



**SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL
UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**

**ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÔMICA E FINANCEIRA NA GERAÇÃO DE
ENERGIA EM UMA USINA TERMOELÉTRICA A GÁS COMBUSTÍVEL
ESTUDO DE CASO PARA INCREMENTO DE PRODUÇÃO**

Monografia submetida à Coordenação do Curso de Especialização em Engenharia de Produção como requisito parcial para obtenção do título de Especialista em Engenharia de produção pela Universidade Federal do Ceará – UFC.

ARMANDO VALÉRIO OLIVEIRA GONÇALVES

Fortaleza, Ce, Maio / 2008

ARMANDO VALÉRIO OLIVEIRA GONÇALVES

ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÔMICA E FINANCEIRA NA GERAÇÃO DE
ENERGIA EM UMA USINA TERMOELÉTRICA A GÁS COMBUSTÍVEL
ESTUDO DE CASO PARA INCREMENTO DE PRODUÇÃO

Esta Monografia foi julgada adequada como requisito parcial para obtenção do Título de Especialista em “Engenharia de produção”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção.

Professor Sérgio José Barbosa Elias
Coordenador do Curso / Avaliador

Professor Carlos Roberto de Oliveira Cardoso
Orientador.

Nota Final de: (9,5), NOVE E MEIO

ba

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que contribuíram para a conclusão de mais uma etapa importante para a minha formação educacional e profissional, especialmente:

- Meu pai, Francisco Gonçalves, pelo exemplo de perseverança e liderança;
- Minha mãe, Edith Gonçalves, pela educação e ensinamentos;
- Minha esposa e filhos, pela tolerância e compreensão;
- Meus colegas de trabalho;
- Ao coordenador do curso Sérgio Elias, pelo incentivo e apoio;
- Meu orientador, Carlos Roberto, pela paciência, compreensão e apoio.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABELAS	vii
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1 CAPÍTULO I.....	1
1 Introdução.....	1
1.1 Apresentação do cenário	2
1.2 Definição do problema.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.4 Metodologia do trabalho.....	4
1.5 Estrutura do trabalho.....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 Visão da Tecnologia.....	6
2.2 Benefícios da Tecnologia.....	9
2.3 Redução de Potência e Opções de Tecnologia.....	11
2.4 Comparando as Tecnologias Alternativas para Resfriamento das Turbinas de Combustão.....	18
3 ESTUDO DO PROBLEMA.....	30
3.1 Características da Usina Termoelétrica e Fundamentos.....	32
3.2 Características do Sistema de Resfriamento das Turbinas em Estudo.....	34
3.3 Dados Registrados para a Viabilidade econômica.....	41
4 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	44
4.1 Viabilidade Técnica do Sistema de Resfriamento	44
4.2 Análise da Viabilidade Econômica.....	46
5 CONCLUSÃO.....	47
5.1 Sugestões para Novas Pesquisas.....	48
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	49
ANEXOS.....	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Diagrama esquemático de uma turbina a gás	7
Figura 2.2 - Efeito da temperatura ambiente nas potências de saída das turbinas.....	8
Figura 2.3 - Efeito da temperatura ambiente na taxa de calor de uma turbina.....	10
Figura 2.4 - Esquema de um sistema de resfriamento evaporativo.....	13
Figura 2.5 - Representação esquemática do sistema <i>fog evaporative cooling</i>	13
Figura 2.6 - Representação esquemática do resfriamento com <i>Chiller</i>	17
Figura 2.7 - Exemplo de fluxo de caixa.....	23
Figura 2.8 - Fluxo de caixa.....	24
Figura 2.9 - Série gradiente.....	25
Figura 2.10 – Taxa interna de retorno.....	27
Figura 2.11 – Taxa interna de retorno.....	28
Figura 3.1 - Sistema de resfriamento <i>chiller</i>	30
Figura 3.2 - Casa de filtro.....	31
Figura 3.3 - Casa de filtro com as tubulações de entrada e saída de água gelada.....	31
Figura 3.4 - Unidade geradora e equipamentos auxiliares.....	32
Figura 3.5 - As Termoeletricas a gás natural no Brasil.....	33
Figura 3.6 - Potência de Saída x Temperatura Ambiente.....	34
Figura 3.7 - Carta psicrométrica.....	39
Figura 3.8 - Informações dos parâmetros de desempenho da Usina.....	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Dados de algumas instalações com turbinas a gás industriais.....	14
Tabela 3.1 - Variação da carga x temperatura ambiente para as turbinas FT8.....	35
Tabela 3.2 - Dados do consumo de gás natural (GN) de duas turbinas da PWPS.....	35
Tabela 3.3 - Registro de dados do projeto.....	36
Tabela 3.4 - Dados das variáveis do sistema de ar de resfriamento.....	37
Tabela 3.5 - Cálculo da temperatura do ar de entrada no compressor.....	38
Tabela 3.6 - Dados do projeto do <i>chiller</i> centrífugo	40
Tabela 3.7 - Investimento inicial dos equipamentos.....	40
Tabela 3.8 - Dados da avaliação econômica.....	41

RESUMO

O setor elétrico brasileiro está passando por uma forte reestruturação nos últimos anos e a política energética nacional tem como diretriz a ampliação da participação das usinas termelétricas a gás natural na matriz energética, face aos benefícios econômicos e ambientais em princípio associados. Assim, os proprietários das usinas estão cada vez mais investindo em tecnologias para melhorar o desempenho das turbinas e aumentar a geração de energia.

O estudo é realizado numa usina termoelétrica localizada no estado do Ceará, no Nordeste do Brasil, onde o clima é semi-árido e que durante o ano todo apresenta uma estação úmida e outra seca, no qual visa analisar a viabilização do incremento na produção de energia utilizando um processo de resfriamento de admissão de ar no compressor da turbina. Os dados para as análises e registros das variáveis e custos de investimentos foram adquiridos na própria termoelétrica, que dentre as várias tecnologias para a melhoria do sistema de resfriamento do ar na entrada dos compressores das turbinas a gás aeroderivadas, o resfriamento através da termoacumulação de água gelada (*chiller*) seria um dos melhores enfoques tecnicamente viável, de baixo custo de investimento e operacional, que poderia proporcionar uma incrementada produção de energia da turbina de combustão em condições de alta temperatura. Foi de uma maneira positiva a viabilidade econômica e financeira para este investimento nesta região.

Palavras-chaves: Turbina, energia; sistema de resfriamento; viabilidade econômica; termelétrica.

ABSTRACT

The energy area in Brazil is going by a strong restructuring in the last years and the national energy politics has as guideline to the enlargement of the participation of the power plants that use natural gas in the electric sector, facing the economical and environmental benefits associated. Like this, the proprietors of the plants are more and more investing in technologies to improve the performance of the turbines and to increase the generation of energy.

The study is accomplished at a power plant located in the state of Ceará, in the Northeast of Brazil, where the climate is semi-arid and during the whole year presents a wet station and other dry, in which it seeks to analyze the factors that enter into a decision to increment the production of energy using a process of air cooling system in the intake of turbine compressor. The analyses and registrations data of the variables and costs of investments were originated in the own power plant, that among the several technologies for the improvement of the air cooling system in the entrance of the turbine compressors, the cooling through the cold water (chiller), would be one of the better choices technically viable, of low investment cost and operational, that could provide an increased production of energy in conditions of high temperature. Being in a positive way to the economical viability for this investment in this area.

Word-key: Turbine; energy; air cooling system, economical viability; power plant.

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

Termelétrica é o nome dado a uma central que utiliza um ciclo termodinâmico para geração de energia elétrica. Uma termelétrica pode usar diferentes tipos de combustíveis e ciclos para geração. As turbinas de combustão queimam basicamente combustível de gás natural, carvão mineral, diesel, óleos combustíveis e gás natural liquefeito (GNL). As turbinas podem ser configuradas como de ciclo simples, que é o ciclo de uma turbina a gás chamado de ciclo *Brayton*. A modelagem termodinâmica deste ciclo possui o mesmo fluido de trabalho em todo o ciclo, os processos em todo o ciclo são ideais, o regime é permanente, não há perda de pressão e os calores específicos são constantes. Entretanto, a partir das configurações com o ciclo *Brayton* são consideradas as instalações de ciclos combinados, que incluem circuitos abertos com circuitos fechados, onde duas substâncias de trabalho estão envolvidas. Por exemplo, o combustível é queimado com ar em um circuito aberto (turbina a gás) e a água/vapor é usada em um circuito fechado (ciclo *Rankine*), no qual o calor rejeitado do gás consumido das turbinas é recuperado numa caldeira de recuperação. Em qualquer caso, a aplicação de ciclos combinados também envolverá a recuperação de energia térmica adicional aproveitável (tanto a partir do consumo de turbinas de ciclo simples, como a partir do esforço da turbina a vapor, no caso dos ciclos combinados). A razão da predominância da termelétricidade é simples: mesmo se o custo real da energia termelétrica for maior que da hidroelétrica, os investimentos são muitos menores e o combustível é gasto somente se existir demanda de energia elétrica. O custo de combustível é o mecanismo natural de coordenação.

A utilização do gás natural provoca sempre uma modificação do processo industrial e conseqüentemente, as termelétricas convencionais a vapor são substituídas por termelétricas de grupos turbogeradores baseadas em máquinas de alta tecnologia: turbinas a gás (que não quer dizer turbina a gás natural). Durante os projetos de comissionamento, o investidor tem que tomar medidas cabíveis para reduzir o custo da geração termelétrica que pode ser desenvolvida através das ações: redução do custo do KW instalado e do preço gás natural, utilização máxima da central e o aumento do rendimento (consumo menor). Reduções do custo do KW instalado e do preço do gás são difíceis porque essas estratégias passam pelo aumento da capacidade unitária (efeito da escala: máquina maior é mais barata) pela luta política para ter um preço do

gás subsidiado e pela negociação com os órgãos financiadores um financiamento a taxa reduzida. Se as condições meteorológicas forem favoráveis, a geração hídrica é suficiente ainda por alguns anos em relação a média de consumo anual. O aumento do rendimento das turbinas é obtido por máquinas mais sofisticadas (alta pressão, alta temperatura) ou por um ciclo combinado. As turbinas a gás apresentam uma eficiência elétrica não muito alta em relação aos motores a gás, conseguindo converter algo ao redor de 32% a 40% da energia do combustível em energia mecânica, enquanto as turbinas conseguem tipicamente de 22% a 35% (turbinas de maior porte conseguem atingir eficiências maiores, chegando em alguns casos a 40%).

1.1 Apresentação do Cenário

Analisar a viabilização de um incremento na produção de energia de uma usina termoelétrica utilizando um processo de resfriamento de admissão de ar no compressor. Propõe-se explicitar a comparação de tecnologias para resfriamento de turbinas de combustão, averiguar os obstáculos e sucessos vivenciados pelas usinas termoelétricas e analisar como são obtidos os registros da variável em estudo, programação dos horários mais viáveis e lucrativos, controle do sistema, limitações e operacionalização dos objetivos.

Identificar o melhor enfoque tecnicamente viável, de baixo custo de investimento e operacional, que poderia proporcionar um incremento em produção de energia da turbina de combustão em condições de alta temperatura, utilizando as tecnologias para resfriamento de turbinas instaladas em usinas termoelétricas.

1.2 Definição do Problema

Dentro desta abordagem, através de contribuições teóricas, as turbinas de combustão exibem uma perda inerente de produção de energia com aumentos de temperatura do ar ambiente, precisamente naqueles momentos em que a energia tem maior demanda e é mais valorizada. Diante do pressuposto, o resfriamento de turbina pode obter tipicamente um incremento de 10 a 30% de produção de energia, bem como incremento de eficiência de 5%. O desempenho das turbinas de combustão (incluindo produção de energia e eficiência do calor e combustível) é afetado por um número variado de fatores. Entre esses fatores estão a pressão do ar ambiente, que é relacionada à elevação do nível do mar, pressões barométricas devidas ao tempo e perdas de pressão associadas com o fluxo de ar canalizado na entrada. Pressões mais altas do ar de entrada resultam em produção de energia um pouco mais alta e eficiência

de combustível levemente elevada. Entretanto, o mais significativo fator que afeta a *performance* da turbina de combustão é a temperatura do ar de entrada mais baixa, a de densidade mais alta resulta em produção de energia da turbina significativamente aumentada, bem como a eficiência de combustão melhorada substancialmente. A *performance* da turbina é geralmente definida para ser de 100% de seu valor “estimado” quando opera nas condições de referência da Organização Internacional de Padronização (ISO) de 15°C, 60% de Umidade Relativa (UR) e 1,013 de Pressão Barométrica medido em Bar. Embora a relação atual entre temperatura e *performance* varie conforme feio e modelo específicos de turbina, os valores típicos das temperaturas de ar de entrada de 32 a 38° C, a produção de energia se reduz a aproximadamente 80 ou 85% de sua produção ISO estimada. A produção da turbina diminui ainda mais para temperaturas do ar de entrada mais altas. Nas temperaturas de ar de entrada de 4 a 10°C, a produção de energia aumenta para aproximadamente 105% de sua produção ISO estimada. A produção da turbina aumenta tão logo as temperaturas do ar de entrada sejam mais baixas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Verificar e analisar os conceitos e benefícios de resfriamento do ar de entrada se integrando as turbinas de combustão de uma usina termelétrica instalada no nordeste do Brasil, a fim de evidenciar estes fatos observados empiricamente se constituem uma realidade ou é apenas uma suposição.

1.3.2 Objetivos específicos

Observa-se uma perda inerente de produção de energia com aumentos de temperatura do ar, precisamente naqueles momentos em que a energia tem maior demanda e é mais valorizada. Várias tecnologias são revistas em função de que são e têm sido empregadas para obter resfriamento do ar de entrada e incrementar a produção de energia a um custo de investimento mais baixo que o de outras opções para melhorar a produção em situações que são desejáveis. Porém, pressupõe-se que estas comparações não são levantadas pelos investidores durante os projetos de sistemas térmicos para melhorar com sucesso a *performance* e a economia de turbinas no resfriamento do ar de entrada e a manipulação operacional nas horas de maior demanda

de energia e temperatura. Através da observação empírica, para alcançar os objetivos em estudo, verificou-se que o projeto de instalação deste sistema deve contemplar em:

- Escolher a tecnologia de resfriamento como um enfoque altamente viável para incrementar na produção de energia;
- Diferenciar as vantagens e desvantagens nas comparações de tecnologias para resfriamento;
- Analisar as variações de performance das turbinas de combustão em função da temperatura do ar de entrada;
- Valorizar a variável de tempo na energia elétrica, os benefícios de custos melhorados obtidos e o valor agregado nos futuros ambientes de energia para o resfriamento de turbina;

1.4 Metodologia do Trabalho

Em decorrência do objeto de estudo, os objetivos e os pressupostos metodológicos serão operacionalizados de acordo com os princípios da pesquisa experimental, manipulando deliberadamente algum aspecto da realidade, dentro das condições anteriores definidas, a fim de observar se produzem certos efeitos (BRAVO, 1976).

