

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CIRO COLONNA RIBEIRO

FLÁVIO SANTANA DAHER CARNEIRO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE TURBINA A GÁS UTILIZANDO O
RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA**

VITÓRIA

2011

CIRO COLONNA RIBEIRO

FLÁVIO SANTANA DAHER CARNEIRO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE TURBINA A GÁS UTILIZANDO O
RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica do Centro
Tecnológico da Universidade Federal do
Espírito Santo, como requisito parcial para
a obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim
Conceição Soares Santos.

VITÓRIA

2011

CIRO COLONNA RIBEIRO

FLÁVIO SANTANA DAHER CARNEIRO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE TURBINA A GÁS UTILIZANDO O
RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em _____ de _____ de 2011.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos.

Universidade Federal do Espírito Santo

Orientador

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli.

Universidade Federal do Espírito Santo

Examinador

Engº. Atílio Barbosa Lourenço.

Universidade Federal do Espírito Santo

Examinador

RESUMO

O desempenho das turbinas a gás é influenciada pelas condições do ar atmosférico. Por outro lado, uma grande quantidade de calor é rejeitada na exaustão das mesmas. Esse trabalho estuda o aproveitamento do calor dos gases de exaustão das turbinas para resfriamento do ar na entrada do compressor. Para isso, é utilizado o software Thermoflex®.

São selecionados dez modelos de turbinas a gás comerciais na biblioteca do software que estão compreendidas em uma faixa de variação de potência entre 0,5 e 5 MW. O combustível utilizado na câmara de combustão é o gás natural. Faz-se um estudo do comportamento do rendimento elétrico e da potência de saída das turbinas selecionadas para avaliar a variação desses parâmetros quando se alteram as condições do ar ambiente (temperatura e umidade relativa).

O resfriamento do ar ambiente na entrada do compressor é feito por um “fan coil”, no qual usaremos água gelada produzida em dois chillers por absorção. O primeiro, de duplo efeito, recebe vapor saturado proveniente de uma caldeira de recuperação de calor que aproveita os gases de exaustão da turbina. Na saída dessa caldeira, os gases ainda estão em uma temperatura elevada e podem ser aproveitados para produzir água quente a ser utilizada no segundo chiller por absorção, de simples efeito, que também produz água gelada para ser utilizada no “fan coil”.

Ao final da simulação, é feita uma comparação entre as curvas de rendimento elétrico e de potência de saída de cada uma das turbinas selecionadas quando estas estiverem operando sem resfriamento e com resfriamento do ar de entrada.

Palavras-chave: turbina a gás, aumento de eficiência, resfriamento do ar, chiller por absorção.

ABSTRACT

The performance of gas turbine is influenced by conditions of the atmosphere air. On the other hand, a big quantity of heat is reject in the exhaust of the same. This project studies the use of heat of turbine exhaustion gases to the air cooling at the compressor inlet. For that, it's used the software Thermoflex®.

Are selected ten models of commercial gas turbine in the library of the software which are included in a range of power variation between 0,5 and 5 MW. The fuel used in the combustion chamber is natural gas. A study is done about the behavior of the electrical performance and power output of the gas turbines selected to evaluate the variation of these parameters when changing atmosphere air conditions (temperature and relative humidity).

The air cooling at the compressor intake is done by a heat exchanger, which will use chilled water produced in the two absorption chillers. The first, double acting, receives saturated steam from a heat recovery boiler that takes advantage of the turbine exhaust gases. At the outlet of the boiler, the gases are still at a high temperature and can be used to produce hot water to be used in the second absorption chiller, simple effect, that also produces chilled water for use in heat exchanger.

In the end of the simulation, is done a comparison between the curves of performance electrical and power output of each one the models of gas turbines selected when they are operating without air cooling and with air cooling of inlet.

Keywords: gas turbines, increase of efficiency, cooling air, absorption chiller.

LISTA DE FIGURA

Figura 1 - Turbina a gás que opera segundo o ciclo Brayton	19
Figura 2 - Diagrama T-s do ciclo Brayton ideal e real.....	20
Figura 3 - Configurações do ciclo simples	23
Figura 4 - Exemplo de turbina aeroderivativa Rolls-Royce™ modelo RB211 ..	24
Figura 5 - Exemplo de turbina heavy duty Siemens™ modelo SGT600	25
Figura 6 - Comportamento da eficiência térmica em função da razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina.....	27
Figura 7 - Comportamento do trabalho específico útil em função da razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina.....	28
Figura 8 - Comportamento da eficiência térmica em função da razão de pressão para diferentes temperaturas ambiente.....	28
Figura 9 - Comportamento do trabalho específico útil e função da razão de pressão para diferentes temperaturas ambiente	29
Figura 10 - Comportamento do trabalho específico útil em função da razão de pressão para diferentes combustíveis	30
Figura 11 - Efeito da temperatura ambiente sobre a potência de saída e o heat rate	31
Figura 12 - Fator de correção em função da altitude	31
Figura 13 - Curva representativa dos efeitos da umidade absoluta sobre a potência de saída e heat rate	32
Figura 14 - Representação dos processos de resfriamento evaporativo e resfriamento com chiller na carta psicrométrica.....	34
Figura 15 - O ciclo de refrigeração por absorção	36
Figura 16 - Chiller por absorção de simples efeito	38
Figura 17 - Chiller por absorção comercial de simples efeito	39
Figura 18 - Esquema de funcionamento de chiller de absorção de simples efeito	40
Figura 19 - Chiller por absorção comercial de duplo efeito	42
Figura 20 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito	43
Figura 21 - Esquema de funcionamento de chiller de absorção de duplo efeito do tipo fluxo em série.....	44

Figura 22 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito do tipo fluxo em série-reverso.....	44
Figura 23 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito do tipo fluxo em paralelo.....	45
Figura 24 - Representação geral de um processo de cogeração	49
Figura 25 - Balanço térmico típico de uma turbina a gás operando sem cogeração e uma turbina outra em um sistema de cogeração	49
Figura 26 - Representação geral de um sistema de resfriamento do ar de entrada no compressor	50
Figura 27 - Estrutura padrão do modelo proposto para o resfriamento do ar de entrada no compressor.....	52
Figura 28 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo P+W DT6L-721 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	54
Figura 29 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo P+W DT6L-721 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	54
Figura 30 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SOLAR SATURN em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	55
Figura 31 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SOLAR SATURN em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	56
Figura 32 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo KAWASAKI GPB15 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	57
Figura 33 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo KAWASAKI GPB15 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	57
Figura 34 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo KAWASAKI M1A-23 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	58

Figura 35 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo KAWASAKI M1A-23 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	59
Figura 36 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo ALSTOM GT5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	60
Figura 37 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo ALSTOM GT5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	60
Figura 38 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo P+W ST 30 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	61
Figura 39 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo P+W ST 30 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	62
Figura 40 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo GE LM500 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	63
Figura 41 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo GE LM500 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	64
Figura 42 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SIEMENS SGT-100-1S em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	65
Figura 43 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SIEMENS SGT-100-1S em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	65
Figura 44 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SOLAR TAURUS 60 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	66
Figura 45 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SOLAR TAURUS 60 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	67

Figura 46 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo RR 501KH5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	68
Figura 47 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo RR 501KH5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar	69
Figura 48 - Ambiente de trabalho do Thermoflex®.....	77
Figura 49 - Escolha do modelo de simulação no software	77
Figura 50 - Modelo inicial de simulação para obter as curvas de desempenho de cada turbina	78
Figura 51 - Detalhe da opção de seleção de parâmetros de saída da turbina .	79
Figura 52 - Apresentação em tabela dos dados de saída da turbina em função da variação de temperatura ambiente para UR de 20% ...	79
Figura 53 - Modelo de simulação com caldeira de recuperação de calor e pré-aquecedor de baixa pressão	80
Figura 54 - Esquemático geral do modelo de simulação com os dois chillers .	81
Figura 55 - Modelo de simulação com inserção da torre de resfriamento.....	82
Figura 56 - Modelo de simulação com inserção do "fan-coil"	82
Figura 57 - Configuração final do modelo de simulação proposto	83
Figura 58 - Detalhe da caixa de diálogo onde se configuram os Macros Inputs para o sistema com resfriamento do ar de entrada	85
Figura 59 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina P+W DT6L-721	89
Figura 60 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina P+W DT6L-721	89
Figura 61 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN	90
Figura 62 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN	90

Figura 63 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI GPB15.....	91
Figura 64 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI GPB15	91
Figura 65 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI M1A-23.....	92
Figura 66 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI M1A-23	92
Figura 67 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina ALSTOM GT 5	93
Figura 68 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina ALSTOM GT 5	93
Figura 69 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina P+W ST 30	94
Figura 70 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina P+W ST 30.....	94
Figura 71 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina GE LM500.....	95
Figura 72 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina GE LM500	95
Figura 73 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S	96

Figura 74 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S	96
Figura 75 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR TAURUS 60	97
Figura 76 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN 60	97
Figura 77 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina RR 501KH5.....	98
Figura 78 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina RR 501KH5	98

LISTA DE TABELA

Tabela 1 - Características típicas de sistemas por absorção de simples efeito	41
Tabela 2 - Características típicas de sistemas por absorção de duplo efeito. .	46
Tabela 3 - Informações do modelo P+W DT6L-721 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO	53
Tabela 4 - Informações do modelo SOLAR SATURN disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO	55
Tabela 5 - Informações do modelo KAWASAKI GPB15 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO.....	57
Tabela 6 - Informações do modelo KAWASAKI M1A-23 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO.....	58
Tabela 7 - Informações do modelo ALSTOM GT5 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO.....	59
Tabela 8 - Informações do modelo P+W ST 30 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO	61
Tabela 9 - Informações do modelo GE LM500 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO	63
Tabela 10 - Informações do modelo SIEMENS SGT-100-1S disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO.....	64
Tabela 11 - Informações do modelo SOLAR TAURUS 60 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO.....	66
Tabela 12 - Informações do modelo RR 501KH5 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO	68
Tabela 13 - Parâmetros de projeto da caldeira de recuperação de calor	69
Tabela 14 - Parâmetros de projeto do pré-aquecedor de alta pressão	70
Tabela 15 - Parâmetros de projeto do pré-aquecedor de baixa pressão	70
Tabela 16 - Parâmetros de projeto do chiller por absorção alimentado por vapor.....	71
Tabela 17 - Parâmetros de projeto do chiller por absorção alimentado por água quente	71
Tabela 18 - Parâmetros de projeto do "fan-coil"	72
Tabela 19 - Parâmetros de projeto da torre de resfriamento	72

Tabela 20 - Composição química do combustível	73
Tabela 21 - Parâmetros de projeto do compressor de combustível.....	73
Tabela 22 - Parâmetros de projeto da bomba de circulação de água da caldeira de recuperação de calor	74
Tabela 23 - Parâmetros de projeto da bomba do circuito de água gelada do chiller por absorção de duplo efeito.....	75
Tabela 24 - Parâmetros de projeto da bomba de circulação de água do pré- aquecedor de baixa pressão	75
Tabela 25 - Parâmetros de projeto da bomba do circuito de água gelada do chiller por absorção de simples efeito.....	75
Tabela 26 - Comparação do rendimento elétrico e da potência de saída com a variação da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S	88

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1.....	15
INTRODUÇÃO.....	15
1.1 MOTIVAÇÃO	15
1.2 OBJETIVO.....	16
1.3 METODOLOGIA.....	16
1.4 ESCOPO	16
CAPÍTULO 2.....	18
TURBINAS A GÁS	18
2.1 INTRODUÇÃO	18
2.2 PRINCÍPIOS TERMODINÂMICOS ASSOCIADOS AS TURBINAS A GÁS.....	19
2.2.1 Ciclo Padrão a Ar Brayton Aberto.....	20
2.2.2 Ciclo Padrão a Ar Brayton Fechado	21
2.3 CONFIGURAÇÕES	22
2.4 TIPOS DE TURBINAS INDUSTRIALIS	23
2.4.1 Turbinas Aeroderivativas	23
2.4.2 Heavy Duty	24
2.5 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS INDUSTRIIAS	25
2.5.1 Turbina de pequeno porte	25
2.5.2 Turbina de médio porte	26
2.5.3 Turbinas de grande porte	26
2.6 PARÂMETROS DE DESEMPENHO	27
2.6.1 Operação no ponto de projeto	27
2.6.2 Fatores que afetam o desempenho de uma turbina a gás operando fora do ponto de projeto	30
2.7 MEDIDAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO	32
2.7.1 Resfriamento da entrada	33
CAPÍTULO 3.....	35
CHILLER POR ABSORÇÃO	35
3.1 INTRODUÇÃO	35
3.2 O CICLO POR ABSORÇÃO	35
3.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS	37

3.4 TIPOS DE CHILLER	38
3.4.1 Chiller de Simples Efeito	39
3.4.2 Chiller de Duplo Efeito	41
CAPÍTULO 4.....	47
ESTUDO DE CASO	47
4.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	47
4.2 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES	48
4.2.1 Cogeração em turbinas a gás	48
4.2.2 Características básicas do estudo de caso	49
4.3 DETALHAMENTO DO ESTUDO DE CASO	51
4.3.1 Modelo proposto	51
4.3.2 Descrição dos componentes.....	52
CAPÍTULO 5.....	76
SIMULAÇÃO	76
5.1 INTRODUÇÃO	76
5.2 A FERRAMENTA	76
5.3 CONSTRUÇÃO DA SIMULAÇÃO	78
CAPÍTULO 6.....	87
RESULTADOS E DISCUSSÃO	87
CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES FUTURAS.....	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A energia tem uma posição estratégica na sociedade, podendo ser considerada como instrumento essencial para a realização de praticamente todas as atividades humanas e ao desenvolvimento econômico, dessa forma é compreensível a importância que apresentam os estudo e projetos de implantação e ampliação dos sistemas energéticos em nível de geração e distribuição. O uso racional permite o aumento da oferta de energia ou a diminuição do seu consumo resultando na diminuição dos custos dos serviços energéticos (LORA; NASCIMENTO, 2004).

A energia elétrica é considerada uma fonte nobre de energia, já que pode ser totalmente convertida em qualquer outra, enquanto o calor tem sua qualidade determinada em função da temperatura na qual se verifica o fluxo energético correspondente. Níveis mais altos de temperatura correspondem a maior quantidade de fluxo de calor (LORA; NASCIMENTO, 2004).

1.1 MOTIVAÇÃO

A motivação desse estudo está relacionada ao fato do aumento da temperatura ambiente afetar fortemente o desempenho de uma turbina a gás. Tendo em vista que os altos níveis de temperatura corresponderem a maiores quantidades de calor, propõe-se estudar uma forma de aproveitamento energético dos gases de exaustão de uma turbina para prover mecanismos que reduzam as perdas causadas quando as turbinas operam em ambientes que apresentam uma temperatura elevada. A busca por um melhor aproveitamento térmico no uso de turbinas a gás e como consequência direta o aumento da eficiência no processo de geração de eletricidade em plantas industriais que utilizam a cogeração como mecanismo de conversão energética - energia térmica em energia elétrica - bem como a necessidade de melhorar a qualidade da energia produzida por um combustível, reduzindo as perdas que ocorrem em sua utilização justificam o interesse no assunto.

1.2 OBJETIVO

O objetivo desse estudo é verificar a viabilidade termodinâmica do processo de resfriamento do ar de entrada no compressor de uma série de modelos comerciais de turbinas a gás. O calor residual disponível nos gases de exaustão da turbina será aproveitado para produzir água gelada em dois chiller por absorção, com esta água gelada será feito o resfriamento do ar de entrada no compressor.

1.3 METODOLOGIA

A metodologia adotada para atingir o objetivo deste estudo é fundamentada na comparação entre as curvas de rendimento elétrico e potência de saída de cada modelo de turbina a gás quando estas operam sem resfriamento do ar ambiente e com resfriamento do ar ambiente.

Inicialmente será construído um modelo que permita simular o funcionamento de cada turbina e obter do mesmo as curvas de desempenho para o cenário de simulação sem o resfriamento do ar. Na sequência será feito um novo modelo, agora utilizando os componentes necessários para produção de água gelada e resfriamento do ar de entrada, quer permita novamente simular a operação de cada turbina e ao fim extrair as informações que configuram o comportamento de cada uma delas nesse novo cenário.

Com as curvas bem definidas será possível estabelecer a comparação entre o funcionamento de cada modelo de turbina a gás quando estas operam em cada uma das configurações pré-estabelecidas. Dessa forma poderá se avaliar quais as vantagens que o resfriamento do ar de entrada propicia.

1.4 ESCOPO

Este trabalho abrange um estudo termodinâmico de dez modelos comerciais de turbinas a gás quando se faz o resfriamento do ar de entrada no compressor. O trabalho é apresentado ao longo de seis capítulos, sendo que, no capítulo inicial é feita uma abordagem acerca da importância dos estudos de sistemas energéticos, qual a motivação que norteia este trabalho, o objetivo central deste trabalho e qual a metodologia utilizada para atingi-lo.

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica a respeito de turbinas a gás. Esta revisão pretende mostrar as principais características destes equipamentos, auxiliando assim no melhor entendimento de como determinados parâmetros afetam o desempenho das turbinas e como podemos estabelecer medidas para contornar eventuais adversidades que surjam quando o equipamento se encontra em operação.

No Capítulo 3 é feita uma revisão bibliográfica sobre chillers por absorção. Este capítulo tem objetos similares aqueles apresentados no capítulo anterior, porém relacionados ao equipamentos de refrigeração. É dado enfoque ao ciclo de refrigeração por absorção, às características construtivas dos chillers e aos princípios de funcionamento dos chillers de simples e duplo efeito.

No capítulo 4 são definidas as características gerais deste estudo de caso. É feita toda a descrição de cada componente presente na planta de geração de potência, expondo suas principais características técnicas bem como a função desempenhada por cada um.

No capítulo 5, após caracterizados todos os componentes, é apresentado um passo a passo do desenvolvimento da simulação. Assim busca-se demonstrar a metodologia de desenvolvimento do modelo de simulação tanto no que tange a sua criação quanto no que se refere ao processo de simulação nos diversos cenários de operação.

No capítulo 6 são apresentados os gráficos com as curvas de desempenho de cada modelo de turbina, obtidas com a utilização do resfriamento do ar de entrada. Por fim, é apresentada a conclusão do estudo juntamente com as recomendações para trabalhos futuros e as referências bibliográficas utilizadas no desenvolvimento deste trabalho.

CAPÍTULO 2

TURBINAS A GÁS

2.1 INTRODUÇÃO

Segundo Queiroz e Matias (2003), a invenção da turbina a gás e o desenvolvimento do seu projeto original foram feitos para acionamento de aviões e pesquisas de propulsão a jato. O emprego de turbinas a gás para o acionamento de compressores, bombas e geradores foi adaptado mais tarde. Devido a sua construção compacta, pequeno peso e a alta potência quando comparado com os motores tradicionais de combustão interna seu uso tem sido muito difundido para aplicações industriais.

Ao contrário de outros acionadores, a história do desenvolvimento das turbinas a gás foi bastante longa e difícil. Devido limitações metalúrgicas, as turbinas a gás não podem operar com temperaturas muito elevadas na saída da câmara de combustão (entrada da turbina), local que apresenta a temperatura máxima dos gases. Para que o uso dessas máquinas térmicas se fosse amplamente difundido seria necessário que elas produzissem um saldo de potência positivo, para tanto fazia-se necessário que os processos de compressão e expansão fossem mais eficientes. Por muitas décadas as perdas particularmente no compressor foram tão altas que não permitiram um saldo de potência positivo diante das temperaturas que os materiais disponíveis na época das primeiras pesquisas eram capazes de suportar.

Os esforços que resultaram no sucesso da turbina a gás moderna começaram entre 1927 e 1936 por meio de trabalhos paralelos e independentes de diferentes pesquisadores. Desde o final da II Guerra Mundial, a turbina a gás tem sido desenvolvida com muita rapidez. Os grandes desenvolvimentos foram, basicamente, na aerodinâmica dos compressores e no aumento da temperatura máxima do ciclo, obtidos graças ao desenvolvimento de materiais resistentes a altas temperaturas associadas a novas tecnologias de resfriamento (LORA; NASCIMENTO, 2004).

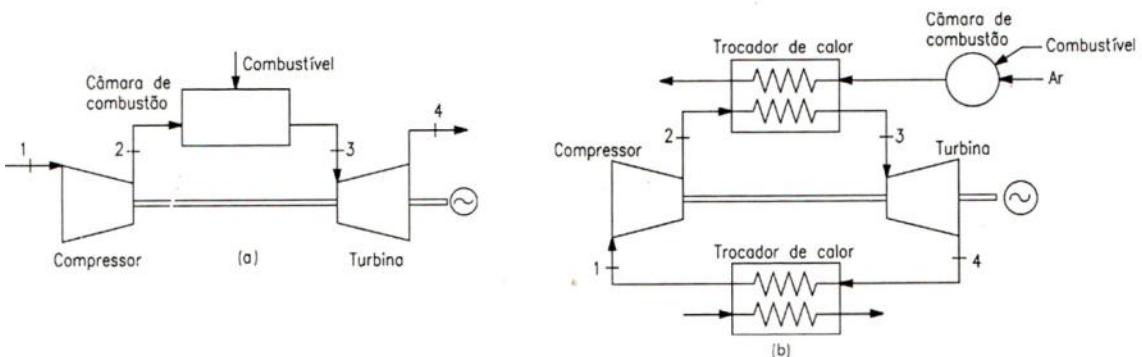
As turbinas a gás aeroderivadas foram introduzidas nas aplicações industriais e neste meio essas turbinas são comumente denominada geradora de gás. Seu propósito é converter a energia disponível no grande volume de gases vindos da

câmara de combustão, que se encontram a alta temperatura e pressão, em potência de eixo por meio de um processo de expansão a alta velocidade através dos estágios da turbina.

2.2 PRINCÍPIOS TERMODINÂMICOS ASSOCIADOS AS TURBINAS A GÁS

O ciclo padrão a ar Brayton é o ciclo ideal para turbinas a gás simples. A figura 1 apresenta o diagrama esquemático de uma turbina a gás simples de ciclo aberto, que utiliza um processo de combustão interna e a turbina a gás simples, de ciclo fechado, que utiliza dois processos de transferência de calor (SONNATA; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003).

Figura 1 - Turbina a gás que opera segundo o ciclo Brayton



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

Uma outra característica importante do ciclo Brayton é que o compressor utiliza uma grande quantidade de trabalho na sua operação, em comparação com o trabalho gerado na turbina. A potência utilizada no compressor pode representar de 40% a 80% da potência desenvolvida na turbina. Isso é particularmente importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas de carga é de requerer uma maior quantidade de trabalho no compressor e realizar menor quantidade de trabalho na turbina. Assim o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina (SONNATA; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003).

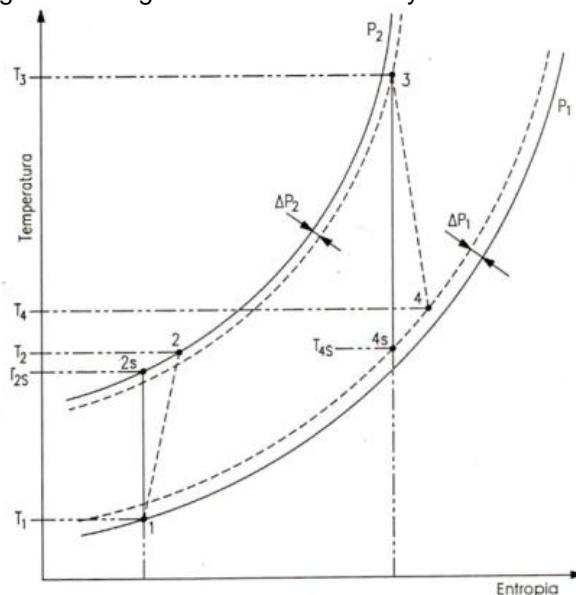
A principal diferença entre o ciclo da turbina a gás real e o ciclo ideal está relacionada as irreversibilidades no compressor e na turbina, devido à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão (ou no trocador de calor de um ciclo fechado). O principal mérito do ciclo padrão a ar Brayton consiste no fato

de permitir analisar qualitativamente a influência de várias variáveis no desempenho do ciclo.

2.2.1 Ciclo Padrão a Ar Brayton Aberto

O princípio básico de funcionamento de uma turbina a gás pode ser visto na figura 1a para o circuito aberto assim como o diagrama T-s, figura 2, com as perdas de pressão na câmara de combustão e exaustão, e a irreversibilidade da compressão e expansão.

Figura 2 - Diagrama T-s do ciclo Brayton ideal e real



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

O fluido de trabalho é comprimido pelo compressor, passado para a câmara de combustão, onde recebe energia do combustível, aumentando sua temperatura. Saindo da câmara de combustão, o fluido de trabalho é direcionado para a turbina, onde é expandido, fornecendo potência para o compressor e potência útil.

A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás é limitada pela temperatura que o material da turbina, associada às tecnologias de resfriamento, pode suportar e pela vida útil requerida ao equipamento. Dentre os vários parâmetros que podem afetar o desempenho das turbinas a gás, dois particularmente se destacam, são eles:

- Eficiência dos componentes;

- Temperatura de entrada da turbina.

2.2.2 Ciclo Padrão a Ar Brayton Fechado

O estudo do ciclo fechado é baseado nas seguinte hipóteses (SONNATA; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003):

- O fluido de trabalho é uma massa fixa de ar e este ar pode ser sempre modelado como um gás perfeito;
- O processo de combustão é substituído por uma processo de transferência de calor de uma fonte externa;
- O ciclo é completado pela transferência de calor ao meio envolvente;
- Todos os processos são inteiramente reversíveis;
- O ar apresenta calor específico constante.

No circuito fechado, mostrado na figura 1b, o processo de funcionamento é o mesmo do circuito aberto, a diferença é que o fluido de trabalho permanece dentro do sistema e o processo de combustão ocorre externamente ao sistema.

A maior vantagens desse circuito é a possibilidade de usar altas pressões através de todo o circuito, o que resulta na redução do tamanho das turbomáquinas para uma dada potência útil, e possibilita a variação da potencia útil pela variação do nível de pressão no circuito. Outras vantagens são indicadas por Lora e Nascimento, (2004):

- Evita a erosão das palhetas da turbina;
- Elimina o uso do filtro e ar;
- Aumenta a transferência de calor devido a alta densidade do fluido de trabalho;
- Utiliza gases com propriedades térmicas desejáveis, o que implica em componentes menores, com o argônio e hélio.

Com o advento dos reatores nucleares, a turbina a gás de ciclo fechado vem ganhando maior destaque no cenário mundial. O calor é transferido, diretamente ou através de um segundo fluido, do combustível no reator nuclear ao fluido de trabalho do ciclo e é rejeitado do fluido de trabalho para o meio ambiente. A principal

desvantagem do circuito fechado está relacionada à necessidade de se dispor um sistema externo de aquecimento, o que envolve o uso de um ciclo auxiliar.

2.3 CONFIGURAÇÕES

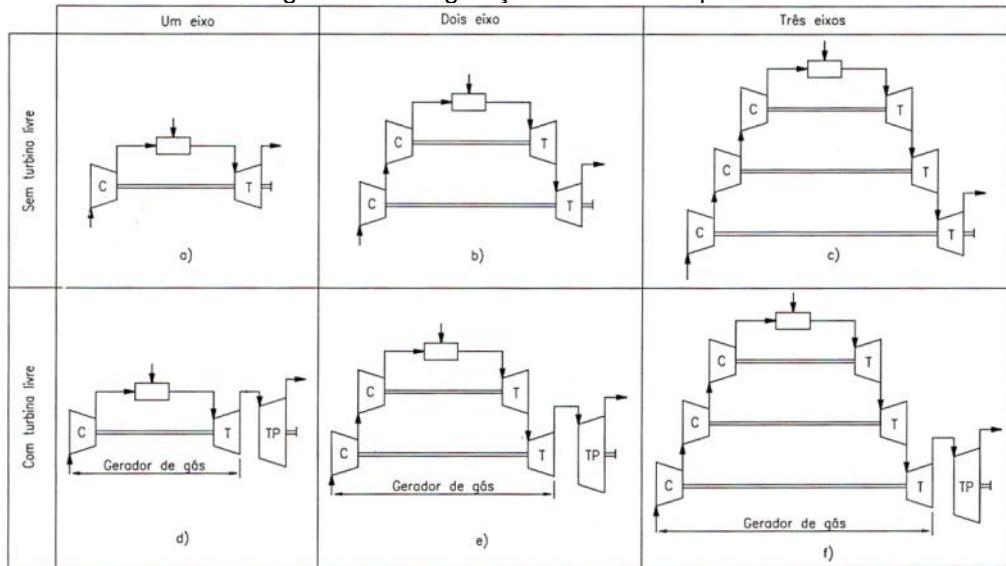
A turbina a gás pode variar suas configuração de várias maneiras: adicionando-se compressores, turbinas, intercoolers entre os compressores, câmaras adicionais de combustão, trocadores de calor, que podem ser usados no sistema de exaustão para aquecer o ar de entrada da câmara de combustão, etc. Estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência térmica a custa da complexidade, custo e peso (LORA; NASCIMENTO, 2004).

A figura 3 mostra as condições com e sem turbina livre de um, dois e três eixos do ciclo simples, que apresentam a maioria das turbinas a gás industriais. No caso da configuração de um eixo, figura 3a, parte da potência produzida pela turbina é fornecida ao compressor e o restante se destina à potência útil de eixo. Essa configuração é muito utilizada em operação que exige velocidade e carregamento constante, como é o caso da geração elétrica, onde as turbinas a gás empregadas são denominadas de Heavy Duty Gas Turbine (LORA; NASCIMENTO, 2004).

