36	
MARH	Água Atemporação Vapor RH	0.00	
VTA	Air Combustão	286.02	
Temperatura (°C)			
TVAX	Vapor Auxiliar	239.67	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 6			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Pressão (kgf/cm²)			
PA2	Descarga Bombas Alimentação	204.00	
PA9	Água Alimentação Entrada ECO	161.00	
PC2	Descarga Bombas Condensado	190.00	
PVAX	Vapor Sênico Auxiliar	15.00	
PA1	Desgaseificador (Tanque Alm.)	7.50	
PE5	Sangria nº 5	18.30	
PE4	Sangria nº 4	8.90	
PE3	Sangria nº 3	4.41	
PE2	Sangria nº 2	0.89	
Pressão (pol Hg. Abs)			
PE1	Sangria nº 1	9.02	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 7			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG - 038 Temperatura (°C)			
(P11) TAP1	Air Primário Entrada Monitoir Câvdo 1	0.00	
(P12) TAP2	Air Primário Entrada Monitoir Câvdo 2	212.42	
(P13) TAP3	Air Primário Entrada Monitoir Câvdo 3	207.19	
(P14) TAP4	Air Primário Entrada Monitoir Câvdo 4	219.35	
(P15) TC21	Condensado antes do aquecedor de BP 2	76.70	
(P16) TC22	Condensado saída do aquecedor de BP 2	112.12	
RG - 064 Temperatura (°C)			
(P11) TV29	Vapor RH Frio após Atemporação	374.01	
(P12) TE5	Vapor de Extração 5 para o Aquecedor AP 5	419.03	
(P13) TE4	Vapor de Extração 4 para o Aquecedor	328.08	
(P14) TE3	Vapor de Extração 3 para o Aquecedor BP 3	263.50	
(P15) TE2	Vapor de Extração 2 para o Aquecedor BP 2	165.82	
(P16) TE1	Vapor de Extração 1 para o Aquecedor BP 1	299.04	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 8			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG - 039 Temperatura (°C)			
(P11) TC11	Condensado antes do Aquecedor de BP 1	40.81	
(P12) TC32	Condensado saída do Aquecedor de BP 3	147.99	
(P13) TA2	Água de Alimentação descarregado pela bomba de alimentação	176.12	
(P14) TA52B	Água de Alimentação saída do Aquecedor AP 5B	206.20	
(P15) TA52A	Água de Alimentação saída do Aquecedor AP 5A	209.42	
(P16) TA9	Água de Alimentação Entrada do Economizador	244.24	
RG - 037 Temperatura (°C)			
(P11) TAR31	Air de Descarga do Ventilador Forçado A	33.63	
(P12) TAR32	Air de Descarga do Ventilador Forçado B	25.68	
(P13) TAR41	Air saída do aquecedor regenerativo A	266.56	
(P14) TAR42	Air saída do aquecedor regenerativo B	286.44	
Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 9			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
MA2D	Vazão Água de Alimentação (th)	206.15	

Figura A.V.11 (a): Folha de cálculo das incertezas das medições para os dados coletados durante o teste.

Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 7			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG - 038 Temperatura (°C)			
(P11) TAP1	Ar Primário Entrada Moimho Carvão 1	0,00	
(P12) TAP2	Ar Primário Entrada Moimho Carvão 2	212,42	
(P13) TAP3	Ar Primário Entrada Moimho Carvão 3	207,19	
(P14) TAP4	Ar Primário Entrada Moimho Carvão 4	218,35	
(P15) TC21	Condensado antes do aquecedor de BP 2	76,70	
(P16) TC22	Condensado saída do aquecedor de BP 2	112,12	
RG - 064 Temperatura (°C)			
(P11) TV29	Vapor RH Frio após Atemperação	374,01	
(P12) TE5	Vapor de Extração 5 para o Aquecedor AP 5	419,03	
(P13) TE4	Vapor de Extração 4 para o Desareador	328,08	
(P14) TE3	Vapor de Extração 3 para o Aquecedor BP 3	263,50	
(P15) TE2	Vapor de Extração 2 para o Aquecedor BP 2	165,82	
(P16) TE1	Vapor de Extração 1 para o Aquecedor BP 1	299,04	

Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 8			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
RG - 039 Temperatura (°C)			
(P11) TC11	Condensado antes do Aquecedor de BP 1	40,81	
(P12) TC32	Condensado saída do Aquecedor de BP 3	147,90	
(P13) TA2	Água de Alimentação descarregado pela bomba de alimentação	176,12	
(P14) TA52B	Água de Alimentação saída do Aquecedor AP 5B	206,20	
(P15) TA52A	Água de Alimentação saída do Aquecedor AP 5A	209,42	
(P16) TA9	Água de Alimentação Entrada do Economizador	244,24	
RG - 037 Temperatura (°C)			
(P11) TAR31	Ar de Descarga do Ventilador Forçado A	33,63	
(P12) TAR32	Ar de Descarga do Ventilador Forçado B	25,68	
(P13) TAR41	Ar saída do aquecedor regenerativo A	266,56	
(P14) TAR42	Ar saída do aquecedor regenerativo B	266,44	

Folha de Leitura da Sala de Comando - Folha 9			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
MA2D	Vazão Água de Alimentação (t/h)	206,15	

Folha de Leitura do Ciclo Térmico 1			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Temperatura (°C)			
TD6A	Drenos do Aquecedor de AP 6A	204,00	
TD6B	Drenos do Aquecedor de AP 6B	210,00	
TD5A	Drenos do Aquecedor de AP 5A	200,00	
TD5B	Drenos do Aquecedor de AP 5B	209,00	
TD1	Drenos do Aquecedor de BP1	82,15	
Pressão (kgf/cm²)			
PV19	Vapor SH na Entrada da Turbina	139,38	

Folha de Leitura do Ciclo Térmico 2			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Pressão (kgf/cm²)			
PV2	Vapor RH Frio na Saída da Turbina de Alta Pressão	39,00	
PV3	Vapor RH Quente na Entrada da Turbina de Média Pressão	35,32	
Temperatura (°C)			
TD2	Drenos do Aquecedor de BP 2	102,00	
TD3	Drenos do Aquecedor de BP 3	143,00	

Folha de Leitura da Caldeira 1			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Temperatura (°C) Bulbo Seco			
TAR11	Ar de Sucção do Ventilador	80,85	
TAR12	Ar de Sucção do Ventilador	76,62	
Temperatura (°C) Bulbo Úmido			
TAR11U	Ar de Sucção do Ventilador	68,69	
TAR12U	Ar de Sucção do Ventilador	67,00	

Folha de Leitura da Caldeira 2			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Temperatura (°C)			
TA1	Água de Alimentação do Tanque de Alimentação	166,00	
Nível (mm)			
	Tanque Reserva de Condensado	0,00	

Folha de Leitura da Caldeira 3			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
MA2C	Vazão da Água de Alimentação (mmHg)	253,34	
Temperatura Ambiente (°C)			
		27,78	

Folha de Leitura da Caldeira 4			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
MC1C	Pressão de Descarga da Bomba de Condensado (mmHg)	582,31	
Temperatura Ambiente (°C)			
		28,82	

Folha de Leitura da Sala de Relés			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Potência Ativa (MW)			
Wattmetro nº 1 (Fase R)		28,10	
Wattmetro nº 2 (Fase S)		0,00	
Wattmetro nº 3 (Fase T)		25,12	

Folha de Leituras Adicionais			
Intervalo		MÉDIA	INCERTEZA
Pressão (kgf/cm²)			
PI33	Vapor do 1º Estágio da Turbina de Alta Pressão	122,571	
PAC1A	Água de Circulação na Entrada do Condensador na Câmara A	0,000	
PAC1B	Água de Circulação na Entrada do Condensador na Câmara B	0,236	
PAC2A	Água de Circulação na Saída do Condensador na Câmara A	-0,216	
PAC2B	Água de Circulação na Saída do Condensador na Câmara B	-0,210	

Figura A.V.11 (b): Folha de cálculo das incertezas das medições para os dados coletados durante o teste (continuação).

A Figura A.V.11 foi desenvolvida usando-se os critérios de cálculo de incerteza da norma ASME PTC – 19, sendo a incerteza dada por:

- Média das leituras de cada instrumento;
- Média total para o parâmetro medido;
- Cálculo da incerteza padrão (desvio padrão);
- Cálculo da incerteza combinada (desvio padrão + incerteza do instrumento);
- Cálculo da incerteza expandida com 95 % de confiabilidade no cálculo e;
- O Fator de abrangência calculado para a incerteza expandida.

O valor médio para cada parâmetro foi utilizado nos cálculo da análise de desempenho da turbina a vapor. Na Figura A.V.11 é mostrado apenas as médias das leituras, os cálculos das incertezas não foram programadas na planilha devido ao fato da inexistência de um relatório com a última calibração dos instrumentos usados nas medições feitas durante o teste. Assim, para os cálculos realizados no Capítulo 4, foram estimadas os valores de incerteza a partir das orientações da norma ASME PTC – 19.