A pesquisa experimental está interessada em verificar a relação de causalidade que se estabelece entre variáveis, isto é, em saber se a variável X (independente) determina a variável Y (dependente). E, para isto, cria uma situação de controle rigoroso, procurando evitar que, nela, estejam presentes influências alheias a investigações que se deseja fazer. Depois se interfere diretamente na realidade, dentro das condições que foram preestabelecidas, manipulando a variável independente para observar o que acontece com a dependente (VAN DALEN E MEYER, 1971).

A escolha desta pesquisa, sob o ponto de vista que interessa a este trabalho, vai diferenciar os resultados que serão obtidos ao se estabelecer as variáveis, e que esta utiliza o experimento como meio de observar a relação entre fenômenos e explicá-los.

1.5 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está contemplado em 05 (cinco) capítulos, no qual o capítulo inicial é desenvolvido com a introdução ao assunto, apresentação do cenário, definição do problema, objetivos gerais e específicos, metodologia de trabalho e a estrutura dos capítulos.

O segundo capítulo apresenta um levantamento bibliográfico das tecnologias usadas, vantagens e desvantagens das tecnologias para resfriamento, escolha da tecnologia mais viável para implantação no local, análise econômica financeira, critérios e escolha.

O terceiro capítulo mostra o sistema de resfriamento da Usina Termoeletrica em estudo, os métodos das análises econômico-financeiros e dados de registros coletados.

O quarto capítulo constitui as análises do sistema de resfriamento em relação à tecnologia e a viabilidade econômica do projeto para a resolução do problema de pesquisa.

O quinto capítulo apresenta os resultados finais e conclusões.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- Visão da tecnologia - O que é um resfriamento na entrada de ar das turbinas a gás? Por que utilizar?
- Benefícios da tecnologia - Como o sistema de resfriamento ajuda na otimização de instalações que possuem ciclo simples, cogeração e sistemas de ciclo combinado, aumento da potência de saída, redução dos custos de capital e aumento da eficiência de combustível.
- Redução de potência e opções de tecnologia - Motivos de redução de potência das turbinas a gás e opções de tecnologias para o resfriamento de ar.
- Vantagens e desvantagens do sistema de resfriamento - Comparando as Tecnologias Alternativas para Resfriamento das Turbinas de Combustão
- Análise econômica e financeira - Parâmetros econômicos que permitem traduzir a atratividade de um investimento. Dentre estes parâmetros podem-se destacar o valor presente líquido, o valor anual uniforme, a taxa interna de retorno e o tempo de retorno de capital.

2.1 Visão da Tecnologia

2.1.1 O que é um resfriamento na entrada de ar de uma turbina de combustão.

Um desenho típico da turbina de combustão é mostrado na Figura 2.1 O ar é resfriado antes de entrar no compressor que comprime em alta pressão para o combustor. O resfriamento de ar na entrada da turbina que no inglês *Turbine Inlet Cooling* (TIC) é também chamado por outros nomes, incluindo resfriamento de ar na entrada da turbina de combustão (CTIAC), resfriamento de ar na entrada de turbina (TIAC), resfriamento de ar na turbina de combustão (CTAC) e resfriamento de ar na entrada da turbina a gás (GTIAC).

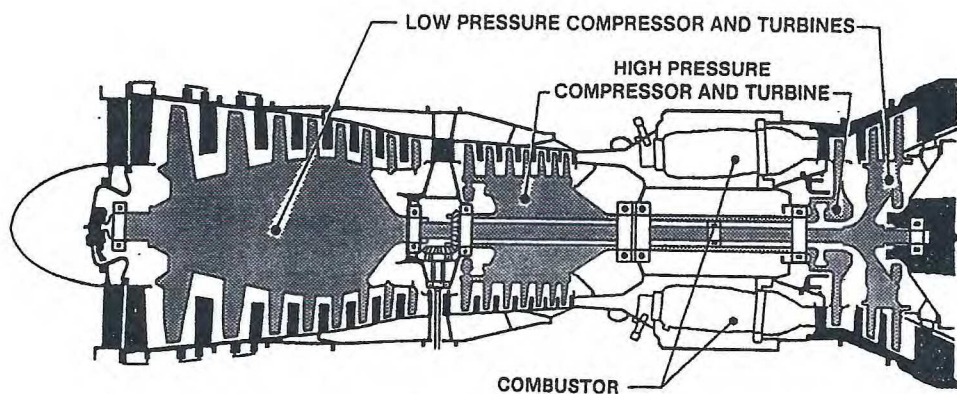


Figura 2.1. Diagrama esquemático de um sistema típico de uma turbina.

Fonte: Manual da pratt & Whitney, GG8 (2006, p. 2-2)

2.1.2 Por que usar o ar resfriado na entrada do compressor?

Sabe-se que a primeira razão de usar o resfriamento de ar é para prevenir ou reduzir significantes perdas de potência de saída, comparada com a taxa de capacidade das turbinas de combustão com a temperatura mais alta do ar ambiente. O resfriamento pode ajudar e pode aumentar a capacidade da turbina de combustão. O resfriamento pode ser aplicado em turbinas de ciclo simples, cogeração e sistemas de ciclo combinado.

A capacidade de rendimento de todas as turbinas é baseada nas condições de padronização do ar ambiente de 15°C (59°F), 60%UR e 1,013 bar (14,7 psia), no nível do mar, como definidas pela Organização de Padronização Internacional (ISO). Uma característica não muito atraente de todas as turbinas de combustão é que a potência de saída decresce quando a temperatura do ar aumenta. A Figura 2.2 mostra o efeito do ar de entrada (abscissas) na saída de potência (ordenadas) para dois tipos de turbinas de combustão: aeroderivada e Industrial / *frame*. Os dados na figura são típicos para os dois tipos de turbinas. A característica atual de cada turbina poderia ser diferente dependendo de seus atuais desenhos.

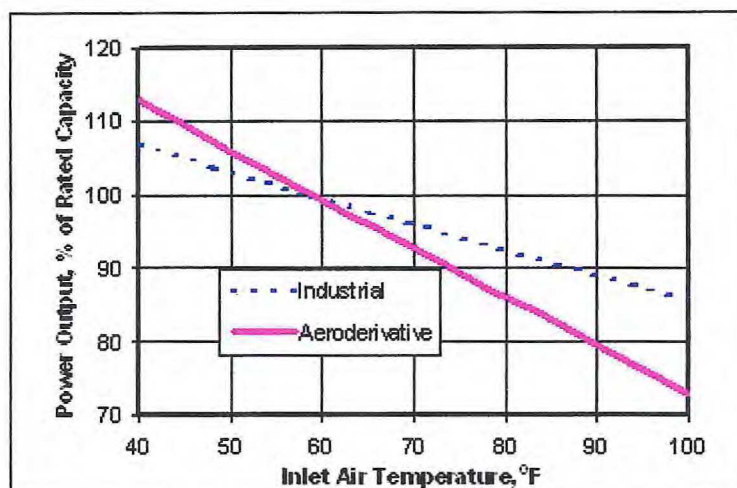


Figura 2.2. Efeito da temperatura nas potências de saída das turbinas

Fonte: *Turbine Inlet Cooling -TIC Association, 2005*

Os dados na Figura 2.2 mostram que para uma típica turbina aeroderivada, um aumento na entrada de ar de 59 °F para 100 °F em um dia de verão quente, diminui a potência de saída em cerca de 73% de sua capacidade. Isto poderia conduzir a uma perda de oportunidade para os produtores de energia em vender mais energia quando surge a necessidade de produzir mais energia nos horários em que a temperatura ambiente sobe.

Resfriando o ar de entrada de 100 °F para 59 °F, previne-se de uma perda de 27% da capacidade de geração. De fato, se a temperatura do ar de entrada for resfriado para cerca de 42 °F, a capacidade de geração de energia da turbina aumentaria em 110% de sua capacidade. Porém, se a temperatura baixar de 100 °F para 42 °F, a saída de potência de uma turbina aeroderivada pode ser aumentada de 73% para 110% de sua capacidade ou aumentar a capacidade de saída por 50% disto em 100 °F.

2.1.3 Por que o sistema de resfriamento de entrada ajuda no rendimento da turbina de combustão ?

A saída de potência de uma turbina é diretamente proporcional e limitada pela taxa do fluxo de massa da compressão do ar disponível pelo compressor de alta que vai para a câmara de combustão.

Um compressor de ar tem uma capacidade limitada para conduzir um fluxo volumétrico de ar para uma dada velocidade de rotação do compressor. Mesmo que a capacidade volumétrica de um compressor de ar seja limitada, a taxa do fluxo de massa de ar é entregue para a turbina de combustão com variações na temperatura do ar ambiente. Este fluxo de massa de ar decresce com o aumento da temperatura ambiente

porque a densidade do ar diminui quando a temperatura do ar ambiente se eleva. Por esta razão, a potência de saída de uma turbina decresce abaixo de sua capacidade nas condições de ISO (59 °F e 14,7 psia no nível do mar) com o aumento da temperatura ambiente acima de 59 °F. O sistema de resfriamento permite um aumento na densidade do ar, abaixando a temperatura e conseqüentemente ajuda no aumento da massa do fluxo de ar para a turbina, resultando num aumento da potência de saída da turbina.

2.2 Benefícios da Tecnologia

Os benefícios em geral do sistema de resfriamento da turbina é que ajuda na otimização de instalações que possuem ciclo simples, cogeração e sistemas de ciclo combinado. Quando a temperatura ambiente está abaixo de 59 °F, os benefícios específicos do resfriamento na entrada de turbina incluem o aumento da potência de saída, reduz o custo de capital (R\$ / kW) por unidade de capacidade de saída de energia da usina, aumenta eficiência do combustível, aumenta a saída de vapor em sistemas de cogeração, aumenta a saída de potência das turbinas a vapor em sistemas de ciclo combinado e fornece uma regularidade na potência de saída, eliminando a variação do ambiente climático.

2.2.1 Aumento da potência de saída

O principal benefício do resfriamento do ar na entrada da turbina é permitir ou prevenir aos proprietários das usinas perdas de potência das turbinas, comparada com a capacidade estimada quando a temperatura do ar ambiente aumenta acima de 59 °F ou se a usina é localizada em uma região quente. É sabido que o sistema de resfriamento pode aumentar a potência de saída da turbina acima da capacidade nominal da turbina, resfriando o ar ambiente abaixo de 59 °F.

2.2.2 Redução do custo de capital (R\$ / kW) por unidade de capacidade de saída de energia da usina

Se um administrador não aplica o sistema de resfriamento, mas precisa ou necessita recuperar a capacidade perdida devido ao aumento da temperatura ambiente, sua única opção é investir em outra turbina de combustão (ou outro tipo de gerador) e colocá-lo no sistema, a fim de restabelecer a capacidade perdida. É sabido que a opção de instalar outra turbina é normalmente mais caro do que usar um sistema de resfriamento para linha de base de turbinas.

2.2.3 Aumento da eficiência do combustível

Um significativo benefício é que também reduz ou previne um decréscimo na eficiência do combustível (aumento da taxa de calor) da turbina de combustão, comparado com a eficiência de projeto com a taxa de calor devido ao aumento de temperatura acima de 59 °F. A Figura 2.3 mostra o efeito da temperatura do ar de entrada em taxa de calor (combustível necessário por unidade de energia elétrica) para as turbinas aeroderivada e industrial.

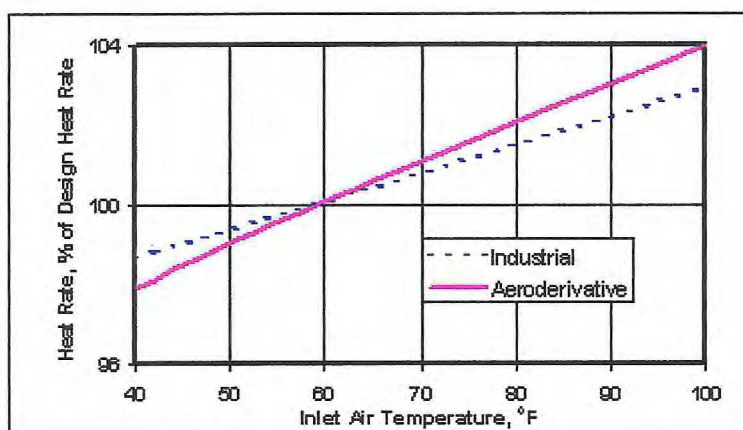


Figura 2.3. Efeito da temperatura na taxa de calor de uma turbina

Fonte: Turbine Inlet Cooling - TIC Association, 2005

O gráfico mostra que para um aumento da temperatura do ar de entrada (abscissas) de uma turbina aeroderivada de 59 °F para 100 °F ocorre um aumento da taxa de calor (conseqüentemente diminui a eficiência do combustível) cerca de 4% (de 100% em 59 °F para 104% em 100° F). O resfriamento do ar na entrada da turbina pode aumentar a eficiência do combustível (diminuir a taxa de calor), comparado com a eficiência de projeto / taxa de calor, diminuindo a temperatura do ar abaixo de 59 °F. Por exemplo, para uma típica turbina aeroderivada na figura 2.3, resfriando o ar de entrada de 59° F para 42°F, reduz-se a taxa de calor (aumenta eficiência do combustível) cerca de 2% (de 100% para 98%).

2.2.4 Aumento da saída de vapor em cogeração e a potência de saída em turbinas a vapor de sistemas de ciclo combinado

O resfriamento do ar na entrada da turbina a combustão não só reduz ou previne a perda de potência; ele também reduz e previne perda de vapor em sistemas de cogeração e perda de potência de saída em turbinas a vapor em sistemas de ciclo combinado quando a temperatura do ar aumenta acima de 59 °F. Sabe-se que a

potência de saída de uma turbina diminui com o aumento da temperatura ambiente porque o fluxo da massa de ar de entrada diminui. Esta diminuição da massa de ar também causa um decréscimo da energia dos gases de exaustão da turbina a gás no qual tende a reduzir a produção de vapor nos geradores de recuperação de vapor. Com a redução de geração de vapor, resulta numa baixa saída da turbina a vapor em ciclo combinado.

2.2.5 Fornecer uma regularidade na potência de saída, eliminando a variação do ambiente climático

Sabe-se que em algumas tecnologias de resfriamento do ar de entrada em turbina a combustão, permite a operação em qualquer temperatura ambiente, tão baixa como 42°F, independente das condições do tempo. Portanto, estas tecnologias facilitam a previsão da potência de saída todo o tempo como uma variável.