As configurações com turbina livre ou de potência e gerador de gás, o gerador de gás pode ser um, dois e três eixos. Para os casos de mais de um eixo, a finalidade é de aumentar a eficiência térmica, aumentando a razão de pressão do ciclo. Para alta razão de pressão de ciclo, implica em dividir a compressão em vários estágios (vários eixos), visando aumentar a eficiência aerodinâmica do processo de compressão. A compressão em um único estágio diminuiria a faixa de operação da turbina a gás re sua eficiência térmica (LORA; NASCIMENTO, 2004).

A configuração com turbina livre e gerador de gás pode ser utilizada para aplicações industriais ou aeronáuticas. A vantagem desse tipo de configuração é que o gerador de gás está acoplado à turbina livre por um acoplamento aerodinâmico e que, portanto, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso o gerador de gás pode ter rotações diferentes da turbina livre. A diferença entre as configurações mostradas na figura 3 está na operação, onde o comportamento e o desempenho são diferentes (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Figura 3 - Configurações do ciclo simples



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

2.4 TIPOS DE TURBINAS INDUSTRIALIS

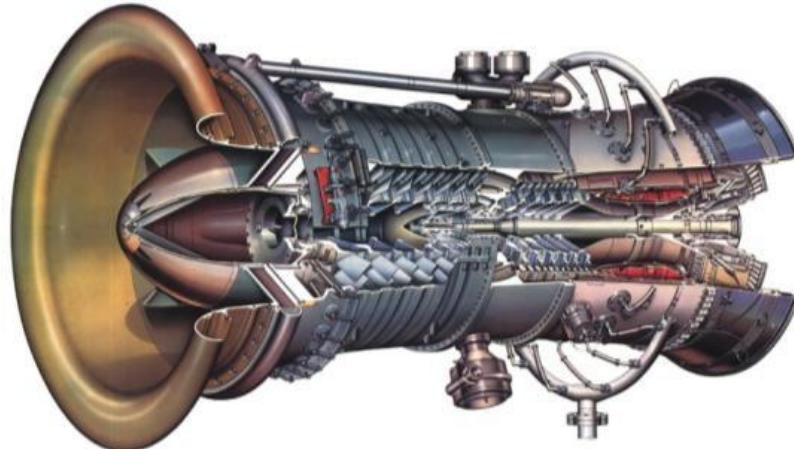
Lora e Nascimento (2004), dividem as turbinas a gás industriais em dois tipos: Turbinas Aeroderivativas e Heavy Duty.

2.4.1 Turbinas Aeroderivativas

As turbinas aeroderivativas são oriundas de turbinas a gás aeronáuticas que sofreram alguma modificação no projeto. É mais econômico modificar turbinas a gás aeronáuticas a projetar e desenvolver uma totalmente nova. Basicamente, essas turbinas são constituídas de um gerador de gás de uma turbina aeronáutica e uma turbina livre ou de potência, conforme mostrado nas figuras 3d, 3e e 3f.

As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por serem mais eficientes, possuírem alta confiabilidade, ocupar pouco espaço, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção. Atualmente as turbinas aeroderivativas podem atingir uma potência, em carga de base, de cerca de 50 MW e são usadas principalmente em plataformas marítimas, bombeamento de gás, potência de pico em centrais termelétricas e propulsão naval.

Figura 4 - Exemplo de turbina aeroderivativa Rolls-Royce™ modelo RB211



Fonte: TransCanada Turbines, 2011.

2.4.2 Heavy Duty

As turbinas industriais Heavy Duty são turbinas projetadas para a aplicação industrial segundo uma filosofia própria e são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo, e podem atingir uma potência em carregamento de base de cerca de 340 MW. Elas são turbinas a gás de ciclo simples de um eixo, um compressor (a maioria axial), uma câmara de combustão (usualmente externa ao corpo da máquina) e uma turbina (a maioria axial) que fornece energia mecânica para o compressor e para outras aplicações. Possui uma larga área frontal que reduz a velocidade do ar na entrada. A razão de pressão total dessas unidades pode variar de 5 a 15. A temperatura pode chegar a 1290°C em algumas unidades. Podem ter injeção de vapor ou não, e estar integrada a um ciclo combinado. A grande aplicação das turbinas a gás industriais tem sido a geração de eletricidade operando na base.

Figura 5 - Exemplo de turbina heavy duty Siemens™ modelo SGT600



Fonte: Catálogo Siemens™, 2009.

2.5 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS INDUSTRIAS

As turbinas a gás industriais podem se classificar, segundo sua faixa de potência de seguinte forma de acordo com Boice (1982), apud Lora e Nascimento (2004):

2.5.1 Turbina de pequeno porte

Turbinas a gás de pequeno porte são aquelas que têm potência nominal menor que 1 MW. Seu projeto é similar ao projeto de turbinas maiores, entretanto existem algumas unidades que têm um compressor centrífugo ou uma combinação de compressor centrífugo e axial, bom como turbina de fluxo radial. Uma turbina a gás desse tipo geralmente é formada por compressor centrífugo de simples estágio com uma razão de pressão de cerca de 4:1, uma câmara de combustão simples com cerca de 870°C de temperatura máxima e uma turbina de fluxo radial.

A eficiência das turbinas a gás de pequeno porte é geralmente muito menor que a eficiência das unidades de maior porte, devido a limitação da temperatura de entrada na turbina e da baixa eficiência de seus componentes. Estas unidades são robustas e sua simplicidade de projeto garante muitas horas de operação sem problemas, e algumas possuem regenerador para aumentar sua eficiência térmica.

Dentro dessa faixa de potência estão as micro turbinas que podem atingir potências de até 300kW.

2.5.2 Turbina de médio porte

Turbinas a gás de médio porte são aquelas com potência entre 1 MW e 15 MW. Estas unidades tem projeto similar às turbinas a gás heavy duty ou aeroderivativas. Geralmente são turbinas com dois eixos, as quais são mais eficientes em operações com carregamento parcial, pois nesta configuração de turbina o gerador opera com eficiência máxima, enquanto a turbina de potência opera em uma faixa de velocidade menor. O compressor possuir geralmente entre 10 e 16 estágios de compressão axial subsônico, o qual produz uma razão de pressão na faixa de 5 a 11. A turbina do gerador de gás tem geralmente de 2 a 3 estágio axiais, com resfriamento a ar das palhetas do primeiro estágio.

A turbina de potência é geralmente de fluxo axial com um ou dois estágio. As turbinas de médio porte são utilizadas um plataformas offshore e estão em expansão em plantas petroquímicas. Nas plantas de processo, o gás de exaustão da turbina é usado para geração de vapor. As plantas de cogeração em ciclo combinado, que geralmente utilização turbinas de médio porte, tem altos valores de eficiência e são uma tendência futura.

2.5.3 Turbinas de grande porte

As turbinas a gás de grande porte possuem potências acima de 15 MW e podem ser aeroderivativas ou heavy duty. As turbomáquinas são predominantemente axiais e podem ter compressores e turbinas de baixa e alta pressão, sendo que a turbina de baixa pressão tem finalidade de produzir potência para o compressor de baixa e potência útil de eixo. A câmara de combustão pode ser localizada no corpo central da turbina ou então fora dele. O arranjo físico dos componentes são fatores que diferenciam as turbinas a gás aeroderivativas e as industriais heavy duty.

2.6 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

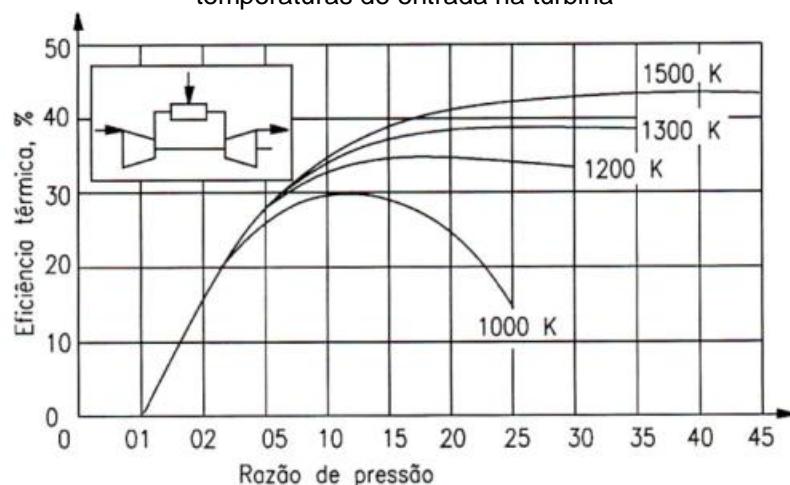
Existem dois aspectos a serem analisados, no que diz respeito ao desempenho de turbinas a gás. Primeiro, o desempenho do ciclo para a escolha do ponto de projeto que depende da aplicação. Segundo o desempenho para as condições fora do ponto de projeto, que está relacionado com o desempenho da turbina a gás durante sua operação. Em ambos os casos a alteração de parâmetros térmicos e aerodinâmicos influenciam no seu desempenho (LORA; NASCIMENTO, 2004).

2.6.1 Operação no ponto de projeto

O ponto de projeto, design point, é a condição selecionada para se projetar a turbina a gás. Na escolha do ponto de projeto geralmente adotam-se as condições ISO: temperatura ambiente de 15°C, umidade relativa de 60% e pressão atmosférica de 101,3 kPa. Os parâmetros de desempenho são a eficiência térmica e o trabalho específico útil (LORA; NASCIMENTO, 2004).

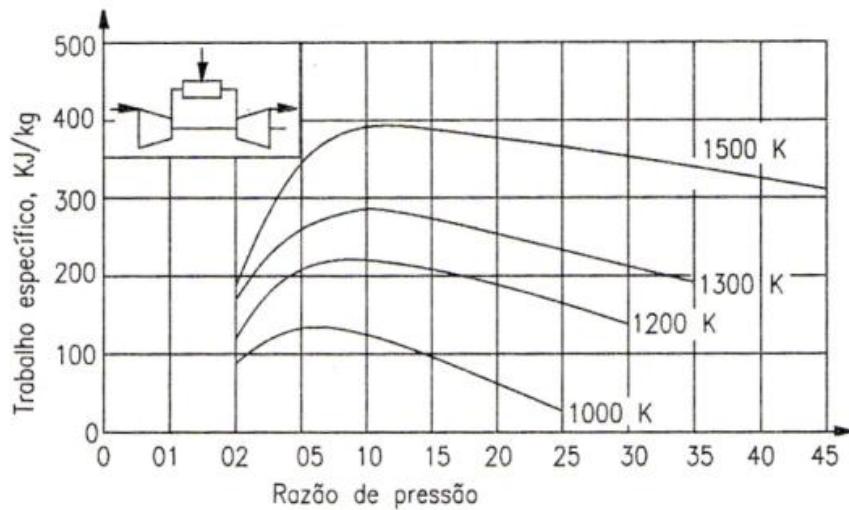
A figura 6 ilustra a variação da eficiência térmica com a razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina, enquanto a figura 14 mostra a variação do trabalho específico com a razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina considerando o ciclo padrão a ar Brayton aberto (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Figura 6 - Comportamento da eficiência térmica em função da razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

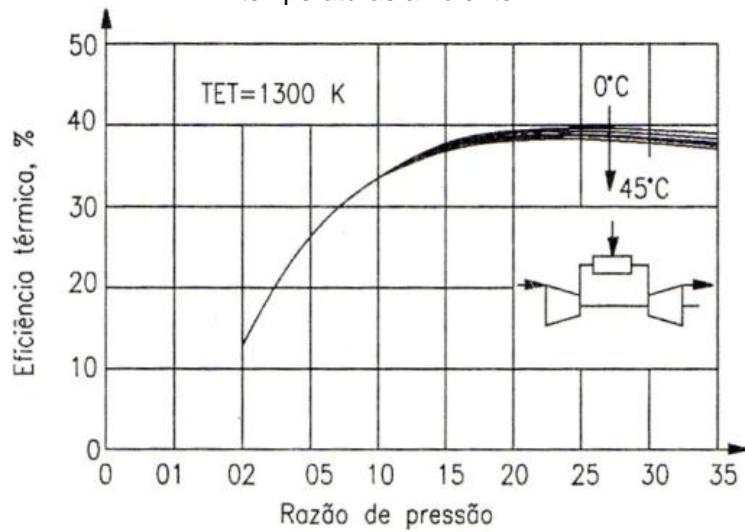
Figura 7 - Comportamento do trabalho específico útil em função da razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

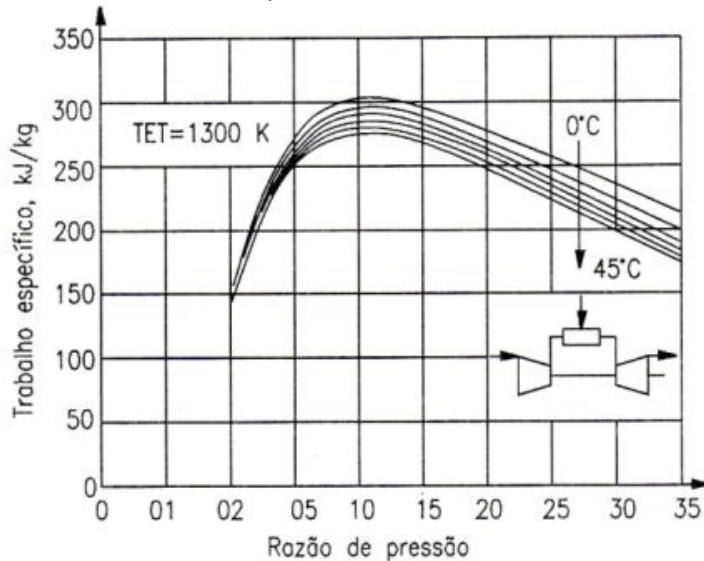
A temperatura ambiente é outro fator que influencia fortemente o desempenho da turbina a gás. O comportamento da eficiência térmica e trabalho específico útil podem ser observados nas figuras 8 e 9, onde a temperatura ambiente varia na faixa de 0°C a 45°C e a temperatura de entrada na turbina é fixada em 1300K.

Figura 8 - Comportamento da eficiência térmica em função da razão de pressão para diferentes temperaturas ambiente



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

Figura 9 - Comportamento do trabalho específico útil e função da razão de pressão para diferentes temperaturas ambiente



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

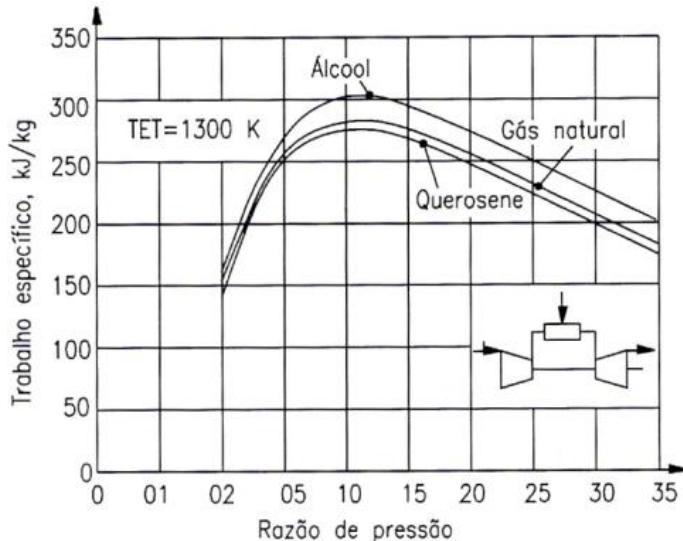
Em relação a temperatura ambiente ISO, 15°C, o trabalho específico útil diminui com o aumento da temperatura ambiente e aumenta com a diminuição dessa. Esse efeito é devido à variação do trabalho de compressão, que é função da temperatura ambiente, pois para o mesmo volume de ar admitido no compressor ocorre variação da massa de ar presente nesse volume.

Com a redução da temperatura ambiente o ar fica mais denso, com menor volume específico, em função disso a vazão mássica de entrada no compressor aumenta. Quando há um aumento da temperatura ambiente o ar fica menos denso, com maior volume específico, e como consequência direta há uma redução na vazão mássica do compressor.

Finalizando o estudo dos parâmetros de desempenho do ciclo padrão a ar Brayton aberto operando no ponto de projeto Lora e Nascimento (2004), apresenta uma análise comparativa de desempenho utilizando os seguintes combustíveis:

- Querosene com composição de 13,92% de H e 86,08% de C;
- Gás natural com composição de 84,10% de CH₄, 6,70% de C₂H₆, 0,8% de CO₂ e 8,40% de N₂;
- Álcool com composição de 18,43% de H₂O e 76,31% de C₂H₆O.

Figura 10 - Comportamento do trabalho específico útil em função da razão de pressão para diferentes combustíveis



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

A melhora no desempenho e no trabalho específico útil na comparação dos combustíveis é causada pelos produtos de combustão dos combustíveis que são diferentes. Uma maior razão hidrogênio/carbono faz com que se produza mais vapor d'água e menos dióxido de carbono, o que resulta em aumento do volume de escoamento (LORA; NASCIMENTO, 2004).

2.6.2 Fatores que afetam o desempenho de uma turbina a gás operando fora do ponto de projeto

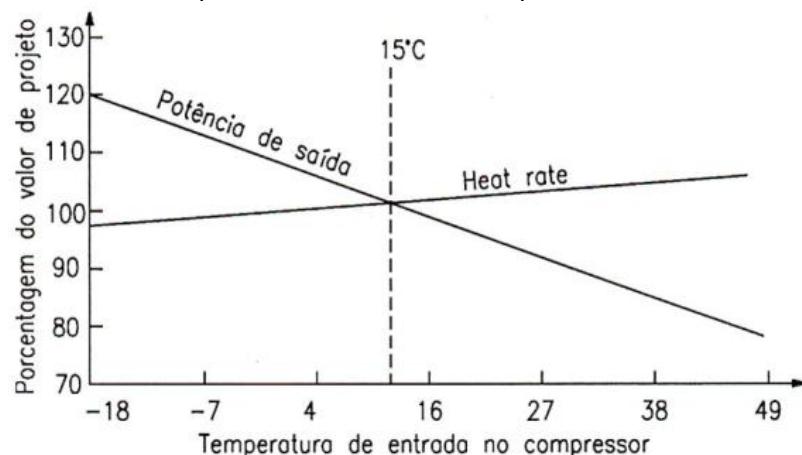
A operação fora do ponto de projeto, off design, está relacionada ao funcionamento da turbina a gás após esta entrar em atividade. Modelar o comportamento das turbinas operando em off design é importante para estudos termoeconômicos e de monitoramento, que poderão auxiliar a manutenção (LORA; NASCIMENTO, 2004).

2.6.2.1 Temperatura do Ar Ambiente

Uma vez que a turbina a gás é uma máquina térmica que absorve ar atmosférico, seu desempenho será quando a vazão em massa de ar que entra no compressor for diferente das condições de referência ISO de 15°C , 60% UR e 101,3 kPa. A figura 11 mostra como a temperatura ambiente afeta a potência de saída e a heat rate de

uma turbina a gás, MS7001 General Electric, de ciclo simples e um eixo . Cada modelo de turbina a gás tem sua própria curva dos efeitos da temperatura, uma vez que isso depende dos parâmetros do ciclo e da eficiência dos componentes, bem como da vazão em massa (BROOKS, 2000).

Figura 11 - Efeito da temperatura ambiente sobre a potência de saída e o heat rate

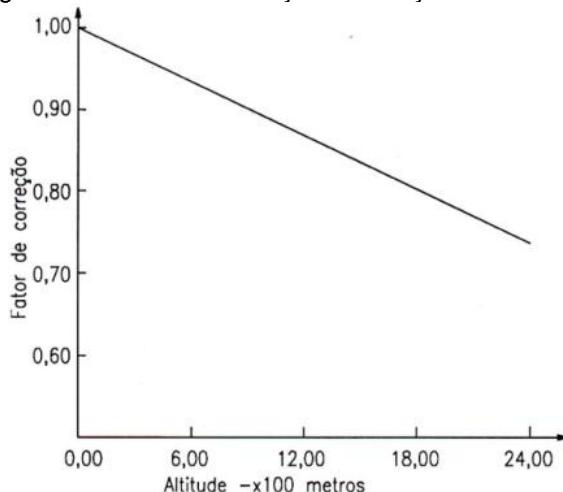


Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

2.6.2.2 Elevação em Relação ao Nível do Mar

A correção para a altitude ou a pressão barométrica é mais simples. A densidade do ar diminui a medida que se aumenta a elevação. O ar menos denso reduz a vazão em massa e a potência de saída proporcionalmente; heat rate e outros parâmetros do ciclo não são afetados. A figura 12 mostra a curva do fator de correção da altitude em relação à altitude padrão (BROOKS, 2000).

Figura 12 - Fator de correção em função da altitude

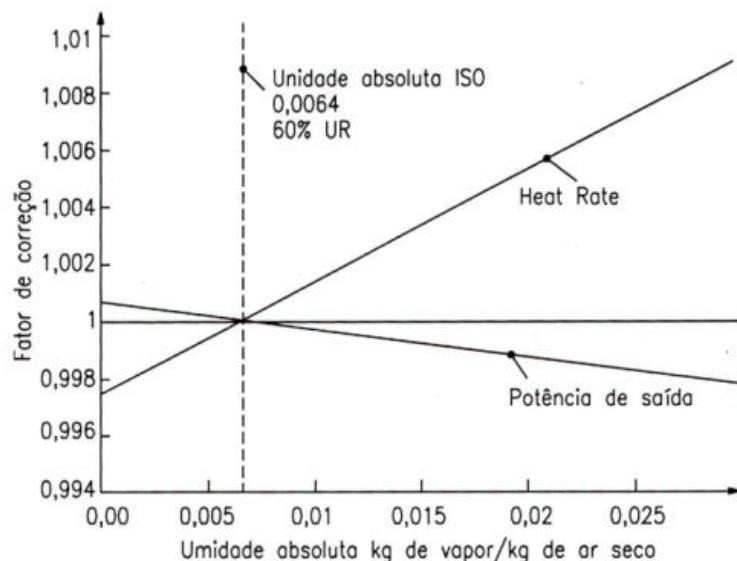


Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

2.6.2.3 Umidade do Ar

O ar úmido é menos denso que o ar seco, dessa forma ele também afeta a potência de saída e o heat rate. A figura 13 mostra o fator de correção aplicado a esses parâmetros em função da umidade absoluta do ar (BROOKS, 2000).

Figura 13 - Curva representativa dos efeitos da umidade absoluta sobre a potência de saída e heat rate



Fonte: LORA e NASCIMENTO, 2004.

A umidade do ar tem um efeito muito pequeno nas propriedades térmicas do fluido de trabalho, segundo Lora e Nascimento (2004). No passado, seu efeito era muito pequeno a ponto de ser considerado desprezível. No entanto, com o tamanho crescente de turbinas a gás e a tecnologia de injeção de água ou vapor para controle de NO_x fez com que esse efeito tivesse maior significado (BROOKS, 2000).

2.7 MEDIDAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO

Geralmente não é possível controlar alguns dos fatores que afetam o desempenho das turbinas a gás. A maioria são determinados pelo planejamento do local e configurações da planta, isto é, ciclo simples ou ciclo combinado.

2.7.1 Resfriamento da entrada

A eficiência térmica e a potência elétrica gerada pelas turbinas a gás dependem da temperatura ambiente do ar na entrada do compressor. Isso porque o aumento na temperatura ambiente faz com que a massa específica do ar se reduza, diminuindo a vazão do ar que entra e aumentando a potência consumida pelo compressor. Essa diminuição de temperatura pode ser alcançada instalando resfriadores evaporativos ou resfriadores (chillers) no duto de entrada do compressor a jusante dos filtros (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Lora e Nascimento (2004), comenta que o resfriamento evaporativo, por exemplo, permite a redução da temperatura do ar de entrada na medida em que se evapora água, o que envolve um processo de transferência de calor e massa. Bellorio e Pimenta (2005), acrescenta que o processo de resfriamento evaporativo direto trabalha essencialmente com a conversão de calor sensível em calor latente. A corrente de ar ambiente é resfriada por evaporação da água de um trocador de calor de superfície úmida em corrente cruzada para o ar. A adição de vapor d'água aumenta o calor latente do ar e sua umidade relativa. Não havendo perdas de calor para as vizinhanças, o processo é adiabático e dessa forma esse aumento do calor latente é compensado por uma redução do calor sensível e consequente diminuição da temperatura de bulbo seco do ar e aumento de sua massa específica.

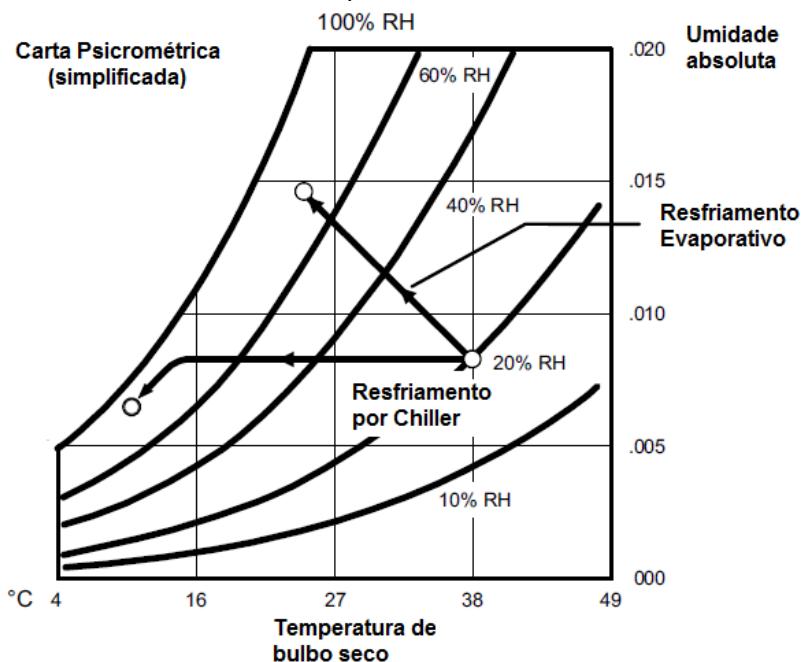
O limite desse sistema é estabelecido pela umidade relativa. O maior ganho do resfriamento evaporativo pode ser obtido em climas quentes e de baixa umidade. A temperatura ambiente limite é de 16°C, pois abaixo desta temperatura existe a possibilidade do potencial de formação de gelo no compressor (BROOKS, 2000).

Uma outra alternativa é o uso de água gelada, produzida em uma unidade de refrigeração (chiller por absorção ou compressão) que resfria o ar através de um trocador de calor antes do processo de compressão. Os chillers, diferentemente dos resfriadores evaporativos não são limitados pela temperatura ambiente. A temperatura desejada é limitada somente pela capacidade do dispositivo do resfriador (chiller) de produzir frio e a habilidade da serpentina de transferir calor (BROOKS, 2000).

A representação em uma carta psicrométrica, mostrada na figura 14, permite a visualização dos processos que ao qual o ar é submetido observando a condição ambiental em que ele se encontra até o estado de resfriamento que se deseja alcançar. Ao rejeitar o calor sensível do ar para a água gelada, a temperatura do ar cai enquanto a umidade relativa do ar continua a aumentar (MOHANTY e PALOSO, 1993). Na figura 25 é feita, também, a representação dos processos que ocorrem com o ar ambiente quando se utiliza o sistema de resfriamento evaporativo.

A potência elétrica consumida por este sistema de refrigeração é baixa, está em torno de 1% a 2% da capacidade de refrigeração. No entanto, complexidade do sistema é uma desvantagem, avalia Lora e Nascimento (2004).

Figura 14 - Representação dos processos de resfriamento evaporativo e resfriamento com chiller na carta psicrométrica



Fonte: BROOKS, 2000 (adaptado).

CAPÍTULO 3

CHILLER POR ABSORÇÃO

3.1 INTRODUÇÃO

Os chillers por absorção permitem produzir água gelada a partir de uma fonte de calor, utilizando para tal uma solução de um sal (por exemplo, brometo de lítio) num processo termoquímico de absorção e são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que de outra forma seria desperdiçado.

Como o chiller por absorção funciona com base em um sistema químico, este equipamento não possui partes móveis no sistema (com exceção as bombas hidráulicas necessárias). Como consequência, este tipo de chiller possui uma longa vida útil, geralmente superior a vinte anos, e exige pouca manutenção. Além disso, nos chillers onde se usa água como refrigerante não é utilizada nenhuma substância nociva da camada de ozônio.

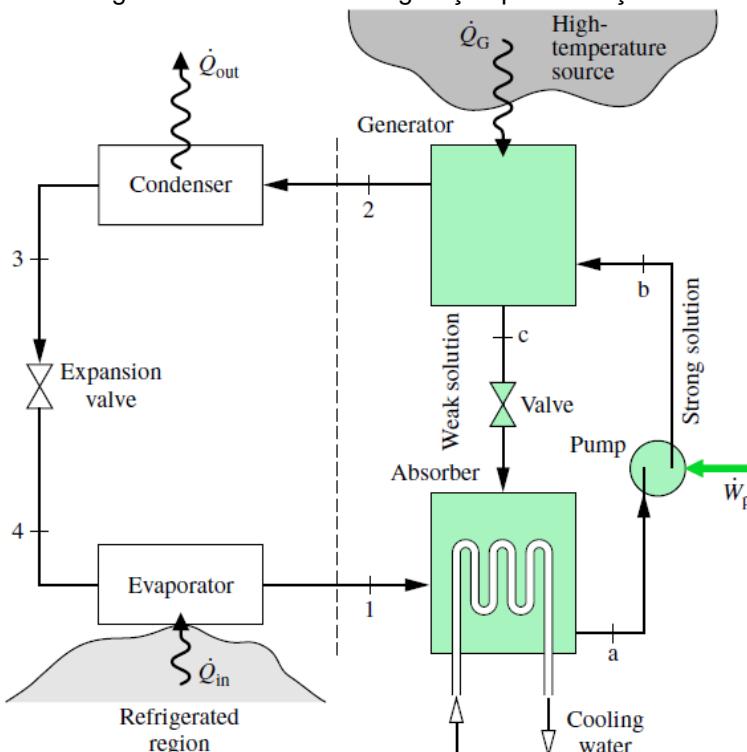
3.2 O CICLO POR ABSORÇÃO

Esses ciclos possuem algumas características em comum com os ciclos de compressão de vapor, mas diferenciam-se em dois detalhes. Um deles é a natureza do processo de compressão: em vez de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema por absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo a formar uma solução líquida. Essa solução líquida é, em seguida, bombeada para uma pressão mais elevada. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o do vapor do refrigerante, uma quantidade significativamente menor de trabalho é requerida. Consequentemente, sistemas de refrigeração por absorção têm a vantagem de necessitar de uma menor potência de acionamento em comparação com os sistemas de compressão de vapor.