UTLA									
Cálculo do Balanço Térmico do Ciclo a Vapor									
Data:	26/05/2004	Unidade:	3	Carga (MW):	59.00	Hora início:	09:00	Hora término:	11:00
Potência Nominal da Turbina (MW):	66.00	Porcentagem da Carga Durante o Teste:	89.39%						
Parâmetros de Operação da Turbina a Vapor									
Vazão do Vapor Superaquecido	MV1D	59.08	(kg/s)						
Vazão do Vapor Reaquecido	MV31	48.99	(kg/s)						
Parâmetros de Operação das Bombas									
Vazão das Bombas de Condensado	MC 1R	44.04	(kg/s)						
Vazão das Bombas de Alimentação	MA2D	57.26	(kg/s)						
Parâmetros de Operação dos Aquecedores									
Vazão de Água para o Aquecedor do Vapor Superaquecido	MASH	0.00	(kg/s)						
Vazão de Água para o Aquecedor do Vapor Reaquecido	MARH	0.00	(kg/s)						
Parâmetros de Operação dos Aquecedores									
Aquecedor de Baixa Pressão nº 1									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TC11	40.81	—	—	170.83				
Entrada do Vapor da Extração nº 1	—	65.32	—	—	273.42				
Dados do Teste	TE1	299.04	PE1	0.29	3074.35	Vazão do Vapor da Extração nº 1 para o Aquecedor nº1	1.00	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	68.32	—	0.29	2623.25		3.60	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD1	82.15	—	—	343.97	Vanáveis Auxiliares	1	0.15	
Dados do Teste	—	—	—	—	—		2	0.01	
Calculado	—	—	—	—	—		3	0.04	
Aquecedor de Baixa Pressão nº 2									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TC21	76.70	—	—	321.10				
Entrada do Vapor da Extração nº 2	—	112.12	—	—	470.34				
Dados do Teste	TE2	165.82	PE2	0.83	2809.00	Vazão do Vapor da Extração nº 2 para o Aquecedor nº2	2.12	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	94.48	—	0.83	2666.94		7.63	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD2	102.00	—	—	427.54	Vazão de Entrada do Condensado para o Aquecedor nº2	45.65	(kg/s)	
Dados do Teste	—	82.20	—	—	344.18	aprox. de 55	164.34	(ton/h)	
Calculado	—	—	—	—	—				
Aquecedor de Baixa Pressão nº 3									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TC32	112.12	—	—	470.34				
Entrada do Vapor da Extração nº 3	—	147.90	—	—	623.19				
Dados do Teste	TE3	263.50	PE3	4.11	2991.93	Vazão do Vapor da Extração nº 3 para o Aquecedor nº3	2.92	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	144.59	—	4.11	2739.75		10.51	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD3	143.00	—	—	602.09				
Dados do Teste	—	117.62	—	—	493.67				
Calculado	—	—	—	—	—				
Aquecedor nº4 - Des aerador									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TC32	147.90	—	—	623.19				
Entrada do Vapor da Extração nº 4	—	166.00	—	—	701.71				
Dados do Teste	TE4	328.08	PE4	8.30	3115.39	Vazão do Vapor da Extração nº 4 para o Des aerador	2.87	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	171.95	—	8.30	2770.40		10.33	(ton/h)	
Aquecedor de Alta Pressão nº 5A									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TA52A	209.42	—	—	895.08				
Entrada do Vapor da Extração nº 5	—	245.75	—	—	1064.77				
Dados do Teste	TE5	419.03	PE5	17.07	3294.45	Vazão do Vapor da Extração nº 5 para o Aquecedor 5A	0.99	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	204.52	—	17.07	2795.07		3.56	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD5A	200.00	—	—	852.39				
Dados do Teste	—	181.62	—	—	770.35				
Calculado	—	—	—	—	—				
Aquecedor de Alta Pressão nº 5B									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TA52B	206.20	—	—	895.02				
Entrada do Vapor da Extração nº 5	—	245.75	—	—	1064.77				
Dados do Teste	TE5	419.03	PE5	17.07	3294.45	Vazão do Vapor da Extração nº 5 para o Aquecedor 5B	0.90	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	204.55	—	17.07	2795.07		3.24	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD5B	209.00	—	—	893.11				
Dados do Teste	—	181.62	—	—	770.41				
Calculado	—	—	—	—	—				
Aquecedor de Alta Pressão nº 6A									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TA52A	209.42	—	—	895.02				
Entrada do Vapor da Extração nº 6	—	245.75	—	—	1064.77				
Dados do Teste	TV2	377.43	PV2	36.33	3167.72	Vazão do Vapor da Extração nº 6 para o Aquecedor 6A	2.12	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	244.75	—	36.33	2802.18		7.63	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD6A	204.00	—	—	870.43				
Dados do Teste	—	214.92	—	—	920.14				
Calculado	—	—	—	—	—				
Aquecedor de Alta Pressão nº 6B									
Entrada de Condensado	TAG	Temperatura (°C)	TAG	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)				
Saída de Condensado	TA52B	206.20	—	—	890.39				
Entrada do Vapor da Extração nº 6	—	245.75	—	—	1064.77				
Dados do Teste	TV2	377.43	PV2	36.33	3167.72	Vazão do Vapor da Extração nº 6 para o Aquecedor 6B	2.33	(kg/s)	
Valores de Saturação	—	244.75	—	36.33	2802.18		8.39	(ton/h)	
Condições da Saída do Dreno	TD6B	210.00	—	—	897.66				
Dados do Teste	—	211.70	—	—	905.41				
Calculado	—	—	—	—	—				

Figura A.V.12 (a): Folha de cálculo para a determinação do balanço térmico do ciclo para os dados coletados durante o teste.

- Parâmetros de Operação dos Atemperadores;
- Parâmetros de Operação dos Aquecedores;
 - Aquecedor de Baixa Pressão nº 1;
 - Aquecedor de Baixa Pressão nº 2;
 - Aquecedor de Baixa Pressão nº 3;
 - Aquecedor nº4 – Des aerador;
 - Aquecedor de Alta Pressão nº 5 A;
 - Aquecedor de Alta Pressão nº 5B;
 - Aquecedor de Alta Pressão nº 6 A;
 - Aquecedor de Alta Pressão nº 6B;
- Cálculo do Vapor de Selagem (Fórmula de Martin);
 - Selagem da turbina de alta pressão;
 - Selagem da turbina reaquerida (Turbina de Pressão Intermediária + Turbina de Baixa Pressão);
- Vazão de Vapor Requerido para o Regulador do Vapor de Selagem;
- Resultado do Balanço de Massa na Turbina a Vapor.

Esta planilha de cálculo de balanço de massa e energia, desenvolvida para a aplicação da metodologia de análise de desempenho da turbina a vapor é particular à unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, ou seja, para a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades do balanço de massa e energia da usina a ser analisada.

As informações necessárias para a realização dos cálculos para a determinação do balanço térmico são mostradas na Tabela A.V.4.

Tabela A.V.4: Informações necessárias para o cálculo do balanço térmico.

Parâmetro	Unidade
Vazão do Vapor Superaquecido	kg/s
Vazão do Vapor Reaquecido	kg/s
Vazão das Bombas de Condensado	kg/s
Vazão das Bombas de Alimentação	kg/s
Vazão de Água para o Aquecedor do Vapor Superaquecido	kg/s
Vazão de Água para o Aquecedor do Vapor Reaquecido	kg/s
Número de Dentes da Selagem	—
Área do Vazamento	mm ²

Todas as outras informações se concentram nas temperaturas e pressões de entrada e saída para cada aquecedor regenerativo.

UTLA

Cálculo da Eficiência Interna da Turbina a Vapor pelo Método de K. C. Cotton

Data: 26/05/2004

Unidade: 3

Carga (MW): 59.00

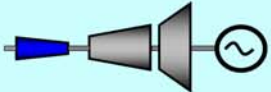
Hora início: 09:00

Hora término: 11:00

Potência Nominal da Turbina (MW): 66.00

Porcentagem da Carga Durante o Teste: 89.39%

Cálculo da Eficiência do Estágio de Alta Pressão



Dados de Projeto e de Desenhos Técnicos

Diametro Médio do Estágio Governante	874.30	(mm)
34.42	(polegadas)	
42.40	(mm)	
42.40	(kgf/cm²)	
41.58	(bar)	
603.05	(psia)	
208.000.00	(kg/h)	
57.78	(kg/s)	
458.553.79	(lb/h)	
1.00	—	
141.00	(mm)	
138.28	(bar)	
2.005.51	(psia)	
0.02455	(m³/kg)	
0.38335	(m³/lb)	

Pressão de Entrada de Projeto	138.28	(bar)
Entalpia de Entrada de Projeto	3.431.84	(kJ/kg)
Entropia de Entrada de Projeto	6.5355	(kJ/kg °C)
Entalpia de Exaustão de Projeto	3.147.26	(kJ/kg)
Pressão de Exaustão de Projeto	42.37	(bar)
Entalpia de Exaustão Isentrópica de Projeto	3.076.99	(kJ/kg)

EFICIÊNCIA:

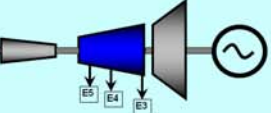
79,42 % ELEP - Ponto Final da Linha de Expansão

80,20 % Eficiência do Fabricante (Projeto)

Dados Durante o Teste

Pressão do Vapor de Controle	139.65	(kgf/cm²)
138.95	(bar)	
1.989.22	(psia)	
522.71	(°C)	
972.88	(°F)	
0.02416	(m³/kg)	
0.38101	(m³/lb)	
3.300.84	(kg/h)	
1.457.80	(lb/h)	
6.4873	(kJ/kg °C)	
1.5425	(Btu/lb °F)	
209.08	(ton/h)	
209.080.00	(kg/h)	
58.08	(kg/s)	
480.934.74	(lb/h)	
39.00	(kgf/cm²)	
38.25	(bar)	
554.75	(psia)	
3.022.81	(kJ/kg)	
1.292.57	(Btu/lb)	
3.068.55	(kJ/kg)	
1.332.14	(Btu/lb)	

Cálculo da Eficiência do Estágio de Pressão Intermediária



Dados de Projeto e de Desenhos Técnicos

Pressão de Entrada de Projeto	38.13	(bar)
Entalpia de Entrada de Projeto	3.532.82	(kJ/kg)
Entropia de Entrada de Projeto	7.2233	(kJ/kg °C)
Pressão da Extração 3 de Projeto	5.45	(bar)
Entalpia da Extração 3 de Projeto	3.042.13	(kJ/kg)
Entropia da Extração 3 de Projeto	7.3826	(kJ/kg °C)
Entalpia da Extração 3 Isentrópica	3.042.10	(kJ/kg)
Pressão da Extração 4 de Projeto	10.57	(bar)
Entalpia da Extração 4 de Projeto	3.194.95	(kJ/kg)
Entropia da Extração 4 de Projeto	7.3359	(kJ/kg °C)
Entalpia da Extração 4 Isentrópica	3.194.97	(kJ/kg)
Pressão da Extração 5 de Projeto	21.57	(bar)
Entalpia da Extração 5 de Projeto	3.378.75	(kJ/kg)
Entropia da Extração 5 de Projeto	7.2806	(kJ/kg °C)
Entalpia da Extração 5 Isentrópica	3.378.76	(kJ/kg)

EFICIÊNCIA:

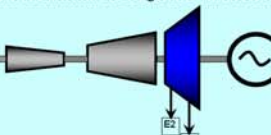
90,62 % ELEP - Ponto Final da Linha de Expansão