2.3 Redução de Potência e Opções de Tecnologia

As variáveis que mais afetam o desempenho térmico nas turbinas a gás são: temperatura ambiente, perda de pressão na entrada da exaustão da turbina a gás, química do combustível e o tipo de uso de tecnologia de resfriamento em relação à umidade de entrada do ar. Embora as turbinas a gás sejam grandes máquinas para produzir energia elétrica, elas têm uma característica que não é atrativa para os produtores de energia. A saída de potência diminui à medida que a temperatura ambiente aumenta. Isto significa que proprietários de Usinas Termoelétricas perdem a oportunidade de vender mais energia quando a demanda de energia aumenta. Logo que os valores de energia nas horas de pico são mais altos e no momento em que a temperatura ambiente aumenta, os investidores das usinas termoelétricas tornam-se extremamente interessados em aumentar a capacidade de geração de energia. Resfriando o ar de entrada do compressor da turbina a gás, torna-se uma opção de baixo custo para prevenir a perda de potência. Várias tecnologias podem ser, e estão sendo usadas para melhorar com sucesso a *performance* e a economia de turbinas no resfriamento do ar de entrada. Estas tecnologias são aplicáveis para turbinas de ciclos simples e de ciclos combinados e são aplicáveis tanto a novas turbinas como em otimização (*retrofits*) daquelas já existentes.

As tecnologias de resfriamento evoluíram no decorrer do tempo, surgindo com a necessidade de redução de custos. Dentre as mais conhecidas, são citadas:

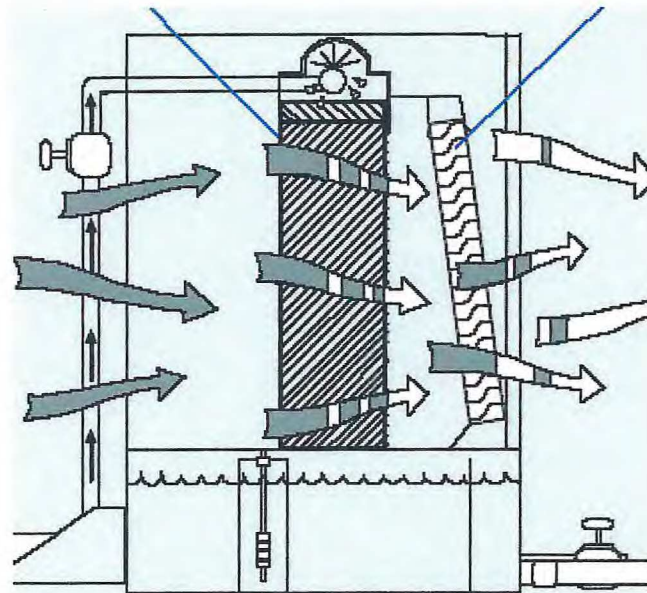
Resfriamento evaporativo, Resfriamento por absorção, Refrigeração mecânica, Termoacumulação de gelo (TES), Termoacumulação de água gelada (*Chiller Water - CHW*) e Termoacumulação com fluido estratificado de baixa temperatura.

2.3.1 O resfriamento evaporativo

O resfriamento evaporativo envolve a injeção de água para dentro da corrente de ar de entrada. As gotículas de água evaporam, desta maneira resfriando o ar de entrada, a partir de sua temperatura de bulbo seco até o ponto próximo de sua temperatura de bulbo úmido. No entanto, o montante de resfriamento obtido é limitado pela temperatura de ar de bulbo úmido. Conseqüentemente, durante as condições quentes e úmidas (que são precisamente aquelas que coincidem com os horários de maior demanda de consumo de energia elétrica e, conseqüentemente quando as tarifas são mais valorizadas), o resfriamento disponível é muito limitado. Embora potencialmente mais efetivo nas condições de clima seco, o fato de consumir grandes montantes de água, muitas vezes exclui seu uso em localidades muito áridas. Entretanto, devido à simplicidade e baixos custos de investimento, esta tecnologia tem sido bastante empregada em resfriamento de turbinas de combustão.

No resfriamento evaporativo permite o resfriamento do ar entrada da turbina à medida que se evapora a água, e esta pode ser injetada por bocais que a nebulizam em pequenas gotas. A umidade do ar estabelece o limite deste sistema. Logo, a queda de temperatura depende diretamente das condições da umidade do ambiente.

A figura 2.4 mostra um esquema de um sistema evaporativo padrão. O ar entra na seção T1 com baixa umidade relativa e parte da água injetada é evaporada. A energia para a evaporação da água é fornecida pela própria corrente de ar que entra no sistema. Assim, o ar tem sua temperatura reduzida, saindo com uma temperatura T2 menor do que em T1 e umidade relativa maior.



Ar ___ T1 Água Ar ___ T2

Figura 2.4 – Sistema de resfriamento evaporativo

Fonte: *Donaldson Company, Inc.* 2005.

A Figura 2.5 mostra um esquema do sistema da *Mee Industries Inc.* O processo de resfriamento evaporativo envolve transferência de calor e massa. O calor latente requerido para vaporizar a água é tirado como calor sensível das moléculas de ar, portanto, resfriando o ar e aumentando sua massa específica.

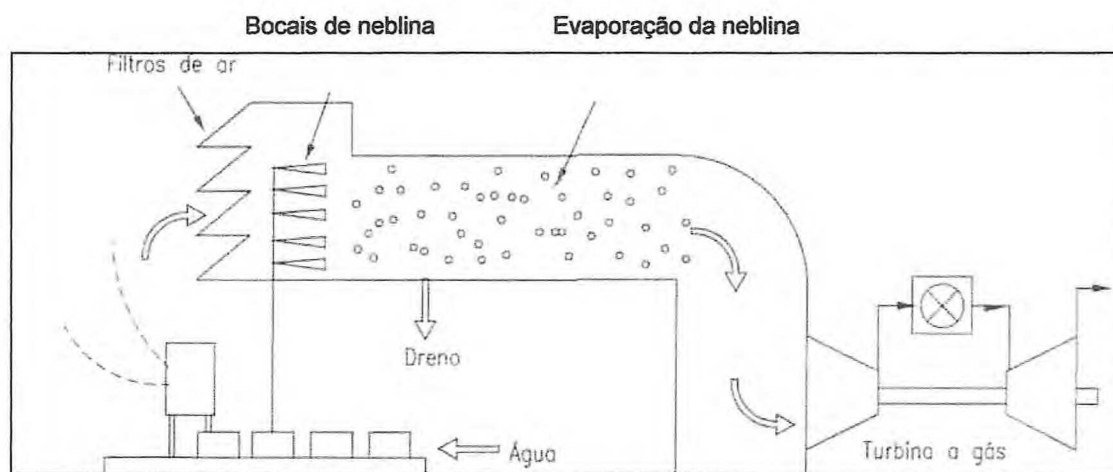


Figura 2.5 - Representação esquemática do sistema *fog evaporative cooling*,
Fonte: *Mee Industries Inc.*, 2004

As vantagens desse sistema é a fácil execução do *retrofit*, perda de pressão pequena no sistema de admissão da turbina a gás, resfriamento ajustável e 100% de efetividade.

A tabela 2.1 mostra dados de ganho de potência alcançados em algumas plantas comerciais de geração termelétrica com turbinas a gás industriais de grande porte, resultado do uso do sistema de resfriamento evaporativo da Mee Industrie Inc.

Local	TBS (°C)	TBU (°C)	DTBU (°C) com resfriamento evaporativo	DP (%)
Jakarta, Indonésia	32	27	-6	5
Tóquio, Japão	33	27	-6	5
Mumbai, Índia	36	28	-8	7
Nova Orleans, EUA	34	26	-8	7
Houston, EUA	36	25	-11	10
Dhahran, Arábia Saudita	44	30	-14	13
PalmSprings, EUA	45	22	-23	-21

BS = bulbo seco; BU = bulbo úmido; P = potência; D = diferença; T = temperatura

Tabela 2.1 - Dados de algumas instalações com turbinas a gás industriais

Fonte: Mee Industries Inc, 2004.

2.3.2 Resfriamento por absorção

O resfriamento por absorção envolve o uso de refrigeração de calor dirigido para resfriar o ar de entrada da turbina. Basicamente o calor desperdiçado (ocioso) está disponível e pode ser recuperado a partir da descarga da turbina ou a partir da corrente de vapor de saída da turbina no caso de ciclos combinados. Comercialmente disponível em solução de brometo de lítio e água, os resfriadores por absorção podem usar este calor ocioso para produzir temperaturas de água gelada de 4 a 7 °C. A água gelada é bombeada para um trocador de calor (uma serpentina aletada) instalada na entrada da turbina para produção de ar de entrada de 8 a 10°C. Este processo possibilita maiores ganhos de produção de energia que o resfriamento evaporativo, mas ainda não nas temperaturas mínimas desejadas para o máximo incremento de energia da turbina. Um outro inconveniente é o custo inicial relativamente alto de ambos os equipamentos, do sistema de recuperação de calor e do sistema de resfriamento por absorção. Uma vantagem é que a energia consumida no sistema de resfriamento é relativamente modesta.

2.3.3 Resfriamento mecânico

A refrigeração mecânica envolve o uso de equipamentos de refrigeração de compressão a vapor, como geralmente empregado no ar-condicionado comercial ou sistemas de refrigeração industrial. As tubulações de resfriamento de ar de entrada podem usar água gelada (do mesmo modo que o sistema de resfriamento por absorção) ou a expansão direta do refrigerante a ser evaporado na serpentina de resfriamento. Qualquer que seja a temperatura do ar de entrada desejável, ela pode ser obtida. O equipamento é algo mais simples e menos custoso que o sistema de absorção. No entanto, o investimento inicial do equipamento é relativamente alto e a energia necessária para a operação do sistema de refrigeração é basicamente de 25 a 30% (Andrepont e Steinmann, 1994) do aumento de incremento da energia obtido a partir de uma turbina de combustão.

2.3.4 Termoacumulação de gelo

A termoacumulação de gelo (TES) pode ser usada para desatrelar operações do equipamento de refrigeração das cargas atuais de resfriamento do ar de entrada da turbina de combustão. As tubulações de resfriamento do ar de entrada são designadas para produzir a temperatura de ar de entrada desejada, mas são usadas somente durante as horas em que a energia é mais altamente valorizada (talvez 4 a 6 horas por dia, de segunda a sexta-feira). Resfriadores são dimensionados para trabalhar fora dos horários de pico de consumo (talvez 18 a 20 horas por dia, de segunda a sexta-feira, e talvez 24 horas por dia nos fins de semana).

Isso resulta em sistemas resfriadores substancialmente menores e de menor custo, mas considerada a adição de um sistema de termoacumulação. A tecnologia de termoacumulação de gelo pode ser "estática", sistema tipo gelo na tubulação, como geralmente empregado nos sistemas comerciais de ar-condicionado. Entretanto, estes sistemas não podem proporcionar consistentemente temperaturas de baixa descarga ao longo do período de descarga plena, especialmente por períodos de rápida descarga. Conseqüentemente, a escolha comum por sistemas de termoacumulação de gelo para resfriamento de turbinas de combustão inclina-se por sistemas tipo "dinâmicos" armazenadores de gelo, que podem proporcionar temperaturas de descarga frias, durante rápido derretimento, se cuidadosamente projetado. Entretanto, devido ao alto custo de capital dos armazenadores de gelo, é comum configurar estes sistemas para ciclos semanais. Isso resulta em resfriadores de gelo muito menores, menos custosos, mas com altas capacidades de termoacumulação (2 a 3 vezes maiores). As perdas de

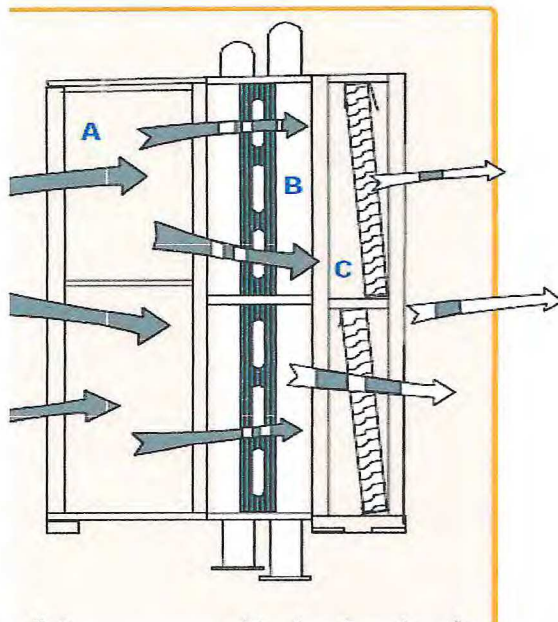


Figura 2.6 –Esquemático do resfriamento com *Chiller*

Fonte: Donaldson Company, Inc. 2004.

2.3.6 Termoacumulação com gelo e água gelada

Alternativa do sistema de termoacumulação combina as vantagens do gelo com aquelas da água gelada. Este sistema é essencialmente idêntico ao sistema de termoacumulação com estratificação, exceto em que usa um fluido aquoso (algo como essencialmente água pura) como meio de depósito estratificado. Isso permite estoque e descarga a temperaturas abaixo de 39°F (4°C) associados com água estratificada. As temperaturas do fluido de termoacumulação, de 30 a 33°F (-1 a +1°C) está em uso (Andrepont, 2000), com as quais as temperaturas de ar de entrada de 35 a 40°F (2 a 4°C) são prontamente obtíveis. Um diferencial maior entre as temperaturas de fornecimento e retorno de fluido reduz o volume requerido de termoacumulação para +- 5 a 6 ft³/t-hora, substancialmente abaixo do requerido para sistemas de água gelada ou gelo semanal e reduz as perdas parasitárias do horário de ponta a próximo de zero. A capacidade de baixa temperatura do sistema proporciona o máximo aumento da produção de energia da turbina de combustão (similar ou em torno da obtível com a termoacumulação de gelo) mas faz isso com um sistema simples, confiável e de baixo custo de capital (comparável à água gelada estratificada).

2.4 Comparando as Tecnologias Alternativas para Resfriamento das Turbinas de Combustão

A tecnologia de resfriamento evaporativo tem ampla aplicação devido a seu baixo custo de capital. Entretanto, ela consome grandes quantidades de água, tornando-a difícil de aplicar e custosa de operar em climas muito áridos. Também em condições de climas quentes e úmidos a um só tempo (períodos em que a energia no horário de ponta é mais valorizada), ela proporciona pouco rendimento para a produção de energia da turbina, devido a limitação de temperatura do ar de entrada que não pode ser mais fria que a temperatura de ar do bulbo úmido. Todas as outras tecnologias "produzirão" atualmente água como saída condensada das tubulações de resfriamento. Isto pode ser coletado para outros usos e pode, assim, melhorar a economia do projeto.