A outra principal diferença entre sistemas por absorção e de compressão de vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas por absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no

condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor d'água ou o calor rejeitado que seria descarregado para as vizinhanças sem qualquer uso é financeiramente atrativo para esse propósito. Existem aplicações práticas de refrigeração por absorção usando recursos energéticos alternativos, como energia solar ou geotérmica (MORAN; SHAPIRO, 2002).

Figura 15 - O ciclo de refrigeração por absorção



Fonte: MORAN; SHAPIRO, 2006.

Júnior et al. (2004), avalia que este tipo de sistema de refrigeração também pode ser considerado como um duplo conversor de exergia, como mostrado abaixo:

- O conjunto gerador-condensador é um conversor de exergia térmica em exergia química (a degradação de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, promove a separação do refrigerante da solução);
- O conjunto evaporador-absorvedor é um conversor de exergia química em exergia térmica (a absorção do refrigerante pela solução acarreta a “valorização” do calor transferido no evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até a temperatura do meio ambiente).

3.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

Os principais componentes de um chiller por absorção são os seguintes:

a) Gerador (dessorvedor):

O gerador do tipo fogo-indireto é um trocador de calor e massa do tipo casco e tubo, sendo que o fluido de aquecimento (vapor ou um fluido a temperatura moderada) escoa pelo interior dos tubos e a solução absorvente é mantida do lado do casco ou lançada na forma de “spray” por sobre os tubos. O vapor de refrigerante liberado da solução passa por um separador líquido-vapor composto por chicanas e eliminadores de gotas, sendo posteriormente enviado para o condensador (JÚNIOR et al., 2004).

Os geradores de sistemas com duplo efeito ou sistemas com vários estágios de separação são usualmente do tipo casco e tubos, semelhantes àqueles de sistemas de um único efeito, sendo que o meio de aquecimento é o vapor de refrigerante que escoa no interior dos tubos do gerador primário (JÚNIOR et al., 2004).

b) Condensador

Os condensadores são compostos por bancos de tubos localizados na região ocupada pelo vapor do refrigerante. Estes tubos são resfriados por água que escoa pelo interior dos tubos, provocando a condensação do vapor na superfície externa dos tubos. Os condensadores do estágio de alta pressão de sistemas de duplo efeito são a parte interna dos tubos do gerador do segundo estágio. O refrigerante na fase vapor proveniente do gerador do primeiro estágio condensa no interior dos tubos, provocando a concentração da solução absorvente do gerador do segundo estágio (JÚNIOR et al., 2004).

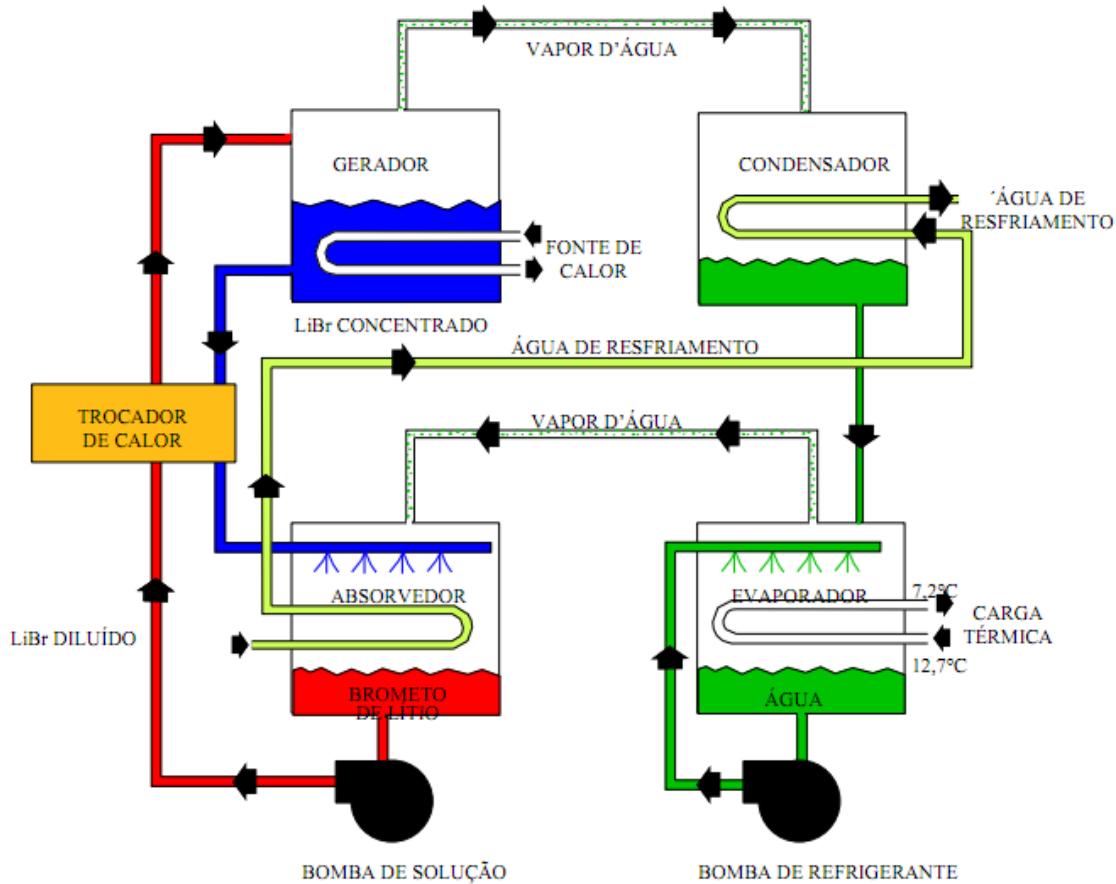
c) Evaporador

Este trocador de calor é usualmente do tipo casco e tubo, sendo que o refrigerante é borrifado sobre a superfície externa dos tubos. O líquido a ser resfriado passa pela parte interna dos tubos (JÚNIOR et al., 2004).

d) Absorvedor

O absorvedor é composto por um banco de tubos sobre os quais a solução forte é borrifada na presença do vapor de refrigerante. Durante o processo de absorção há transferência de calor (entalpia de diluição e condensação) para a água de resfriamento que escoa através dos tubos. A solução diluída é removida pela parte inferior do banco de tubos do absorvedor (JÚNIOR et al., 2004).

Figura 16 - Chiller por absorção de simples efeito



Fonte: ANDREOS et al., 2008.

3.4 TIPOS DE CHILLER

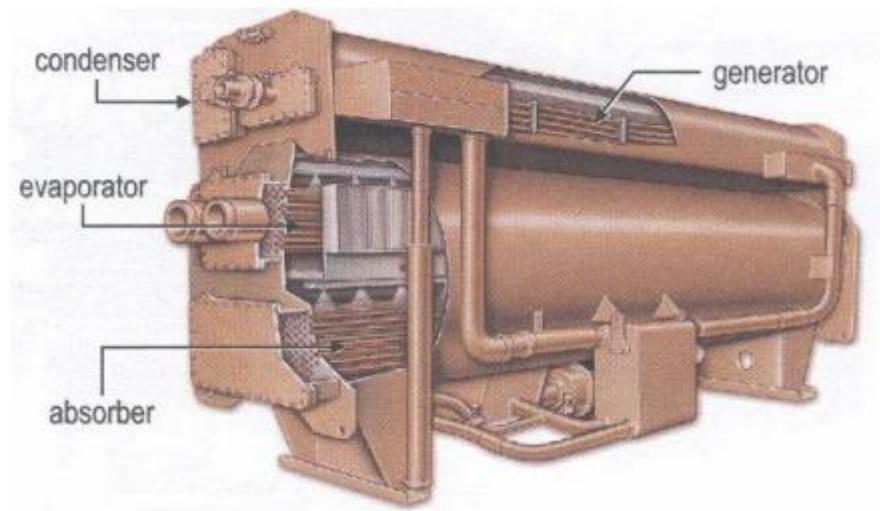
Nos chillers por absorção por ignição direta o calor necessário ao processo é obtido queimando diretamente um combustível, geralmente gás natural. Nos de ignição indireta o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou de um processo de purga quente. Os chillers por absorção de ignição indireta que utilizam como absorvente amônia são usados apenas em instalações de grande capacidade, pois representam um investimento elevado, enquanto os chillers

que utilizam brometo de lítio como absorvente são usados para sistemas de microcogeração, devido à melhor relação custo e eficiência energética.

3.4.1 Chiller de Simples Efeito

Durante a operação, vapor é enviado para os tubos do gerador provocando a ebulação da solução absorvente que está em contato com a parte externa desses tubos. O vapor de refrigerante (vapor d'água) liberado escoa para o condensador passando através dos eliminadores de gotas existentes entre estes dois componentes. No condensador o vapor é condensado na parte externa de tubos resfriados por água que normalmente é a seguir enviada para uma torre de resfriamento. Os dois processos, ebulação e condensação, ocorrem num vaso com mesmo valor de pressão, que é de cerca de 6,0 kPa (JÚNIOR et al, 2004). A Figura 17 mostra um esquema de um chiller por absorção comercial de simples efeito do tipo fogo-indireto.

Figura 17 - Chiller por absorção comercial de simples efeito

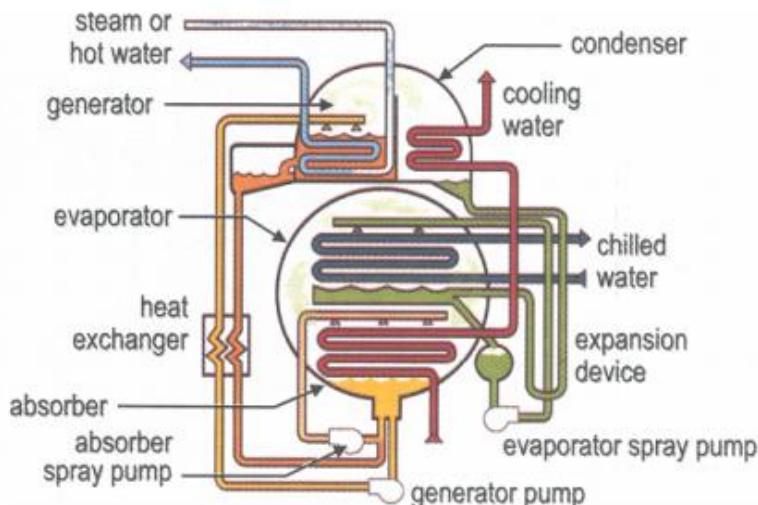


Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

O refrigerante condensado passa através de um orifício ou purgador de líquido localizado no fundo do condensador sendo assim enviado para o evaporador. No evaporador o refrigerante é borrifado sobre tubos por onde circula o fluxo de água que deve ser resfriado (proveniente da região que demanda efeito de refrigeração). O resfriamento da água que circula no interior dos tubos é conseguido pela transferência de calor para o refrigerante (água líquida) provocando assim sua vaporização. O refrigerante que não é vaporizado é coletado no fundo do

evaporador, enviado para a bomba de refrigerante, passa no sistema de distribuição localizado acima no banco de tubos do evaporador, e finalmente é novamente borrifado sobre os tubos por onde circula a água gelada. O refrigerante vaporizado é enviado para o absorvedor onde será absorvido pela solução proveniente do gerador. (JÚNIOR et al., 2004)

Figura 18 - Esquema de funcionamento de chiller de absorção de simples efeito



Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

A solução concentrada (por ter liberado vapor de refrigerante) que deixa o gerador escoa por um dos lados do recuperador de calor de solução onde é resfriada pelo fluxo de solução diluída que provém do absorvedor e se dirige para o gerador. Consegue-se desta forma reduzir a quantidade de energia (na forma de calor) necessária para aquecer a solução no gerador. (JÚNIOR et al., 2004)

Após passar pelo recuperador de calor a solução é enviada para o sistema de distribuição localizado acima dos tubos do absorvedor, sendo então borrifada sobre a superfície externa dos tubos do absorvedor. Durante este processo a solução concentrada absorve o vapor de refrigerante que sai do evaporador. Ao longo do processo de absorção é necessário transferir energia da solução devido aos processos de condensação e diluição do vapor de refrigerante na solução (“entalpia de condensação e diluição”). Para que isto ocorra há um fluxo de água de resfriamento que passa no interior dos tubos do absorvedor. A pressão no vaso que contém o evaporador e absorvedor é de cerca de 0,7 kPa. A solução diluída que deixa o absorvedor é bombeada pela bomba de solução para o recuperador de calor

de solução e, posteriormente, para o gerador. A Tabela 1 apresenta algumas características típicas destes sistemas por absorção. (JÚNIOR et al., 2004)

Tabela 1 - Características típicas de sistemas por absorção de simples efeito

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	1,6 - 1,8
Consumo de vapor (kg/h/TR)	8,3 - 8,5
Temperatura do fluido de aquecimento	115°C a 132°C
Potência térmica fornecida (kW/TR)	5,3 a 5,4
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 até 24,2
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6
Vazão de água gelada (l/min/TR)	0,15
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04
Capacidade Nominal (TR)	50 a 1660
Comprimento (m)	3 a 10
Largura (m)	1,5 a 3,0
Altura (m)	3 a 10
Peso em operação (kgf)	5000 a 52000

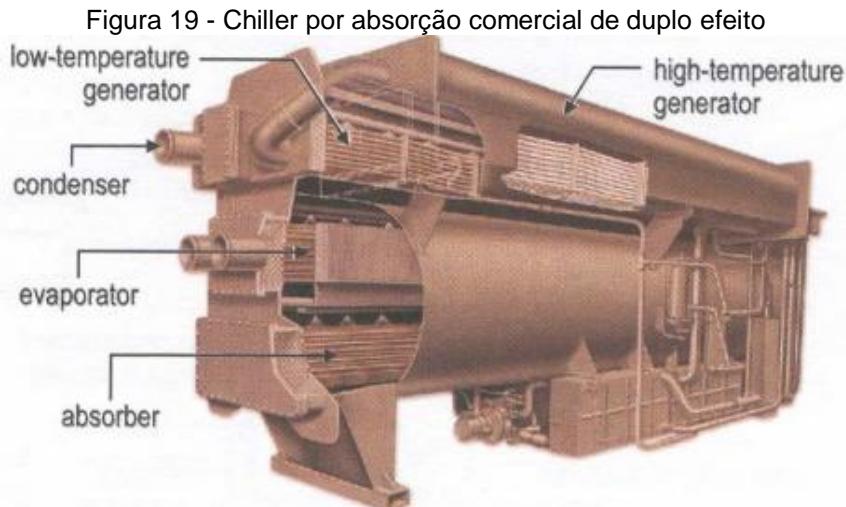
Fonte: ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994 apud JÚNIOR et al., 2004. p.17.

Os valores típicos de coeficiente de eficácia para unidades de grande porte, em condições estabelecidas pelas normas ARI (American Refrigeration Institute) situam-se entre 0,7 e 0,8 (ASHRAE, 1994 apud JÚNIOR et al., 2004).

Uma forma de melhorar o desempenho do sistema de simples efeito consiste em empregar o princípio de evaporação de múltiplo efeito tradicionalmente utilizado em indústrias químicas. Para o sistema por absorção este tipo de concepção traduz-se em um sistema com gerador de duplo efeito (JÚNIOR et al., 2004).

3.4.2 Chiller de Duplo Efeito

Os principais componentes são análogos ao sistema de simples efeito, excetuando-se o gerador primário, condensador, trocador de calor e trocador de calor de subresfriamento de condensado (JÚNIOR et al., 2004). A Figura 19 mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção existente no mercado, de duplo efeito e do tipo fogo-indireto.

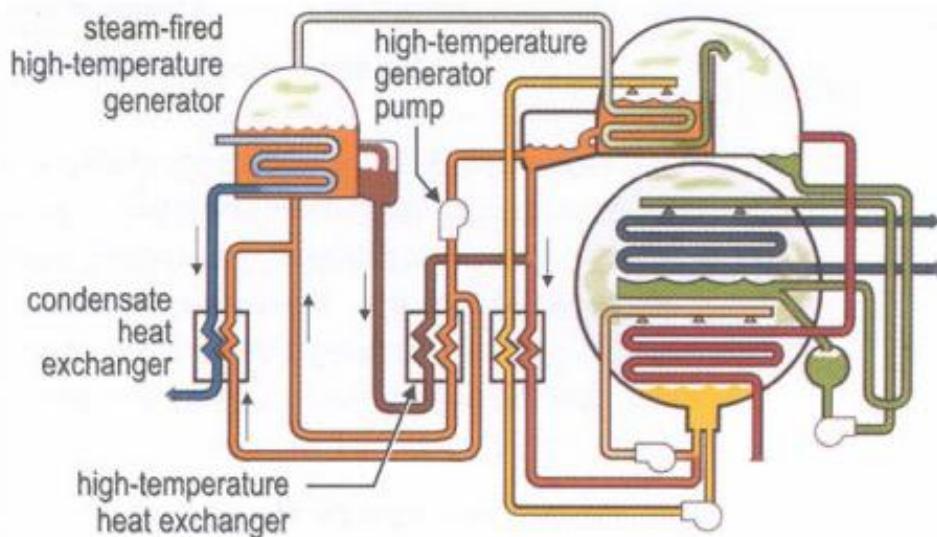


Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

A operação deste sistema é similar àquela do sistema a simples efeito. O gerador primário é aquecido com vapor a cerca de 9 bar, havendo então a liberação do refrigerante. Este vapor é enviado para os tubos do gerador secundário onde se condensa, provocando a concentração da solução que escoa pela parte externa dos tubos, com a consequente liberação adicional de vapor de refrigerante (sem consumir uma quantidade extra de insumo energético externo). A pressão interna na região do gerador primário é de cerca de 1,02 bar (JÚNIOR et al., 2004).

O trocador de calor de solução adicional (trocador de calor de alta temperatura) opera com as soluções intermediárias (que saem do gerador primário) e diluídas (que vai para o gerador) e tem como objetivo pré-aquecer a solução diluída. Devido a uma diferença de pressão relativamente grande entre os dois geradores, há um dispositivo mecânico de controle de vazão na saída deste trocador de calor para manter um selo líquido entre os dois geradores. Uma válvula, colocada na saída do trocador de calor e controlada pelo nível de líquido do gerador primário, pode manter este selo (JÚNIOR et al., 2004).

Figura 20 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito



Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

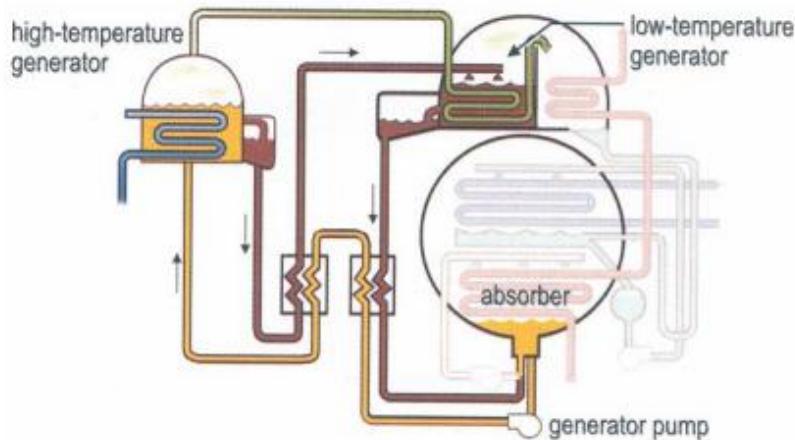
Um ou mais trocadores de calor podem ser empregados para sub-resfriar o condensado, pré-aquecendo as soluções diluída e/ou intermediária. Isto resulta na redução da quantidade de vapor requerida para produzir um dado efeito de refrigeração. A solução concentrada que se dirige para o absorvedor pode ser misturada com a solução diluída e bombeada para ser borrifada sobre os tubos do absorvedor, ou então pode ser enviada diretamente do trocador de calor de baixa temperatura para o absorvedor (JÚNIOR et al., 2004).

Os chillers de duplo efeito podem ser classificados em função do fluxo que a solução absorvedora percorre no equipamento. Segundo Júnior et al. (2004), existem três configurações atualmente em uso:

a) Fluxo em série

Toda a solução que deixa o absorvedor é enviada para uma bomba e em seguida passa, sequencialmente, pelo trocador de calor de baixa temperatura, trocador de calor de alta temperatura, gerador do primeiro estágio, gerador do segundo estágio, trocador de calor de baixa temperatura e absorvedor, como podemos ver na Figura 21.

Figura 21 - Esquema de funcionamento de chiller de absorção de duplo efeito do tipo fluxo em série

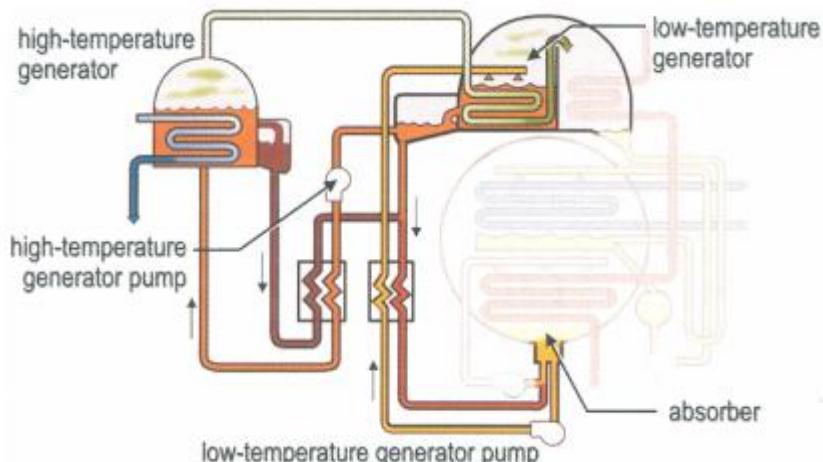


Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

b) Fluxo série-reverso

A solução que deixa o absorvedor é bombeada através do trocador de calor de baixa temperatura e em seguida enviada para o gerador do segundo estágio. Neste ponto a solução é dividida em dois fluxos, sendo um deles dirigido para o trocador de calor de baixa temperatura e depois para o absorvedor. O outro fluxo passa sequencialmente por uma bomba, trocador de calor de alta temperatura, gerador do primeiro estágio e trocador de calor de alta temperatura. Este fluxo reencontra a solução que sai do gerador de segundo estágio e ambos os fluxos passam pelo trocador de baixa temperatura, indo para o absorvedor, como podemos ver na Figura 22.

Figura 22 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito do tipo fluxo em série-reverso

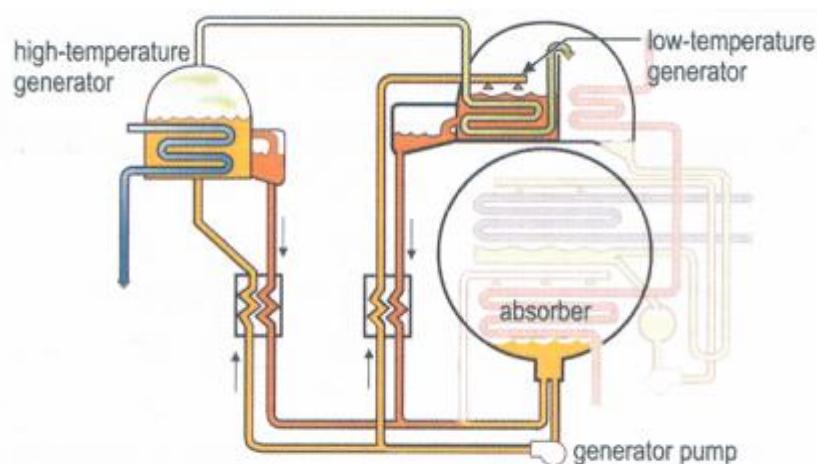


Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

c) Fluxo em paralelo

A solução que deixa o absorvedor é bombeada através de partes adequadas do trocador de calor combinado de alta e baixa temperatura, sendo em seguida dividida em dois fluxos, um que vai para o gerador do primeiro estágio e outro que vai para o segundo estágio. Os dois fluxos retomam para as partes apropriadas do trocador de calor combinado, são misturadas e enviadas para o absorvedor, como podemos ver na Figura 23.

Figura 23 - Esquema de funcionamento de chiller por absorção de duplo efeito do tipo fluxo em paralelo



Fonte: JÚNIOR et al., 2004.

Os sistemas de duplo efeito consomem vapor a pressões moderadas, de 6,5 a 10 bar, ou então líquidos com temperaturas de 150 a 200°C. Os coeficientes de eficácia típicos vão de 1,1 a 1,2. Um sistema de duplo efeito produz uma capacidade de resfriamento de cerca de 50 a 80% superior à de um sistema de simples efeito, para um mesmo consumo de energia (JÚNIOR et al., 2004). A Tabela 2 apresenta algumas características típicas de sistemas de duplo efeito encontrados no mercado.

Tabela 2 - Características típicas de sistemas por absorção de duplo efeito

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	9
Consumo de vapor (kg/h/TR)	4,5
Temperatura do fluido de aquecimento	190°C
Potência térmica fornecida (kW/TR)	2,93
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 a 17,0
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6
Vazão de água gelada (l/min/TR)	9
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04
Capacidade Nominal (TR)	100 a 1700
Comprimento (m)	3 a 9
Largura (m)	1,8 a 3,6
Altura (m)	2,4 a 4,3
Peso em operação (kgf)	6800 a 60000

Fonte: ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994 apud JÚNIOR et al., 2004. p. 21.

CAPÍTULO 4

ESTUDO DE CASO

4.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

O uso da turbina a gás no campo da geração de energia que é relativamente menos poluente do que outras alternativas tem sido bastante incentivado. Isto é ainda mais impulsionado pela crescente atividade na exploração de gás que, por sua vez, amortece o impacto da crescente demanda de eletricidade. A turbina a gás também tem a vantagem de exigir menos tempo de comissionamento, tal fator contribui para que ela seja postulada como candidata para projetos de curto prazo de geração de energia. A turbina a gás em si, porém, é menos eficiente em comparação com os sistemas de geração de potência a base de carvão e óleo. Isso se dá devido à restrição inerente à alta temperatura do gás de combustão que escoa pelas palhetas da turbina. A busca por melhorias no desempenho dessas máquinas levou à introdução de várias modificações ao projeto de uma turbina a gás, tais avanços tecnológicos ainda representam melhorias modestas no desempenho do ciclo (MOHANTY; PALOSO, 1993).

No entanto, tendo em vista todas as inovações de projeto, o desempenho real do equipamento ainda é fortemente afetado pela temperatura ambiente de entrada de ar, principalmente em regiões de clima tropical quente e zonas áridas. A temperatura ambiente elevada limita o consumo de massa de ar e, portanto, reduz a potência de saída da turbina. Tipicamente, um aumento na temperatura ambiente de 1°C resulta em queda de 1% da capacidade nominal de turbina a gás. As turbinas, que são muitas vezes solicitadas para lidar com a demanda de eletricidade de pico devido ao seu baixo tempo de start-up e flexibilidade na operação, não podem atender a demanda de eletricidade de pico em muitos países com climas quentes, onde a demanda por eletricidade freqüentemente coincide com o período mais quente do dia. Além disso, essa queda na eficiência reduz a produção da planta de energia, resultando em perdas financeiras (MOHANTY; PALOSO, 1993).

4.2 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Neste item procura-se identificar alguns assuntos que contribuem para uma melhor compreensão do estudo de caso proposto neste trabalho. Os principais pontos abordados estão relacionados ao processo de cogeração sob um ponto de vista geral, além deste mesmo processo aplicado às turbinas a gás.

4.2.1 Cogeração em turbinas a gás

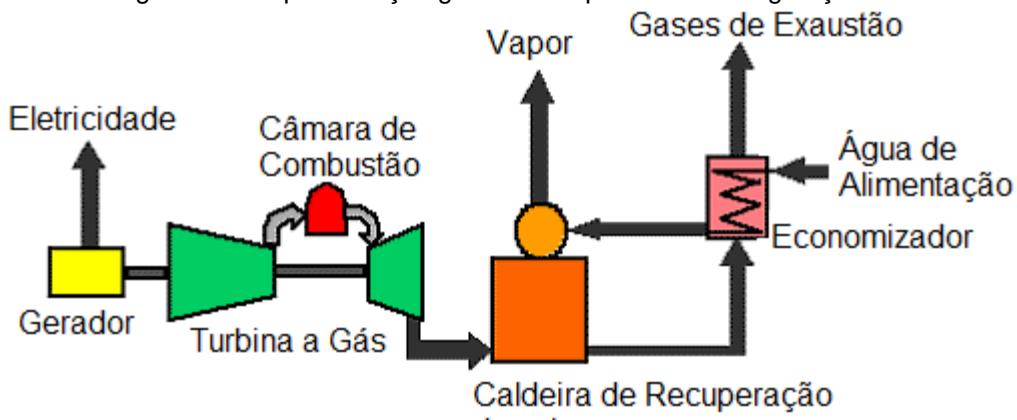
A cogeração não é uma tecnologia nova e já tem sido utilizada em muitas unidades industriais como meio econômico de satisfazer, parcialmente ou totalmente, suas necessidades térmicas e elétricas. Os sistemas de cogeração são aqueles em que se faz simultaneamente, e de forma sequenciada, a geração de energia elétrica ou mecânica e energia térmica (calor de processo e/ou frio), a partir da queima de um combustível (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Com o aumento sustentado da demanda de energia elétrica os grandes sistemas centralizados de geração de energia passaram a ser exigidos em novas condições de operação. Essa tendência vem fortalecendo opiniões e promovendo decisões em favor da criação de oportunidade para o avanço dos “sistemas de geração distribuída”, através do qual os clientes finais produzem, consomem e administram as suas necessidades de energia elétrica e térmica, com fatores de eficiência energética (COGEN, 2011).