94,95 % Eficiência do Fabricante (Projeto)

Dados Durante o Teste

Pressão do Vapor de Entrada no Estágio de Pressão Intermediária	35.32	(kgf/cm²)
34.64	(bar)	
502.30	(psia)	
514.21	(°C)	
957.76	(°F)	
0.1023	(m³/kg)	
1.6367	(m³/lb)	
176.36	(ton/h)	
176.360.00	(kg/h)	
48.99	(kg/s)	
388.800.71	(lb/h)	
3.484.29	(kJ/kg)	
1.497.68	(Btu/lb)	
4.41	(kgf/cm²)	
4.32	(bar)	
62.65	(psia)	
2.983.78	(kJ/kg)	
1.254.10	(Btu/lb)	
7.2057	(kJ/kg °C)	
1.7211	(Btu/lb °F)	
2.949.15	(kJ/kg)	
1.287.91	(Btu/lb)	

Cálculo da Eficiência do Estágio de Baixa Pressão



Dados do Balanço Térmico e de Desenhos Técnicos

Vazão de Entrada do Vapor do Estágio de Baixa Pressão	159.156.00	(kg/h)
44.21	(kg/s)	
350.873.02	(lb/h)	
2.949.15	(kJ/kg)	
1.757.81	(Btu/lb)	
0.5427	(m³/kg)	
8.6932	(m³/lb)	
147.924.00	(kg/h)	
41.09	(kg/s)	
32.111.11	(kg)	
3.82	(mm)	
41.12	(mm)	
1.00	—	
660.40	(mm)	
26.00	(polegadas)	
1.928.80	(mm)	
72.00	(polegadas)	
2.645.97	(kJ/kg)	
1.101.06	(Btu/lb)	
342.20	(kJ/kg)	
59.72	(Btu/lb)	

Pressão de Entrada de Projeto	5.45	(bar)
Entalpia de Entrada de Projeto	3.042.13	(kJ/kg)
Entropia de Entrada de Projeto	7.2233	(kJ/kg °C)
Pressão da Extração 1 de Projeto	0.49	(bar)
Entalpia da Extração 1 de Projeto	2.614.24	(kJ/kg)
Entropia da Extração 1 de Projeto	7.5147	(kJ/kg °C)
Entalpia da Extração 1 Isentrópica	2.614.24	(kJ/kg)
Pressão da Extração 2 de Projeto	2.10	(bar)
Entalpia da Extração 2 de Projeto	2.849.54	(kJ/kg)
Entropia da Extração 2 de Projeto	7.3826	(kJ/kg °C)
Entalpia da Extração 2 Isentrópica	2.833.14	(kJ/kg)
Pressão de Exaustão de Projeto	0.07	(bar)
Entalpia de Exaustão de Projeto	2.983.27	(kJ/kg)
Entalpia de Exaustão Isentrópica de Projeto	2.340.00	(kJ/kg)

EFICIÊNCIA:

93,99 % ELEP - Ponto Final da Linha de Expansão

91,94 % UEELP - Ponto Final da Energia Utilizada

93,13 % Eficiência do Fabricante (Projeto)

Dados Durante o Teste

Pressão do Vapor na Entrada do Estágio de Baixa Pressão	4.41	(kgf/cm²)
4.32	(bar)	
62.65	(psia)	
7.3158	(kJ/kg °C)	
1.747.3	(Btu/lb °F)	
2.232.76	(kJ/kg)	
959.91	(Btu/lb)	
2.275.78	(kJ/kg)	
978.41	(Btu/lb)	
2.250.48	(kJ/kg)	
964.73	(Btu/lb)	
2.10	(kgf/cm²)	
2.07	(bar)	
1.02	(psia)	
2.871.78	(kJ/kg)	
1.105.66	(Btu/lb)	
163.37	(kJ/kg)	
70.24	(Btu/lb)	
20.5252	(m³/kg)	
329.7822	(m³/lb)	

Figura A.V.13: Folha de cálculo para a determinação da eficiência das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis às eficiências do comissionamento.

A Figura A.V.13 foi desenvolvida para se determinar as eficiências das seções de alta, média e baixa pressão da turbina a vapor comparando-as com as eficiências de projeto (ou comissionamento). Para isso foram usados os valores do balanço térmico de comissionamento e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. As informações do cálculo das eficiências foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Cálculo da Eficiência da Seção de Alta Pressão;
 - Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP);
 - Eficiência do Fabricante (Eficiência do Comissionamento);
 - Dados de Projeto e de Desenhos Técnicos;
 - Dados Durante o Teste;
- Cálculo da Eficiência da Seção de Média Pressão;
 - Eficiência para o ponto final da linha de expansão (ELEP);
 - Eficiência do Fabricante (Eficiência do Comissionamento);
 - Dados Durante o Teste.
- Cálculo da Eficiência da Seção de Baixa Pressão;
 - Eficiência para o ponto final da linha de expansão ELEP;
 - Eficiência para o ponto final da energia utilizada UEPP;
 - Eficiência do Fabricante (Eficiência do Comissionamento).

Esta planilha de cálculo de eficiência para as seções da turbina, desenvolvida na aplicação da metodologia de análise de desempenho da turbina a vapor é particular a unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, ou seja, a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades construtivas da turbina como, por exemplo, o diâmetro médio da palheta do 1º estágio, a área anular do último estágio da seção de baixa pressão, etc.

As informações necessárias para a realização dos cálculos para a determinação das eficiências são mostradas na Tabela A.V.5.

Tabela A.V.5: Informações necessárias para o cálculo das eficiências.

Parâmetro	Unidade
Diâmetro Médio do Estágio Governante	mm
Pressão de Exaustão do Estágio de Alta Pressão	bar
Vazão de Vapor de Controle	kg/s
Temperatura do Vapor de Entrada Nominal	°C
Número de Fluxos Paralelos	—
Pressão do Vapor de Entrada Nominal	bar
Volume Específico do Vapor de Entrada Nominal	m³/kg
Pressão do Vapor de Controle	bar
Temperatura do Vapor de Controle	°C
Volume Específico do Vapor de Controle	m³/kg
Entalpia do Vapor de Controle	kJ/kg
Entropia do Vapor de Controle	kJ/kg K
Vazão do Vapor de Controle	kg/s
Pressão de Exaustão do Estágio	bar
Entalpia da Expansão Isentrópica	kJ/kg
Entalpia do ELEP - Expansion Line End Point	kJ/kg
Vazão de Entrada do Vapor Reaquecido na Turbina	kg/s
Vazão de Vapor de Exaustão do Estágio de Baixa Pressão para o Condensador	kg/s
Área Anular da Seção de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão (Último Estágio)	mm²
Entalpia da Mistura do Vapor Reaquecido antes das Válvulas com o da Selagem	kJ/kg
Número de Fluxos Paralelos no Início da Expansão da Turbina	—
Comprimento da Pá do Último Estágio da Turbina de Baixa Pressão	mm
Diâmetro Médio da Pá do Último Estágio da Turbina de Baixa Pressão	mm
Entalpia do Vapor Saturado (SECO) com Pressão de 1,5 in Hg abs. (0.0507958 bar ou 0.73677 psia)	kJ/kg
Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) com Pressão de 1,5 in Hg abs. (0.0507958 bar ou 0.73677 psia)	kJ/kg
Pressão do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	bar
Temperatura do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	°C
Entropia do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	kJ/kg K
Volume Específico do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	m³/kg
Entalpia do Vapor Reaquecido antes das Válvulas Interceptadoras	kJ/kg
Entalpia do Vapor de Exaustão do Estágio de Baixa Pressão na Linha de Expansão Isentrópica com Pressão Absoluta de 1,5 pol. Hg (0.0507958 bar ou 0.73677 psia) no Condensador.	kJ/kg
Entalpia do ELEP - Expansion Line End Point	kJ/kg
Entalpia do UEEP - Used Energy End Point	kJ/kg
Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	bar
Entalpia do Vapor Saturado (SECO) com a Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	kJ/kg
Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) com a Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	kJ/kg
Volume Específico do Vapor Saturado (SECO) na Pressão Absoluta do Vapor de Exaustão no Condensador	m³/kg

UTLA

Cálculo da Potência da Turbina a Vapor

Data: 26/05/2004

Carga da Turbina a Vapor (MW): 59,00

Hora início: 09:00

Hora término: 11:00

Potência Nominal da Turbina a Vapor (MW): 66,00

Porcentagem da Carga Durante o Teste: 89,39%

Cálculo da Potência de Eixo do Estágio de Alta Pressão

Potência de Eixo do Estágio

20.014,00 (kW)

Dados Durante o Teste:		
Pressão do Vapor de Entrada	139,65	(bar)
Temperatura do vapor de Entrada	522,71	(°C)
Entalpia do Vapor de Entrada	3.387,66	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Entrada	58,08	(kg/s)
Entalpia do Vapor de Exaustão	3.098,55	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Exaustão	57,04	(kg/s)

Cálculo da Potência de Eixo do Estágio de Pressão Intermediária

Potência de Eixo do Estágio

16.416,51 (kW)

Dados Durante o Teste:		
Pressão do Vapor de Entrada	34,64	(bar)
Temperatura do Vapor de Entrada	514,31	(°C)
Entalpia do Vapor de Entrada	3.484,29	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Entrada	48,99	(kg/s)
Pressão do Vapor da Extração nº 3	4,32	(bar)
Temperatura do Vapor da extração nº 3	263,50	(°C)
Vazão de Vapor da Extração nº 3	2,92	(kg/s)
Entalpia do Vapor da Extração nº 3	2.991,27	(kJ/kg)
Pressão do Vapor da Extração nº 4	8,73	(bar)
Temperatura do Vapor da Extração nº 4	328,08	(°C)
Vazão de Vapor da Extração nº 4	2,87	(kg/s)
Entalpia do Vapor da Extração nº 4	3.114,43	(kJ/kg)
Pressão do Vapor da Extração nº 5	17,95	(bar)
Temperatura do Vapor da Extração nº 5	419,03	(°C)
Vazão de Vapor da Extração nº 5	1,89	(kg/s)
Entalpia do Vapor da Extração nº 5	3.293,13	(kJ/kg)
Entalpia do Vapor de Exaustão	2.949,15	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Exaustão	44,21	(kg/s)