O resfriamento de absorção, usando calor ocioso a partir do consumo da turbina de combustão de ciclo simples ou combinado, pode ser empregado. Este enfoque tem relativamente baixas perdas de energia parasitária. Portanto, a maioria do incremento de produção de energia da turbina é energia líquida aproveitável. Entretanto, sua complexidade e o custo de capital são potenciais entraves. Também, a limitação prática de temperatura de ar de entrada de aproximadamente 48°F (9°C), mesmo que muito melhor que a do resfriamento evaporativo, não capta plenamente o potencial para o melhoramento de produção de energia da turbina de combustão.

Os sistemas de refrigeração mecânica podem providenciar qualquer temperatura de ar de entrada que se deseje. Entretanto, se não usarem termoacumulação, exigem relativamente grande e custosa capacidade de implantação do resfriador de líquidos dimensionado para enfrentar a carga em horários de ponta do resfriamento da turbina de combustão. Também, na ausência de termoacumulação, eles incorrem em grande perda de energia parasitária (basicamente 25 a 30% do aumento na produção de energia da turbina), por isso falham também em captar plenamente o potencial valor do resfriamento da turbina de combustão. Os sistemas de termoacumulação (se de gelo, água gelada ou fluido de baixa temperatura) podem eliminar a maioria das cargas parasitárias dos períodos de ponta quando a energia é mais valorizada. A termoacumulação também é usada para diminuir a requerida capacidade de implantação do resfriador de líquidos. Isso pode resultar em redução de custos de capital frente a sistemas que não utilizam termoacumulação, dependendo do número de horas assinaladas para a armazenagem e sua descarga. Quanto mais curto o tempo da descarga da termoacumulação (para resfriamento da turbina) e mais longo o tempo da descarga diária (ou semanal), menores são as capacidades requeridas e os custos de implantação do resfriador de líquidos e do sistema de termoacumulação. Contudo,

quanto mais curto o tempo de descarga na termoacumulação, menos horas por dia são disponíveis para captar os benefícios do resfriamento da turbina de combustão. O entrave de todos os sistemas de termoacumulação (gelo, água gelada ou fluido de baixa temperatura) é o volume necessário de estocagem que precisa ser feito no local. Para as aplicações de resfriamento de turbina, o uso de fluido de baixa temperatura terá substancialmente menores exigências de volume de estoque (+- 5 a 6ft³/t-hora) que o de água gelada (+-7a 8 ft³/t-hora) ou o de gelo de ciclo semanal (+-4 ft³/t-hora) mas com 2 a 3 vezes mais de tonelada-hora requeridos para o ciclo semanal. Os sistemas de termoacumulação de água gelada não podem captar todo o potencial de incremento da produção de energia da turbina, devido à baixa limitação na temperatura de ar de entrada de aproximadamente 45° F (7° C). Contudo, sua simplicidade e baixo custo de capital os tornam uma escolha atrativa em muitas instâncias, quando captar a maioria do potencial incremento de energia a um custo de unidade bastante baixo é aceitável. Para 4 a 6 horas diárias de períodos de descarga do sistema, análises independentes do passado (Andrepoint e Steinmann, 1994, e Cross et al.. 1995) acharam sistemas de termoacumulação de água gelada para resfriamento de turbina com custos de capital por unidade na base de US\$ 170 a 270 por kW de energia líquida incrementada. A termoacumulação de gelo (tanto o ciclo semanal, como o sistema de armazenamento) pode captar virtualmente o pleno potencial de incremento da produção de energia da turbina, devido à sua capacidade de obter temperaturas de ar de entrada de aproximadamente 40°F (4°C). Entretanto, sua relativa complexidade e custo mais alto de capital fazem dela a escolha menos atrativa, exceto para aquelas instâncias em que captar virtualmente o potencial incremento de energia é imperativo. Para 4 a 6 horas diárias de períodos de descarga da termoacumulação, análises independentes anteriores (Andrepoint e Steinmann, 1994, e Cross et al.. 1995) encontraram sistemas de termoacumulação de gelo para resfriamento de turbina com custos de capital por unidade na base de US\$ 260 a 360 por kW de energia líquida incrementada. Estes custos por unidade, ainda que mais altos que os de água gelada, estão bastante abaixo dos 400 a 500 dólares por kW típicos de instalações de turbinas de combustão de ciclo simples. Contudo, estudos também demonstram que o custo marginal de capital da termoacumulação de gelo (frente à água gelada) dividido pela produção de energia marginal a partir da termoacumulação de gelo (frente à água gelada) igualou-se a um custo de unidade para o final incremento de energia de US\$ 750 a 1.250 por kW, claramente um investimento injustificável frente a outras opções de energia de horário de ponta. A termoacumulação de fluido de baixa temperatura pode captar o pleno potencial de produção de energia incrementada da turbina, devido à sua capacidade de obter temperatura de ar de entrada de aproximadamente 35 a 40°F (2 a 4°C), ou até mais

baixa, se desejada. Os custos de capital por unidade são projetados na mesma baixa escala que a da termoacumulação de água gelada, nominalmente US\$ 170 a 270 por kW de energia incrementada líquida, e bem abaixo dos US\$ 400 a 500 por kW típicos de instalações de turbina de combustão de ciclo simples.

2.4.1 Vantagens e desvantagens dos sistemas de resfriamento

Resfriamento evaporativo:

Vantagens

- Custo de capital baixíssimo, simples e confiável.

Desvantagens

- Ganho de energia bastante limitado (limite do bulbo seco), quase nenhum valor em clima úmido e consome grandes quantidades de água.

Resfriamento por absorção:

Vantagens

- Pode usar calor ocioso da turbina de combustão, temperaturas de ar mais baixas que as evaporativas e perda de energia modesta no sistema de resfriamento.

Desvantagens

- Alto custo de investimento (recuperadores de calor e resfriadores), limite de temperatura de aproximadamente 9 ° C e relativamente complexo.

Refrigeração mecânica:

Vantagens

- Não há limitação de temperatura de ar, não há limitação no tempo de uso, simples e confiável.

Desvantagens

- Custo de investimento relativamente alto e grande perda de energia parasitária (25% a 30%).

Termoacumulação de gelo (TES):

Vantagens

- Pode obter 40°F (4°C) de temperatura de ar, baixa perda parasitária no consumo de ponta, simples e confiável.

Desvantagens

- Custo relativamente alto de capital e complexidade, grande volume de estocagem (armazenador de gelo semanal) e limitação de horas de uso por dia.

Termoacumulação de Água Gelada (CHW):

Vantagens

- Baixo custo de capital, perda parasitária muito baixa no horário de pico, simples e confiável.

Desvantagens

- Limite de temperatura de ar aproximadamente de 45°F (7°C), grande volume de depósito e limitação de horas de uso por dia.

Termoacumulação de fluido estratificado de baixa temperatura:

Vantagens

- Baixo custo de capital, pode obter de 35 a 40°F (2 a 4°C) de temperatura do ar, pouca perda parasitária no horário de ponta, simples e confiável.

Desvantagens

- volume de depósito (ainda que menor do que gelo ou água gelada)
- Limitação de horas de uso por dia

2.4.2 Escolha do Processo de Resfriamento

Observando pelo lado das vantagens e desvantagens, cada uma das tecnologias para resfriamento de turbinas descritas é um enfoque tecnicamente viável e pode proporcionar um aumento da produção de energia da turbina de combustão em condições de alta temperatura ambiental. E as tecnologias podem todas funcionar com os custos de unidade comparáveis aos das instalações das turbinas de combustão de ciclo simples ou combinado. Cada aplicação é um caso específico. Sendo assim, o enfoque ótimo para uma aplicação particular poderia ser qualquer uma destas tecnologias. Entretanto, algumas generalizações podem ser feitas ao comparar as tecnologias, com a cautela, no entanto, que elas são generalizações que podem não ser

precisa em cada momento. No capítulo 3, terá ênfase o sistema de resfriamento de termoacumulação de água gelada aplicado na entrada dos compressores das turbinas de combustão. Constata-se através de gráficos e estudos que a viabilidade destas tecnologias apresentam um retorno econômico com o aumento de potência nas horas de alta temperatura ambiente.

2.5 Análise Econômica e Financeira para a Viabilidade do Projeto

A política energética nacional tem como diretriz a ampliação da participação das usinas termelétricas a gás natural na matriz energética, face aos benefícios econômicos e ambientais em princípio associados. Neste sentido, a termelétricidade possui natural predileção para o desenvolvimento de mercado. Além disso, a geração termelétrica a gás natural é a que tem apresentado melhores condições de competitividade em relação à geração hidrelétrica. Conseqüentemente, os proprietários das usinas estão cada vez mais investindo em tecnologias para melhorar o desempenho das turbinas e aumentar a geração de energia. Dentre várias melhorias, será abordada a viabilidade econômica do sistema de resfriamento. Para tratar qual seria a melhor tecnologia de investimento para o sistema de resfriamento, inicialmente são abordados os principais indicadores de viabilidade econômica e outros conceitos importantes.

2.5.1 Conceitos básicos de análise econômica

As decisões de investimento passam, necessariamente, por uma análise de viabilidade econômica. Tais questões podem se apresentar de duas formas: ou deseja-se decidir sobre a escolha entre diferentes alternativas, ou deseja-se conhecer a economicidade de uma dada alternativa. Nestas análises, em geral, utilizam-se parâmetros econômicos que permitem traduzir a atratividade de um investimento. Dentre estes parâmetros podem-se destacar o valor presente líquido, o valor anual uniforme, a taxa interna de retomo e o tempo de retomo de capital. Para a execução de tais análises procura-se moldar o problema real em uma forma padrão, um fluxo de caixa, o que permite utilizar-se de certas equações previamente concebidas e, assim, avaliar economicamente o projeto. O desenvolvimento destas equações e o estabelecimento de considerações e limitações serão descritos adiante.

- **O fluxo de caixa**

O fluxo de caixa é uma maneira simplificada de se representar graficamente as receitas e as despesas de um projeto ao longo do tempo. Nesta modelagem, tudo o que for ganho, benefício, receita e semelhantes, é representado por uma seta ascendente. Por outro lado, tudo o que for gasto, despesa, investimento, custos e outros são

representados por uma seta descendente. A figura 2.7 apresenta um fluxo de caixa onde foi feito um investimento P no instante zero (seta para baixo) que resultará em um retorno anual A (seta para cima), durante n períodos de tempo, ou em um valor futuro F após este mesmo período.

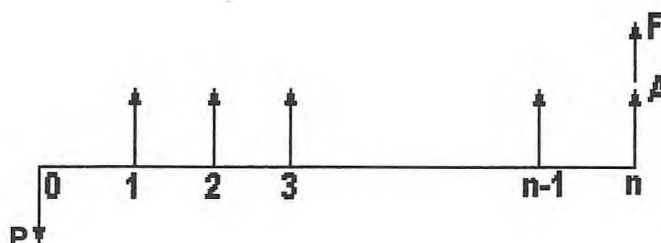


Figura 2.7 - Exemplo de fluxo de caixa.

A princípio, pode ser utilizada qualquer unidade de tempo. Análises anuais e mensais são as mais comuns, uma vez que a maturação destes projetos normalmente está inserida neste período de tempo. Neste ponto é importante explicar o que é a taxa de juros i . O conceito da taxa de juros procura exprimir o "valor do dinheiro no tempo". Por exemplo, desprezada qualquer inflação, para um indivíduo mais vale receber mil reais hoje do que esperar para receber daqui a um ano. Esta é uma questão bastante intuitiva e individual, pois, na verdade, o quanto se estaria disposto a receber por esperar varia para cada pessoa. Considerando que a taxa de juros é um prêmio para que um indivíduo espere para receber o que lhe é devido, pode-se usar a taxa de juros para relacionar o valor futuro F com o valor presente P , como mostra a equação (1):

$$F = P + P \cdot i = P \cdot (1 + i) \quad (1)$$

Onde:

F - valor futuro

P - valor presente

i - taxa de juros

Quando se considera mais de um período do tempo, ou seja, para n períodos, obtém-se a seguinte equação (2):

$$F = P \cdot (1+i)^n \quad (2)$$

Onde:

F - valor futuro

P - valor presente

i - taxa de juros

n - períodos

Na prática, o número de períodos muitas vezes representa a vida útil de um equipamento, a vida contábil, o período de análise ou a duração do fluxo de caixa, como ocorre em projetos que envolvam períodos de concessão ou de vigência de contratos de fornecimento. Nestas análises é importante que a taxa de juros esteja em conformidade com o período de tempo adotado.

Para o caso de se ter várias anuidades, o cálculo deve ser cumulativo. Seja, por exemplo, como mostra a figura 2.8 com o seguinte fluxo de caixa:

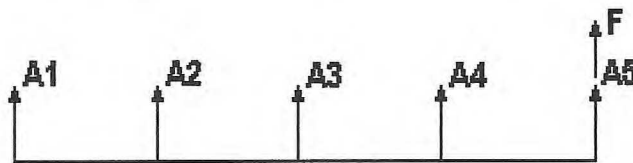


Figura 2.8 - Fluxo de caixa.

O valor futuro será dado pela soma das contribuições de cada anuidade corrigida pela taxa de juros, da seguinte forma na equação (3):

$$F = A5 + A4 \cdot (1 + i) + A3 \cdot (1 + i)^2 + A2 \cdot (1 + i)^3 + A1 \cdot (1 + i)^4 \quad (3)$$

Onde:

A - anuidade

i - taxa de juros

n - períodos

Se as anuidades e os intervalos de tempo forem iguais, caracterizando a chamada série uniforme, pode-se lançar mão da fórmula da soma dos elementos de uma progressão geométrica para se obter uma equação generalizada, no que resulta na equação (4):

$$\frac{F}{A} = \frac{(1+i)^n - 1}{i} \quad (4)$$

Onde:

F - valor futuro

A - anuidade

i - taxa de juros

n - períodos

Podem-se obter importantes relações entre A e P combinando-se as equações anteriores, como mostram as equações (5) e (6), logo:

Fator de recuperação de capital:

$$\text{FRC}(i, n) = \frac{A}{P} = \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \quad (5)$$

Onde:

FRC - fator de recuperação de capital

FVP - Fator de valor presente:

$$\text{FVP}(i, n) = \frac{P}{A} = \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n i} \quad (6)$$

Em muitos casos, a série que se apresenta pode não ser uniforme. Um exemplo típico é a chamada série gradiente como mostra a Figura 2.9.