Os gases de escape da turbina podem ser aproveitados diretamente para processos térmicos, ou de modo indireto na produção de vapor ou água quente, utilizando uma caldeira de recuperação, ou utilizando os gases como combustível nos queimadores de caldeiras convencionais. A temperatura desses gases situa-se entre 420 e 650°C com conteúdo de oxigênio entre 14 e 17%. Quando o calor de escape é utilizado para produção de vapor, um vetor energético de amplo uso na indústria, são empregadas as caldeiras de recuperação de calor onde a transmissão de calor é feita essencialmente por convecção (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Na figura 24 apresenta uma instalações genérica onde é feita cogeração com turbina a gás, utilizando uma caldeira de recuperação para produção produção de vapor.

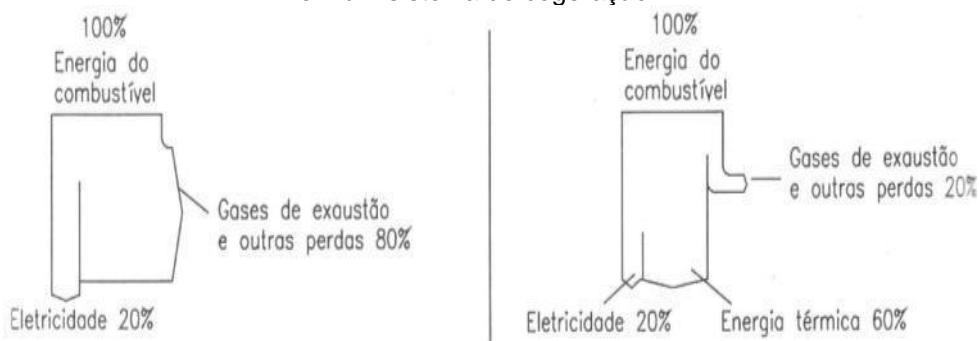
Figura 24 - Representação geral de um processo de cogeração



Fonte: LEMOS, 2011 (adaptado).

Um balanço térmico típico é apresentado na figura 25, nota-se que para a mesma quantidade de combustível, o primeiro sistema consegue eficiência elétrica de 20%, o que resulta em um total de perdas de 80%. Ao se utilizar o calor de escape da turbina, as perdas são reduzidas a 20%, devido a recuperação de calor de exaustão, totalizando uma eficiência térmica global de 80% (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Figura 25 - Balanço térmico típico de uma turbina a gás operando sem cogeração e uma turbina outra em um sistema de cogeração



Fonte: SCHMITZ E KOCH, 1996 apud LORA e NASCIMENTO, 2004.

4.2.2 Características básicas do estudo de caso

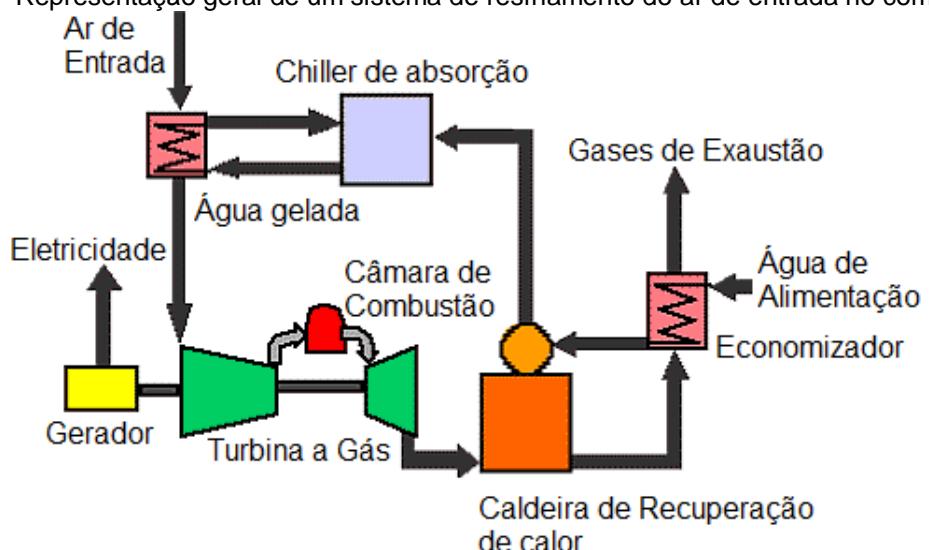
Os três principais parâmetros que afetam o desempenho de uma turbina a gás são a temperatura do ar de admissão, pressão de entrada de ar e as perdas de pressão na entrada e saída dos gases. Dados correspondentes às perdas de carga são normalmente encontrados em catálogos de produtos. A pressão de ar de admissão

é local específico e uma função da altitude local. A temperatura ambiente varia no decorrer do dia e podem ser diferentes em épocas diferentes do ano (MOHANTY; PALOSO, 1993).

Nesse estudo será avaliado como se comportam a eficiência elétrica e a potência líquida de saída de uma série de modelos de turbinas a gás, sendo que estas turbinas se encontram dentro de uma faixa de potência que varia de 0,5 a 5 MW, pois acima dessa faixa de potência já se justifica a instalação de um planta de cogeração com turbinas a vapor como uma alternativa mais eficiente para se obter maiores ganhos de potência na unidade. Será feito o resfriamento do ar de entrada no compressor por meio de um "fan coil" que utilizará aguá gelada produzida em dois chillers por absorção, não se optou pelo uso de chiller de compressão pois estes consomem energia elétrica em seu funcionamento, dessa forma a potência útil da instalação seria reduzida e assim tornaríamos o sistema menos atraente.

Alguns equipamentos auxiliares asseguram um pleno funcionamento da instalação. A caldeira de recuperação de calor, as bombas de circulação de água, o trocador de calor e a torre de resfriamento são alguns desses equipamentos que fazem parte da estrutura necessária para que seja realizada produção de água gelada e o resfriamento do ar de entrada. A configuração geral do sistema é mostrada na figura 26, mas a diante será exposta uma configuração mais detalhada para cada modelo de turbina selecionado.

Figura 26 - Representação geral de um sistema de resfriamento do ar de entrada no compressor



Fonte: LEMOS, 2011 (adaptado).

4.3 DETALHAMENTO DO ESTUDO DE CASO

4.3.1 Modelo proposto

Dispomos de uma unidade de geração de potência onde é feito a queima de gás natural para o acionamento de uma turbina a gás. Para obter um aumento na eficiência térmica e um consequente aumento na geração de energia dessa unidade efetuaremos o resfriamento do ar de entrada no compressor por meio de um "fan coil" que utilizará água gelada, produzida em dois chillers por absorção. O primeiro, de duplo efeito, receberá vapor saturado proveniente de uma caldeira de recuperação de calor que aproveita os gases de exaustão da turbina. O segundo chiller por absorção, de simples efeito, também produzirá água gelada para ser utilizada no "fan coil", porém este é alimentado por água quente e não por vapor.

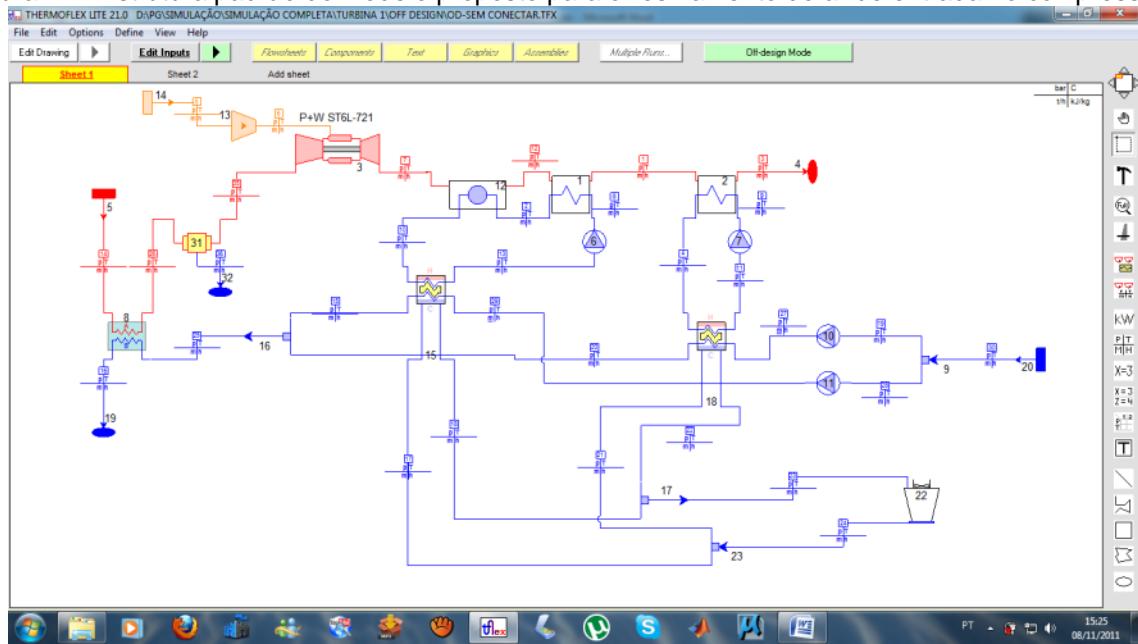
A caldeira de recuperação de calor utiliza a energia disponível nos gases de exaustão da turbina a gás para gerar vapor saturado. Ela é composta basicamente por um economizador e pelo gerador de vapor, o primeiro é um trocador de calor responsável por aquecer a água de alimentação antes de entrar no gerador de vapor, e por utilizar calor residual dos gases aumenta a eficiência da caldeira. No gerador de vapor é onde ocorre a mudança de fase, a pressão constante, da água de alimentação. Como os gases, na saída da caldeira, ainda se encontram em uma temperatura elevada é utilizado um trocador de calor para produção de água quente que alimentará o segundo chiller por absorção, desse modo é possível obter o maior aproveitamento da fonte energética disponível.

Um sistema de circulação de água garante o resfriamento dos chillers, a água que circula nos dois equipamentos é encaminhada para uma torre de resfriamento onde é rejeitado calor para o ar e em seguida a água é recirculada para o sistema de arrefecimento da unidade. O circuito que é responsável pelo resfriamento do ar de entrada no compressor não é fechado, assim após o processo de troca térmica no "fan coil" a corrente de água gelada pode ser utilizada para outros processos nessa unidade.

A figura 27 mostra a composição dos circuitos de produção de vapor, o circuito produção de água gelada e o circuito de resfriamento dos dois chillers. Esta é a

estrutura padrão da unidade de geração de potência com resfriamento do ar de entrada para cada um dos modelos de turbina selecionados.

Figura 27 - Estrutura padrão do modelo proposto para o resfriamento do ar de entrada no compressor



Fonte: Os autores.

4.3.2 Descrição dos componentes

Nos ítems seguintes passaremos a descrever cada um dos componentes que fazem parte do modelo mostrado na figura anterior, que são as turbinas, caldeira de recuperação de calor, pré-aquecedor, chillers por absorção, torre de resfriamento, "fan coil, separador de água líquida, combustível, compressor de combustível e bombas de circulação de água.

4.3.2.1 Turbinas a gás

Neste trabalho foram selecionados dez modelos de turbinas a gás comerciais compreendidas numa faixa de potência entre 0,5 e 5 MW, estes modelos estão disponíveis na biblioteca do software e já se encontram configurados de acordo com as especificações do fabricante. A seguir será feita uma abordagem individual de cada um dos modelos selecionados, em alguns casos não foi possível obter o documento fonte, citado no ThermoFlex®, utilizado para a caracterização das turbinas, nesses casos as curvas características de desempenho foram obtidas a partir do próprio software.

a) Modelo P+W DT6L-721

Pratt & Whitney, a United Technologies Company, fundada em 1925, é líder mundial na concepção de projetos, fabricação e prestação de serviços em motores de aeronaves, turbinas a gás industriais e sistemas de propulsão espacial.

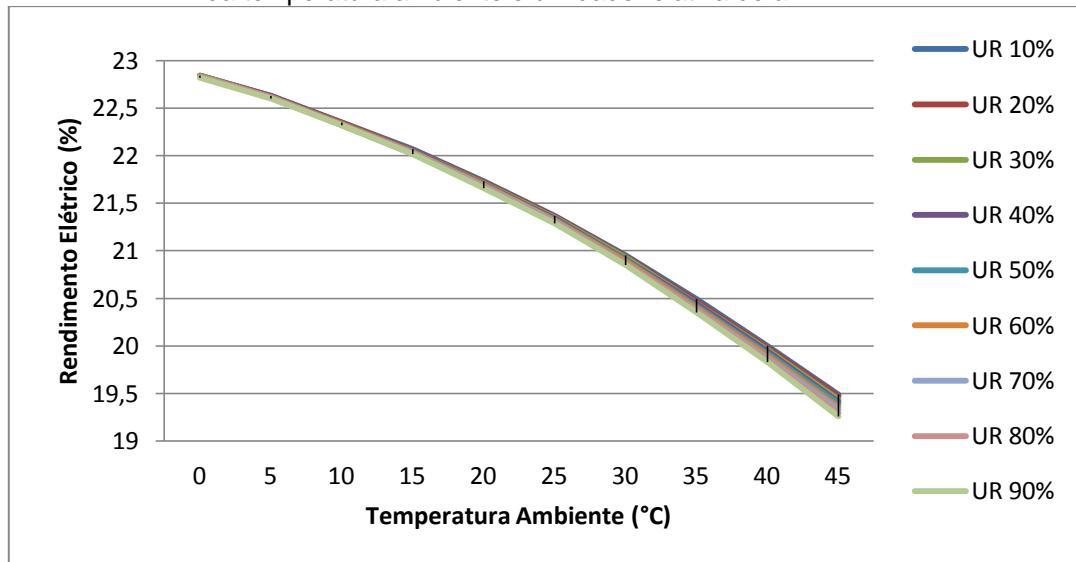
Essa empresa é fabricante do modelo de turbina a gás em questão, o documento fonte do banco de dados do software não foi localizado e assim as características gerais desse modelo se limitam aos dados fornecidos pelo software e as curvas de desempenho obtidas no mesmo. Os parâmetros apresentados na forma de tabela são referentes à operação nas condições ISO, já os gráficos correspondem ao comportamento da turbina em função da variação da temperatura ambiente e da umidade relativa do ar.

Tabela 3 - Informações do modelo P+W DT6L-721 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	33000 RPM
Razão de pressão	6,9
Temperatura de entrada na turbina	888°C
Temperatura de saída da turbina	513°C
Potência de saída	486 kW
Rendimento elétrico	22,2%

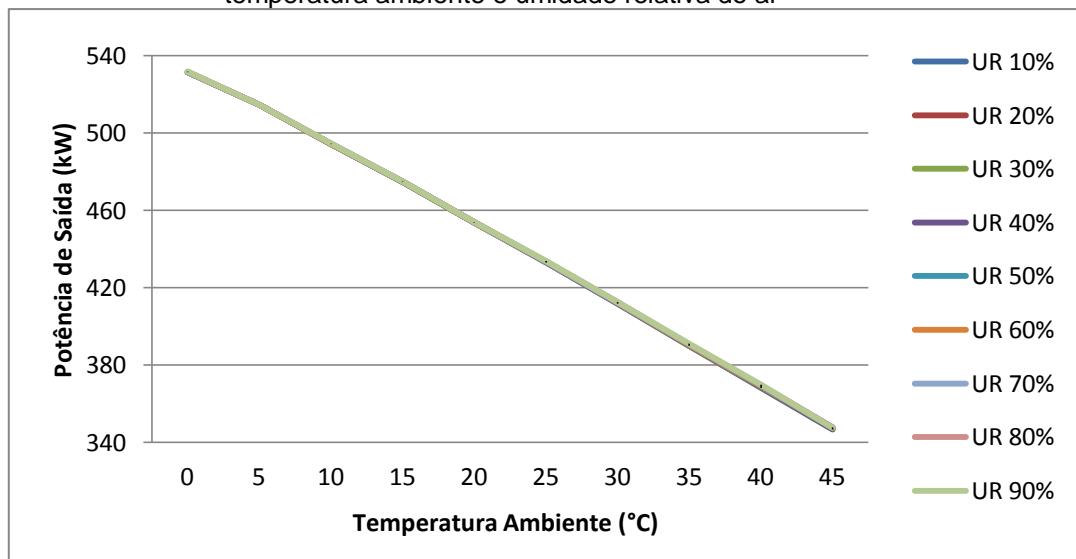
Fonte: Os autores.

Figura 28 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo P+W DT6L-721 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 29 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo P+W DT6L-721 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

b) Modelo SOLAR SATURN

Com sede em San Diego, Califórnia, Estados Unidos, Solar Turbines Incorporated é uma subsidiária da Caterpillar Company, sendo uma das principais fabricantes de turbinas industriais á gás. Os produtos Solar Turbines são utilizados em campos de produção de petróleo e gás e na geração de energia.

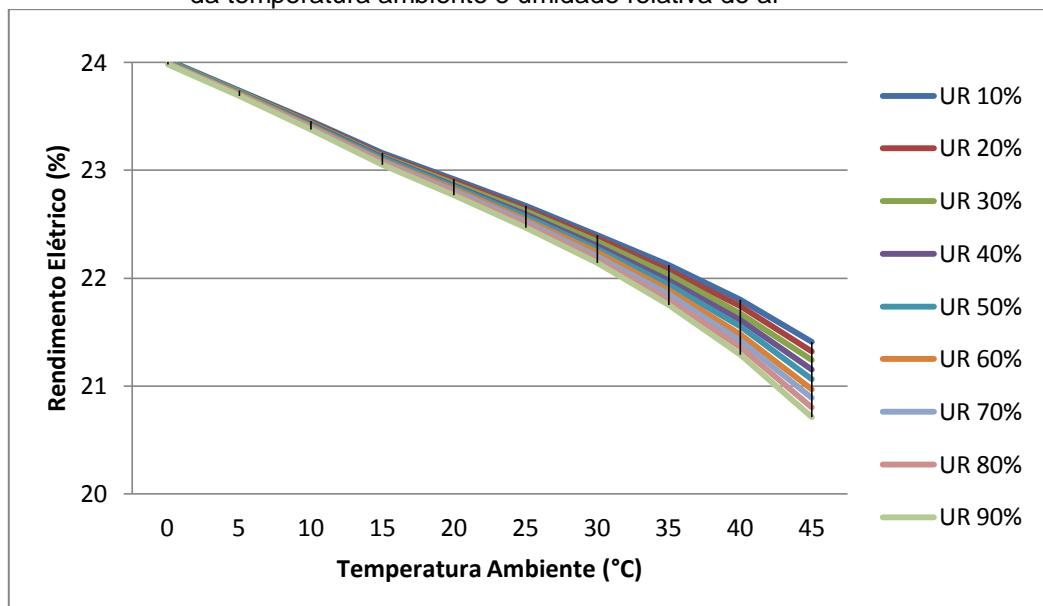
Solar Saturn representa uma família de turbinas a gás, a descrição do modelo selecionado para este estudo pode ser observada na tabela e nos gráficos abaixo.

Tabela 4 - Informações do modelo SOLAR SATURN disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	22120 RPM
Razão de pressão	6,7
Temperatura de entrada na turbina	889°C
Temperatura de saída da turbina	499°C
Potência de saída	1080 kW
Rendimento elétrico	23,2%

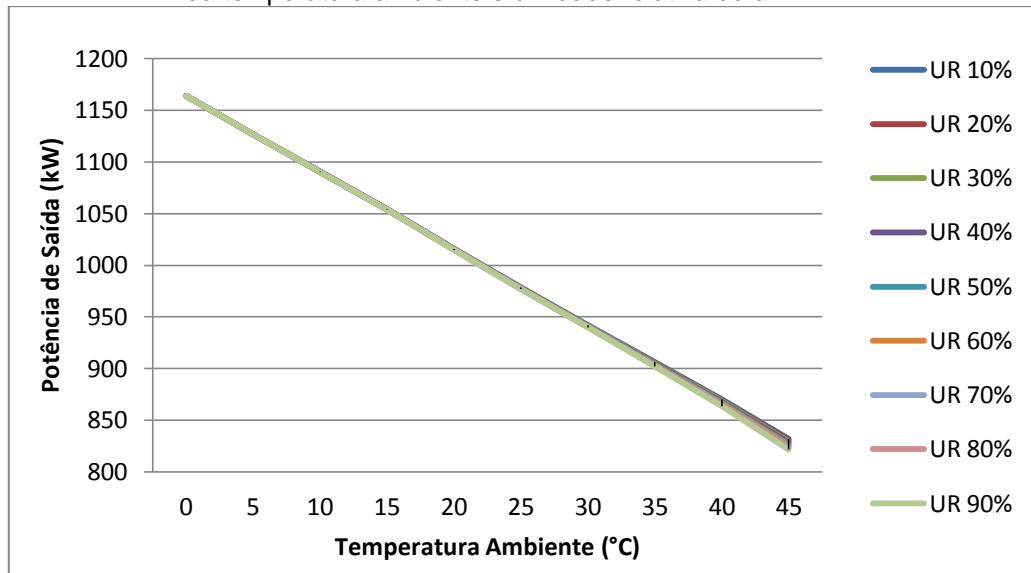
Fonte: Os autores.

Figura 30 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SOLAR SATURN em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 31 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SOLAR SATURN em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

c) Modelo KAWASAKI GPB15

A Kawasaki Heavy Industries desenvolveu e operou seu primeiro modelo de turbina a gás em 1972 (KG72 - 220 kW). Desde então a Kawasaki passou a produzir turbinas comerciais para o mercado mundial voltadas para geração de energia. Atualmente, a empresa direciona esforços para desenvolver turbinas com maior eficiência, menores emissões e maior confiabilidade de seus produtos.

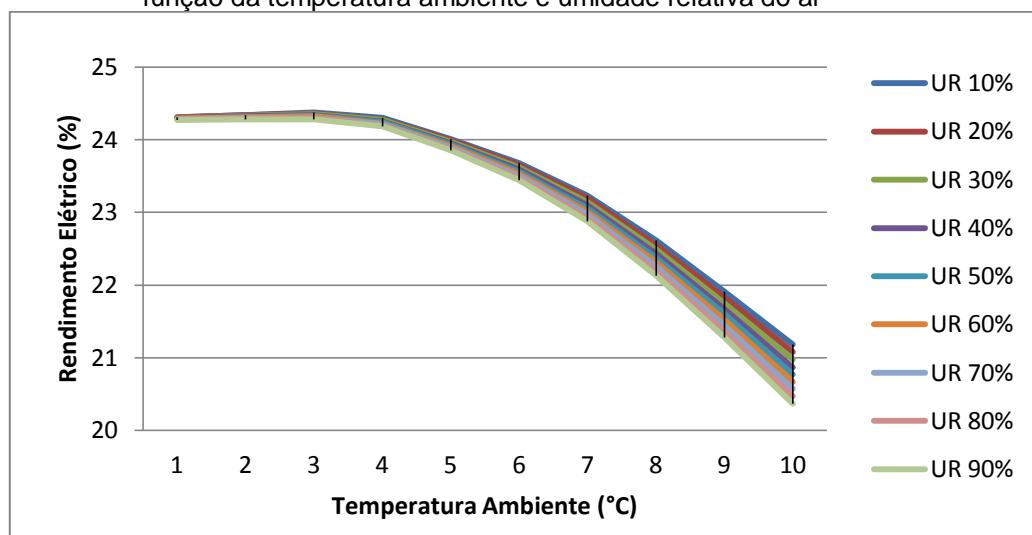
O modelo de turbina em análise é ideal para aplicações de cogeração em plataformas de petróleo offshore, aplicações de plantas em processos industriais, hospitais, sistemas distritais de energia e em demais instalações que necessitem de carga térmica ou elétrica. As características da turbina KAWASAKI GPB15 são mostradas na sequência.

Tabela 5 - Informações do modelo KAWASAKI GPB15 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	22000 RPM
Razão de pressão	9,4
Temperatura de entrada na turbina	991°C
Temperatura de saída da turbina	520°C
Potência de saída	1480 kW
Rendimento elétrico	24,2%

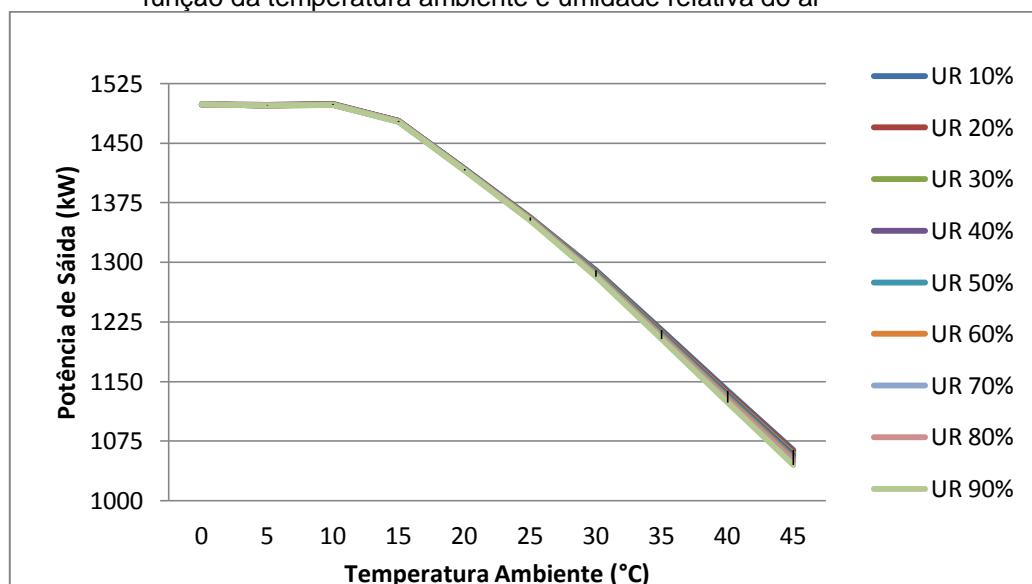
Fonte: Os autores.

Figura 32 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo KAWASAKI GPB15 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 33 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo KAWASAKI GPB15 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

d) Modelo KAWASAKI M1A-23

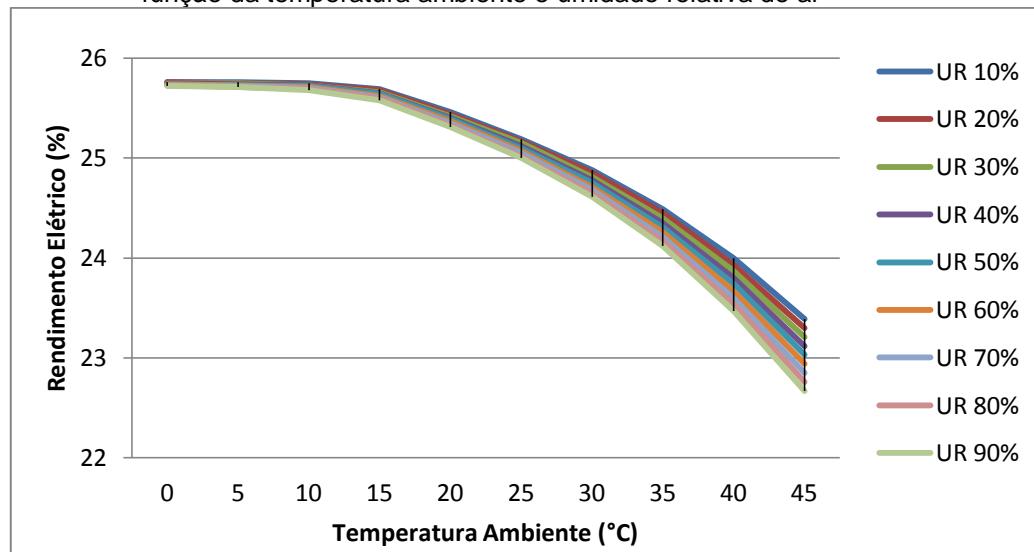
Este é outro modelo de turbina também é produzido pela Kawasaki Heavy Industries, as características dessa turbina disponíveis no software, assim como as curvas de desempenho levantadas durante a simulação são mostradas abaixo.

Tabela 6- Informações do modelo KAWASAKI M1A-23 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	22000 RPM
Razão de pressão	11,2
Temperatura de entrada na turbina	1066°C
Temperatura de saída da turbina	575°C
Potência de saída	2130 kW
Rendimento elétrico	25,7%

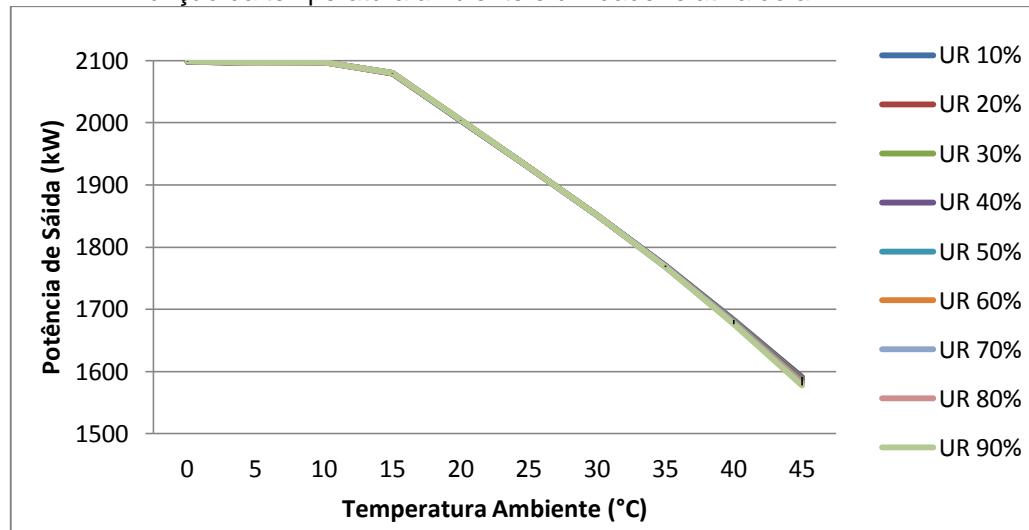
Fonte: Os autores.