Cálculo da Potência de Eixo do Estágio de Baixa Pressão

Potência de Eixo do Estágio

27.966,42 (kW)

ELEP - Expansion Line End Point

27.362,40 (kW)

UEEP - Used Energy End Point

Dados Durante o Teste:		
Entalpia de Entrada	2.949,15	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Entrada	44,21	(kg/s)
Pressão do Vapor da Extração nº 1	0,31	(bar)
Temperatura do Vapor da Extração nº 1	235,99	(°C)
Entalpia do Vapor da Extração nº 1	2.949,15	(kJ/kg)
Vazão do Vapor da Extração nº 1	1,00	(kg/s)
Pressão do Vapor da Extração nº 2	0,87	(bar)
Temperatura do Vapor da Extração nº 2	165,82	(°C)
Entalpia do Vapor da Extração nº 2	2.808,75	(kJ/kg)
Vazão do Vapor da Extração nº 2	2,12	(kg/s)
Entalpia de Saída (ELEP)	2.275,78	(kJ/kg)
Vazão de Vapor de Saída	41,09	(kg/s)
Entalpia de Saída (UEEP)	2.290,48	(kJ/kg)

Cálculo das Perdas Mecânicas da Turbina a Vapor

Dados do Gerador:	
Potência Aparente Nominal	75.000,00 (kVA)
Perdas Mecânicas	452,65 (kW)

Cálculo das Perdas do Gerador da Turbina a Vapor

Dados do Gerador:	
Potência Ativa Operacional	59.000,00 (kW)
Fator de Potência	0,88
Potência Aparente Operacional	67.045,45 (kVA)
Porcentagem da Potência Aparente Nominal	89,39 (%)
Fator de Perdas K1 do Gerador	1,7744
Fator de Perdas K2 do Gerador	1,0036
Perdas no Gerador	1.193,94 (kW)

Cálculo da Potência Total da Turbina a Vapor

Potência de Eixo do Estágio de Alta Pressão	20.014,00 (kW)
Potência de Eixo do Estágio de Pressão Intermediária	16.416,51 (kW)
Potência de Eixo do Estágio de Baixa Pressão (ELEP)	27.966,42 (kW)
Potência de Eixo do Estágio de Baixa Pressão (UEEP)	27.362,40 (kW)
Perdas Mecânicas	452,65 (kW)
Perdas do Gerador	1.193,94 (kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (ELEP)	62.750,34 (kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (ELEP)	62,75 (MW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	62.146,32 (kW)
Potência Total da Turbina a Vapor (UEEP)	62,15 (MW)
Potência da Turbina a Vapor Medida (no Gerador)	59,00 (MW)

Figura A.V.14: Folha de cálculo para a determinação da potência das seções de alta, média e de baixa pressão durante o teste.

A Figura A.V.14 foi desenvolvida para se determinar as potências produzidas pelas seções de alta, média e de baixa pressão da turbina a vapor durante o teste. Para isso foram usados os resultados do balanço térmico do teste. As informações do cálculo das potências foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Cálculo da Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão;
 - Potência de Eixo da Seção;
- Cálculo da Potência de Eixo da Seção de Média Pressão;
 - Potência de Eixo da Seção;
- Cálculo da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão;
 - Potência de Eixo da Seção;
- Cálculo das Perdas Mecânicas da Turbina a Vapor;
- Cálculo das Perdas do Gerador da Turbina a Vapor;
- Cálculo da Potência Total da Turbina a Vapor.

Esta planilha de cálculo das potências produzidas pelas seções da turbina, foi desenvolvida particularmente para a análise de desempenho da turbina a vapor da unidade 3 do Complexo Termelétrico de Jorge Lacerda, ou seja, para a aplicação da metodologia em outra usina, esta planilha não terá validade, devendo-se então desenvolver uma nova planilha para as particularidades construtivas da turbina como, por exemplo, quantidade de selos labirínticos, extrações ou admissões de vapor para a turbina, etc.

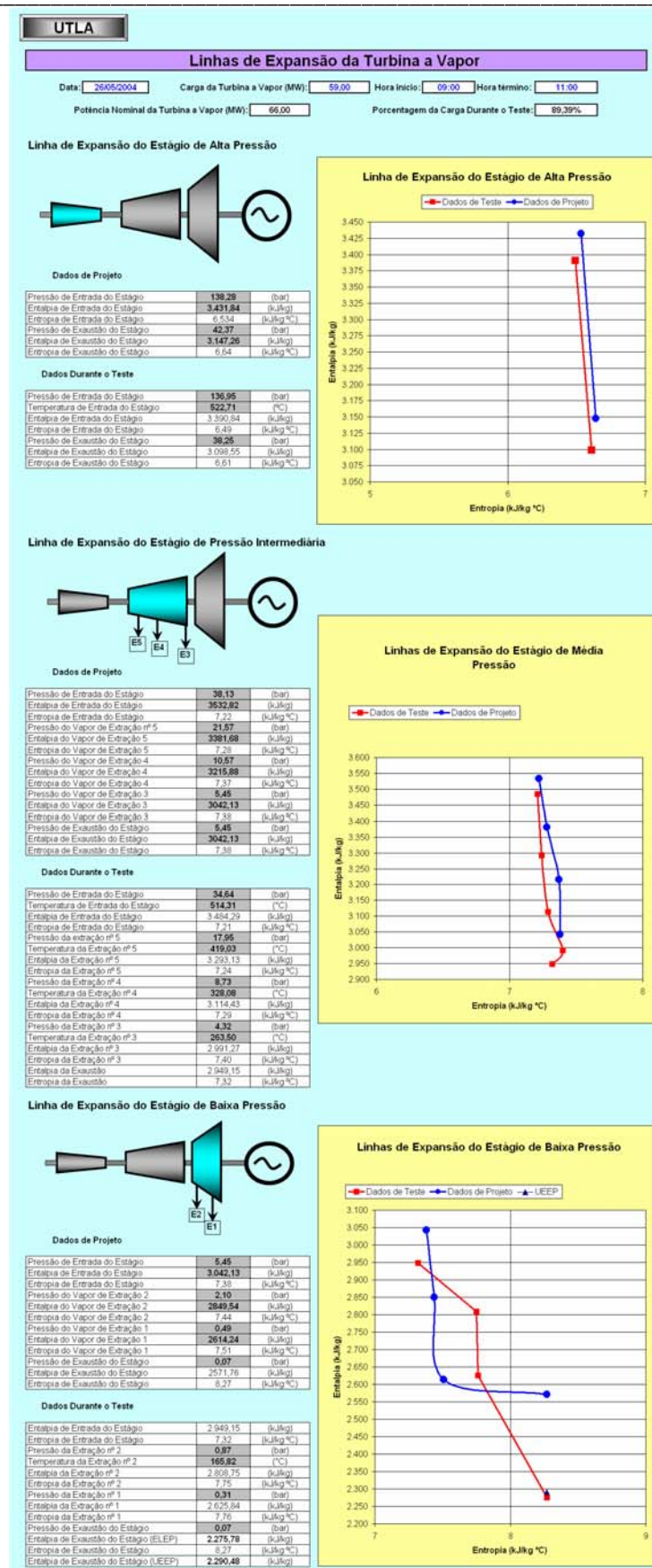


Figura A.V.15 (a): Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis a do comissionamento.

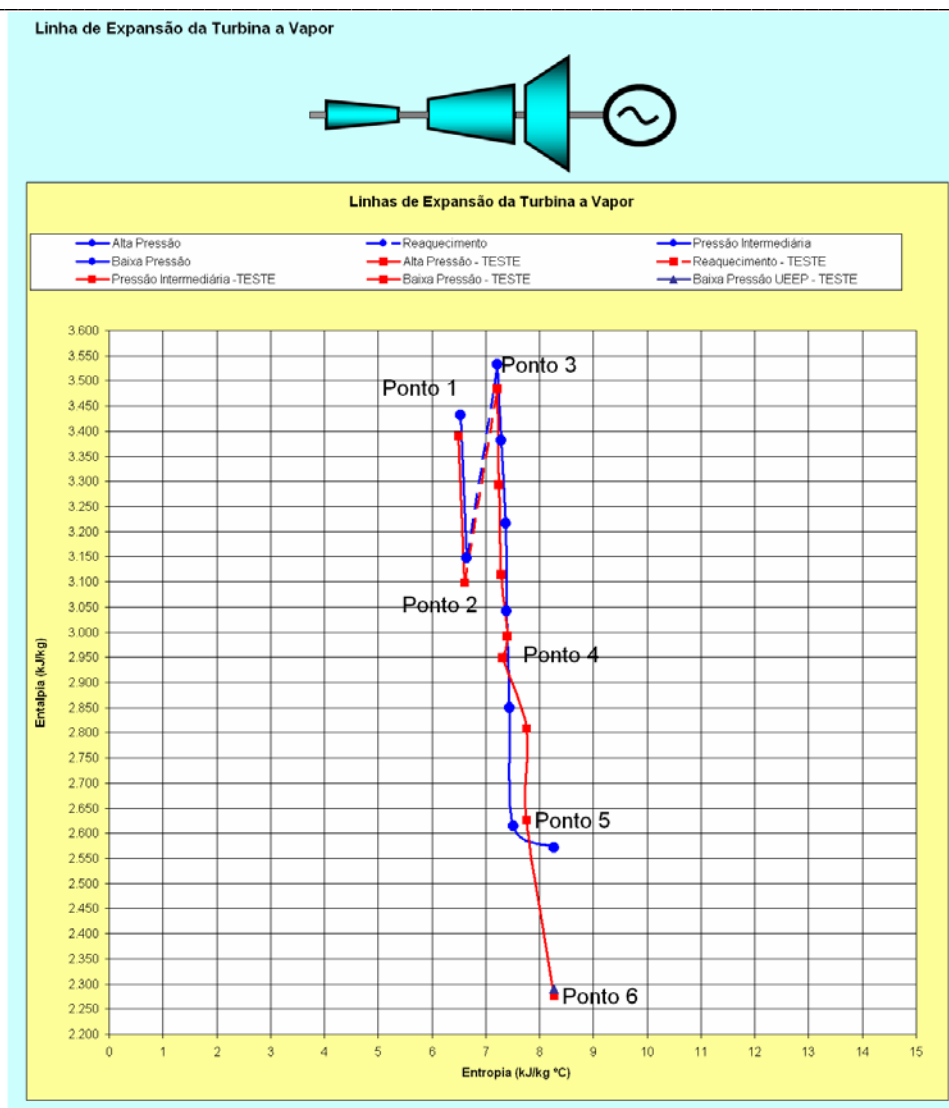


Figura A.V.15 (b): Folha de cálculo para a construção das linhas de expansão das seções de alta, média e de baixa pressão comparáveis a do comissionamento (continuação).