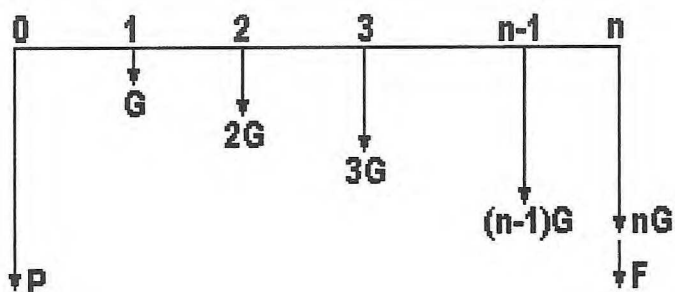


Figura 2.9 – Série gradiente

Nestes casos, têm-se as equações (7) e (8):

$$\frac{F}{G} = \frac{(1+i)^{n+1} - (1 + n \cdot i + i)}{i^2} \quad (7)$$

Onde:

F - valor futuro

G - gradiente

i - taxa de juros

n - períodos

$$\frac{P}{G} = \frac{(1+i)^{n+1} - (1 + n \cdot i + i)}{i^2 \cdot (1+i)^n} \quad (8)$$

Onde:

P - valor presente

G - gradiente

i - taxa de juros

n - períodos

Critérios para tomada de decisão

Os critérios de tomada de decisão baseados em análise econômica-financeiro utilizam-se das expressões deduzidas anteriormente. Serão apresentados os métodos do valor presente líquido, do valor anual uniforme, do tempo de retorno de capital e da taxa interna de retorno. Naturalmente, as diversas técnicas apresentam certas vantagens e desvantagens quando comparadas entre si, devendo sempre ser aplicada conhecendo as suas limitações.

a) Valor Presente Líquido - VPL

O método do VPL é bastante interessante quando se deseja comparar alternativas mutuamente excludentes, de modo que todos os benefícios e custos, em seus diversos instantes no tempo sejam trazidos para o presente. A alternativa que oferecer o maior VPL será, dentro deste critério, a mais atraente.

É importante observar que, ao se fazer comparações entre alternativas, deve-se considerar somente os aspectos que as diferenciam. Por exemplo, sejam duas alternativas que ofereçam a mesma produção, porém uma energeticamente mais eficiente do que a outra. Neste caso, os benefícios auferidos com a produção não deverão ser considerados, posto que é o mesmo para as duas alternativas e serão, portanto, posteriormente cancelados. Somente a redução no custo, pela eficiência energética, deve ser considerada.

Neste critério, deve-se trazer para o presente, usando o fator de valor presente, todos os custos e benefícios que ocorrem em cada período de tempo. É de fundamental

importância, no entanto, que o período de análise seja o mesmo para as diversas alternativas. Pode-se agora introduzir o conceito de *custo de oportunidade*. O custo de oportunidade é um artifício que permite considerar vantagens tecnológicas ou benefícios oriundos de uma determinada alternativa em uma análise econômica.

b) Valor Anual Líquido - VAL

O VAL também é indicado para comparar alternativas mutuamente excludentes. A grande vantagem deste método é que se podem analisar alternativas com vidas úteis diferentes, lançando-se mão do conceito de *reposição contínua*, ou seja, passada a vida útil do equipamento, ele será repostado por um outro idêntico, sendo que isto irá ocorrer indefinidamente. Este critério trabalha com a distribuição de custos e de investimentos que estejam concentrados em um determinado instante do tempo, através do fator de recuperação de capital. A alternativa que apresentar o valor uniforme mais atraente será a alternativa escolhida.

Uma questão interessante a ser observada neste critério, assim como no critério do VPL, é a influência da inflação. Embora esta seja uma variável de importante valor, pode-se desprezá-la nestas análises se for considerado que ela atua com a mesma intensidade sobre as duas alternativas. Como citado anteriormente, somente as variáveis que diferenciam as alternativas devem ser consideradas.

c) Taxa Interna de Retorno - TIR

Um dos critérios que tem alcançado grande aplicabilidade é o da TIR, principalmente quando se analisa um projeto por si mesmo, com seus custos e benefícios. Esta é a taxa de juros que zera o VPL ou anual, do empreendimento. A TIR corresponde à taxa de juros que torna equivalente o investimento inicial ao fluxo de caixa subsequente, ou seja, é a taxa que torna nulo o VPL do projeto dentro de um período de tempo estipulado, como exemplifica a figura 2.10 e a equação (9):

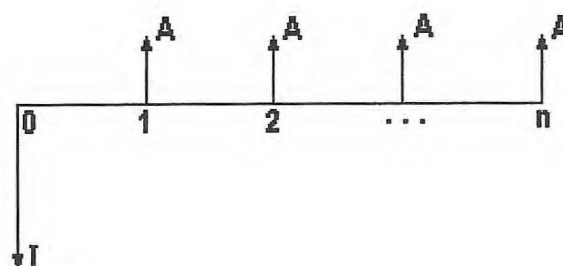


Figura 2.10 - Taxa interna de retorno.

Igualando o valor presente a zero, tem-se:

$$A \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} - I = 0 \quad (9)$$

Onde:

A - anuidade

i - taxa de juros

n - períodos

I - investimento (P)

d) Tempo de Retorno de Capital

O critério de tempo de retorno de capital ou *payback* é sem dúvida o mais difundido no meio técnico para análises de viabilidade econômica, principalmente devido a sua facilidade de aplicação e de compreensão. Nestes termos, fala-se do chamado *payback* não descontado, isto é, um procedimento de cálculo onde não se leva em consideração a taxa de juros. Esta análise é feita apenas dividindo-se o custo da implantação de empreendimento pelo benefício auferido. Em outras palavras, este critério mostra quanto tempo é necessário para que os benefícios se igualem ao investimento. O tempo de retorno descontado é o número de períodos que zera o VPL, ou anual do empreendimento. Neste caso, a taxa de juros adotada é o próprio custo de capital. A figura 2.11 mostra a taxa de retorno.

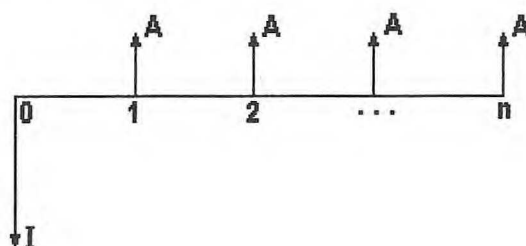


Figura 2.11 – Taxa interna de retorno

Igualando o valor presente a zero, fica a equação (10):

$$A \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} - I = 0 \quad (10)$$

Onde:

A - anuidade

i - taxa de juros

n - período

I - investimento

Diferentemente do cálculo da TIR, o Tempo de Retorno de Capital pode ser calculado algebricamente a partir da expressão anterior, o que resulta na equação (11):

$$n = - \frac{\ln(1 - I / A \cdot i)}{\ln(1 + i)} \quad (11)$$

Onde:

A - anuidade

i - taxa de juros

n - período

I - investimento

CAPÍTULO III

3 ESTUDO DO PROBLEMA

O estudo trata da tecnologia de resfriamento numa Usina Termoelétrica localizada no estado do Ceará, nordeste do Brasil, onde o clima é semi-árido e que durante o ano apresenta estações úmidas e secas. A tecnologia existente é o sistema de resfriamento de termoacumulação de água gelada (*chiller*) aplicados na entrada dos compressores das turbinas de combustão.

A planta dispõe de 3 unidades *chiller* de fabricação da *Macquay*, no qual cada unidade possui 2 compressores montados sobre dois vasos trocadores de calor (evaporador e condensador) únicos, do tipo casco e tubo, operando com uma torre de resfriamento. Fazem parte deste sistema um tanque de *make-up* (completamento de água) e um tanque de coleta de condensado proveniente dos trocadores de calor das casas de filtro das turbinas. O sistema *chiller* trabalha com dois circuitos, um chamado fechado que fornece água gelada para os trocadores de calor (*coil*) existentes na casa de filtro das turbinas e por estes trocadores o ar de entrada das turbinas é resfriado antes de ser admitido pelos compressores de ar. O circuito aberto é composto pelas torres de resfriamento, bombas dos condensadores e condensadores, responsável para resfriar o gás refrigerante R134a.

A figura 3.1 mostra as instalações das 03 torres de resfriamento, os 03 compartimentos dos *chillers* e o tanque de *make-up*.



Figura 3.1 - Sistema de resfriamento *chiller*
Fonte: Foto da termoelétrica em estudo

A figura 3.2 exibe a instalação de uma casa de filtro sobre a área de sucção dos compressores da turbina (*plenum*) com as tomadas para receber as tubulações do sistema fechado de água gelada para passar através dos trocadores de calor (serpentinas) localizados após os filtros de ar dentro da casa de filtro.



Figura 3.2 - Casa de filtro
Fonte: Foto da termoeletrica em estudo

A figura 3.3 mostra uma casa de filtro instalada sobre a sucção do compressor de uma turbina com as tomadas de entrada e saída de água gelada proveniente dos *chillers*.



Figura 3.3 - Casa de filtro com as tubulações de entrada e saída de água gelada
Fonte: Foto da planta

3.1 Características da Usina Termoelétrica e Fundamentos

A usina em estudo tem capacidade de gerar 220 MW, utilizando 04 (quatro) unidades de potência tipo pacote gêmeos (duas turbinas e um gerador elétrico), fabricadas pela empresa americana *Pratt & Whitney*. Cada uma destas unidades possui duas turbinas a gás do modelo FT8-1, tipo aeroderivada, desenvolvida com base no motor aeronáutico JT8D. Movidas a gás natural, cada par de turbinas dispostas em justaposição ao lado de um gerador elétrico trifásico de fabricação da empresa inglesa *Brush*, tensão de 13,8 kV e 60 Hz (rotação 3600 rpm). Cada unidade geradora tem capacidade para gerar 55 MW operando em ciclo aberto, isto é, sem reutilização dos gases quentes liberados na exaustão das turbinas a gás para as caldeiras de recuperação.

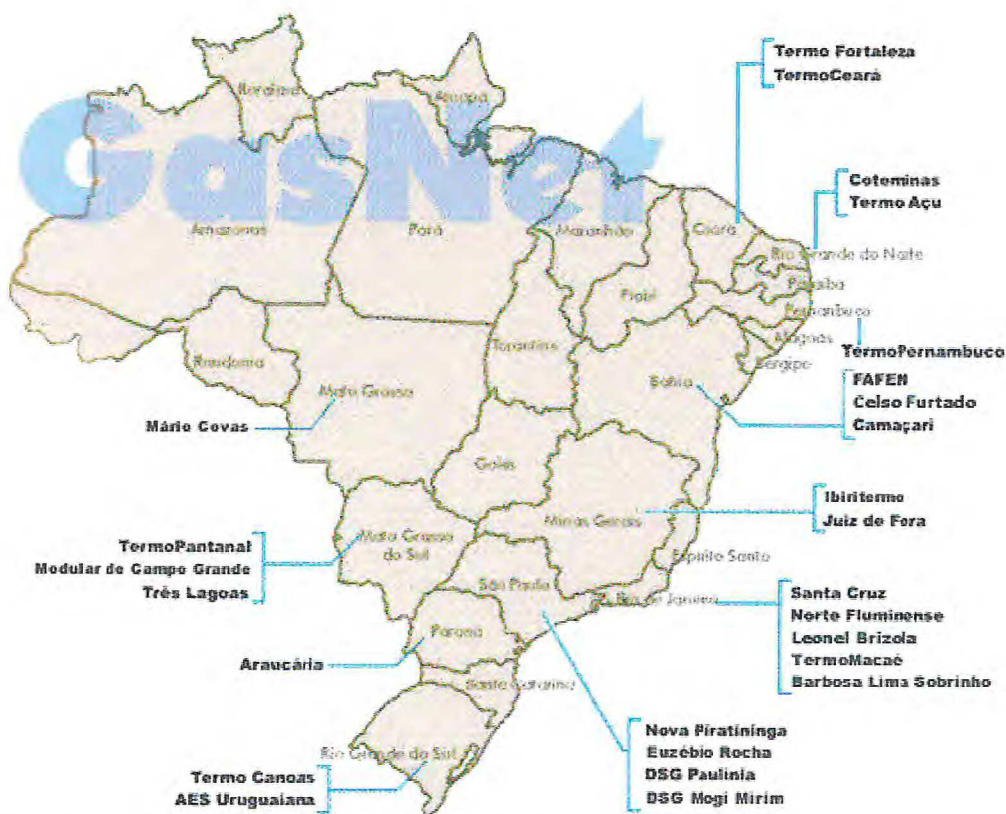
Cada ilha de potência tem um sistema próprio de auxiliares, sistema de óleo lubrificante, sistema de água de injeção, sistema de partida hidráulica e casa de controle.

A figura 3.4 mostra uma unidade geradora da termoelétrica em questão com os seus auxiliares.



Figura 3.4 – Unidade geradora e equipamentos auxiliares
Fonte: Foto da termoelétrica em estudo

A figura 3.5 ilustra as termoelétricas movidas a gás natural no Brasil.



Figuras 3.5 - Termoelétricas a gás natural no Brasil
Fonte: GasNet (atualização em junho de 2007)

3.2 Características do Sistema de Resfriamento das Turbinas em Estudo

Uma unidade gera uma carga aproximadamente de 45 MW (27,5 MW por turbina) e cada uma das duas turbinas que compõem a unidade geradora, possui um sistema de resfriamento do ar na entrada dos compressores das turbinas que proporciona uma elevação da geração de cada ilha de potência para um valor de 5 MW ou mais. A figura 3.6 mostra que a potência de saída da turbina diminui com o aumento da temperatura ambiente e conseqüentemente quando o ar na entrada da turbina é resfriado, aumenta a potência de saída. O resfriamento do ar na entrada da turbina pode aumentar a eficiência do combustível (diminuir a taxa de calor), comparado com a eficiência de projeto / taxa de calor, diminuindo a temperatura do ar abaixo de 59 F.