Figura 34 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo KAWASAKI M1A-23 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Fonte: Os autores.

Figura 35 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo KAWASAKI M1A-23 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

e) Modelo ALSTOM GT 5

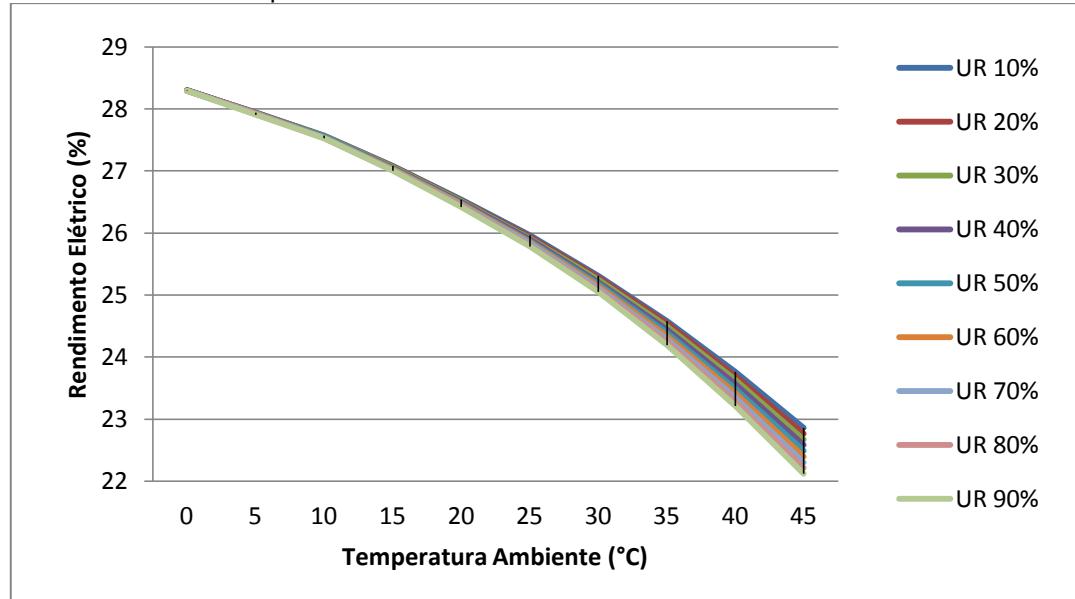
A Alstom é líder mundial em infraestrutura de transportes, geração e transmissão de energia. No ramo da geração de energia as turbinas a gás Alstom combinam desempenho, eficiência e flexibilidade e representam um solução competitiva para aplicações que vão de ciclos simples a ciclos combinados. As turbinas são desenvolvidas em função das necessidades do cliente, dessa forma procura-se evoluir ao invés de revolucionar seus produtos. Logo abaixo estão descritas algumas características referentes a este modelo de turbina a gás e também as curvas de desempenho obtidas no Thermoflex®.

Tabela 7- Informações do modelo ALSTOM GT5 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	14000 RPM
Razão de pressão	12,2
Temperatura de entrada na turbina	950°C
Temperatura de saída da turbina	446°C
Potência de saída	2726 kW
Rendimento elétrico	27,3%

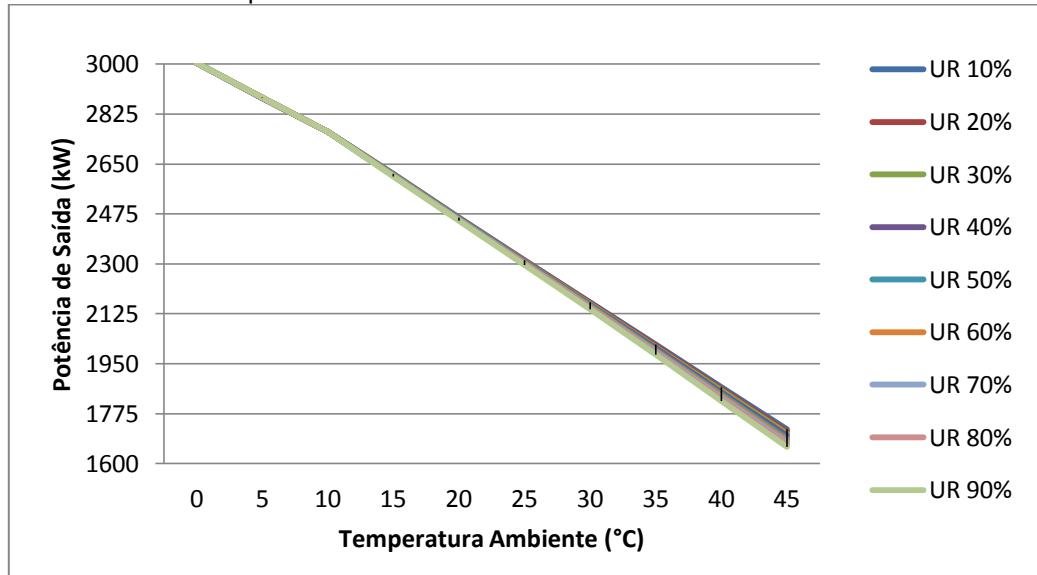
Fonte: Os autores.

Figura 36 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo ALSTOM GT5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 37 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo ALSTOM GT5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

f) Modelo P+W ST 30

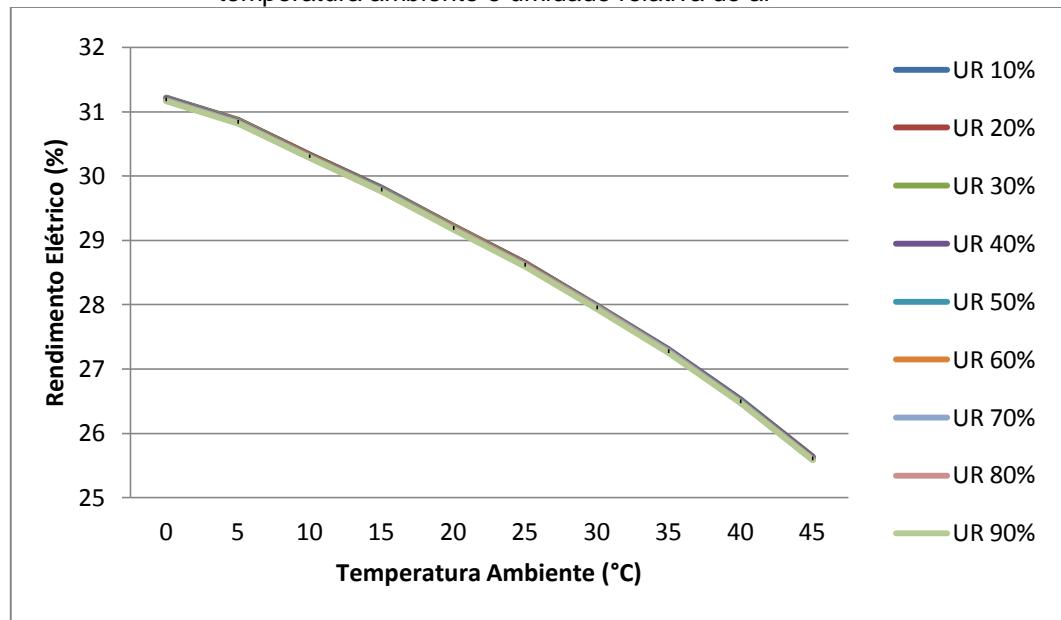
Modelo de turbina fabricado pela empresa Pratt e Whitney, as informações disponibilizadas no software bem como o comportamento deste modelo em função da variação da temperatura ambiente e umidade relativa do ar são apresentados na sequência.

Tabela 8- Informações do modelo P+W ST 30 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	14875 RPM
Razão de pressão	15,3
Temperatura de entrada na turbina	1121°C
Temperatura de saída da turbina	513°C
Potência de saída	3165 kW
Rendimento elétrico	30,1%

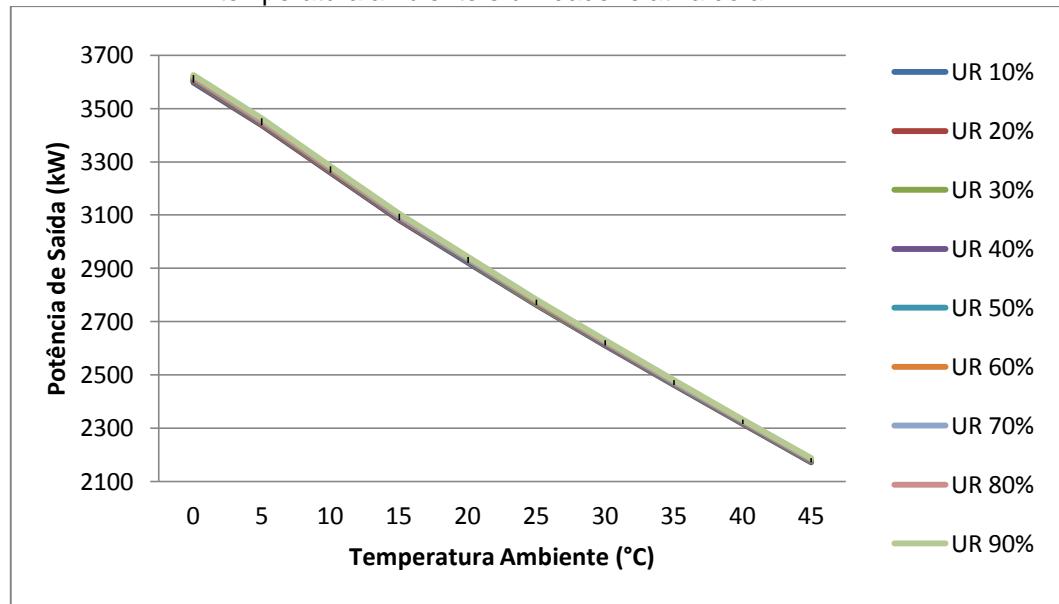
Fonte: Os autores.

Figura 38 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo P+W ST 30 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 39 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo P+W ST 30 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

g) Modelo GE LM500

Com sede em Atalanta, Geórgia, Estados Unidos, a General Electric Company é um fornecedor líder em tecnologias de geração de energia e fornecimento de energia. Com operações em todo o mundo a GE Energy desenvolve e implementa tecnologias para garantir o uso eficiente dos recursos naturais.

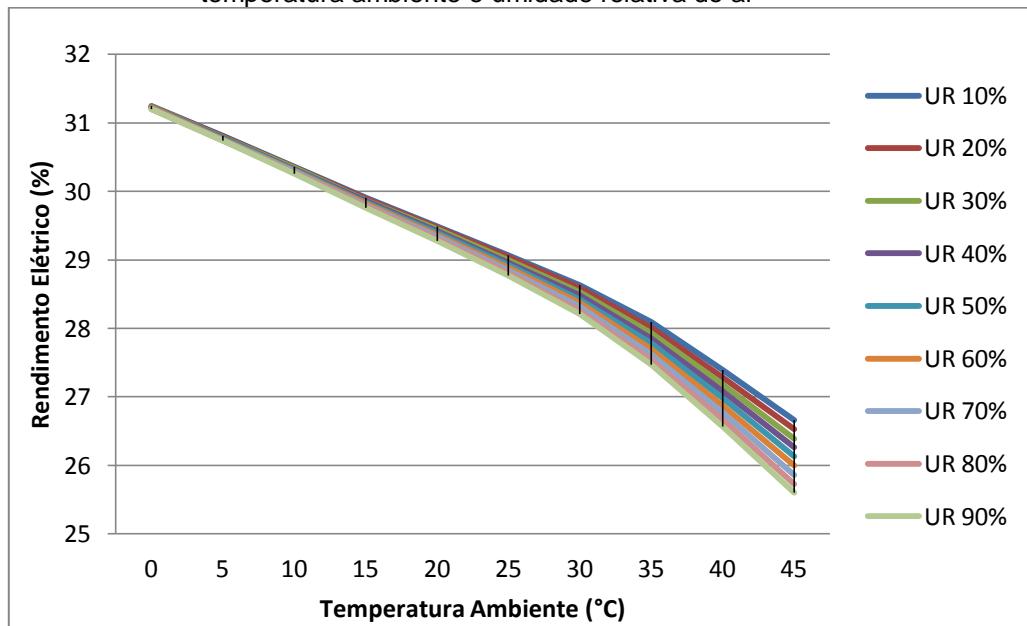
No que se refere ao modelo de turbina a gás em questão, ele incorpora projetos tecnológicos que garantem uma boa resistência dos materiais contra a corrosão sendo ideal para aplicações marítimas que necessitem de equipamentos com peso leve, outra característica do modelo é a câmara de combustão do tipo anular com 18 injetores de combustível.

Tabela 9- Informações do modelo GE LM500 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	7000 RPM
Razão de pressão	14,5
Temperatura de entrada na turbina	1127°C
Temperatura de saída da turbina	513°C
Potência de saída	3880 kW
Rendimento elétrico	29,9%

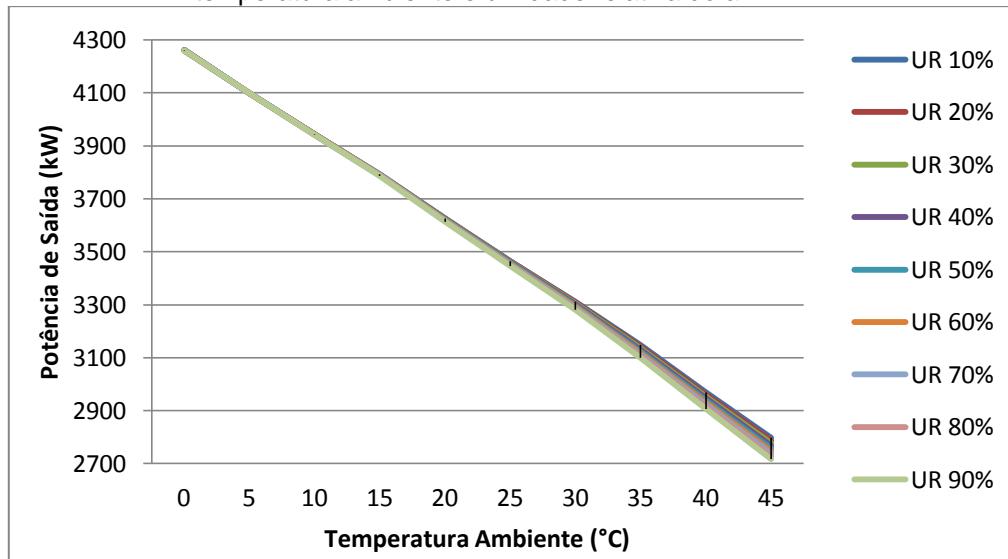
Fonte: Os autores.

Figura 40 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo GE LM500 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 41 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo GE LM500 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

h) Modelo SIEMENS SGT-100-1S

A Siemens apresenta um portfólio de turbinas a gás industriais com 15 modelos com capacidades que vão de 4 a 375 MW. A área de aplicação de seus produtos é bem ampla englobando, por exemplo, a produção de energia e calor ou trasnporte de óleo e gás. Toda linha de turbinas a gás tem como padrão/característica a baixa emissão a seco, Dry Low Emissions - DLE, reduzindo ao mínimo a emissão de NO_x.

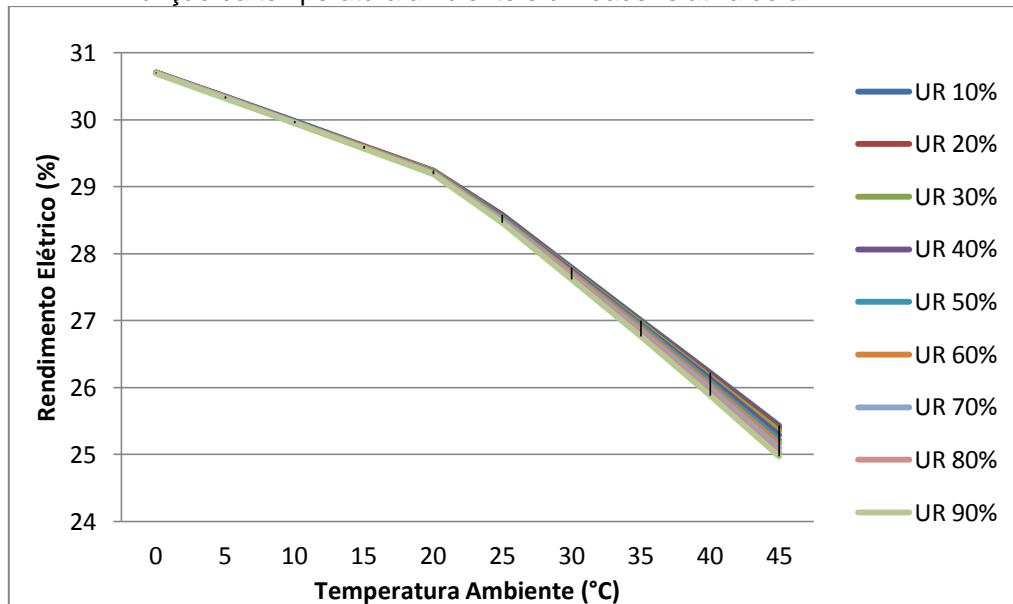
Na tabela abaixo estão mostradas as principais características pré-definidas no Thermoflex® e os gráficos seguintes mostram as curvas de rendimento elétrico e potência de saída do modelo de trubina em estudo.

Tabela 10- Informações do modelo SIEMENS SGT-100-1S disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	16500 RPM
Razão de pressão	13,0
Temperatura de entrada na turbina	1054°C
Temperatura de saída da turbina	510°C
Potência de saída	4214 kW
Rendimento elétrico	29,7%

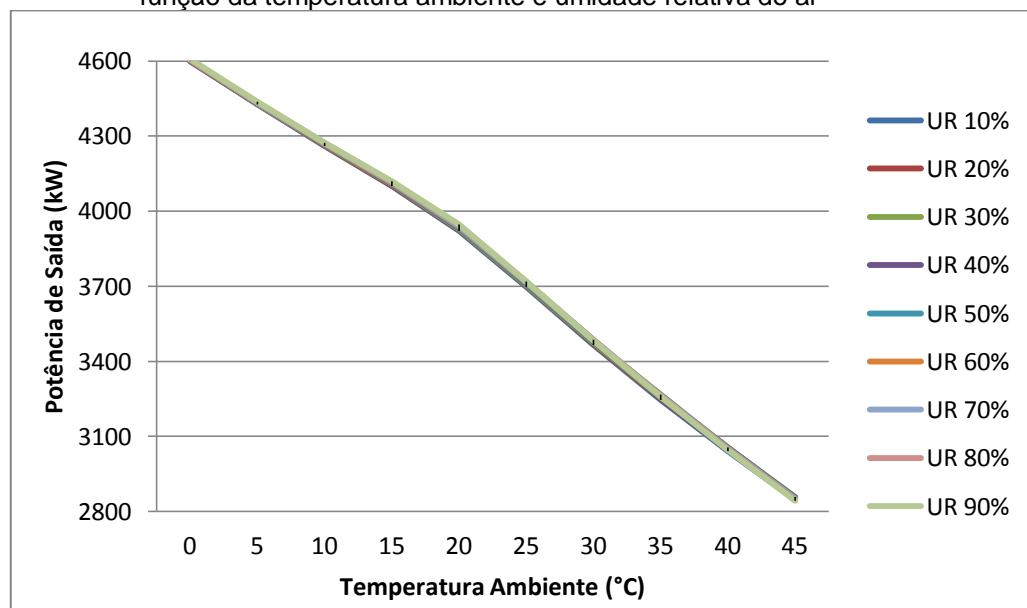
Fonte: Os autores.

Figura 42 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SIEMENS SGT-100-1S em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 43 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SIEMENS SGT-100-1S em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

i) Modelo SOLAR TAURUS 60

Este é outro modelo de turbina a gás fabricado pela Solar Turbines Incorporated. Segundo a mesma estrutura de detalhamento de cada modelo,

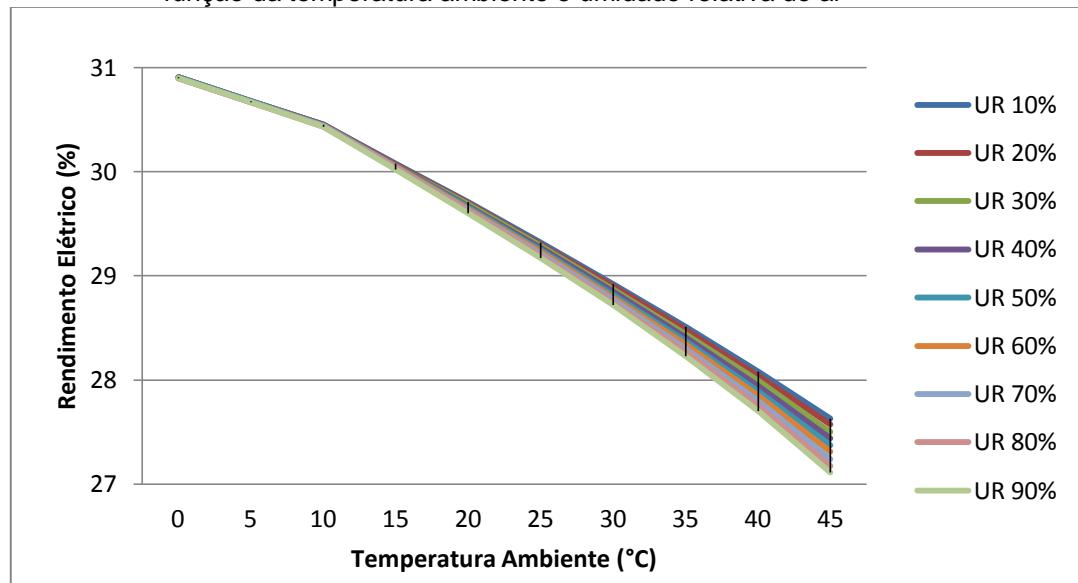
são mostradas na tabela abaixo as informações obtidas no software, bem como as curvas que caracterizam o comportamento da turbina.

Tabela 11- Informações do modelo SOLAR TAURUS 60 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	14951 RPM
Razão de pressão	11,7
Temperatura de entrada na turbina	1043°C
Temperatura de saída da turbina	481°C
Potência de saída	4874 kW
Rendimento elétrico	30,2%

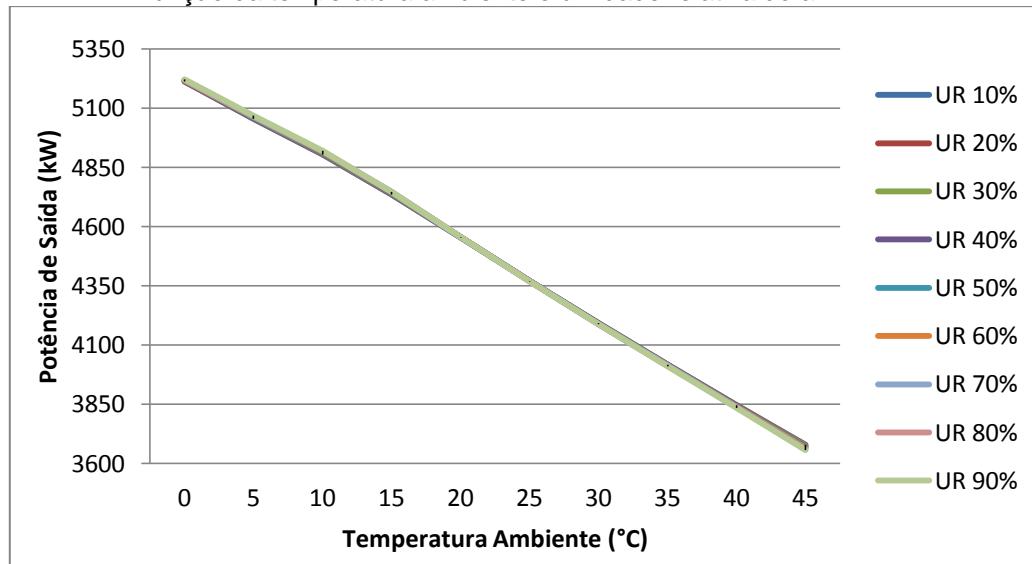
Fonte: Os autores.

Figura 44 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo SOLAR TAURUS 60 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 45 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo SOLAR TAURUS 60 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

j) Modelo RR 501KH5

A Rolls-Royce é uma empresa global que fornece sistemas de energia para uso em terra no mar e no ar. A emrpesa é líder no mercado de fornecimento de energia para instalações de petróleo onshore, offshore e aplicações de gás, ela também atende a demanda por turbinas aeroderivativas de gás no segmento de geração de energia em instalações industriais.

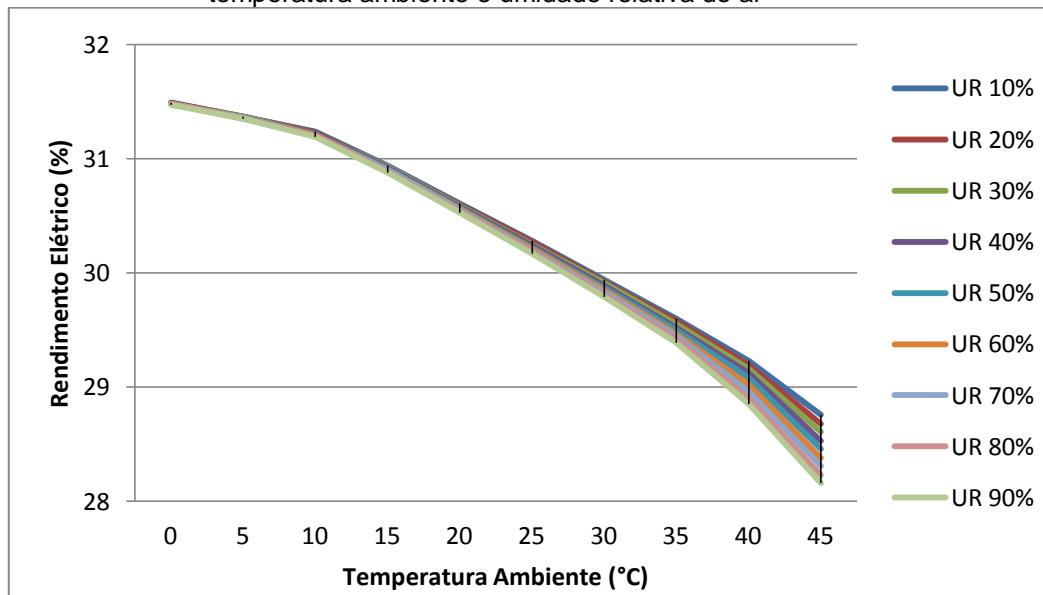
A construção robusta e modular garante um desempenho confiável, bem como a capacidade de operar com uma gama de combustíveis, sob determinadas condições ambientais, faz com que a turbina a gás RR 501 KH5 seja adequanda para a geração de energia e aplicações de acionamento mecânico. A tecnologia DLE reduz as emissões ao longo da faixa operacional (CATÁLOGO ROLL-ROYCE™, 2002). Algumas características desta turbina, nas condições ISO, e as curvas de desempenho são apresentadas na sequênciia.

Tabela 12- Informações do modelo RR 501KH5 disponíveis no software com a turbina operando nas condições ISO

Rotação	14600 RPM
Razão de pressão	11,3
Temperatura de entrada na turbina	1177°C
Temperatura de saída da turbina	624°C
Potência de saída	5020 kW
Rendimento elétrico	30,9%

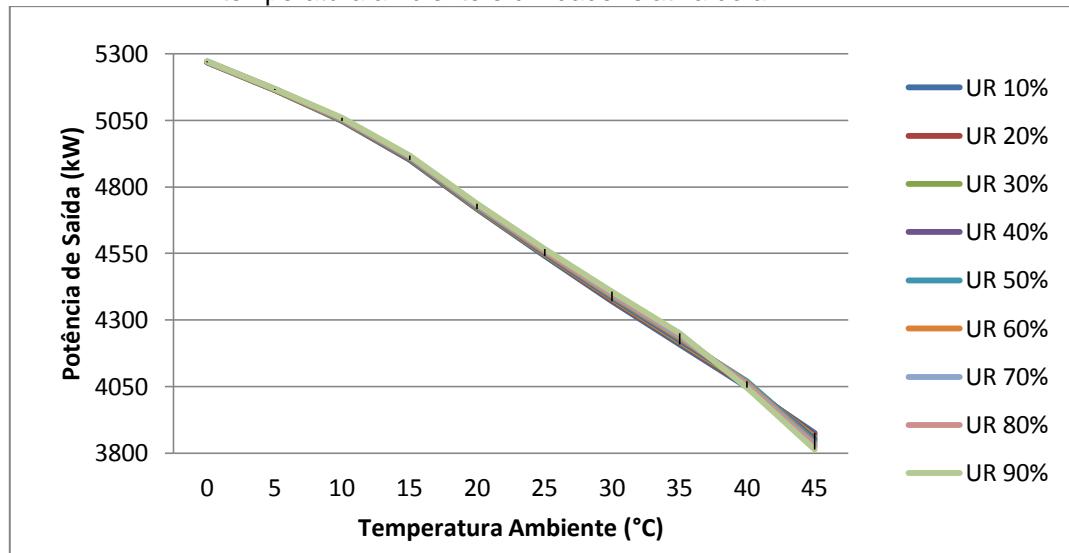
Fonte: Os autores.