A Figura A.V.15 foi desenvolvida para se construir as linhas de expansão do vapor na turbina a vapor comparando-as com a do comissionamento. Para isso foram usados os valores do balanço térmico de comissionamento e dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. As informações necessárias para a construção das linhas de expansão foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Linha de Expansão da Seção de Alta Pressão;
 - Dados de Projeto;
 - Dados Durante o Teste.
- Linha de Expansão da Seção de Média Pressão;
 - Dados de Projeto;
 - Dados Durante o Teste.

- Linha de Expansão da Seção de Baixa Pressão;
 - Dados de Projeto;
 - Dados Durante o Teste.
- Linha de Expansão da Turbina a Vapor

Basicamente as informações necessárias para a construção das linhas de expansão da turbina a vapor são:

- Pressão de entrada e de saída do vapor para cada seção;
- Temperatura de entrada e saída do vapor para cada seção;
- Entalpia para as condições de entrada e de saída do vapor para cada seção;
- Entropia para as condições de entrada e de saída do vapor para cada seção.

UTLA

Curvas de Correção para o Cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina

Carga do Teste de Rendimento (MW): 59,00

Potência Nominal da Turbina (MW): 66,00

Porcentagem da Carga do Teste de Rendimento: 89,39%

Vazão de entrada do vapor supeaquecido na turbina de alta pressão: 209.080,00 (kg/h)
 Entalpia do vapor de entrada na turbina de alta pressão: 3.390,84 (kJ/kg)
 Entalpia na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão n° 6: 1.064,77 (kJ/kg)
 Vazão de entrada do vapor reaquecido na turbina de média pressão: 176.360,00 (kg/h)
 Entalpia do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão: 3.484,29 (kJ/kg)
 Entalpia na saída da turbina de alta pressão: 3.098,55 (kJ/kg)

Heat Rate Bruto: 9.396,00 (kJ/kWh)

Heat Rate Bruto Corrigido: 9287,04 (kJ/kWh)

Carga da Turbina: 59,00 (MW)

Carga da Turbina Corrigida: 59,16 (MW)

Pressão de Entrada da Turbina de Alta Pressão (kgf/cm²)

Pressão de Projeto:	141,00	(kgf/cm²)	Diferença:	-0,9574	(%)
Pressão Durante o Teste:	139,65	(kgf/cm²)			

Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:	Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:
Carga Máxima:	-0,9383	0,9906	0,0574
75% da Carga:			
50% da Carga:			
25% da Carga:			

Temperatura de Entrada da Turbina de Alta Pressão (°C)

Temperatura de Projeto:	538,00	(°C)	Diferença:	-15,2900	(°C)
Temperatura Durante o Teste:	522,71	(°C)			

Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:	Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:
Carga Máxima:	0,2034	1,0020	0,4587
50% da Carga:			
25% da Carga:			

Perda de Pressão do Vapor Reaquecido (%)

Queda de Pressão de Projeto:	10,00	(%)	Queda da Pressão Durante o Teste:	9,44	(%)
Pressão de Saída do Vapor da Turbina de Alta Pressão:	39,00	(kgf/cm²)			
Pressão de Entrada do Vapor da Turbina de Pressão Intermediária:	35,32	(kgf/cm²)			

Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:	Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:
Carga Máxima:	0,1568	1,0016	
50% da Carga:			-0,0560
25% da Carga:			0,9994

Temperatura do Vapor Reaquecido (°C)

Temperatura de Projeto:	538,00	(°C)
Temperatura de Entrada da Turbina de Pressão Intermediária Durante o Teste:	514,31	(°C)

Diferença: -23,69 (°C)

Máximo: + ou - 30 °C

Mudança sobre a Carga:	Fator de Correção:	Mudança sobre o Heat Rate:	Fator de Correção:
Carga Máxima:	0,3151	1,0032	0,7107
50% da Carga:			
25% da Carga:			

Figura A.V.16: Folha de cálculo para a determinação do Heat Rate e da Carga da Turbina.

A Figura A.V.16 foi desenvolvida para se determinar o cálculo do Heat Rate e da Carga da turbina a vapor durante o teste. Para isso foram usados os valores dos dados obtidos do cálculo do balanço térmico para o teste. A informação necessária para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina foram organizadas na planilha da seguinte forma:

- Dados necessários para os cálculos;
- Pressão de Entrada da Turbina de Alta Pressão;
- Temperatura de Entrada da Turbina de Alta Pressão;
- Perda de Pressão do Vapor Reaquecido;
- Temperatura do Vapor Reaquecido;

As informações necessárias para a realização dos cálculos para a determinação do cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina é mostradas na Tabela A.V.6.

Tabela A.V.6: Informações necessárias para o cálculo do Heat Rate e da Carga da Turbina.

Parâmetro	Unidade
Vazão de entrada do vapor superaquecido na turbina de alta pressão	kg/h
Entalpia do vapor de entrada na turbina de alta pressão	kJ/kg
Entalpia na saída do aquecedor regenerativo de alta pressão n° 6	kJ/kg
Vazão de entrada do vapor reaquecido na turbina de média pressão	kg/h
Entalpia do vapor reaquecido na entrada da turbina de média pressão	kJ/kg
Entalpia na saída da turbina de alta pressão	kJ/kg

Apêndice VI

*MEDIÇÃO DE VAZÃO
COM TUBOS
INTEGRADORES.*

APÊNDICE VI – MEDIÇÃO DE VAZÃO COM TUBOS INTEGRADORES

O tubo integrador é uma sonda para medição da vazão de fluídos com o perfil de escoamento laminar ou turbulento. Esta sonda é instalada na seção transversal do duto onde se deseja determinar a vazão do fluido. No eixo do tubo integrador são perfuradas umas séries de orifícios dispostos nas linhas médias dos anéis de iguais superfícies. O desenho do tubo para uma tubulação de água de $d = 500$ [mm] é mostrado na Figura A.VI.1. A principal vantagem do tubo integrador em comparação com o tubo convencional de medição de velocidade, consiste em que o coeficiente ϕ_r é extremamente igual ou quase igual a 1, e a queda de pressão criada corresponde à velocidade média do fluxo nesta seção. Isto permite utilizar o tubo integrador sem uma calibração preliminar.

A fórmula da vazão tem a seguinte forma:

$$Q = \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{A.VI.1})$$

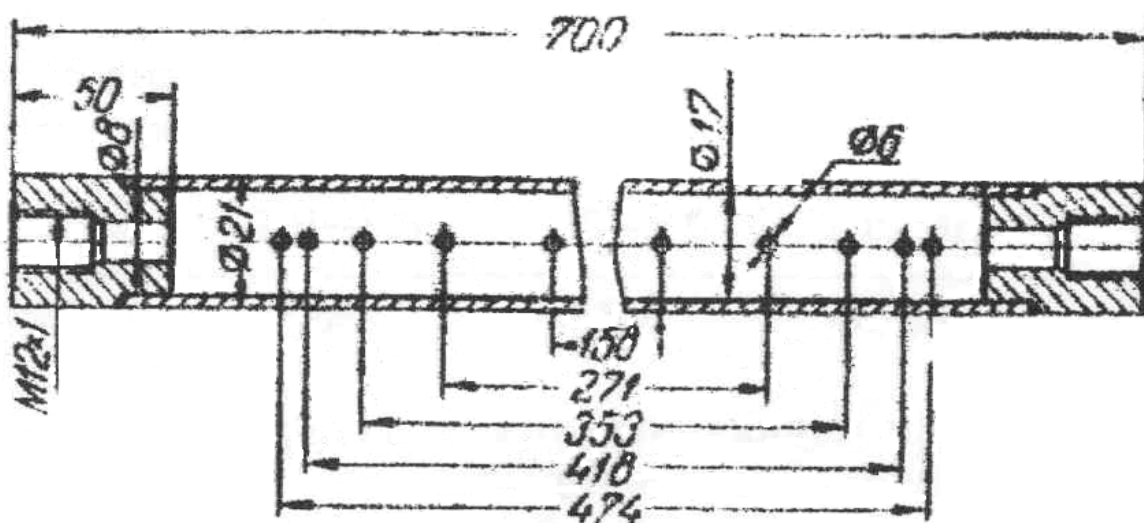


Figura A.VI.1: Tubo integrador para uma tubulação de água de $d = 500$ [mm].

A criação da queda Δh correspondente à velocidade média, pode ser explicada da seguinte maneira. Como resultado da não homogeneidade da distribuição de velocidades pela seção da tubulação de água na frente de cada um dos orifícios do tubo integrador se estabelece uma pressão correspondente à pressão da velocidade em cada ponto.

As pressões serão maiores nos orifícios localizados mais próximo do centro e menores na periferia da tubulação. Devido a isto, o líquido irá se movimentar através dos orifícios. Nos

orifícios localizados mais próximo do centro entra o líquido e este sai pelos orifícios da periferia, ao encontro do fluxo. Como resultado desta movimentação dentro do tubo integrador se estabelece uma pressão média $P_{\text{médio}}$. A diferença entre esta pressão e a pressão estática na tubulação de água corresponde à carga de velocidade calculada a partir da velocidade média. A pressão estática é medida com a ajuda de uma tomada de pressão na parede da tubulação numa seção localizada a uma pequena distância do local da instalação do tubo integrador, aproximadamente numa distância igual a $2d$, onde d é o diâmetro do tubo, ver Figura A.VI.7.