Turbina FT8-1 Twin Pac
Potência de Saída vs Temperatura Ambiente
 Alt=0 Ft. (Pamb=14.696 PSIA), 80% UR., 60Hz, 0.85 pf.
 3.0 pol. H2O Entrada & 1.0 pol H2O Perdas na Exaustão
 20385 Btu/lb Gás Natural, sem Água de Injeção

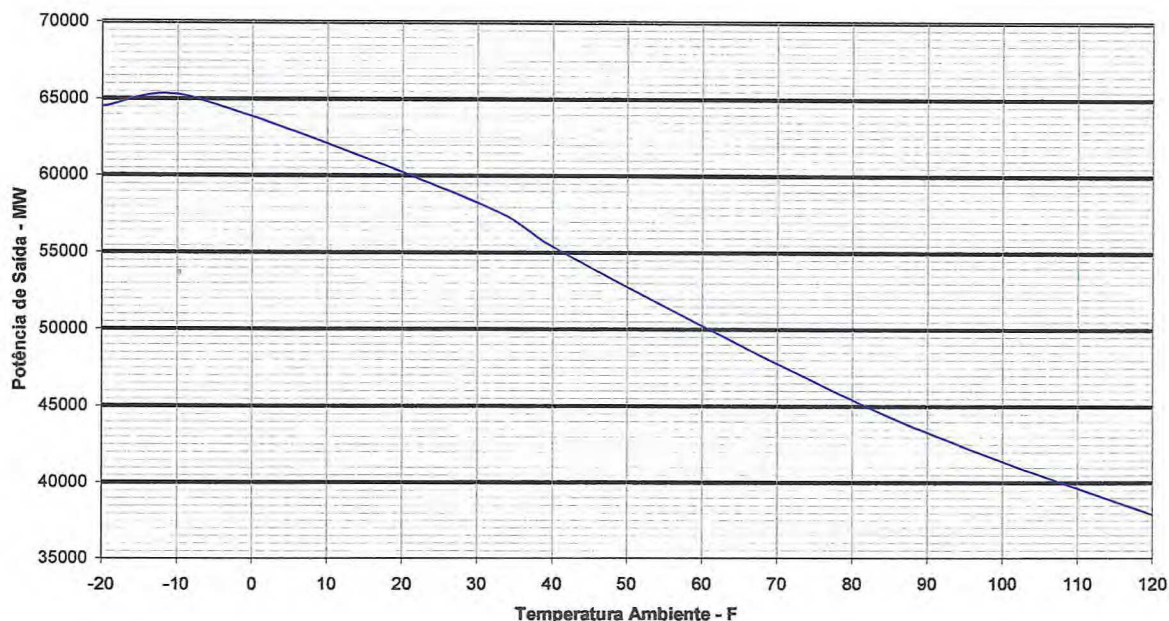


Figura 3.6 – Potência de Saída x Temperatura Ambiente
 Fonte: Fabricante Pratt & Whitney, 2006

3.2.1 Dados de registro

Com a finalidade de mostrar a vantagem do sistema de resfriamento como uma viabilidade econômica e também para aumentar a potência de saída e diminuir as perdas da capacidade estimada sem o uso dessa tecnologia, foram expostas as informações:

- Variação da potência em relação à temperatura ambiente;
- Consumo do gás natural durante a operação das turbinas em conjunto com o sistema de resfriamento;
- Água Condensada produzida na área dos trocadores de calor (serpentinhas) durante a passagem do ar;
- Características dos equipamentos e registros dos testes do sistema de resfriamento;

3.2.1.1 Variação da potência em relação a temperatura ambiente

A tabela 3.1 mostra a variação da temperatura ambiente (T_{amb}) para as diferentes potências líquidas de saída.

Tamb.(F)	Geração Bruta	Geração auxiliar	Geração Líquida
----------	---------------	------------------	-----------------

	KW	KW	KW
-20	64662	135	64527
-8	65264	135	65129
31	58211	135	58076
40	55542	135	55407
59	50590	135	50455
82.4	45009	135	44874
100	41515	135	41380
120	38026	135	37891

Tabela 3.1 – Variação da carga em relação a temperatura ambiente para as turbinas FT8
Fonte: Fabricante Pratt &Whitney

3.2.1.2 Consumo do gás natural durante a operação das turbinas em conjunto com o sistema de resfriamento

A tabela 3.2 mostra o gás consumido por uma unidade de potência (duas turbinas) durante a operação do sistema de resfriamento através do *chiller* da Termoelétrica em estudo. Verifica-se que o consumo de combustível (gás natural) diminui usando a tecnologia de resfriamento. Como visto anteriormente, o aumento da temperatura do ar de entrada de uma turbina aeroderivada, provoca o aumento da taxa de calor diminuindo a eficiência do combustível. O resfriamento do ar na entrada da turbina aumenta a eficiência do combustível, diminuindo a taxa de calor.

CARGA DA UNIDADE	FLUXO DE GÁS SEM CHILLER		FLUXO DE GÁS UNIDADE SEM CHILLER	FLUXO DE GÁS COM CHILLER		FLUXO DE GÁS UNIDADE COM CHILLER	DIFERENÇA DE FLUXO DE GÁS COM CHILLER
	TG1A	TG1B		TG1A	TG1B		
(MW)			#1			#1	
55.9	-	-	0	178,095.70	182,519.80	360,615.50	360,615.50
50	164,523.80	166,770.20	331,294.00	164,080.70	163,835.80	327,916.50	3,377.50
45	153,756.00	150,275.60	304,031.60	150,947.40	150,524.3	301,471.70	2,559.90
40	140,342.60	138,649.00	278,991.60	137,260.10	136,384.40	273,644.50	5,347.10
35	125,150.30	123,497.70	248,648.00	123,983.10	123,270.90	247,254.00	1,394.00
30	111,669.10	110,072.60	221,741.70	110,254.40	110,402.50	220,656.90	1,084.80
25	99,801.50	99,434.50	199,236.00	98,309.22	98,301.75	196,610.97	2,625.03
20	86,400.20	87,003.70	173,403.90	85,903.42	84,921.56	170,824.98	2,578.92
15	72,171.60	73,076.50	145,248.10	71,386.27	71,170.30	142,556.57	2,691.53
10	56,559.90	58,574.90	115,134.80	56,850.75	56,790.62	113,641.37	1,493.43
5	41,973.20	45,999.50	87,972.70	42,025.23	42,073.91	84,099.14	3,873.56
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tabela 3.2 – Dados do consumo de gás natural em m³ de duas turbinas da Pratt & Whitney utilizando o sistema de resfriamento.

Fonte: Testes aquisitados na área de processo

3.2.1.3 Água Condensada produzida na área dos trocadores de calor (serpentinhas) durante a passagem do ar.

Conforme teste realizado, foram verificados que a média de quantidade de água de condensação gerada por unidade é de 128,28 l/h, com uma contribuição total de 514,805 l/h. Logo, esta água é recuperada em um tanque de condensado e enviada para o tanque de *make up*, que fornece água para as torres de resfriamento. Assim, as bacias das torres de resfriamento recebem tanto a água filtrada como a água de condensação, participando para a economia do sistema.

3.2.1.4 Características dos equipamentos e registros dos testes do sistema de resfriamento.

Abaixo estão os dados de referências registrados durante em simulações e testes de desempenho dos *chillers*. A finalidade deste teste é para determinar se o projeto do sistema de resfriamento de termoacumulação de água gelada (*chiller*) vem de encontro com os dados levantados e registrados, como também as informações operacionais. Assim, saberemos se o projeto atenderá a demanda do sistema de resfriamento ou não. A tabela 3.3 mostra um sumário dos dados do projeto do sistema de resfriamento – *chiller*.

Capacidade total dos <i>chillers</i> em toneladas de refriger. (TR)	6225
Consumo de potência dos <i>chillers</i> em KW	3189,6
Temperatura da água de entrada no evaporador do <i>chiller</i> , °F	73,1
Temperatura de saída da água no evaporador do <i>chiller</i> , °F	58,0
Temperatura da água de entrada no condensador do <i>chiller</i> , °F	87,5
Temperatura da água de saída no condensador do <i>chiller</i> , °F	101,7
Temperatura do ar de entrada na turbina a gás, °F	87,4
Temperatura de saída da turbina a gás, °F	67,4
Fluxo do ar de entrada do compressor da turbina, lb/h	1.281.920

Tabela 3.3 - Registro de dados do projeto

Fonte: Mc Quay Centrifugal Chiller, 2003 e HRT-Power, dados preliminares,2001

O anexo 1 mostra os dados ao longo de cada mês, levando em consideração os registros de temperatura, períodos de precipitação, velocidade do vento, umidade relativa do ar e outros dados colhidos ao longo de 03 anos na localidade aonde se encontra a Usina Termoelétrica. Seguem os parâmetros das condições do ar para resfriamento nas turbinas a gás (1 a 10), condições do ar de entrada nos compressores das turbinas (11 a 20), condições do fluxo de condensação do *chiller* (21 a 24), taxas de

resfriamento (25 a 27), comparações (28 a 20) e valores previstos de carga (30 a 32). A carta psicrométrica e os dados do fabricante foram relevantes para este levantamento. A tabela 3.4 mostra os cálculos da taxa necessária da capacidade de resfriamento do ar na entrada das turbinas. Condições do ar para resfriamento nas turbinas a gás (1 a 10), condições do ar de entrada nos compressores das turbinas (11 a 20), condições do fluxo de condensação do *chiller* (21 a 24), taxas de resfriamento (25 a 27).

	Parâmetros	Fonte	Valor
1	Temperatura de bulbo seco, F	Projeto	87,40
2	Umidade Relativa (UR), %	Projeto	79,75
3	Pressão atmosférica, psia	Projeto	14,696
4	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	82,01
5	Umid. Espec.(UE), lb H ₂ O/lb	Carta	0,02249
6	Fluxo do ar seco, lb/h	17	1263,74
7	Fluxo do vapor de água, lb/h	5 x 6	28,43
8	Fluxo de ar úmido, lb/h	6 + 7	1292,17
9	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	20,98
10	Entalpia do vapor água, Btu/lb	Carta	1099,8
11	Temperatura do ar resfriado, F	Projeto	67,4
12	UR do ar resfriado, %	Carta	100,0
13	UE do ar resfriado @ UR100	Carta	0,01438
14	UE do ar resfriado	Carta	0,01438
15	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	67,40
16	Fluxo de ar úmido, lb/h	Projeto	1281,92
17	Fluxo do ar seco, lb/h	16/(1-14)	1263,64
18	Fluxo do vapor de água, lb/h	16-17	18,175
19	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	16,18
20	Entalpia do vapor, Btu/lb	Carta	1091,21
21	Água condensada, lb/h	7-18	10,255
22	Entalpia entrada compr. Btu/lb	10	1099,8
23	Entalpia líquido satur. Btu/lb	Carta	35,4
24	Entalpia de condens. Btu/lb	22-23	1064,40
25	Taxa de resfriamento, MMBtu/h (por UG)	Cálculo	17,14
26	Taxa de resfriamento, ton (por UG)	Conversão	1428,2
27	Taxa de resfriamento, ton (4 UG's)	26x4	5713

Tabela 3.4 – Variáveis do sistema de ar de resfriamento na entrada da turbina.
Fonte: Dados do projeto da McQuay

A tabela 3.5 mostra os cálculos da temperatura de resfriamento do ar na entrada das turbinas com as 03 unidades de *chiller* operando com carga a 100% em situações com 04 unidades geradoras (UG) e 03 unidades geradoras (UG). Condições do ar para resfriamento nas turbinas a gás (1 a 10), condições do ar de entrada nos compressores das turbinas (11 a 20), condições do fluxo de condensação do *chiller* (21 a 24), taxas de resfriamento (25 a 27).

	Parâmetros	Fonte	4 UG	3 UG
1	Temperatura de bulbo seco, F	Projeto	87,40	87,40
2	Umidade Relativa (UR), %	Projeto	79,75	79,75
3	Pressão atmosférica, psia	Projeto	14,696	14,696
4	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	82,01	82,01
5	Umid. Espec.(UE), lb H ₂ O/lb	Carta	0,02249	0,02249
6	Fluxo do ar seco, lb/h	17	1269,15	1267,50
7	Fluxo do vapor de água, lb/h	5 x 6	28,552	28,965
8	Fluxo de ar úmido, lb/h	6 + 7	1297,70	1316,46
9	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	20,98	20,98
10	Entalpia do vapor água, Btu/lb	Carta	1099,8	1099,8
11	Temperatura do ar resfriado, F	Projeto	65,9	60,9
12	UR do ar resfriado, %	Carta	100,0	100,0
13	UE do ar resfriado @ UR100	Carta	0,01366	0,01142
14	UE do ar resfriado	Carta	0,01366	0,01142
15	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	65,94	60,93
16	Fluxo de ar úmido, lb/h	Projeto	1286,48	1302,20
17	Fluxo do ar seco, lb/h	16/(1-14)	1269,15	1287,50
18	Fluxo do vapor de água, lb/h	16-17	17,33	14,69
19	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	15,83	14,62
20	Entalpia do vapor , Btu/lb	Carta	1090,58	1088,41
21	Água condensada, lb/h	7-18	11,215	14,265
22	Entalpia entrada compr. Btu/lb	10	1099,8	1099,8
23	Entalpia líquido satur. Btu/lb	Carta	34,0	29,0
24	Entalpia de condens. Btu/lb	22-23	1065,85	1070,86
25	Taxa de resfriamento, MMBtu/h (por UG)	Cálculo	18,65	23,62
26	Taxa de resfriamento, ton (por UG)	Conversão	1554,1	1968,6
27	Taxa de resfriamento, ton (4 ou 3 UG`s)	26x No UG	6217	5906

Tabela 3.5 – Cálculo da temperatura do ar de entrada no compressor da turbina.

Fonte: Dados do projeto

A figura 3.7 mostra a carta psicrométrica elaborada para o projeto das turbinas FT8 da Pratt & Whitney em conjunto com as 03 unidades de resfriamento modelo.

5-28-01
Preliminary Dat.