Figura 46 - Gráfico do comportamento do rendimento elétrico do modelo RR 501KH5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

Figura 47 - Gráfico do comportamento da potência de saída do modelo RR 501KH5 em função da temperatura ambiente e umidade relativa do ar



Fonte: Os autores.

4.3.2.2 Caldeira de recuperação de calor e pré-aquecedores de água

A caldeira de recuperação de calor aproveita o elevado patamar de energia dos gases de exaustão da turbina para promover a mudança de fase da água. Ela é composta por um evaporador e por um pré-aquecedor de água, as principais características do vapor produzido, assim como os parâmetros técnicos do evaporador estão dispostos na tabela abaixo.

Tabela 13 - Parâmetros de projeto da caldeira de recuperação de calor

Pressão de Produção de vapor	9,013 bar
Temperatura de Produção do vapor	175,4°C
Qualidade do vapor	Vapor Saturado
Pinch point	18,6°C
Queda de pressão no lado gás	2,033 milibar
Perda de calor	1%

Fonte: Os autores.

Dois pré-aquecedores de água são utilizados no sistema. Um trabalha a alta pressão em conjunto com o evaporador compõndo a caldeira de recuperação, enquanto o outro pré-aquece a água que alimentará o chiller por absorção de

simples efeito. O calor residual dos gases exaustos da turbina é a fonte de calor para o aquecimento da água. As características desses componentes podem ser observadas nas tabelas abaixo.

Tabela 14 - Parâmetros de projeto do pré-aquecedor de alta pressão

Temperatura de entrada da água	90°C
Temperatura de saída da água	157,3°C
Queda de pressão no lado água	2%
Queda de pressão no lado gás	2,029 milibar
Perda de Calor	1%

Fonte: Os autores.

Tabela 15 - Parâmetros de projeto do pré-aquecedor de baixa pressão

Temperatura de entrada da água	110°C
Temperatura de saída da água	115°C
Queda de pressão no lado água	2%
Queda de pressão no lado gás	2,025 milibar
Perda de calor	1%

Fonte: Os autores.

4.3.2.3 Chillers por absorção

Nesse trabalho propõe-se utilizar dois chillers por absorção de água e brometo de lítio, um do tipo EW 690SX e o outro do tipo THW-MT55S, para produzir água gelada que será utilizada para resfriar o ar de entrada no compressor, os principais dados dos chillers foram obtidos em documento de um grande centro de pesquisas nacional onde estes equipamentos estão operando. A principal diferença entre esses dois equipamentos é referente ao fato de um ser alimentado pelo vapor proveniente da caldeira de recuperação de calor, enquanto o outro funcionará utilizando água quente oriunda do pré-aquecedor de baixa pressão. As principais características de projeto de cada um desses componentes são mostradas nas próximas duas tabelas.

Tabela 16 - Parâmetros de projeto do chiller por absorção alimentado por vapor

Queda de pressão no circuito de vapor	5,414%
Queda de pressão no circuito de água gelada	1,316%
COP	1,22
Temperatura na entrada do circuito de água gelada	12°C
Temperatura de saída do circuito de água gelada	7°C
Fase na saída do circuito de vapor	Líquido sub-resfriado
Temperatura de saída no circuito de vapor	90°C
Ponto de projeto para o aumento da temperatura de refrigeração	5°C
Temperatura de entrada do fluido de refrigeração	32°C

Fonte: Documento privado.

Tabela 17 - Parâmetros de projeto do chiller por absorção alimentado por água quente

Queda de pressão no circuito de vapor	0,1545%
Queda de pressão no circuito de água gelada	0,7744%
COP	0,6506
Temperatura na entrada do circuito de água gelada	12°C
Temperatura de saída no circuito de água gelada	7°C
Fase na saída do circuito de água quente	Líquido sub-resfriado
Temperatura de saída do circuito de água quente	110°C
Ponto de projeto para o aumento da temperatura de refrigeração	5°C
Temperatura de entrada do fluido de refrigeração	12°C

Fonte: Documento privado.

4.3.2.4 Fan coil

Nesse equipamento é feito o resfriamento da corrente de ar na entrada do compressor utilizando a corrente de água gelada produzida nos dois chillers por absorção da unidade. O ideal seria que a água gelada percorresse o circuito do trocador de calor por dentro dos dutos - lado tubo - e o ar mantivesse o fluxo de escoamento na parte externa dos dutos - lado casco. Porém essa configuração de

trocador de calor não se econtra disponível para simulação na bliblioteca do Thermoflex®, assim a configuração utilizada nesse trabalho caracteriza-se por um trocador de calor de contra corrente onde tanto o fluxo de água gelada quanto o fluxo de ar percorrem o circuito do trocador de calor no interior de tubos. As características desse trocador de calor são mostradas abaixo.

Tabela 18 - Parâmetros de projeto do "fan-coil"

Efetividade térmica	90%
Queda de pressão no lado gás	2%
Queda de pressão no lado água	2%
Perda de calor	1%

Fonte: Os autores.

4.3.2.5 Torre de resfriamento

A fluido de resfriamento, no caso a água, que percorre circuito de resfriamento dos dois chillers é encaminho para a torre de resfriamento onde será feito o arrefecimento dessa corrente. Por se tratar de um circuito fechado após a passagem pela torre a corrente de água é novamente conduzida ao sistema de arrefecimento dos chillers e assim fecha-se o ciclo do circuito de resfriamento. O tipo de torre de resfriamento selecionada, bem como suas principais característica técnicas de projeto estão dispostas na tabela seguinte.

Tabela 19 - Parâmetros de projeto da torre de resfriamento

Tipo da torre de resfriamento	Úmida com circulação mecânica
Temperatura de aproximação	6,441°C
Perda de pressão na corrente de ar	1,246 milibar
UR do ar na saída	95%
Eficiência do ventilador	78,3%
Eficiência da bomba	72%
Temperatura mínima da água saindo da torre	32°C

Fonte: Os autores.

4.3.2.6 Combustível

O combustível utilizado na câmara de combustão da turbina é um tipo de gás natural cuja composição química e demais características são mostradas na tabela a seguir.

Tabela 20 - Composição química do combustível

Propano (C3H8)	0,42%
Dióxido de Carbono (CO2)	0,65%
Nitrogênio (N2)	1,2%
Etano (C2H6)	9,17%
Metano (CH4)	88,56%
PCI	47860 kJ/kg
PCS	52968 kJ/kg

Fonte: Os autores.

4.3.2.7 Compressor de combustível

Como serão analisados o comportamento de 10 turbinas há a necessidade de se utilizar um compressor de gás para garantir que combustível seja injetado na câmara de combustão na pressão adequada de acordo com cada um dos modelos de turbinas selecionados. As características desse compressor são mostradas na tabela abaixo.

Tabela 21 - Parâmetros de projeto do compressor de combustível

Eficiência politrópica	85%
Eficiência mecânica	95%
Queda de pressão na admissão	3%
Queda de pressão na exaustão	2%
Acionamento	Motor elétrico

Fonte: Os autores.

4.3.2.8 Separador de água

Durante o resfriamento da corrente de ar no "fan coil" atinge-se temperaturas abaixo do ponto de orvalho da água. Consequentemente ocorre a condensação do vapor d'água contido na corrente de ar e há o risco do fluxo de ar carregar algumas gotículas de água para o compressor da turbina. A caracterização de tal cenário implicaria em graves problemas operacionais para a planta, uma vez que o compressor é um equipamento que trabalha exclusivamente com fluidos no estado gasoso, assim a presença de líquido durante a compressão implicaria em uma acentuada queda de rendimento nesse componente. Para evitar tal situação é necessário o uso de um separador de líquido após a passagem do ar pelo trocador de calor, nesse trabalho foi feita a seleção de um equipamento com 100% de eficiência na separação de água líquida do fluxo de ar.

4.3.2.9 Bombas de circulação de água

São dispostas 4 bombas de circulação de água na planta, uma para a caldeira de recuperação de calor, uma para o pré-aquecedor de água do chiller por absorção a água quente e uma para cada corrente de água gelada de cada um dos dois chillers por absorção. As características dessas bombas podem ser mostradas nas tabelas seguintes.

Tabela 22 - Parâmetros de projeto da bomba de circulação de água da caldeira de recuperação de calor

Aumento total de pressão	7,788 bar
Eficiência isentrópica	85%
Rotação	3600 RPM
Eficiência mecânica	97%
Eficiência do motor elétrico	92%

Fonte: Os autores.

Tabela 23 - Parâmetros de projeto da bomba do circuito de água gelada do chiller por absorção de duplo efeito

Aumento total de pressão	1,332 bar
Eficiência isentrópica	85%
Rotação	3600 RPM
Eficiência mecânica	97%
Eficiência do motor elétrico	92%

Fonte: Os autores.

Tabela 24 - Parâmetros de projeto da bomba de circulação de água do pré-aquecedor de baixa pressão

Aumento total de pressão	0,3047 bar
Eficiência isentrópica	85%
Rotação	3600 RPM
Eficiência mecânica	97%
Eficiência do motor elétrico	92%

Fonte: Os autores.

Tabela 25 - Parâmetros de projeto da bomba do circuito de água gelada do chiller por absorção de simples efeito

Aumento total de pressão	0,7839 bar
Eficiência isentrópica	85%
Rotação	3600 RPM
Eficiência mecânica	97%
Eficiência do motor elétrico	92%

Fonte: Os autores.

CAPÍTULO 5

SIMULAÇÃO

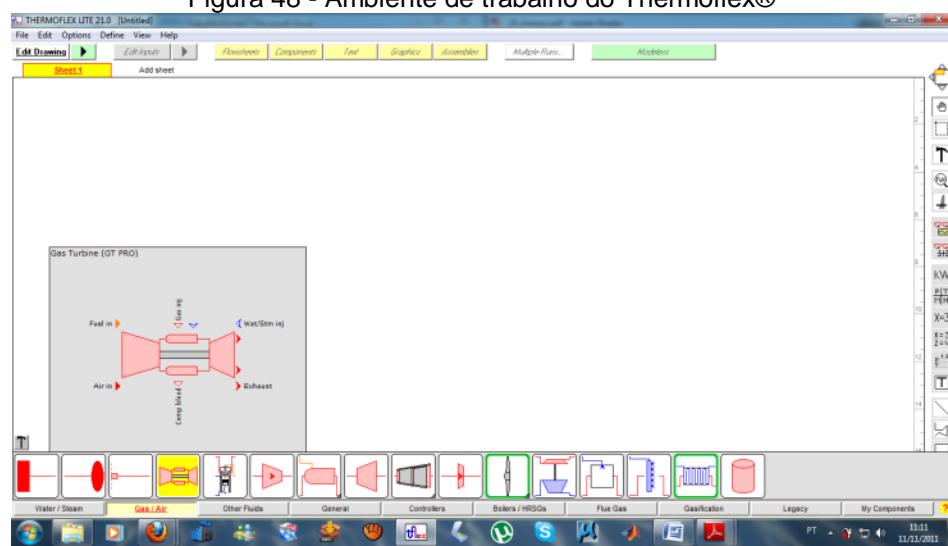
5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será feito o detalhamento da simulação que foi elaborada a fim de possibilitar a avaliação de diversos cenários obtidos a partir da variação de determinados parâmetros que tem grande influência sobre o comportamento de uma turbina a gás. A simulação permite obter informações sobre fluxos do modelo proposto e demais informações da unidade, como alguns indicadores de desempenho. Essa simulação foi elaborada no software Thermoflex®, versão 21.

5.2 A FERRAMENTA

O Thermoflex® é um programa computacional para modelagem e simulação de ciclos térmicos, que vem sendo desenvolvido pela empresa Thermoflow™ desde 1995. O programa foi desenvolvido para ser de fácil compreensão e utilização por parte dos usuários. Contém uma vasta biblioteca com diversos tipos de equipamentos e combustíveis, que permitem a modelagem de turbinas a gás, turbinas a vapor, ciclos combinados, motores alternativos de combustão interna, sistemas de gaseificação, refrigeração, ar condicionado e de dessalinização, dentre outros sistemas térmicos. O programa também tem um ambiente de trabalho amigável ao usuário, uma vez que resolve automaticamente problemas de balanço de massa e energia conseguindo resultados com grande precisão de cálculo (SANTOS, 2005).

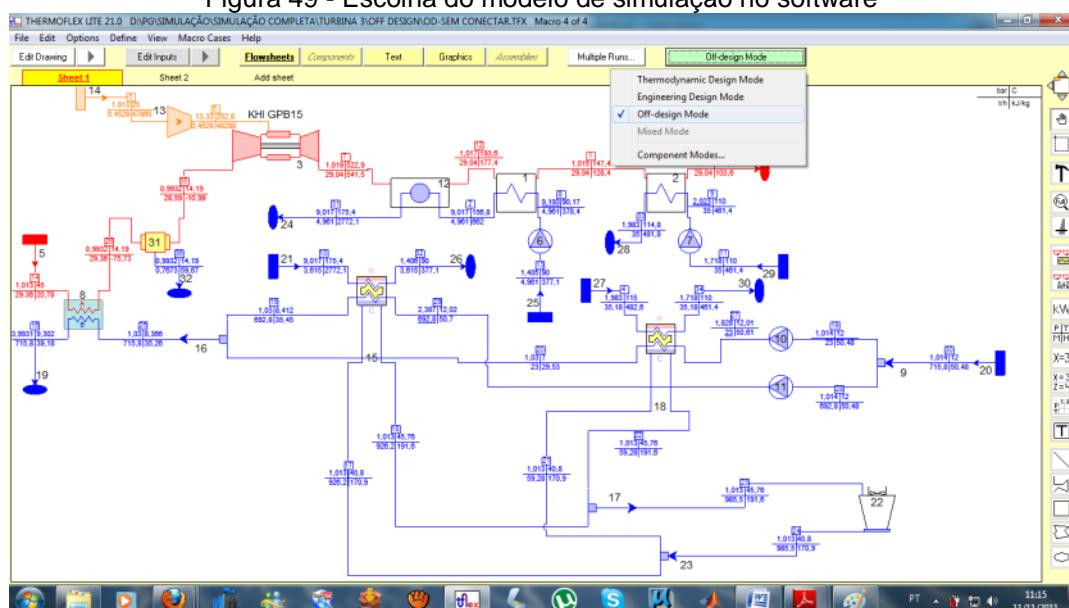
Figura 48 - Ambiente de trabalho do Thermoflex®



Fonte: Os autores.

O Thermoflex® permite também simular o comportamento da planta nas condições fora do ponto de projeto (*off-design*), variando as condições ambientais, carga, etc. Estes resultados podem ser visualizados em tabelas e gráficos, ou se for preciso, estes resultados podem ser exportados para o Excel para processamentos posteriores (SANTOS, 2005).

Figura 49 - Escolha do modelo de simulação no software

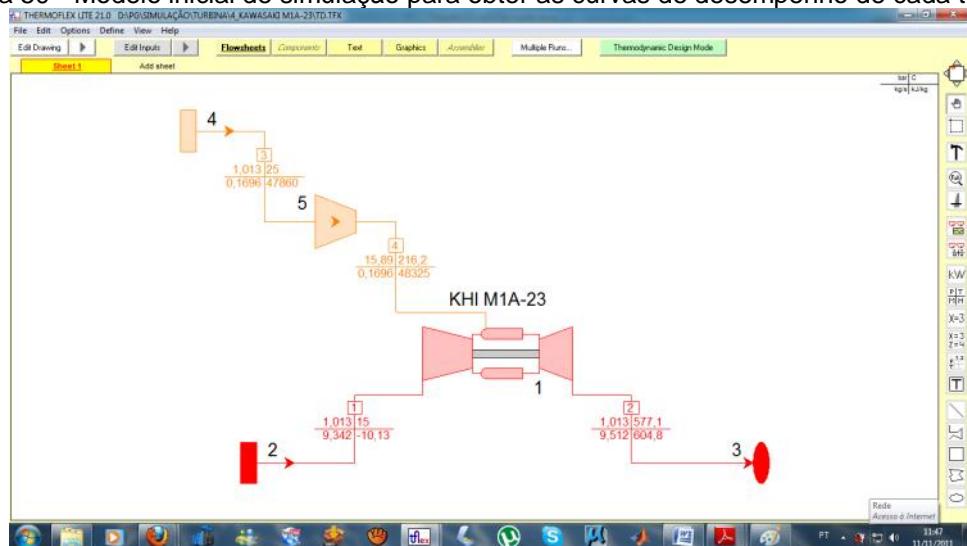


Fonte: Os autores.

5.3 CONSTRUÇÃO DA SIMULAÇÃO

Inicialmente criou-se um modelo para obter-se as curvas características de potência e rendimento elétrico de cada um dos modelos de turbinas selecionados. A configuração desses modelos diferem umas das outras somente em função da turbina em análise, todos os componentes acessórios (fontes de ar e combustível, saída de gases e o compressor de gás) estão presentes em todos os cenários propostos para essa avaliação inicial.

Figura 50 - Modelo inicial de simulação para obter as curvas de desempenho de cada turbina



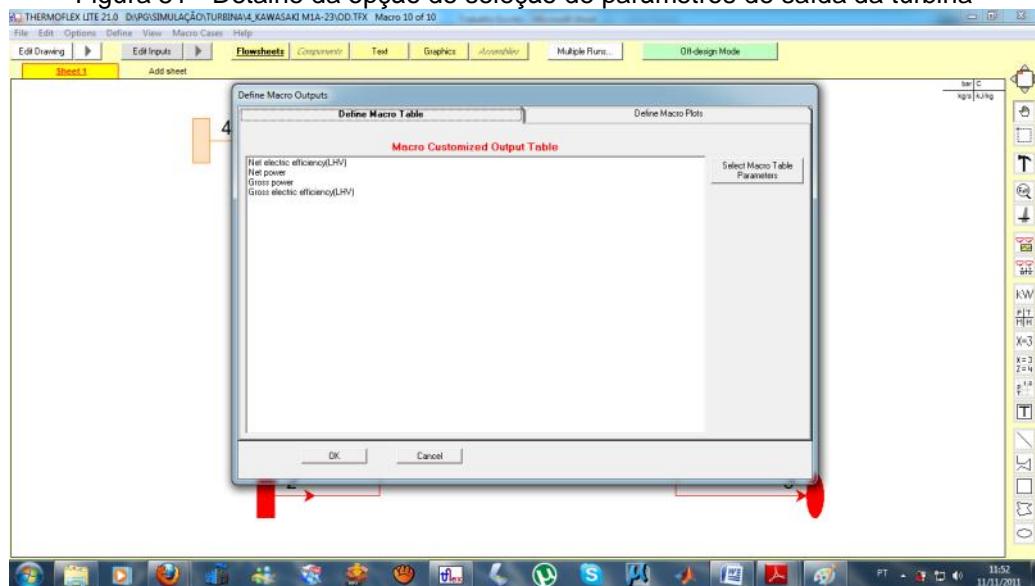
Fonte: Os autores.

Criado o modelo termodinâmico base, foi feita a configuração do combustível a ser utilizado, eficiência do compressor e a configuração da fonte de alimentação de ar para o compressor. No primeiro momento foi estabelecido as características operacionais nas condições ISO, UR de 60%, temperatura ambiente de 15°C com operação ao nível do mar. Caracterizado o correto funcionamento dentro dessas condições passou-se então para a simulação no modelo de engenharia e por fim chegou-se ao modelo off-design.

Nesta última configuração estabeleceu-se a variação da temperatura ambiente da ordem de 0°C a 45°C, bem como a variação da umidade relativa de 10% a 90%, utilizando a ferramenta *Classic Macro Inputs*. Para obter o comportamento da turbina em cada um desses cenários de simulação, foram selecionados como dados de saída, na opção *Classic Macros Output*, a potência de saída da turbina e sua eficiência elétrica. Os dados foram exportados para o Excel para futuramente serem

trabalhados e apresentadas as curvas de desempenho do modelo de turbina selecionado.

Figura 51 - Detalhe da opção de seleção de parâmetros de saída da turbina



Fonte: Os autores.

Figura 52 - Apresentação em tabela dos dados de saída da turbina em função da variação de temperatura ambiente para UR de 20%

	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10
Ambient relative humidity	%	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Ambient temperature	C	7.656,06	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Net electric efficiency(LHV)	%	24,09	24,09	24,08	24,02	23,78	23,51	23,19	22,79	22,29	21,88
Net power	kW	1963	1960,9	1961,6	1945	1873	1800,9	1727,3	1649,8	1566,1	1476,8
Gross power	kW	2096,3	2096,1	2096,9	2079,5	2003,8	1930,1	1850,9	1769,9	1682,5	1599,5
Gross electric efficiency(LHV)	%	25,76	25,75	25,74	25,68	25,44	25,17	24,89	24,45	23,90	23,3

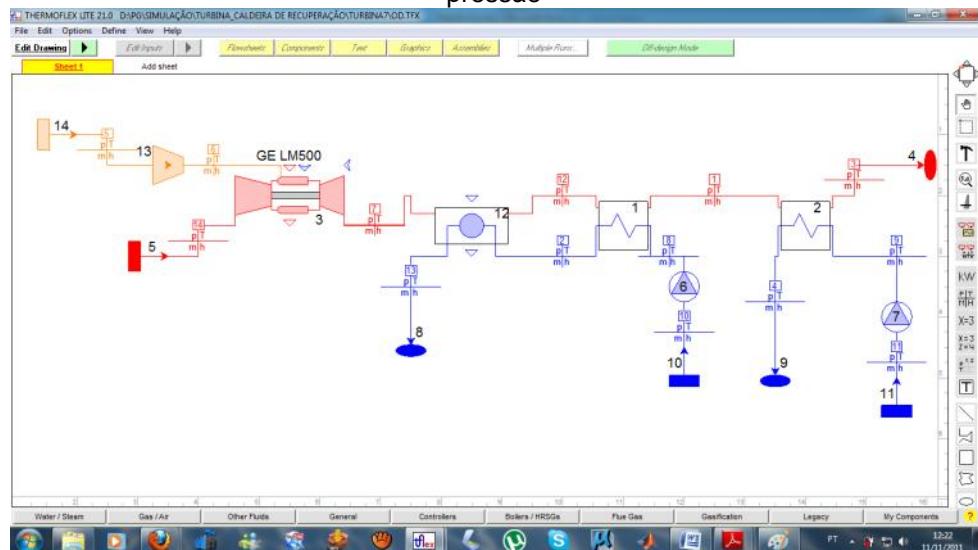
Fonte : Os autores.

Feito todo o levantamento do comportamento das turbinas a gás em função da variação da temperatura ambiente. Deu-se, então, prosseguimento à simulação inserindo-se na mesma a caldeira de recuperação de calor e o pré-aquecedor de água de baixa pressão. Toda modificação nesse modelo é realizada no modo

termodinâmico, somente após a simulação transcorrer sem erros dentro desse modo de simulação é que se dá continuidade ao estudo, passando-se a simulação para o modo de engenharia e finalmente ao modo off-design. O não cumprimento dessa ordem de evolução da simulação pode comprometer os resultados finais.

As modificações causadas pela implementação do novo um novo componente ao modelo termodinâmico inicial são relativamente pequenas. Os gases exaustos da turbina ao invés de seguirem para um sumidouro, agora são encaminhados para um outro local onde a energia disponível nesse fluxo é aproveitada para a geração de vapor saturado e água quente. A saída da caldeira de recuperação de calor tanto quanto a saída do pré-aquecedor são destinadas provisoriamente para sumidouros, pois procura-se avaliar apenas o funcionamento correto do modelo com a inserção de um novo equipamento. A configuração da planta com a disposição da turbina, caldeira e pré-aquecedor é mostrada logo abaixo.

Figura 53 - Modelo de simulação com caldeira de recuperação de calor e pré-aquecedor de baixa pressão

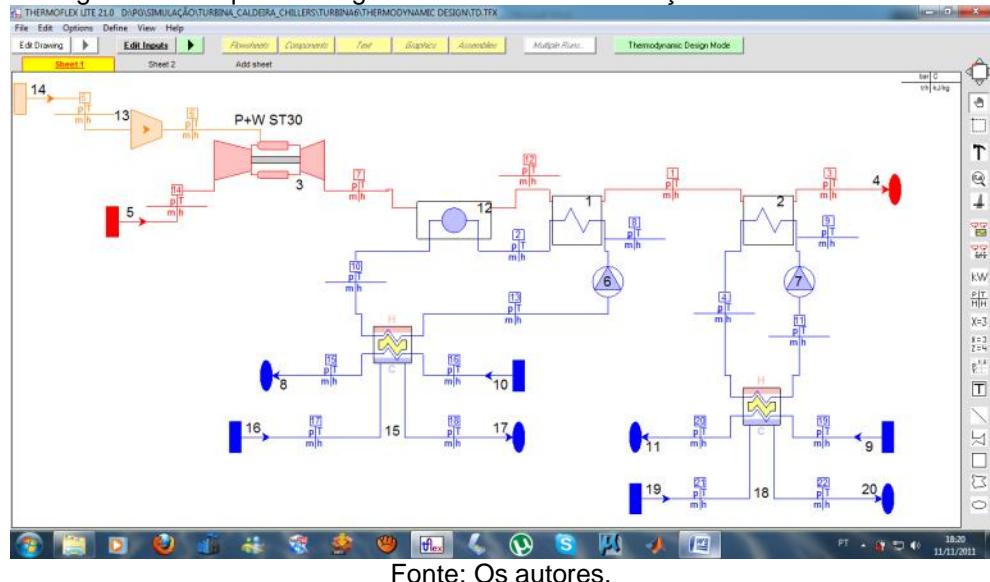


Fonte: Os autores.

O próximo passo é adicionar ao modelo em elaboração os dois chillers que irão produzir água gelada. A inserção componente a componente é feita para facilitar a identificação de algum erro que surja durante a simulação, só se acrescenta um novo equipamento a partir do momento em que o modelo de origem não apresenta mais problemas, dessa forma restringem-se as possíveis mensagens de erro às modificações pré-estabelecidas durante a caracterização dos parâmetros técnicos do novo equipamento presente no modelo. Com a introdução dos chillers é feita a

retirada das fontes e sumidouros de vapor e água quente da caldeira e do pré-aquecedor, respectivamente. Como a intenção é verificar o pleno funcionamento dessa nova configuração, os circuitos de água gelada e de resfriamento estão conectados a fontes e sumidouros, um esquemático geral válido para qualquer um dos 10 modelos de turbinas selecionados é apresentado abaixo.

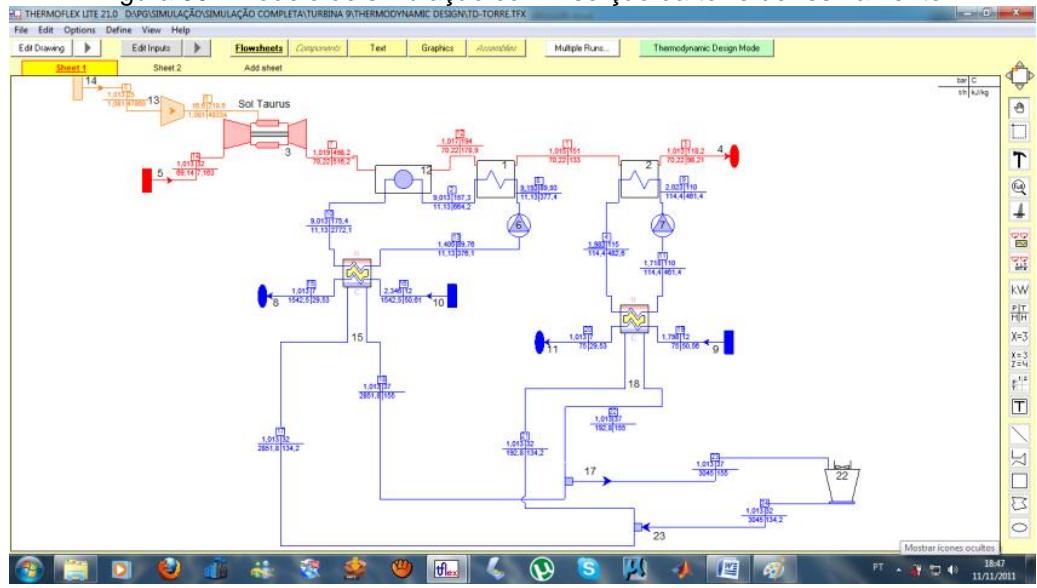
Figura 54 - Esquemático geral do modelo de simulação com os dois chillers



Fonte: Os autores.

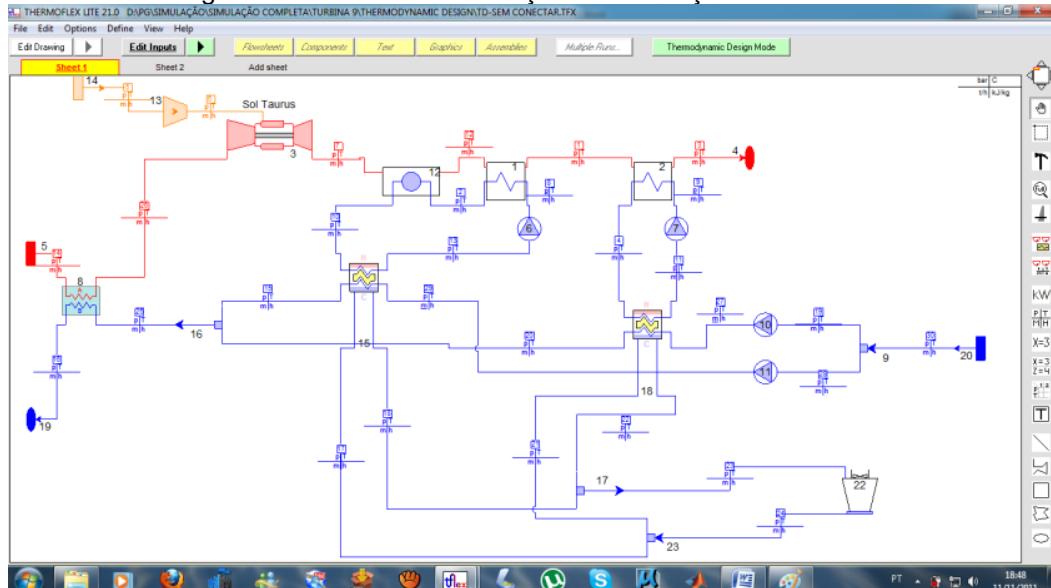
Na sequencia da construção do modelo de simulação foram acrescidas ao mesmo a torre de resfriamento, com a função de promover o resfriamento da água do sistema de arrefecimento dos chillers, e o "fan coil" onde ocorrerá o resfriamento do ar de entrada no compressor utilizando a corrente de água gelada proveniente dos chillers. A corrente de água de resfriamento gerada em cada chiller é transformada em um único fluxo, com a utilização de um *Mixer*, antes de chegar à torre de resfriamento, o mesmo acontece com cada uma das correntes do circuito de água gelada de cada chiller, elas também são unificadas antes de serem encaminhadas ao trocador de calor. Durante a recirculação da água de resfriamento é utilizado um outro componente, denominado *Splitter*, que tem a função de redistribuir os fluxos de água, anteriormente unificados, que retornam ao chiller. Assim a simulação apresenta um novo modelo com um grau de complexidade maior e de um modo quase definitivo para os fins a que ela se dedica, podendo ser observado em seguida.