A.VI.1 - Seleção do Diâmetro e Determinação do Número de Orifícios do Tubo Integrador

A perturbação mais considerável durante as medições de Δh criado pelo tubo integrador está relacionada com a possibilidade de vibrações. A vibração do tubo aparece quando se tem alta velocidade do fluxo, por isso o seu diâmetro deve ser escolhido partindo das condições concretas de operação da tubulação, utilizando-se os seguintes dados:

V, m/s	1,0 – 1,5	1,5 – 2,0	2,0 – 3,0	> 3,0
d/D	0,020	0,025	0,030	0,050

O número de orifícios no tubo integrador é selecionado a partir da dependência do diâmetro da tubulação e do grau de formação do campo de velocidades. Para um perfil de velocidade normal ou estável, quando para a instalação do tubo é possível selecionar uma seção reta da tubulação com comprimento $L > 15D$, assim é possível obter resultados suficientemente seguros com o seguinte número de orifícios.

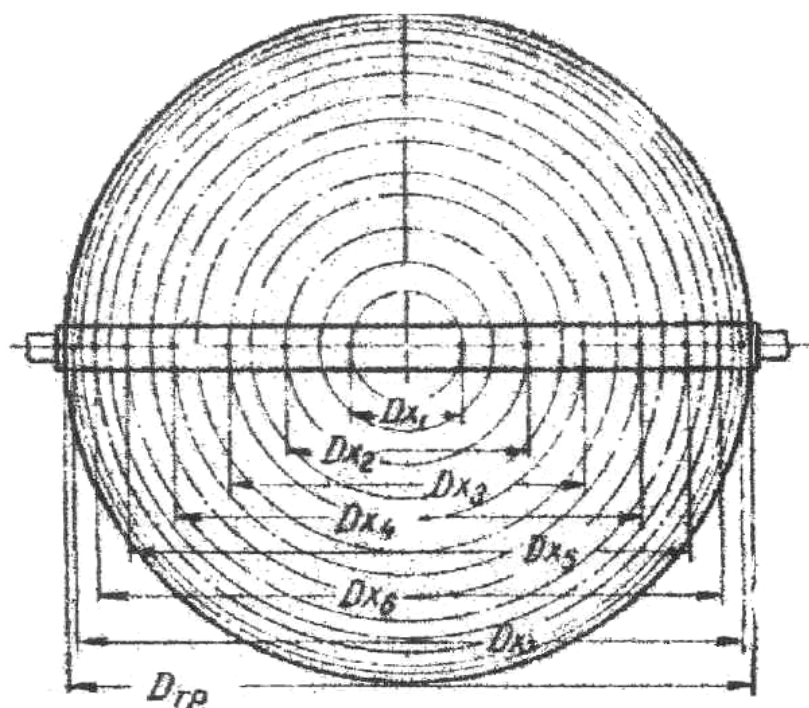


Figura A.VI.2: Esquema de disposição dos orifícios no tubo integrador. D_{TP} – Diâmetro da tubulação; D_{x1} , D_{x2} , ... D_{x7} - Distância entre os orifícios pares no primeiro, segundo, ... e sétimo anéis de iguais superfícies.

Diâmetro do Tubo [mm]	200	200 – 400	400 – 600	600 – 800	800 – 1000	1000
Número de Orifícios	6	8	10	12	16	20

Para um perfil de velocidades deformado é necessário aumentar o número de orifícios. As distâncias D_x (Figura 2) são calculadas pela fórmula 2.

$$D_x = D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot x - 1}{n}} \quad (\text{A.VI.2})$$

Onde:

D – diâmetro da tubulação em metros;

x – número da ordem de orifícios começando do centro;

n – número total de orifícios.

Para definir a localização dos orifícios é cômodo utilizar a Tabela 2. O diâmetro dos orifícios se assume de $d_0 \leq 0,3d$.

Devido que, a queda de pressão criada pelo tubo depende apenas da velocidade na tubulação então se conhecendo a vazão esperada e o diâmetro da tubulação é possível então

através de um gráfico selecionar o manômetro diferencial DM (Figura A.VI.3). Como elemento registrador é possível utilizar qualquer instrumento que possua um esquema de transformada de diferenciais.

O esquema de conexão do tubo aos instrumentos é mostrado na Figura A.VI.4.

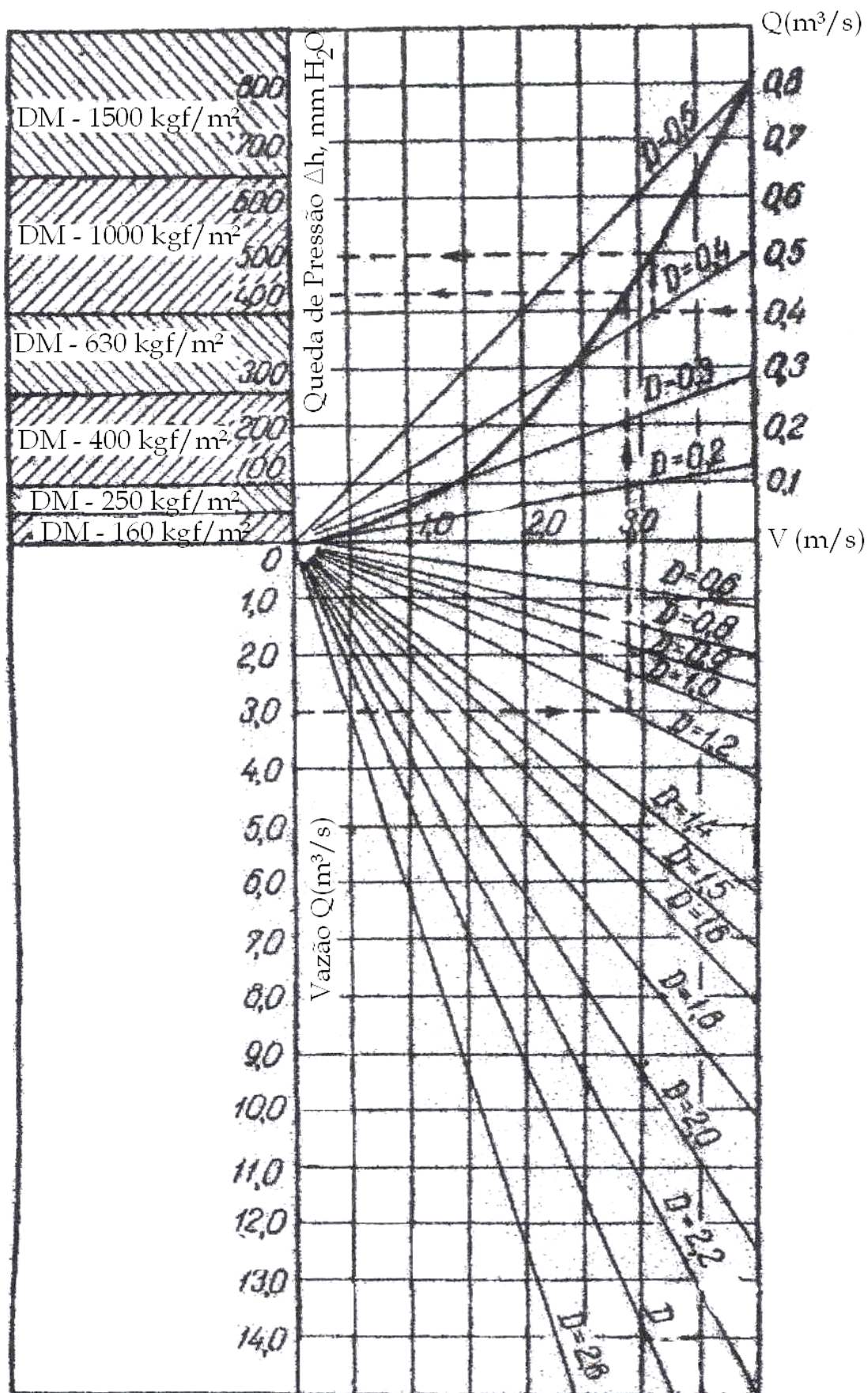


Figura A.VI.3: Gráfico para seleção do manômetro diferencial do tubo integrador.

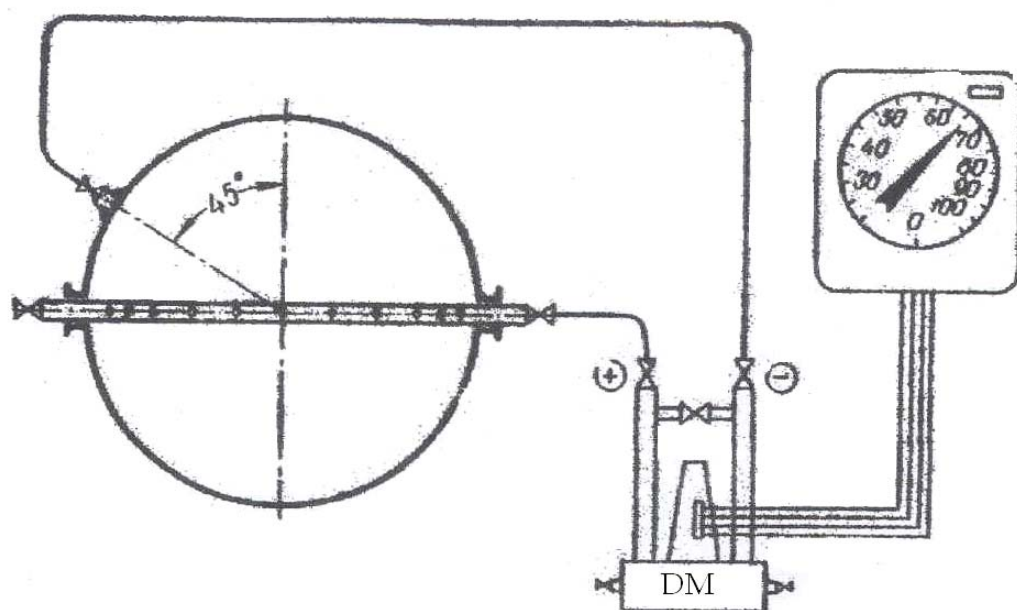


Figura A.VI.4: Esquema principal da conexão do tubo integrador aos instrumentos.

Tabela A.VI.1: Distâncias D_x em fração do diâmetro interno da tubulação D .