Pratt Whitney

Brazil

HRT-Power

FT8 TP Psychrometric Chart: 290,355 Acfm chilled to 67.4 F db / 99% RH (1,281,920 Lbs/hr) at each CGT(2 inlets)

Mass Flow Lbs/Hr:
Ambient to 67.4 F : 1,219,210 lbs/hr
to 1,281,920 lbs/hr

Refrigeration Tons at Design : 6,224 total
for Qty:4 FT8 TP's (1,556 tons per CGT)

Recommend HRT-Power Factory Packaged
Inlet Chilling Moduler Units:
Quantity 3 (Three) Model
PCM2200S-CM-60 chilling modules to
serve Qty-4 FT8 TP's

Budget pricing for Qty-4 FT8 TP's:
Qty-3 PCM2200S
Qty-3 Fiberglass cooling towers
Qty-8 Lots inlet chilling coils:
Estimated "turn-key" installation:
\$400,000

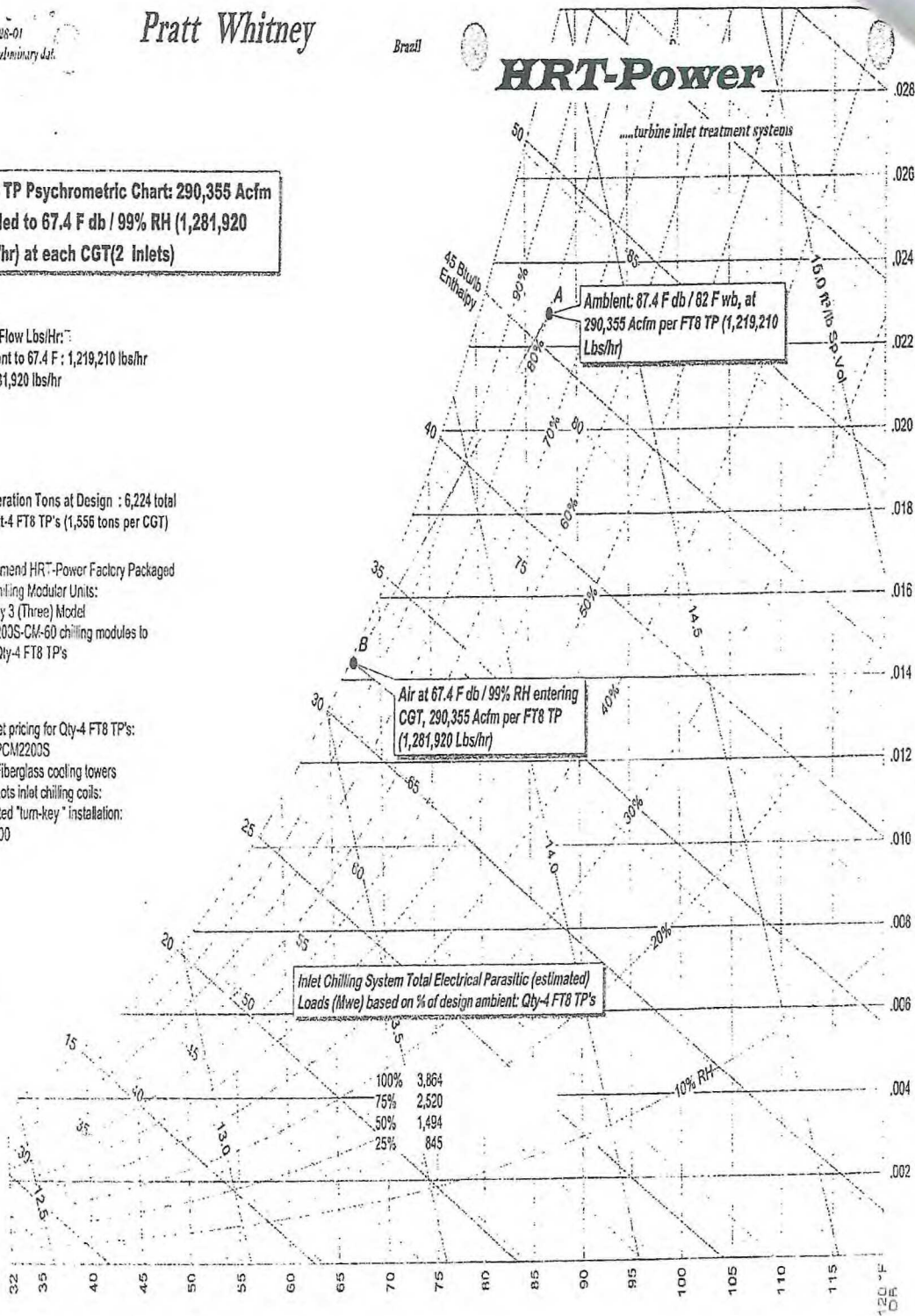


Figura 3.7 – Carta psicrométrica
Fonte: Manual da HRT-Power, 2003

A tabela 3.6 mostra os dados do projeto referente aos equipamentos do fabricante

Capacidade do <i>Chiller</i> , Tonelada (por <i>chiller</i>)	2075,0
Potência, KW (por <i>chiller</i>)	1063,2
Desempenho, KW/Ton	0,512
Fluxo da bomba do evaporador, gpm	3300
Temperatura de entrada do evaporador, F	73,1
Temperatura de saída do evaporador, F	58,0
Fluxo da bomba do condensador, gpm	4000
Temperatura de entrada do condensador, F	87,5
Temperatura de saída do condensador, F	101,7

Tabela 3.6 – Dados do projeto do *chiller* centrífugo
Fonte: Manual da McQuay, 2003

3.3 Dados registrados para a viabilidade econômica

Foram destacados alguns valores para os cálculos dos parâmetros econômicos que irão permitir as análises econômicas e a atratividade do investimento.

A tabela 3.7 mostra os valores unitários do investimento inicial dos equipamentos

Casa de filtro com os trocadores de calor, valor R\$	126.590,15
Bomba centrífuga do evaporador, valor R\$	10.239,07
Bomba centrífuga do condensador, valor R\$	10.239,07
Sistema <i>chiller</i> (compressor, evaporador e condensador), R\$	2.369.745,07
Tanque de <i>make up</i> , R\$	5.720,00
Motor e sistema de redução do ventilador da torre, R\$	6.209,43
Torre de resfriamento em FV, valor R\$	267.483,00
Equipamento <i>Dolphin</i> para tratamento, valor R\$	24.449,15
Painel de comando 480 VAC, valor R\$	30.717,15
Painel de proteção e comando do compressor, valor R\$	16.382,48
Compartimento do <i>chiller</i> , valor R\$	30.717,15
Tanque acumulador tipo pulmão, valor R\$	10.239,06
Tubulação e instrumentação (por <i>chiller</i>), valor R\$	102,390,49
Exaustores, valor R\$	6.655,38

Tabela 3.7 – Dados do projeto do *chiller* centrífugo
Fonte: Autor (baseado nos valores de notas de compra)

3.3.1 Avaliação econômica

A tabela 3.8 mostra os dados para avaliação econômica da Termoelétrica em estudo. Esses dados foram realizados pela empresa para análise de viabilidade de implementação da Usina.

Parâmetros	Unidade	Valor
Início do Estudo	-	2001
Vida Útil do Projeto	anos	20
Capacidade Instalada	MW	220
Fator de Disponibilidade	%	95
Taxa de Câmbio	R\$/US\$	3,0
Energia Contratada	MWmed	209
Tarifa de Energia contratada	R\$/MWh	189,74
Investimento Total	Milhões US\$	150,00
Depreciação fiscal	anos	15
Despesas de O&M	US\$/MWh	4,00
Combustível Preço	R\$/m ³	0,36
Rendimento	%	37
PCI (poder calorífero inferior do gás)	Btu/lb	19837,4
Taxa de Retorno sobre o investimento	%	16 a.a
Risco	US\$/MWh	19,63
Custo variável para gerar 1MWh	R\$/MWh	101,00

Tabela 3.8 – Dados da avaliação econômica

Fonte: Autor

Custo anual de manutenção (O&M)

Esse custo se deve a gastos com reparos decorrentes do funcionamento da instalação, além dos custos rotineiros de manutenção. Também aí devem estar incluídos eventuais gastos com prevenção ou mitigação de danos causados ao meio ambiente. O custo de manutenção pode ser estimado como sendo um custo fixo proporcional ao do investimento inicial, por ano de operação. Alternativamente pode-se estimá-lo como um custo variável, proporcional à energia anual produzida

Vida útil efetiva

A Vida Útil costuma depender fortemente do Fator de Capacidade da instalação (FC). Frequentemente a vida útil da instalação aumenta na proporção inversa do *FC*, já que, com menor utilização, em geral temos menor desgaste e ampliação de sua vida efetiva.

Valor residual

Ao final da vida útil se atribui a uma instalação um Valor Residual (R) como sendo um percentual do seu Investimento Inicial.. No entanto, o Valor Residual claramente deve ser considerado quando, ao fim da vida útil, partes da planta inicialmente instalada encontram-se em bom estado de conservação.

Depreciação

Refere-se à parcela da receita necessária à formação dos recursos financeiros destinados à recomposição dos investimentos realizados com prudência para a prestação do serviço de energia elétrica ao final da sua vida útil.

Remuneração do capital.

Refere-se à parcela da receita necessária para promover um adequado rendimento do capital investido na prestação do serviço de energia elétrica.

Risco

O risco envolvido em determinada tecnologia também pode ser contabilizado durante a avaliação econômica na forma de seguro contra falha, acidente ou dano ambiental, por exemplo. Uma vez quantificado esse custo, podemos incluí-lo juntamente com os demais custos fixos considerados no Fluxo de Caixa.

3.3.2 Balanço térmico da usina

A Figura 3.8 exhibe os dados aqusitados durante o mais recente teste de desempenho para verificação do rendimento da Usina. Verifica-se através dos dados que a energia líquida gerada pela Usina alcança valores satisfatórios.

Termelétrica com Turbina a gás de Ciclo Simples, Combustão de Combustível Gás Natural e Uso de Resfriamento e Água de Injeção para Controle de NOX.

Balanco Térmico N° 1

Condição ISO – 15°C; 14,696 psia; Nível do mar 0m

Temperatura Ambiente	26 °C
Temperatura do ar de entrada no Compressor	18 °C
Umidade relativa ambiente	91 %
Pressão manométrica	101628,70 mbar
Carga da TG	100 %
$P_{1,7}$ (Pressão de entrada do compressor)	14,6 psia
$P_{T5,0}$ (Pressão de saída da turbina)	58,48 psia
EPR (Taxa $P_{T5,0} / P_{1,7}$)	4,047598
$P_{S3,1}$ (Pressão de saída do compressor)	282,20 psia
Q_{CR} (Taxa de compressão do comp. $P_{S3,1} / P_{1,7}$)	19,25154
W_V (Fluxo volumétrico de combustível)	2071809,19 cft/h
ρ (Densidade do fluxo de combustível T&P)	0,0468 lb/cft
W_C (Fluxo maciço de calor)	96960,67lb/h
LHV (Baixo valor de calor)	19837,40BTU/lb
KW (Energia Bruta Média)	224903,157 kW
MW (Energia dos auxiliares)	3172,42kW
MW (Energia Líquida)	221.730,74 kW
HR (Taxa Líquida de Calor)	8713,94 BTU/Kwh

Observação: :O valor da energia foi ajustado para as condições de garantia.

Figura 3.8 – Informações dos parâmetros de desempenho da Usina

Fonte: Balanço térmico da Usina

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os dados apresentados anteriormente mostraram que todas as tecnologias para o resfriamento do ar na entrada das turbinas possuem características tecnicamente viáveis, que sendo utilizadas, poderiam proporcionar um aumento no desempenho das turbinas nas condições de alta temperatura ambiental. Verificou-se também, que a decisão para a escolha de um investimento passou por uma análise de viabilidade econômica. Assim, neste capítulo, serão apresentadas as análises dos resultados obtidos, mostrando que existe um retorno técnico e econômico na opção do uso da tecnologia de resfriamento através de termoacumulação de água gelada para a termelétrica em questão.

4.1 Viabilidade Técnica do Sistema de Resfriamento

- Especificação do evaporador para o cálculo da capacidade de resfriamento;
- Valores desejados do ar de resfriamento na entrada da turbina;
- Temperatura do ar de entrada na turbina com o fator de carga a 100%;
- Estimativa da potência de saída da usina termelétrica;
- Dados previstos.

4.1.1 Especificação do evaporador para o cálculo da capacidade de resfriamento

A folha de dados da *McQuay* informa que a capacidade de resfriamento é de 2075 toneladas de refrigeração (TR) para cada unidade de *chiller*, e 6225 TR para as 03 unidades de *chiller*. Os cálculos do projeto para obter a capacidade de resfriamento no local do empreendimento foram de 6217 TR, no qual é muito próximo no valor da folha de dados da *McQuay*.

4.1.2 Valores desejados do ar de resfriamento na entrada da turbina

O dado do projeto para o sistema de resfriamento é diminuir a temperatura do ar de entrada na turbina a gás de 87,4 °F para 67,4 °F para todas as quatro unidades

geradoras. Para confirmar que a capacidade de resfriamento do projeto está adequada para o valor desejado ou não, a tabela 3.5 apresenta os dados e os cálculos. Os resultados mostram que o sistema de resfriamento necessitará de 5713 toneladas de refrigeração (TR) da capacidade de resfriamento para encontrar os dados necessários do ambiente do projeto e as condições de operação das turbinas. Baseado nestes cálculos, a capacidade de resfriamento de 6217 TR, de acordo com o projeto, excede a capacidade de resfriamento necessário.

4.1.3 Temperatura do ar de entrada na turbina com o fator de carga a 100%

A tabela 3.6 fornece cálculos da temperatura de resfriamento do ar na entrada das turbinas nas condições de 03 unidades de *chiller* operando com fator de carga a 100%. Os cálculos foram considerados para dois casos de operação, um com quatro unidades geradoras (UG) operando e outro com três unidades geradoras (UG). Para o caso de quatro unidades geradoras operando, a temperatura calculada da temperatura do ar de entrada é de 65,9 F, no qual é 1,5 F mais baixa em relação a temperatura do projeto. No caso das três unidades geradoras operando, a temperatura do ar de entrada no compressor pode ser tão baixa quanto 60,9 F, cujo 5% de degradação de desempenho de resfriamento é assumido devido neste caso a temperatura de resfriamento da água ser muito mais baixa e o sistema do *chiller* pode não operar eficientemente nas condições de projeto.

4.1.4 Estimativa da potência de saída da usina termelétrica

Baseado nos dados históricos de registros do tempo, foi previsto um cálculo para a potência de saída da planta de potência em relação a temperatura média anual, conforme apresentado na tabela 3.4. O resultado obtido foi um valor de potência de 220,6 MW, nas seguintes condições:

- A capacidade de resfriamento do *chiller* é mantida constante nas diferentes condições ambientais;
- Uma degradação de 5% no desempenho do *chiller* é assumida devido a temperatura mais baixa na entrada do compressor da turbina;
- A potência prevista foi baseada no caso em que o fluxo de água de injeção está dentro das condições do projeto para manter a emissão de NOX em 42 ppm;
- O cálculo usa a média da umidade relativa da manhã e da tarde como umidade ambiente;
- O cálculo não menciona cargas parasitas da planta e carga do *chiller*.

4.1.5 Dados previstos

Analisando os dados e cálculos da previsão de desempenho do sistema de resfriamento em estudo, nota-se que o ar de resfriamento é muito sensível ao aumento da umidade. A mudança em poucos graus na temperatura ambiente pode significativamente afetar o ar de resfriamento.

Baseado nas informações disponíveis, evidencia-se que a capacidade do projeto do sistema de resfriamento é adequada para atender a demanda do ar de entrada nos compressores das turbinas. A expectativa para a potência de saída total com as quatro unidades geradora é de 220,6 MW , dedicando 20 MW para a viabilidade do sistema de resfriamento aplicado.

4.2 Análise da Viabilidade Econômica

Considerando que o valor do investimento inicial para a aquisição e montagem dos equipamentos do sistema de resfriamento referente a 03 unidades de resfriamento, seria de R\$ 8.944.018,50 conforme tabela 3.8 e os dados da tabela 3.9. Tendo os valores de energia vendida durante um ano com a capacidade da usina de 95%, isto é, gerando 209MW, incluso os 20MW do desempenho do sistema de resfriamento e gerando 190MW sem o sistema de resfriamento. Verificando a diferença dos resultados, obtém-se um lucro anual de R\$ 14.567.558,40 utilizando a melhoria do processo de resfriamento, tendo um custo marginal de operação de 101 R\$/MWh, incluindo os impostos.