Figura 55 - Modelo de simulação com inserção da torre de resfriamento



Fonte: Os autores.

Figura 56 - Modelo de simulação com inserção do "fan-coil"



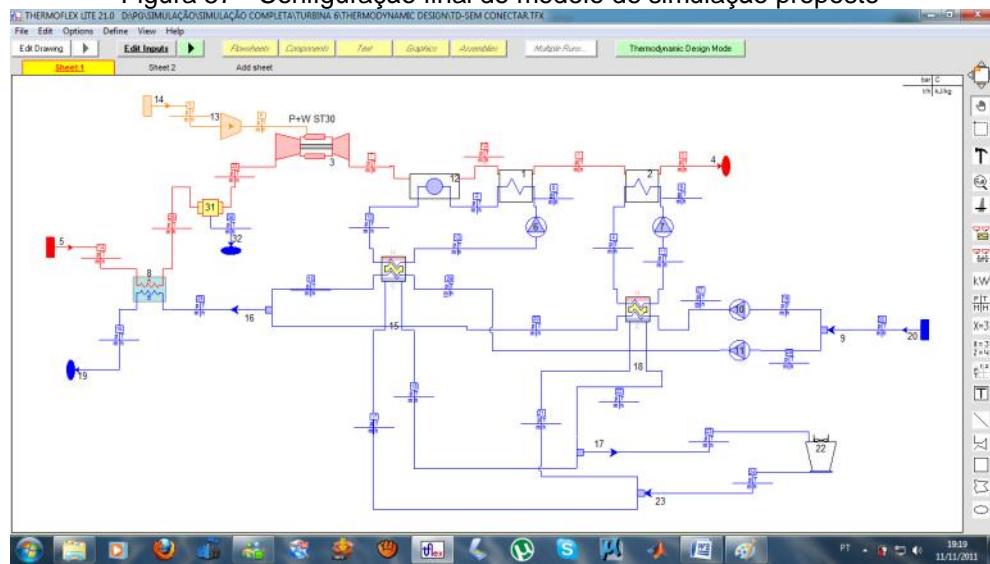
Fonte: Os autores.

Como foi abordado, no inicio da construção do modelo, foram utilizadas as condições ISO de operação para se levar as curvas de comportamento de cada modelo de turbina. Porém ao se introduzir os demais equipamentos ao modelo inicial as condições de entrada do ar atmosférico foram modificadas para UR de 60% e temperatura ambiente de 32°C, essas modificações foram necessárias pois, como também mencionado, adiciona-se os novos componentes no modo termodinâmico e as configurações de projeto dos chillers, caldeira de recuperação e torre de resfriamento são referentes as condições anteriormente citadas. Caso não fosse

feita essa pequena correção seguidos erros poderiam surgir no decorrer da simulação, uma vez que todas as informações devem ser coerentes com as especificações técnicas dos equipamentos que constituem o modelo a ser simulado.

Ainda assim alguns erros surgiram após montado o modelo completo, pois o resfriamento do ar ambiente estava fomentando a condensação das partículas de água gasosa contidas no ar e com o consequente arrasto de água líquida para o processo de compressão apareciam seguidas mensagens de erro no fechamento do balanço de massa na turbina. A [figura 14](#) indica que pode ser atingido o ponto de orvalho da água durante o processo de resfriamento, dessa forma torna-se necessário acrescentar um outro equipamento que faça a separação de qualquer quantidade de condensado que se forme em função do processo de resfriamento de ar no "fan coil". Com essa ponderação, visando a garantia de um processo de compressão de ar isento da presença de líquido, finaliza-se a construção do modelo de simulação.

Figura 57 - Configuração final do modelo de simulação proposto



Fonte: Os autores.

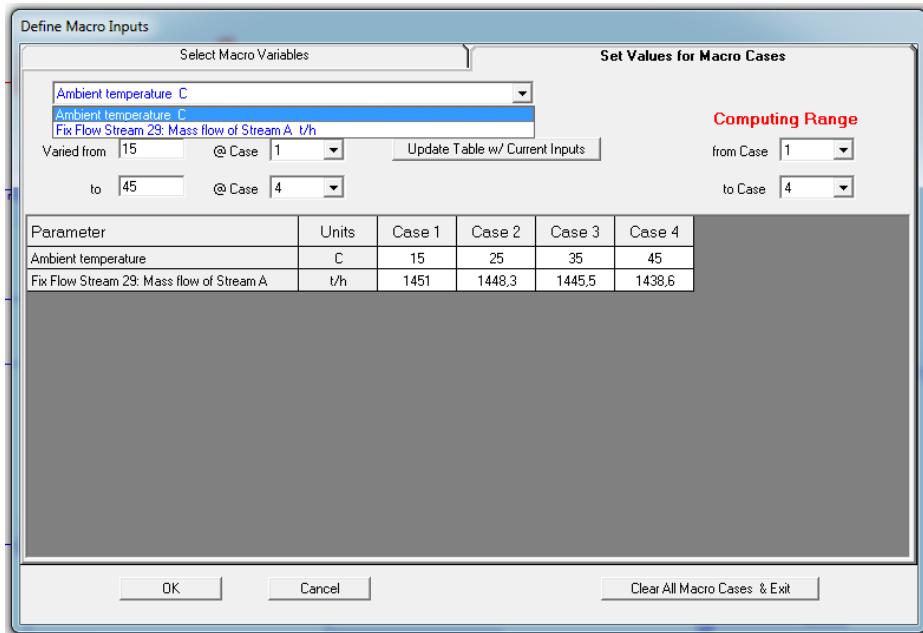
Tendo concluído todo o processo de construção do modelo no modo termodinâmico, passado também pelo modo de engenharia e por fim chegado ao modo off-design, podem-se criar os novos macros para avaliar o comportamento dos 10 modelos de turbina a gás utilizando, agora, o resfriamento do ar de entrada no compressor. O processo é muito parecido com o que foi feito na parte inicial da simulação para levantar as curvas de desempenho da turbina em função da variação da temperatura ambiente, as diferenças estão fundamentalmente estabelecidas no que diz respeito

aos valores adotados para a umidade relativa do ar e também a vazão mássica de produção de água gelada.

No que tange a umidade relativa não se tem mais a variação na escala de valores da mesma, fica adotado o valor fixo a umidade relativa do ar em 60% para se realizar todas as simulações. No que se refere a vazão mássica de produção de água gelada houve uma pequena limitação, não superada ao longo da simulação, que impossibilita a determinação da vazão apropriada por meios iterativos, dessa forma é necessário fixar o valor do fluxo de água gelada nos dois chillers de acordo com cada valor de temperatura ambiente pré-determinada nos macros. É feito um processo de tentativa erro para se chegar ao valor ideal de vazão de água, tal processo é muito trabalhoso pois envolve uma análise geral do modelo. Para contornar tal cenário optou-se por realizar o estudo do comportamento das turbinas a gás somente para alguns valores de temperatura ambiente, que são 15, 25, 35 e 45°C e não mais efetuar o estudo com a temperatura ambiente variando na faixa de 0 a 45°C.

Na figura seguinte pode-se observar os 4 macros referentes a cada valor de temperatura, bem como a segunda opção de configuração de macros que se refere ao valor a ser fixado para a vazão de água gelada. Os parâmetros de saída naturalmente serão os mesmos daqueles do sistema sem resfriamento do ar de entrada e novamente os dados obtidos serão exportados para o Excel para elaborar o comparativo entre as duas configurações.

Figura 58 - Detalhe da caixa de diálogo onde se configuram os Macros Inputs para o sistema com resfriamento do ar de entrada



Fonte: Os autores.

As temperaturas mais baixas foram descartadas devido ao fato da produção de água gelada ser na faixa de 7 °C, dessa forma não se justificaria resfriar o ar que já estaria a uma temperatura tão baixa. Para os valores de temperatura mais elevados foi definido a variação uma variação na casa de 10 em 10°C, pois caso fosse utilizado um intervalo menor o processo se tornaria impraticável devido a necessidade de definir caso a caso os valores de vazão de água gelada em cada um dos dois chillers pelo método de tentativa e erro. Em alguns casos esse processo não permite estabelecer o valor de fluxo de água gelada que conduz ao funcionamento do sistema, rigorosamente, dentro de todos os parâmetros pré-estabelecidos, principalmente no que se refere a temperatura de saída da corrente heating do chiller por absorção alimentado por vapor.

Concluídos todos os cenários de simulação, toda e qualquer variável relativa de qualquer componente de cada modelo fica acessível para se realizar alguma análise futura, basta configurar os *macros outputs* e selecionar de qual case se deseja a informação, ela então será apresentada. Vale fazer a ressalva de que a configuração de todos os modelos elaborados seguem o mesmo padrão, sendo que o que se modifica é o modelo da turbina a gás escolhido na biblioteca do ThermoFlex®, quanto aos pequenos desvios apresentados em algumas simulações não há comprometimento dos resultados finais, visto que aliado ao fato dos desvios serem

efetivamente pequenos, ainda estamos trabalhando no estudo de um processo que ocorre fora do ponto de projeto e também deve-se considerar a margem de erro que existe no próprio software quando se analisa a escolha de modelos pré-configurados existentes na biblioteca do programa.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os gráficos comparando o desempenho das turbinas estudadas, potência de saída e rendimento elétrico, quando se tem o sistema com resfriamento e o sistema sem resfriamento, elaborados a partir dos resultados obtidos no Thermoflex®, serão apresentados a seguir. Além deles também é apresentada uma curva que caracteriza o comportamento da carga térmica remanescente na corrente de água gelada após o processo de resfriamento do ar. Nestes gráficos poderemos observar que em todos os modelos de turbinas há um aumento do rendimento elétrico e o aumento da potência de saída quando comparados com aqueles obtidos nas turbinas sem o resfriamento do ar de entrada.

Como foi analisado no tópico [2.6.2.1 Temperatura do Ar Ambiente](#), o fato das turbinas a gás serem máquinas térmicas que absorvem o ar atmosférico faz com que seu desempenho seja afetado quando a vazão em massa de ar que entra no compressor for diferente das condições ISO. O aumento da temperatura do ar ambiente faz com que a massa específica do ar se reduza, isso implica em uma redução na vazão mássica de ar que entra no compressor aumentando assim a potência consumida por ele e consequentemente reduzindo a potência produzida pela turbina.

Por exemplo, o rendimento elétrico na turbina modelo ALSTOM GT 5 aumenta de 22,39% para 26,1% e a potência de saída aumenta de 1681,5 kW para 2420 kW, quando a temperatura ambiente é de 45°C e a umidade relativa de 60%. É possível observar também que quanto maior a temperatura ambiente, mais eficiente é o modelo de resfriamento do ar de entrada. Como foi visto a potência demandada pelo compressor é função da temperatura ambiente, dessa forma quanto maior o patamar da temperatura ambiente maior será a potência demanda no compressor e menor será a potência produzida pela turbina. O processo de resfriamento do ar que se encontra a temperaturas ambientes mais baixas não trás grandes resultados devido ao fato de nessas condições e economia no trabalho de compressão do ar não ser muito significativa. A temperatura do ar sai de 15°C para 7°C utilizando-se o

resfriamento. Agora quando se trabalha com temperaturas ambientes superiores a 25°C os resultados são expressivos, pois com o resfriamento do ar de entrada consegue-se reduzir a temperatura da casa dos 35 e 45°C aos 10 e 14°C, respectivamente. Assim o ganho com a redução do trabalho de compressão do ar passa a ser muito significativo.

A tabela abaixo ilustra a comparação entre o rendimento elétrico e potência de saída com e sem resfriamento do ar de entrada da turbina modelo SIEMENS SGT-100-1S para as temperaturas ambientes de 15 e 45°C e umidade relativa de 60%.

Tabela 26 - Comparaçao do rendimento elétrico e da potênciade saída com a variação da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S

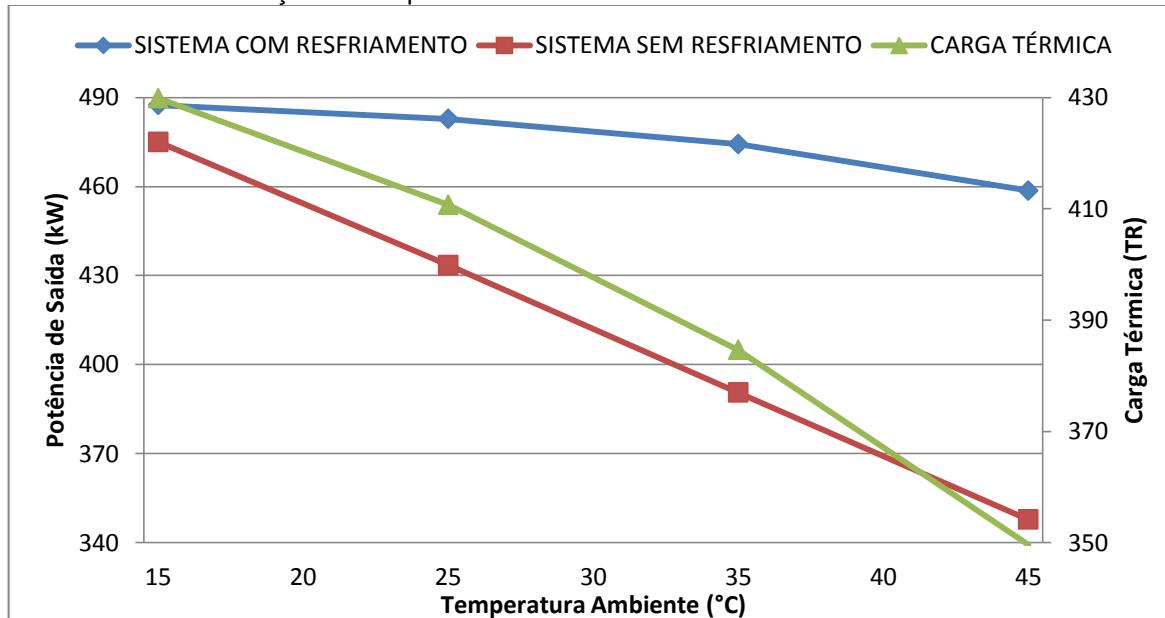
SIEMENS SGT-100-1S				
	Sem Resfriamento		Com Resfriamento	
	15°C	45°C	15°C	45°C
Rendimento Elétrico (%)	29,59	25,16	29,54	28,95
Potênciade Saída (kW)	4113	2851	4199	3969

Fonte: Os autores.

Como é possível observar, a potência de saída da turbina aumenta aproximadamente 2,01% para temperatura ambiente de 15°C, enquanto que para 45°C o mesmo parâmetro aumenta 39,21%. Esse mesmo comportamento, qualitativamente falando, pode ser observado para todas as turbinas em estudo. Porém, quantitativamente, cada uma das turbinas apresentam comportamentos particulares, estas peculiaridades estão apresentadas na forma de gráfico nas figuras 59 a 78.

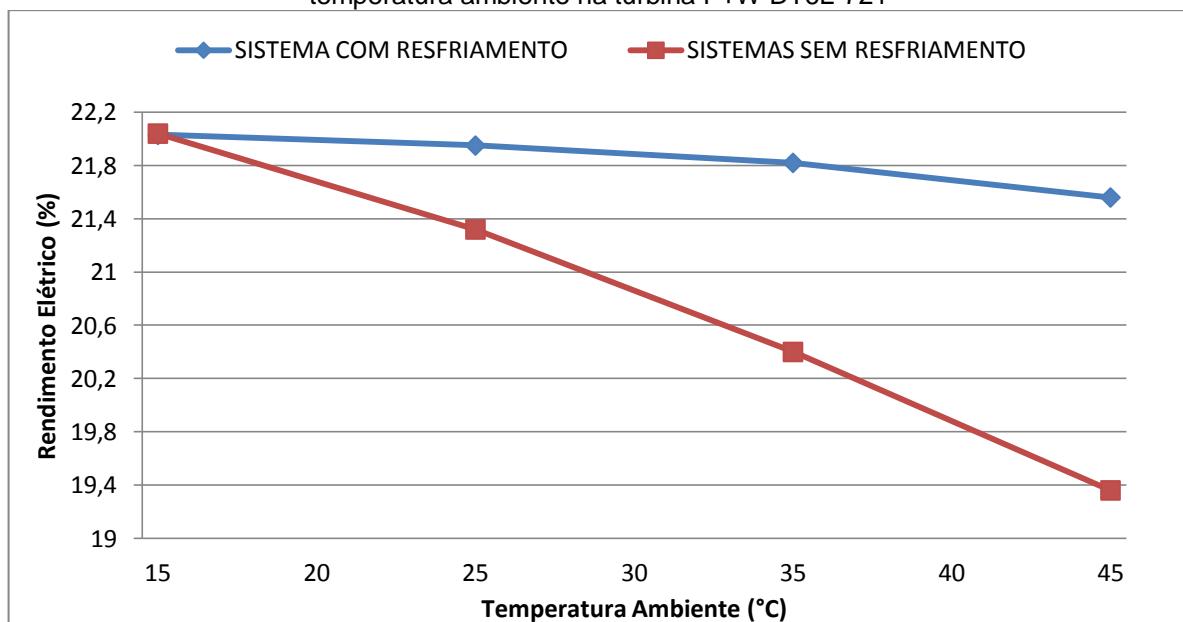
a) Modelo P+W DT6L-721

Figura 59 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina P+W DT6L-721



Fonte: Os autores.

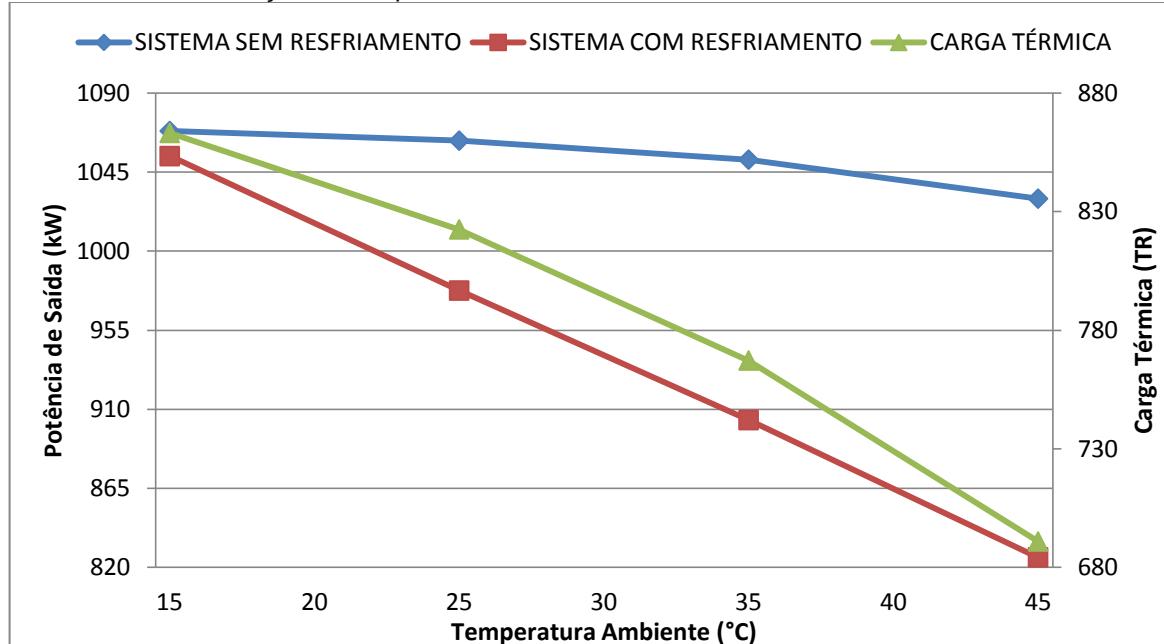
Figura 60 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina P+W DT6L-721



Fonte: Os autores.

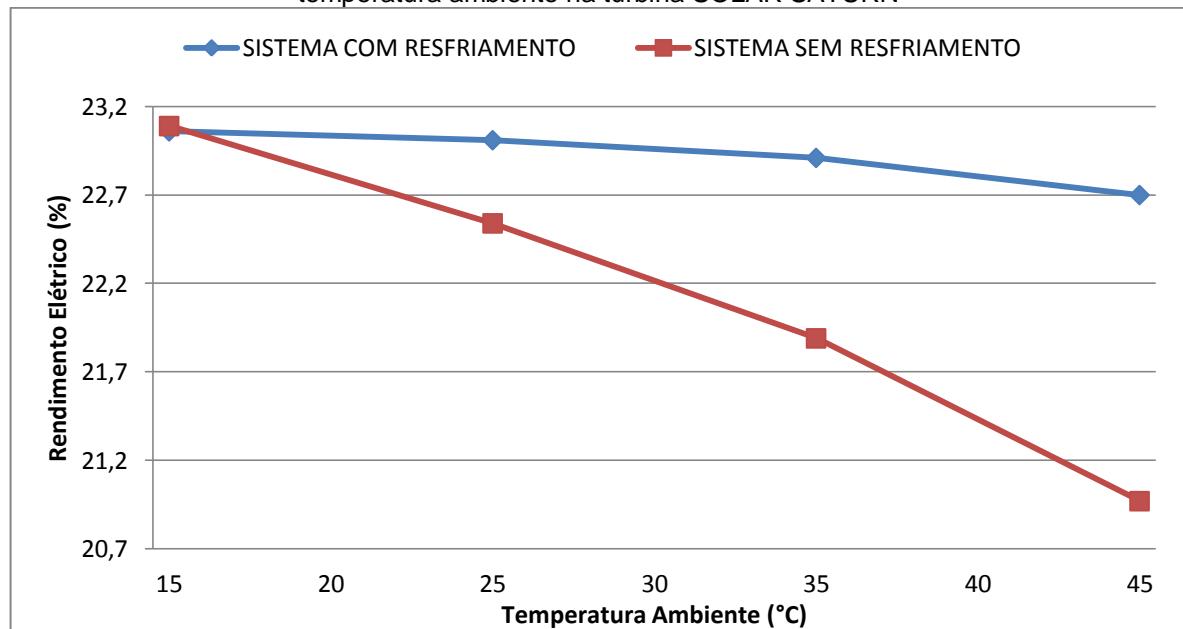
b) Modelo SOLAR SATURN

Figura 61 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN



Fonte: Os autores.

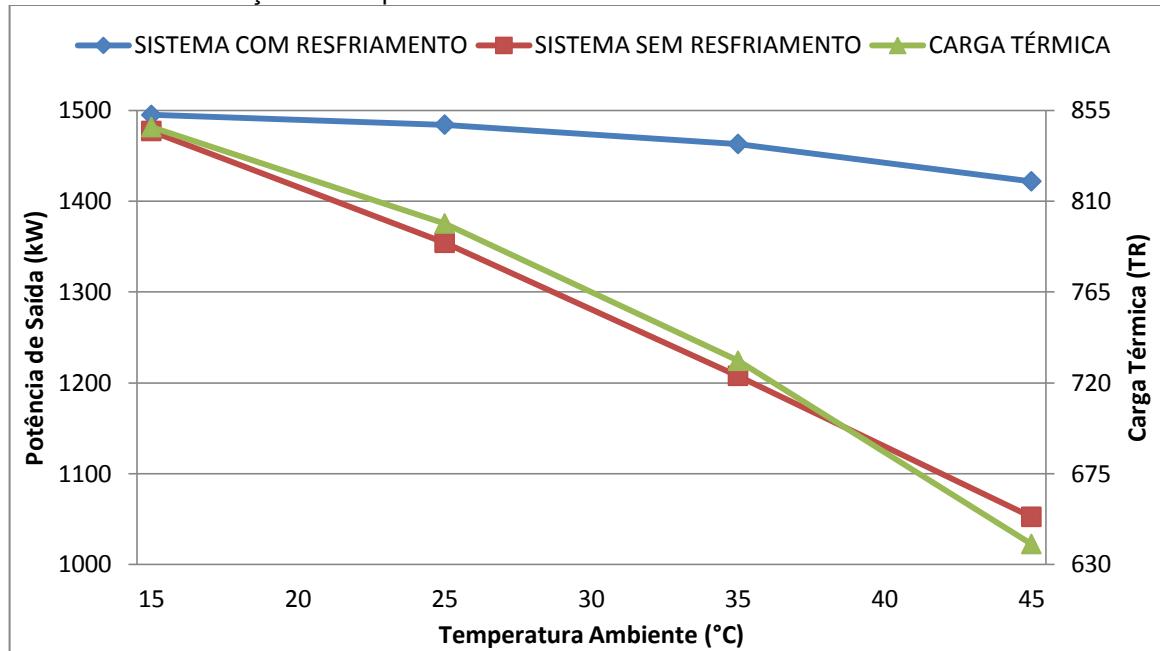
Figura 62 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN



Fonte: Os autores.

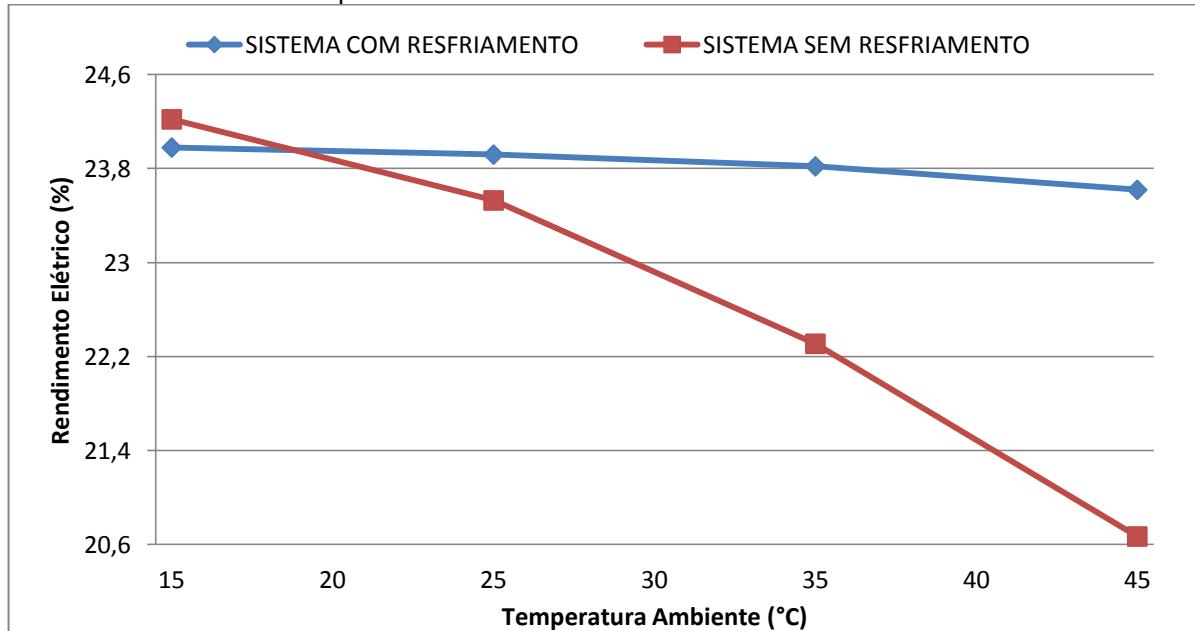
c) Modelo KAWASAKI GPB15

Figura 63 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI GPB15



Fonte: Os autores.

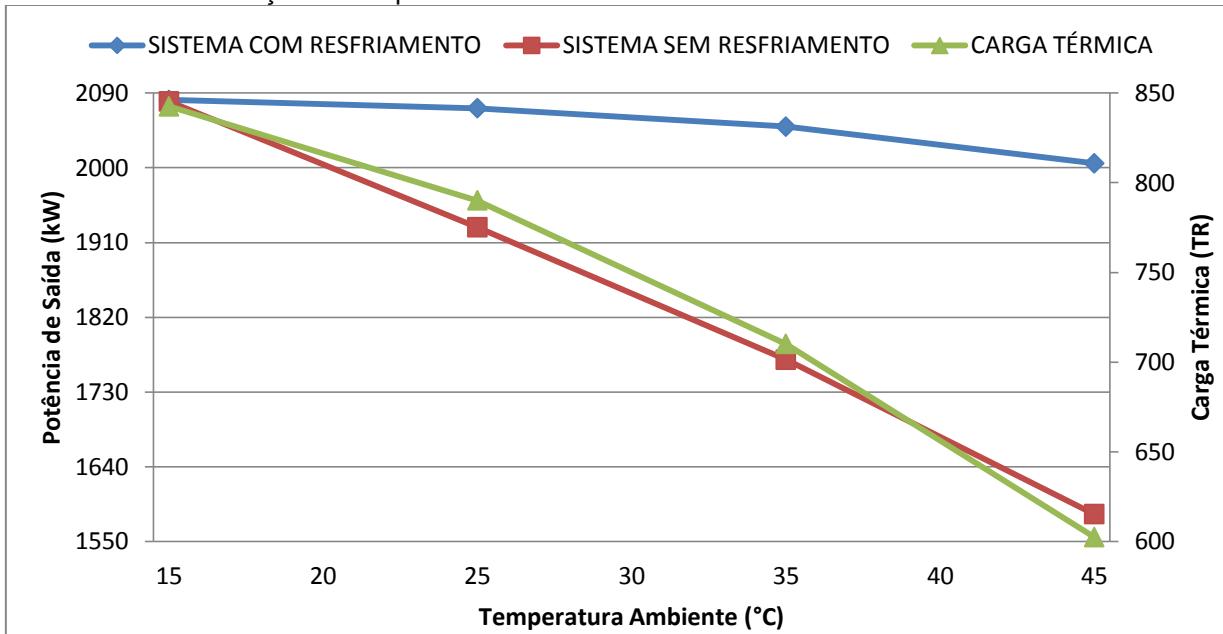
Figura 64 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina KAVASAKI GPB15



Fonte: Os autores.