Número de Anéis									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,707	0,500	0,409	0,354	0,316	0,290	0,267	0,250	0,236	0,224
	0,866	0,707	0,612	0,543	0,500	0,466	0,433	0,406	0,388
		0,914	0,790	0,707	0,646	0,597	0,559	0,523	0,500
			0,936	0,836	0,764	0,707	0,661	0,624	0,592
				0,949	0,866	0,805	0,752	0,707	0,671
					0,957	0,855	0,829	0,782	0,741
						0,964	0,902	0,851	0,805
							0,968	0,914	0,866
								0,972	0,922
									0,975

A.VI.2 - Montagem do Tubo Integrador e do Medidor de Vazão

O tubo integrador é instalado na tubulação com ajuda de dois anéis de suporte de fixação (Como mostra o esquema da Figura A.VI.5) ou para pressões relativamente baixas ($p < 4$ kgf/cm²) apenas com porcas de fixação (Como mostra a Figura A.VI.6).

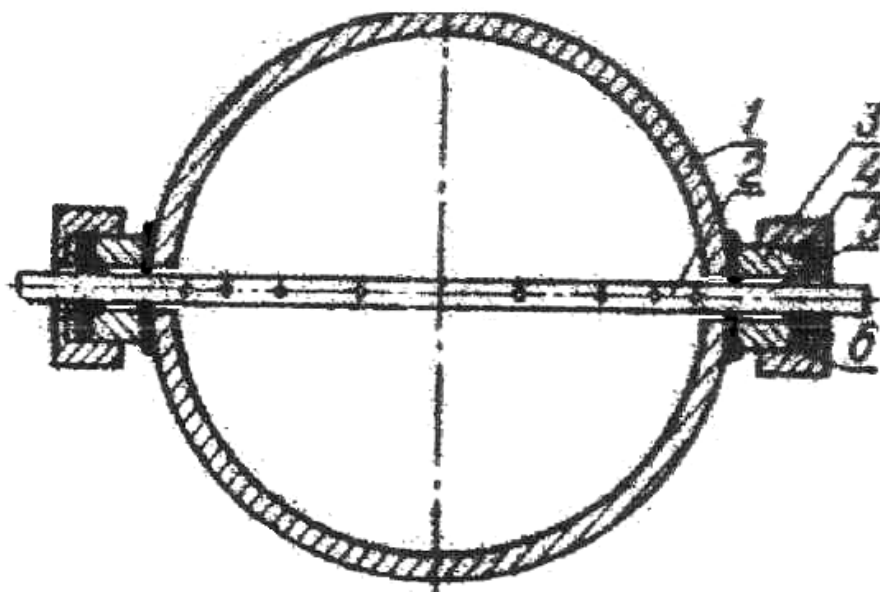


Figura A.VI.5: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação de alta pressão, onde:

1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Anel de Fixação com Rosca e base para o Anel de vedação, 4 – Anel de Vedação, 5 – Arruela, 6 – Porca.

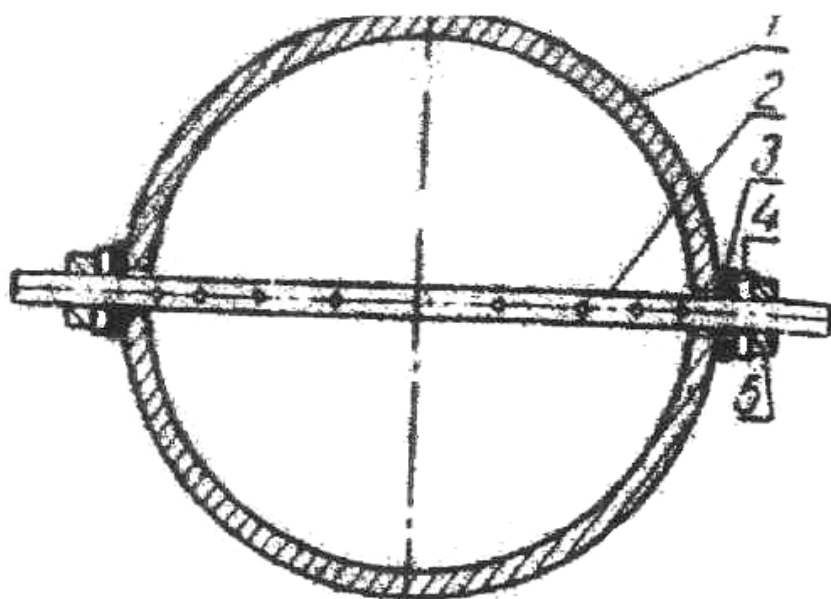


Figura A.VI.6: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação de baixa pressão, onde:

1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Anel de Vedação, 4 – Arruela Cônica, 5 – Porca.

O segundo método é mais cômodo já que não se exige trabalhos de ajustagem, mas ao mesmo tempo se complica um pouco a construção do tubo. Como mostram os dados experimentais e os resultados de operações de tubos a seção reta até o ponto de instalação do tubo

deve possuir um comprimento não menor que $15D$. Uma atenção especial deve ser dada na disposição do próprio tubo, pois para o trabalho de operação seguro do instrumento, o tubo deve ser instalado horizontalmente.

A disposição vertical do tubo integrador pode levar a entrada de ar nas linhas de impulsos ou que deformar visivelmente os resultados das medições. A tomada de pressão estática por essa mesma razão é soldada na parte inferior do tubo ou como é mostrado na Figura A.VI.4.

A tomada de pressão estática e o tubo integrador são montados em seções diferentes, como mostra a Figura A.VI.7. Se a tubulação for de asbesto cimento, ou ferro fundido o tubo é fixado por meio de um marco (Figura A.VI.8). A instalação de medição de vazão está composta do tubo integrador, um manômetro diferencial e um instrumento secundário. A seleção do local do manômetro diferencial deve considerar:

1. A distancia do local da medição de pressão até o manômetro diferencial, não deve ser superior a 15 [m].
2. O local de instalação deve permitir de forma rápida e cômoda a desmontagem do instrumento.
3. Os instrumentos devem ser colocados em locais não submetidos a vibrações; em presença de vibrações é necessário utilizar dispositivos de amortecimento de vibração.

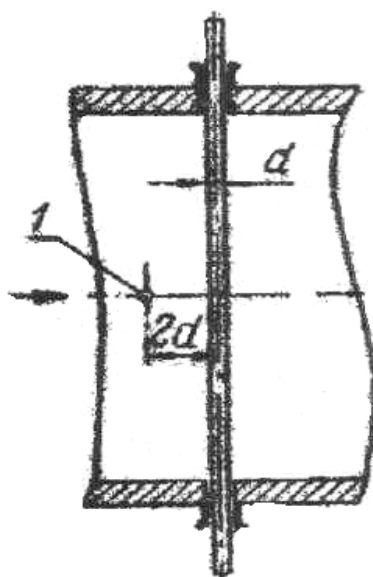


Figura A.VI.7: Esquema de disposição da tomada de pressão estática na tubulação: 1 – Tomada de Pressão Estática.

É necessário considerar que apesar de um enchimento cuidadoso das linhas de impulso com água, o percurso das linhas nas primeiras horas de uso do manômetro diferencial pode ficar com bolhas de gás que provocam erros de medições. Por isso se recomenda começar as medições um dia depois da conexão do instrumento. É necessário periodicamente golpear as linhas de

impulso durante este período. O manômetro diferencial é muito cômodo de ser colocado no próprio marco onde está montado o tubo integrador. É desejável instalar ele numa posição inferior ao do tubo o que evita a possibilidade de que entre ar no instrumento.

Se este esquema não for possível de ser realizado e o manômetro diferencial estiver localizado acima do tubo integrador se precisaria nos pontos mais altos da linha de impulso, instalar coletores de ar composto de seções de tubos de diâmetro de 50 – 60 [mm] e comprimento de 200 – 300 [mm]. Os coletores de ar devem possuir tomadas para a conexão das chaves e das linhas de impulso.

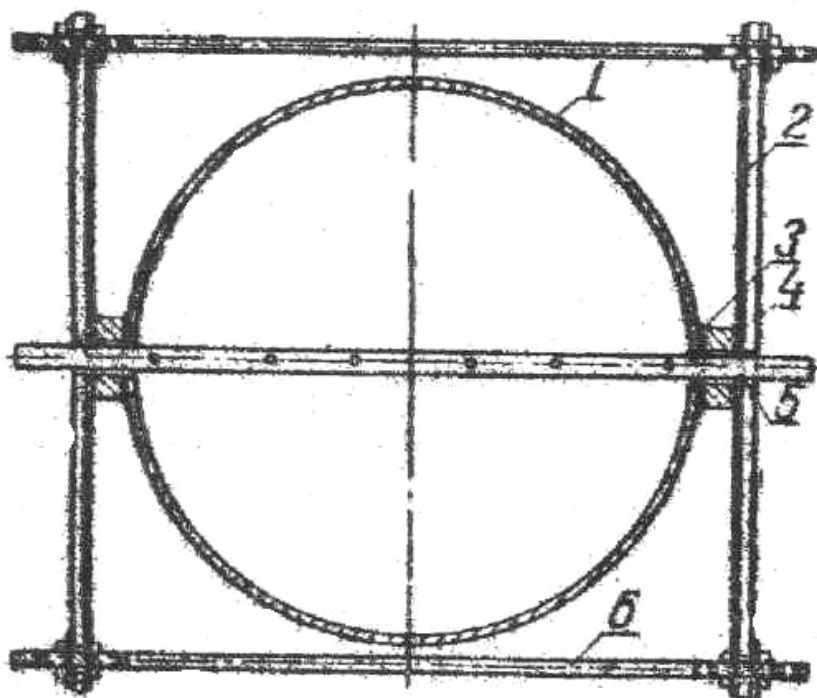


Figura A.VI.8: Esquema de montagem do tubo integrador numa tubulação não metálica:

1 – Tubulação, 2 – Marco, 3 – Vedação de Borracha, 4 – Arruela, 5 – Tubo Integrador, 6 – Barras de Aperto.

Regras russas para a montagem das linhas de impulso:

1. Os tubos em U devem ser dispostos verticalmente ou com uma inclinação horizontal não menor que 1:10;
2. O diâmetro interno dos tubos não deve ser menor do que 8 [mm];
3. As linhas de impulso devem ser hemérticas e com mudanças de direção suaves;
4. As linhas devem estar protegidas das influências de calor ou frio.