Conforme o Fluxo de Caixa das figuras 2.7 e 2.8, utilizando a taxa mínima de atratividade de 16%a.a, durante os próximos 05 anos, verificou-se através de cálculo que o Valor Presente Líquido da alternativa é positivo e mostra que a realização do investimento produzirá resultados economicamente interessantes para o investidor.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÃO

Diante das análises consideradas através de uma estimativa consistente dos custos de investimento econômico e financeiro para a viabilidade do projeto do sistema de resfriamento do ar na entrada dos compressores da turbina a gás, almejaram-se os resultados esperados. Nos capítulos 3 e 4 foram apresentados os valores das variáveis, registros, situação dos projetos e escolha da tecnologia que ajudaram a alcançar o objetivo.

O aumento incremental de 10% na potência instalada da usina termelétrica com a tecnologia aplicada, contribui para a maximização dos lucros, aumento da potência instalada da usina, disponibilidade de maior capacidade de geração por motivo de restrições operativas, aumento na eficiência do combustível e da turbina.

Os custos de geração devem ser adequadamente conhecidos, seja em seu valor global, seja em seus componentes dependentes da energia gerada e tendo em conta as distintas tecnologias e capacidades das plantas termelétricas e, ainda, determinando a contribuição específica dos principais sistemas e equipamentos

As informações apresentadas para este investimento, mostraram que a usina obtém lucros satisfatórios com a venda de energia através de contratos no mercado de energia elétrica, pagando o investimento em menos de cinco anos. O método do valor presente líquido mostrou que o investimento é atraente sob o ponto de vista econômico.

Pelos resultados do estudo realizado para implantação de uma tecnologia de resfriamento do ar na entrada da turbina a gás, numa usina termelétrica localizada no estado do Ceará, onde foram vistos os aspectos da tecnologia, do benefício econômico e da geração ao sistema elétrico, conclui-se que o empreendimento é viável do ponto de vista técnico, econômico e legal.

Entretanto a estratégia de investimento deve contemplar outros fatores, o primeiro relacionado à “eficiência econômica” ou o retorno econômico do empreendimento, até mais importante que a eficiência energética, diz respeito ao fluxo de caixa de forma a gerar o maior benefício econômico possível.

5.1 Sugestões para Novas Pesquisas

Como aproveitamento deste trabalho para futuras pesquisas, poderiam ser desenvolvidos gerenciamentos do sistema de resfriamento no que se refere à manutenção dos equipamentos, aos produtos químicos e a água consumida.

Sugere-se uma concepção de pesquisa para um sistema de apoio a decisão de seleção de projeto / local para implantação de usinas termoelétricas em todo o território nacional.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BACON, R. W.; Besant-Jones, J. E. & Heidarian, J. "Estimating Construction Costs and Schedules Experience with Power Generation Projects in Developing Countries" World Bank Technical Paper nr 325, Energy Series, 1996.
- BARISH, Norman N. Economic Analysis for Engineering and Managerial Decision Making. New York, McGraw-Hill Book Co. Inc, 1962.
- BARROWS, C. M. Water Power Engineering, MacGraw-Hill, 2003.
- BIES, D.; JOHANNTGEN, U. & SSHAFE, J. Optimized Cooling of the Intake Air – A New Way for the Upgrading of Gas turbine Plants, Power Gen, Frankfurt, Germany, June, 1999.
- BOYCE, M.P. Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Publishing Company, 1982.
- BRAVO, R. Sierra. Técnicas de Investigación Social: Ejercicios y problemas. Madri, Paaninfo, 1976.
- CARDOSO, Carlos Roberto de Oliveira. Engenharia Econômica. Apostila de Aula. Fortaleza: CETREDE, 2003.
- CARVALHO, F. R. "Termoeconomia Aplicada à Manutenção de Centrais Termelétricas". Dissertação de Mestrado, Escola Federal de engenharia de Itajubá, 1996.
- DAMODARAN, A. "Avaliação de Investimentos", Ed. Qualitymark, 1997.
- DE LUCIA.M.; BRONCONI, R. & CARNEVALE, E, Performance and Economic Enhancement of cogeneration Gas Turbine through Compressor Inlet Air cooling. ASME Paper 93-GT-71, 1993.

- DONALD COMPANY, INC. Gas Turbine System, P.O. Box 1299, Minneapolis, Minnesota 55440 USA, Phone 952-8887-3543.
- EL-MASRI, M. A. Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 1 – Air-Cooled Brayton-Cycle Gas Turbine. TRANS. ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINE AND POWER , Vol. 109, 2, pp. 228-236, 1987.
- FARO, Clovis de. Matemática Financeira. Rio de Janeiro, Apec Editora S.A, 1970.
- GASNET, site do gás natural. [http:// www.gassummit.com.br](http://www.gassummit.com.br), 2007.
- HRT POWER, Manual do fabricante, 2003.
- LICHYTI, H. Internal Combustion Engines, MacGraw-Hill.
- MEE INDUSTRIES INC, 4443 North Rowland Avenue, El Monte, Califórnia, 91731, Fone 818-350-4180.
- MCQUAY, Centrifugal Chiller Manual. Manual do fabricante.
- PRATT & WHITNEY POWER SYSTEM, Project 0113, Technical Publications. Manual do Fabricante. 80 Lambertson Road, Windsor, CT, 2006.
- PUCCINI, Abelardo, HESS, Geraldo, MARQUES, José Luis M. e PAES, Luis Carlos R. Engenharia Econômica. Rio de Janeiro, Fórum Editora Ltda, 1973.
- THUESEN, Holger G.; FABRYCKY, Walter J. e THUESEN, G. J. Engineering Economy. New Jersey, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1977.

ANEXOS

Anexo 1

	Parâmetros	Fonte	Jan	Fev	Mar	Abr
1	Temperatura de bulbo seco, F	Projeto	83	82	82	82
2	Umidade Relativa (UR), %	Projeto	78	80	83	83
3	Pressão atmosférica, psia	Projeto	14,696	14,696	14,696	14,696
4	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	77,39	76,99	77,77	77,77
5	Umíd. Espec.(UE), lb H2O/lb	Carta	0,0190	0,0188	0,0196	0,0196
6	Fluxo do ar seco, lb/h	17	1288,6	1290,6	1286,7	1286,7
7	Fluxo do vapor de água, lb/h	5 x 6	24,501	24,561	25,227	25,227
8	Fluxo de ar úmido, lb/h	6 + 7	1313,1	1315,0	1311,9	1311,9
9	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	19,92	19,66	19,68	19,68
10	Entalpia do vapor água, Btu/lb	Carta	1097,9	1097,5	1097,5	1097,5
11	Temperatura do ar resfriado, F	Cálculo	60,6	60,1	61,1	61,1
12	UR do ar resfriado, %	Carta	100,0	100,0	100,0	100,0
13	UE do ar resfriado @ UR100	Carta	0,0112	0,0110	0,0115	0,0115
14	UE do ar resfriado	Carta	0,0112	0,0110	0,0115	0,0115
15	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	60,60	60,06	61,14	61,14
16	Fluxo de ar úmido, lb/h	Projeto	1303,2	1304,9	1301,5	1301,5
17	Fluxo do ar seco, lb/h	16/(1-14)	1288,6	1290,6	1286,7	1286,7
18	Fluxo do vapor de água, lb/h	16-17	14,541	14,277	14,800	14,800
19	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	14,55	14,41	14,67	14,67
20	Entalpia do vapor, Btu/lb	Carta	1088,2	1088,0	1088,5	1088,5
21	Água condensada, lb/h	7-18	9,96	10,085	10,428	10,428
22	Entalpia entrada compr. Btu/lb	10	1097,9	1097,5	1097,5	1097,5
23	Entalpia líquido satur. Btu/lb	Carta	28,6	28,1	29,2	29,2
24	Entalpia de condens. Btu/lb	Carta	1069,3	1069,42	1068,3	1068,3
25	Taxa de resfriamen. MMBtu/h	$(6 \times (9-19) + 18 \times (10-20) + 21 \times 24) / 1000000$	17,72	17,72	17,72	17,72
26	Resfriamento <i>duty</i> , ton (p/TG)	Conversão	1476,4	1476,4	1476,4	1476,4
27	Resfriamento <i>duty</i> , ton	26 x Nr TG	5,906	5,906	5,906	5,906
28	Projeto do <i>chiller</i> , ton	5% degrad.	5,906	5,906	5,906	5,906
29	Resfriam. condição amb., ton	27	5,906	5,906	5,906	5,906
30	Temper. entrada compress. F	-	60,6	60,1	60,1	60,1
31	Potência líquida (p/unid), KW	-	54803	54934	54676	54676
32	Potência líquida (total), MW	-	219,21	219,73	218,70	218,70

Continuação anexo 1

	Parâmetros	Fonte	Mai	Jun	Jul	Ago
1	Temperatura de bulbo seco, F	Projeto	81	81	80	81
2	Umidade Relativa (UR), %	Projeto	81,5	80	77,5	74,5
3	Pressão atmosférica, psia	Projeto	14,696	14,696	14,696	14,696
4	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	76,44	76,05	74,45	74,59
5	Umid. Espec.(UE), lb H2O/lb	Carta	0,0186	0,0182	0,0170	0,0169
6	Fluxo do ar seco, lb/h	17	1293,3	1295,3	1303,1	1302,5
7	Fluxo do vapor de água, lb/h	5 x 6	24,066	23,645	22,265	22,098
8	Fluxo de ar úmido, lb/h	6 + 7	1317,4	1318,9	1325,4	1324,6
9	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	19,44	19,44	19,20	19,44
10	Entalpia do vapor água, Btu/lb	Carta	1097,1	1097,1	1096,6	1097,1
11	Temperatura do ar resfriado, F	Cálculo	59,3	59,3	56,6	56,7
12	UR do ar resfriado, %	Carta	100,0	100,0	100,0	100,0
13	UE do ar resfriado @ UR100	Carta	0,0117	0,0105	0,0097	0,0098
14	UE do ar resfriado	Carta	0,0107	0,0105	0,0097	0,0098
15	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	59,30	58,77	56,57	56,75
16	Fluxo de ar úmido, lb/h	Projeto	1307,3	1308,9	1315,8	1315,3
17	Fluxo do ar seco, lb/h	16/(1-14)	1293,3	1295,3	1303,1	1302,5
18	Fluxo do vapor de água, lb/h	16-17	13,921	13,672	12,694	12,771
19	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	14,23	14,10	13,58	13,62
20	Entalpia do vapor , Btu/lb	Carta	1087,70	1087,47	1086,5	1086,5
21	Água condensada, lb/h	7-18	10,144	9,973	9,571	9,327
22	Entalpia entrada compr. Btu/lb	10	1097,1	1097,1	1096,6	1097,1
23	Entalpia líquido satur. Btu/lb	Carta	27,3	26,8	24,6	24,6
24	Entalpia de condens. Btu/lb	Carta	1069,7	1070,2	1072,0	1072,2
25	Taxa de resfriamen. MMBtu/h	$(6 \times (9-19) + 18 \times (10-20) + 21 \times 24) / 1000000$	17,72	17,72	17,72	17,72
26	Resfriamento <i>duty</i> , ton (p/TG)	Conversão	1476,4	1476,4	1476,4	1476,4
27	Resfriamento <i>duty</i> , ton	26 x Nr TG	5,906	5,906	5,906	5,906
28	Projeto do <i>chiller</i> , ton	5% degrad.	5,906	5,906	5,906	5,906
29	Resfriam. condição amb. ,ton	27	5,906	5,906	5,906	5,906
30	Temper. entrada compress. F	-	59,3	58,8	56,6	56,7
31	Potência líquida (p/unid), KW	-	55114	55241	55753	55712
32	Potência líquida (total), MW	-	220,45	220,966	223,01	222,84

	Parâmetros	Fonte	Set	Out	Nov	Dez
1	Temperatura de bulbo seco, F	Projeto	82	83	83	83
2	Umidade Relativa (UR), %	Projeto	73,5	73	73	75
3	Pressão atmosférica, psia	Projeto	14,696	14,696	14,696	14,696
4	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	75,24	76,02	76,02	76,57
5	Umid. Espec.(UE), lb H2O/lb	Carta	0,0172	0,0177	0,0177	0,0182
6	Fluxo do ar seco, lb/h	17	1299,5	1295,5	1295,5	1292,7
7	Fluxo do vapor de água, lb/h	5 x 6	22,477	23,006	23,006	23,605
8	Fluxo de ar úmido, lb/h	6 + 7	1321,8	1318,5	1318,5	1316,3
9	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	19,68	19,92	19,92	19,92
10	Entalpia do vapor água, Btu/lb	Carta	1097,5	1097,9	1096,9	1097,9
11	Temperatura do ar resfriado, F	Cálculo	57,6	58,7	58,7	59,5
12	UR do ar resfriado, %	Carta	100,0	100,0	100,0	100,0
13	UE do ar resfriado @ UR100	Carta	0,0101	0,0105	0,0105	0,0108
14	UE do ar resfriado	Carta	0,0101	0,0105	0,0105	0,0108
15	Temperatura bulbo úmido, F	Carta	57,64	58,72	58,72	59,48
16	Fluxo de ar úmido, lb/h	Projeto	1312,5	1309,1	1309,1	1306,7
17	Fluxo do ar seco, lb/h	16/(1-14)	1299,3	1295,5	1295,5	1292,7
18	Fluxo do vapor de água, lb/h	16-17	13,164	13,649	13,649	14,004
19	Entalpia do ar seco, Btu/lb	Carta	13,83	14,09	14,09	14,28
20	Entalpia do vapor , Btu/lb	Carta	1086,9	1087,4	1087,4	1087,78
21	Água condensada, lb/h	7-18	9,314	9,357	9,357	9,601
22	Entalpia entrada compr. Btu/lb	10	1097,5	1097,9	1096,9	1097,9
23	Entalpia líquido satur. Btu/lb	Carta	25,7	26,7	26,7	27,5
24	Entalpia de condens. Btu/lb	Carta	1071,8	1071,1	1071,1	1070,4
25	Taxa de resfriamen. MMBtu/h	$(6 \times (9-19) + 18 \times (10-20) + 21 \times 24) / 1000000$	17,72	17,72	17,72	17,72
26	Resfriamento <i>duty</i> , ton (p/TG)	Conversão	1476,4	1476,4	1476,4	1476,4
27	Resfriamento <i>duty</i> , ton	26 x Nr TG	5,906	5,906	5,906	5,906
28	Projeto do <i>chiller</i> , ton	5% degrad.	5,906	5,906	5,906	5,906
29	Resfriam. condição amb. ,ton	27	5,906	5,906	5,906	5,906
30	Temper. entrada compress. F	-	57,6	58,7	58,7	59,5
31	Potência líquida (p/unid), KW	-	55403	55253	55253	55072
32	Potência líquida (total), MW	-	222,01	221,01	221,01	220,28