Devido a que os manômetros diferenciais tem água destilada no seu interior, em nenhum caso os instrumentos devem estar em locais com temperaturas inferiores a 5 [°C]. As linhas de conexão com o manômetro diferencial com um comprimento maior do que 250 [m] traz consigo um erro adicional de 0,25 % por cada 250 [m] de comprimento adicional.

A.VI.3 – Trabalho do Tubo Integrador com Água Suja.

As pesquisas e experiências na operação de tubos integradores mostram que estes são poucos sensíveis à presença de impurezas na água, porém durante a operação com água muito suja é preciso periodicamente lavar o tubo integrador. Para uma pequena quantidade de impurezas no tubo, a lavagem é feita através de uma chave disposta nos seu extremo livre (Figura A.VI.4).

O diâmetro da seção de passagem da chave deve corresponder ao diâmetro interno do tubo.

Devido à queda de pressão considerável durante a descarga de água a atmosfera as velocidades no interior do tubo durante a lavagem são consideráveis (assim para uma pressão no interior da tubulação de 50 [m] de coluna d'água a velocidade no tubo integrador chega a ser de aproximadamente 9 [m/s], o que permite retirar todas as impurezas).

Para uma quantidade grande de impurezas na água, a lavagem se realiza com a ajuda de uma bomba especial que se conecta ao tubo integrador segundo o esquema mostrado na Figura A.VI.9. A bomba para a lavagem pode ser de qualquer tipo e sua carga deve garantir uma lavagem com velocidade entre 4 e 5 [m/s].

A movimentação do líquido no interior do tubo integrador durante a sua lavagem com a bomba acontece com uma vazão variável no sentido do fluxo.

Para um comprimento do tubo $L = L_{cr}$ as perdas de carga se compensam pela carga recuperada, e naturalmente a linha piezométrica que caracteriza a distribuição da pressão ao longo do tubo vai ser uma linha horizontal. Nesse caso as vazões através dos orifícios serão iguais. Quando a velocidade de escoamento atingir 4 – 5 [m/s] estará garantida a lavagem satisfatória. O valor do comprimento crítico L_{cr} pode ser calculado por Grivoski A. M.:

$$L_{cr} = \frac{6 \cdot d}{\lambda \cdot \left(1 + \frac{1}{n}\right) \cdot \left(2 + \frac{1}{n}\right)} \quad (\text{A.VI.6})$$

Onde:

d – Diâmetro interno do tubo em metros;

n – Número de orifícios;

λ – Coeficiente de resistência hidráulica (coeficiente de Darcy).

A solução da equação 6 está representada na Figura A.VI.10.

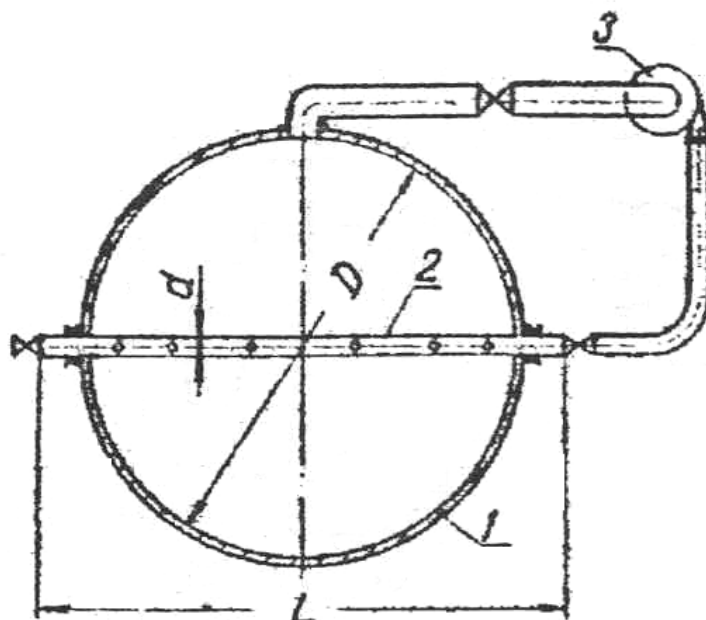


Figura A.VI.9: Esquema de lavagem do tubo integrador com a ajuda de uma bomba:

1 – Tubulação, 2 – Tubo Integrador, 3 – Bomba de Lavagem.

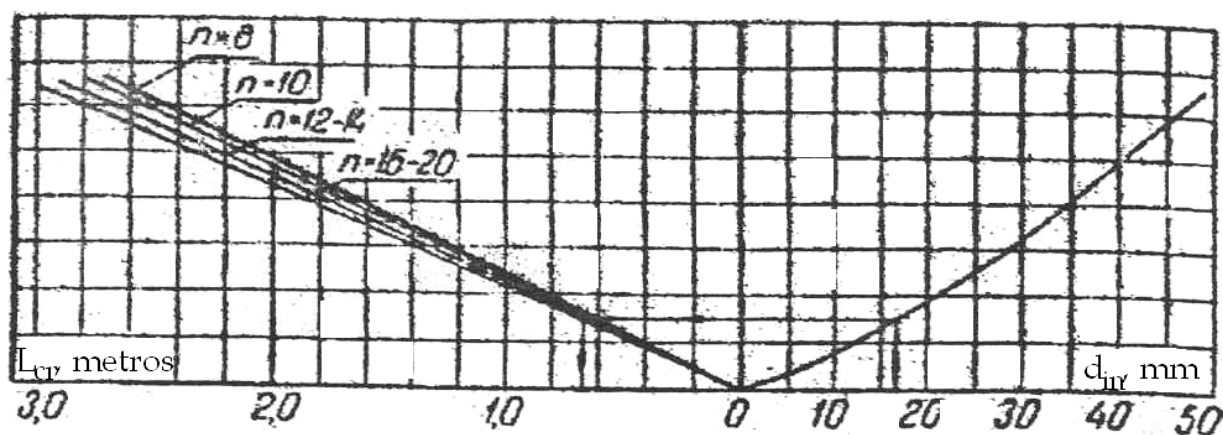


Figura A.VI.10: Nomograma para a determinação do comprimento crítico do tubo.

Exemplo:

Seleção do diâmetro do tubo integrador e cálculo da sua lavagem. Determinar o grau de segurança da lavagem e a capacidade da bomba para um tubo integrador instalado em uma tubulação de diâmetro $D = 0,9$ [m]. O valor aproximado da velocidade do fluxo é $v = 1 - 1,5$ [m/s].

Solução:

Para este valor de velocidade e $d/D = 0,02$, então $d = 900 \times 0,2 = 18$ [mm]. Seleccionamos um tubo $d = 20$ [mm] com um diâmetro interno $d_{in} = 17$ [mm]. Em correspondência com a Tabela 2 o número de orifícios $n=16$, e o diâmetro dos orifícios $d_0 = 0,3 \times d = 6$ [mm]. Utilizando o gráfico da Figura 110 determinamos o valor do comprimento crítico $L_{cr} = 0,7$ [m].

O comprimento de trabalho do tubo L vai ser igual ao diâmetro da tubulação, $L = 0,9$ [m].

$L_{cr} < L$; naturalmente a linha piezométrica neste caso não vai ser rigorosamente horizontal.

Porém devido que as velocidades de lavagem foram seleccionadas suficientemente altas, uma pequena irregularidade na vazão através dos orifícios do tubo integrador não vai influir de forma considerável e sensível sobre a qualidade da lavagem.

Para $L > 1,3 \times L_{cr}$ a lavagem com a bomba segundo este esquema não pode garantir a operação estável do equipamento. Por outro lado como se observa do gráfico é suficiente aumentar o diâmetro do tubo até 30 [mm] e L vai ser maior que L_{cr} para o mesmo numero de orifícios.

A capacidade da bomba pode ser determinada a partir da relação:

$$Q = u \cdot d_0 \cdot n$$

Onde:

$u = 5$ [m/s] é a velocidade dos orifícios para o exemplo dado.

$Q = 2,25$ [l/s].

Portanto a bomba deve superar apenas a resistência do tubo é ter uma carga suficiente entre $1 - 1,5$ [kgf/cm²]. A periodicidade da lavagem é determinada no processo de operação em dependência do grau de sujeira da água. Não se pode permitir a formação de sedimento dentro do

tubo já que este vai afetar o regime de passagem do líquido através dos orifícios e irão introduzir erros nas medições.

A.VI.4 – Resultados Obtidos Durante o Teste do Tubo Integrador na Unidade 3 de Jorge Lacerda

Os resultados obtidos durante o teste são mostradas na Tabela A.VI.2.

Tabela A.VI.2: Resultados Obtidos Durante o Teste do Tubo Integrador.

Folha de teste de avaliação de funcionamento do tubo integrador e dados e resultado do cálculo da vazão de água de resfriamento					
Dados gerais da unidade termelétrica e do teste					
Unidade termelétrica	UTLA - 4, Complexo Termelétrico J. Lacerda				
Local de instalação do tubo integrador	Descarga da Bomba de resfriamento B				
Data do teste do tubo integrador	27/4/2004				
Data de impressão deste relatório	13/6/2007				
Dados gerais do local onde está instalado o tubo integrador					
Diâmetro do duto onde instalado o tubo integrador	0,7 m				
Constante da gravidade no local de medição	9,81 m/s^2				
Incertezas dos manômetros empregados para a medição					
Manômetro de pressão estática (P1L)	2%				
Manômetro de pressão dinâmica (P2L)	2%				
Dado de confiabilidade do resultado final					
Grau de confiança com que se desejam os resultados	95%				
Folha de leitura					
N	Táguia, C	P1L, kg/cm^2	P2L, kg/cm^2	P1, mH2O	P2, mH2O
1	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
2	21,5	0,37	0,385	3,70	3,85
3	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
4	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
5	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
6	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
7	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
8	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
9	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
10	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
11	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
12	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
13	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
14	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
15	21,5	0,36	0,385	3,60	3,85
Valores calculados para as medições do teste					
Valor médio	3,61		3,85		
Incremento Finito (Teta)	1,1183		-1,1183		
Desvio padrão	0,0067		0,0000		
Incerteza sistemática	0,0721		0,0770		
Valores calculados para o teste					
Incerteza sistemática absoluta	0,12				
Desvio padrão absoluto	0,01				
Incerteza do resultado	0,13				
Vazão a partir das médias	1,20				
Valor final da vazão, m^3/s	1,20 ± 0,13				