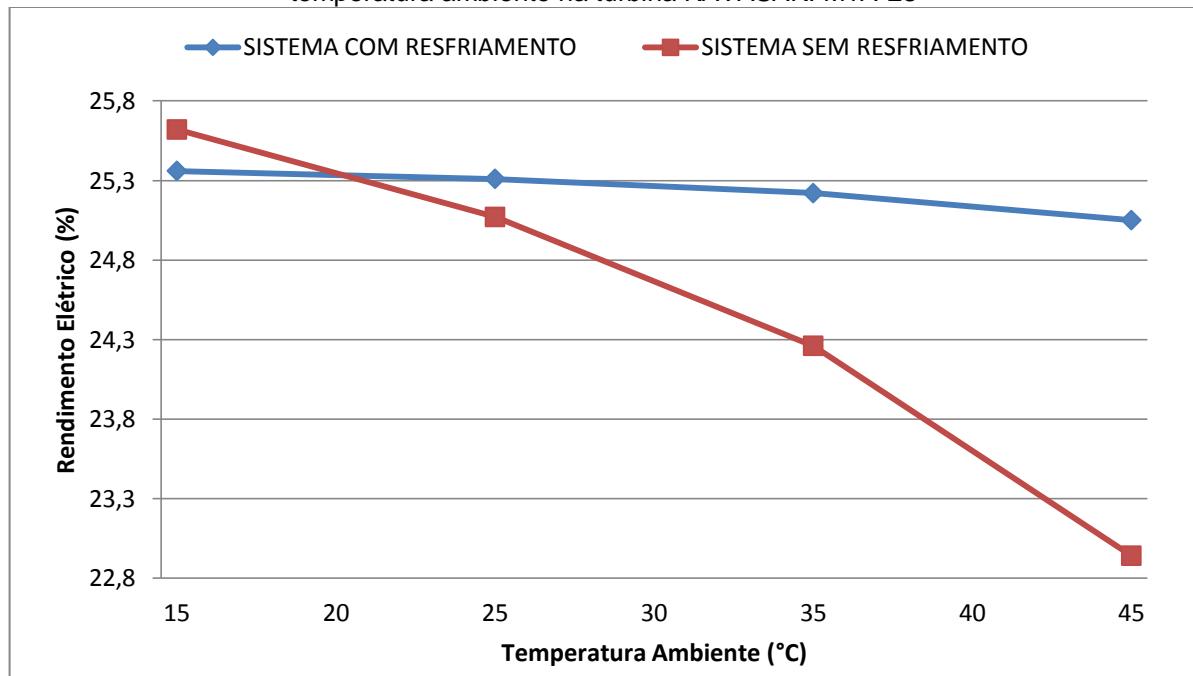
d) Modelo KAWASAKI M1A-23

Figura 65 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina KAWASAKI M1A-23



Fonte: Os autores.

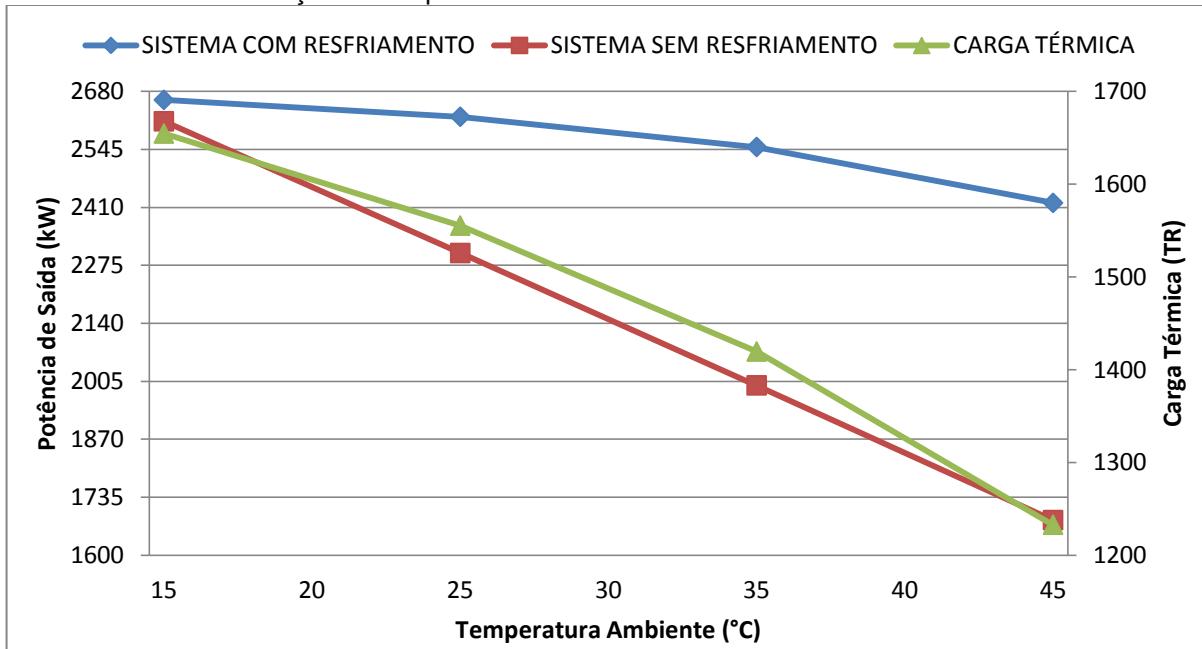
Figura 66 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina KAVASAKI M1A-23



Fonte: Os autores.

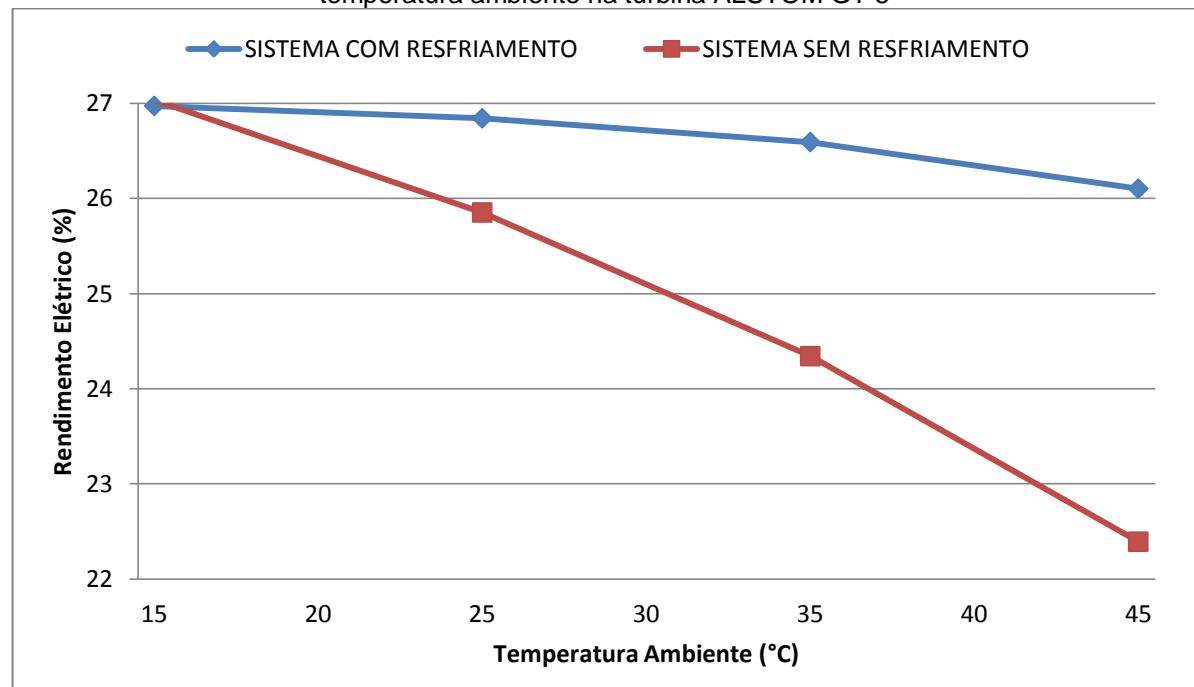
e) Modelo ALSTOM GT 5

Figura 67 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina ALSTOM GT 5



Fonte: Os autores.

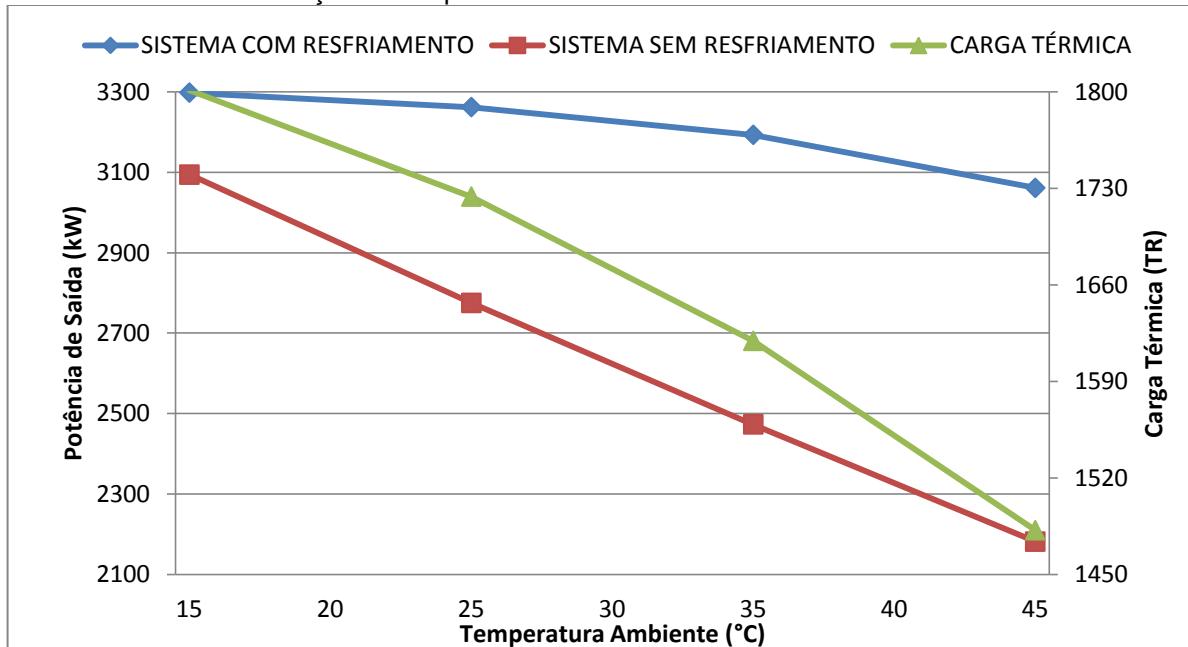
Figura 68 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina ALSTOM GT 5



Fonte: Os autores.

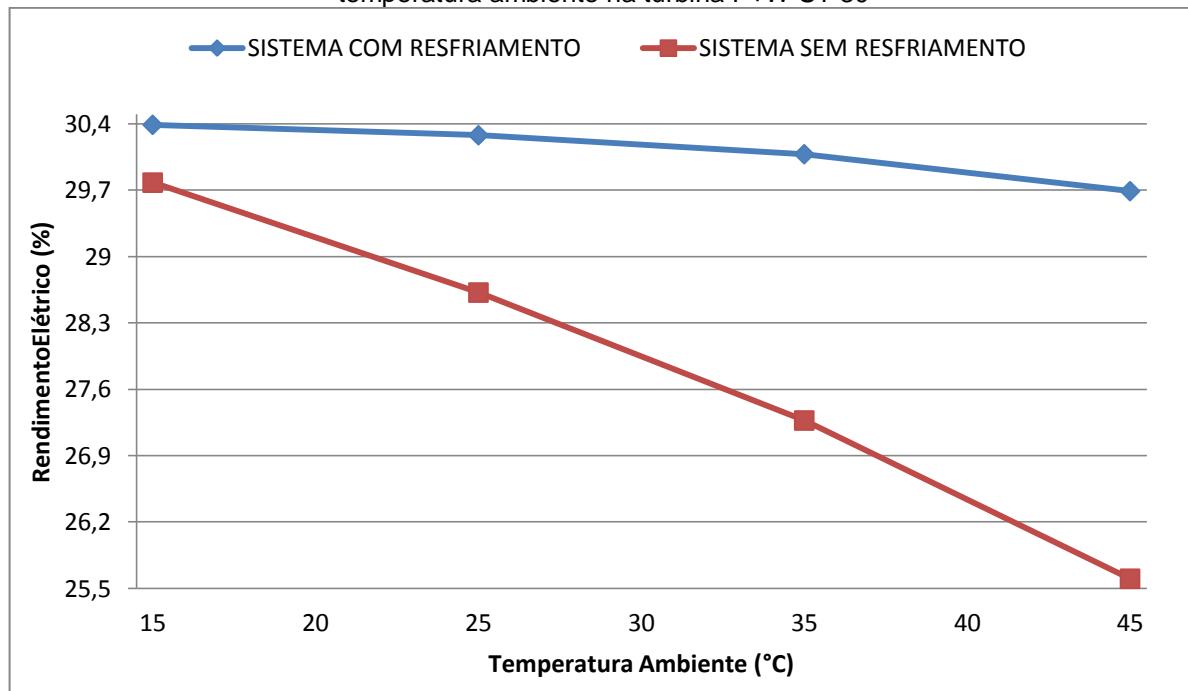
f) Modelo P+W ST 30

Figura 69 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina P+W ST 30



Fonte: Os autores.

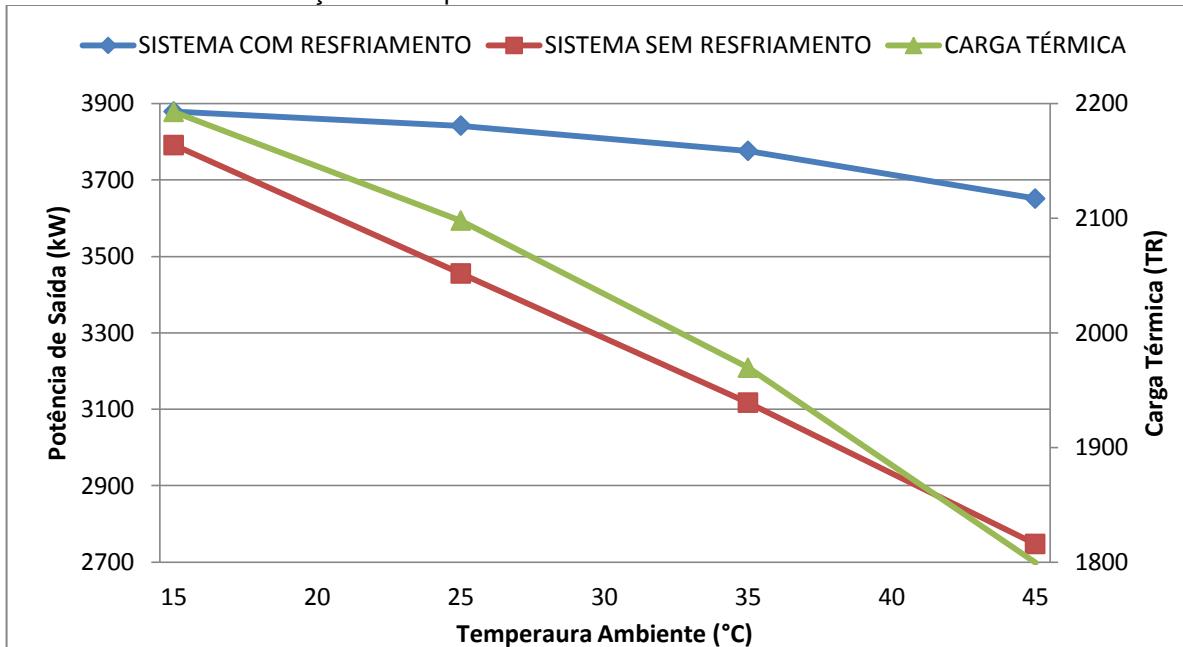
Figura 70 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina P+W ST 30



Fonte: Os autores.

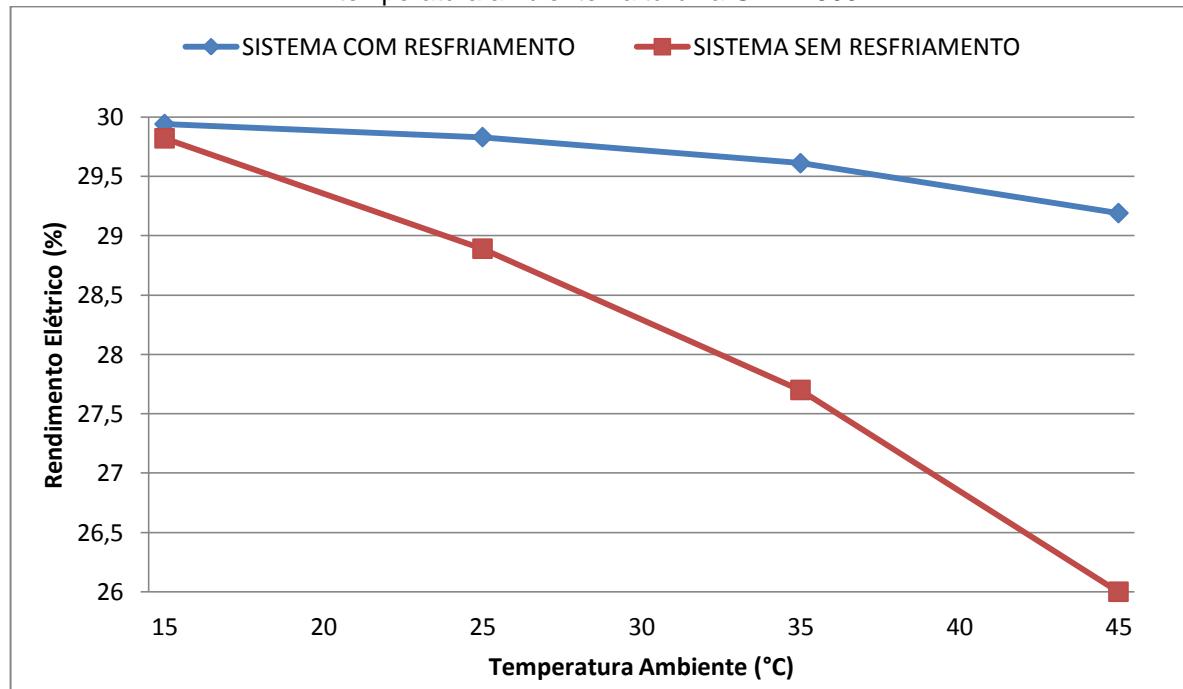
g) Modelo GE LM500

Figura 71 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina GE LM500



Fonte: Os autores.

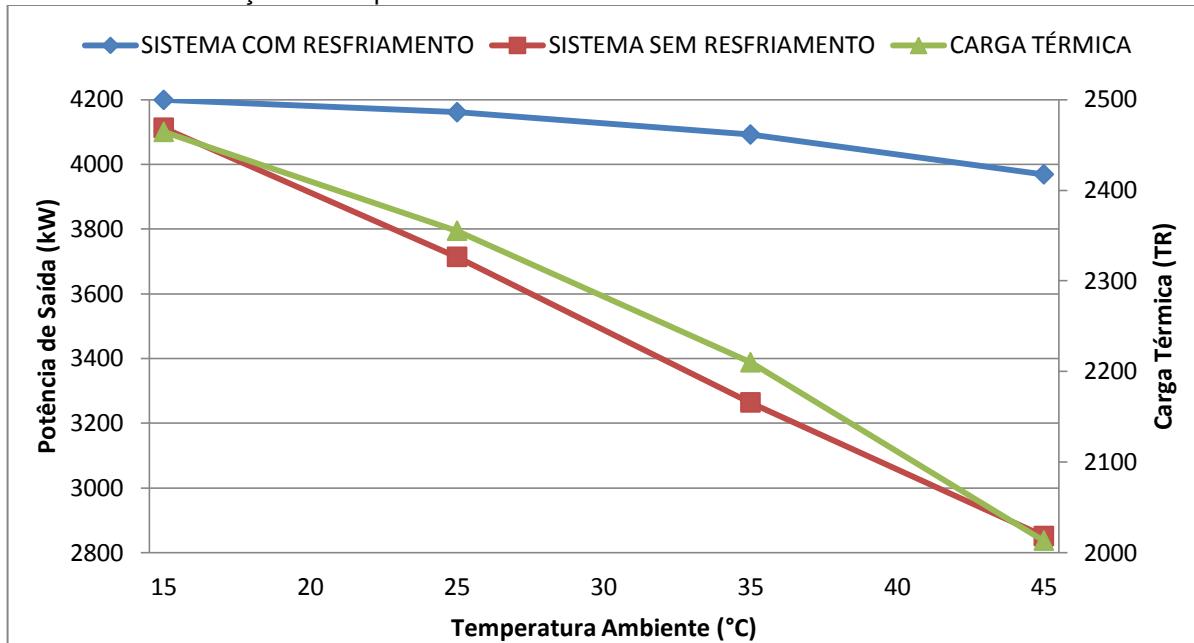
Figura 72 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina GE LM500



Fonte: Os autores.

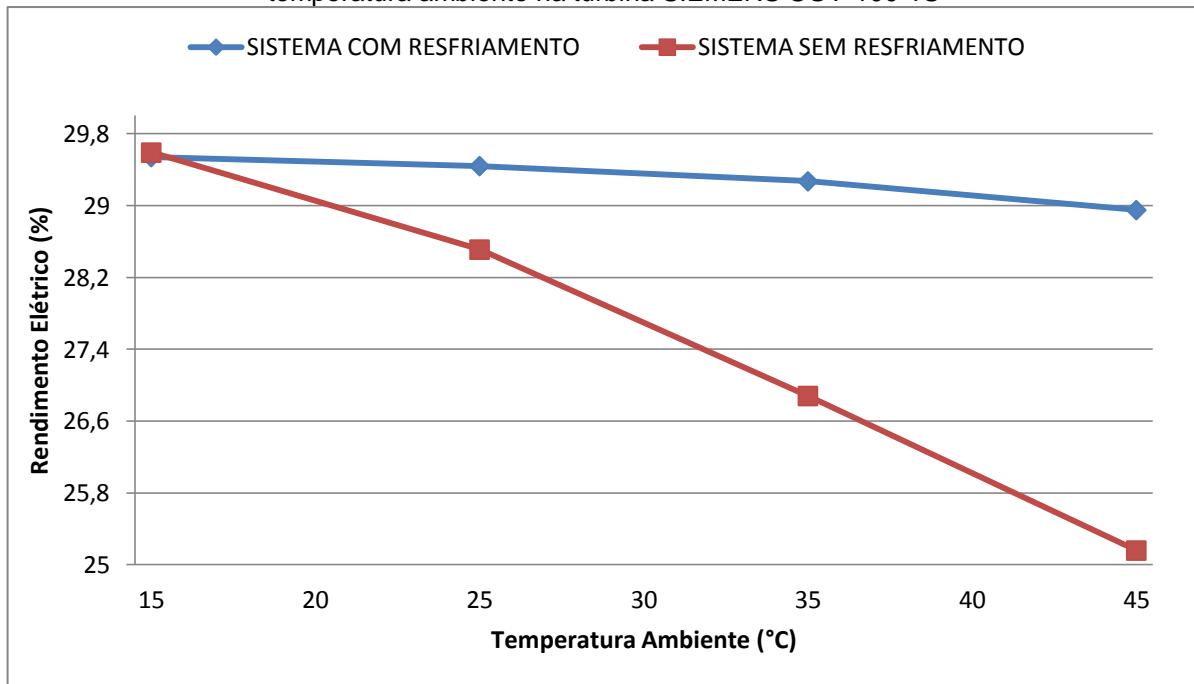
h) Modelo SIEMENS SGT-100-1S

Figura 73 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S



Fonte: Os autores.

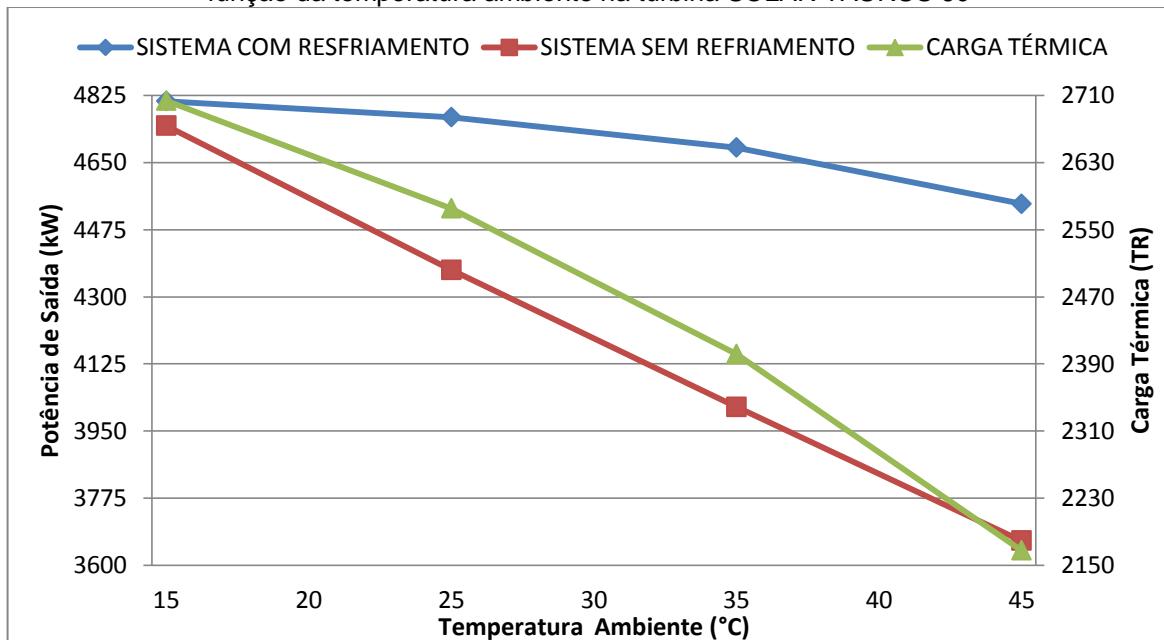
Figura 74 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SIEMENS SGT-100-1S



Fonte: Os autores.

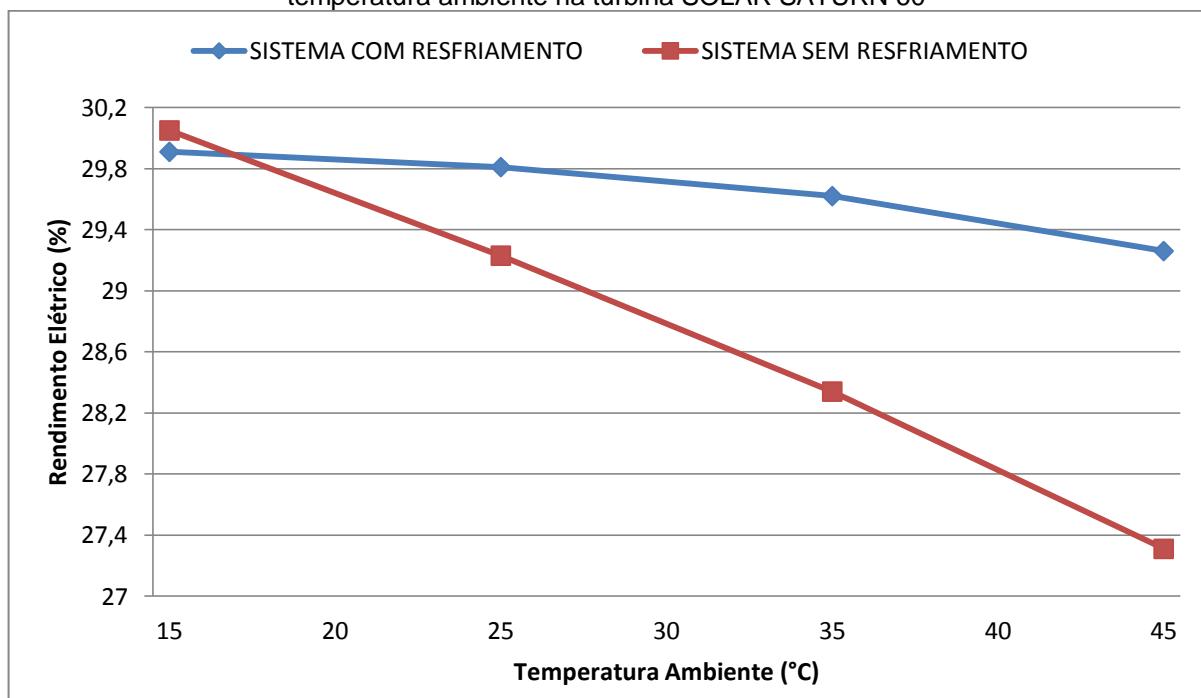
i) Modelo SOLAR TAURUS 60

Figura 75 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR TAURUS 60



Fonte: Os autores.

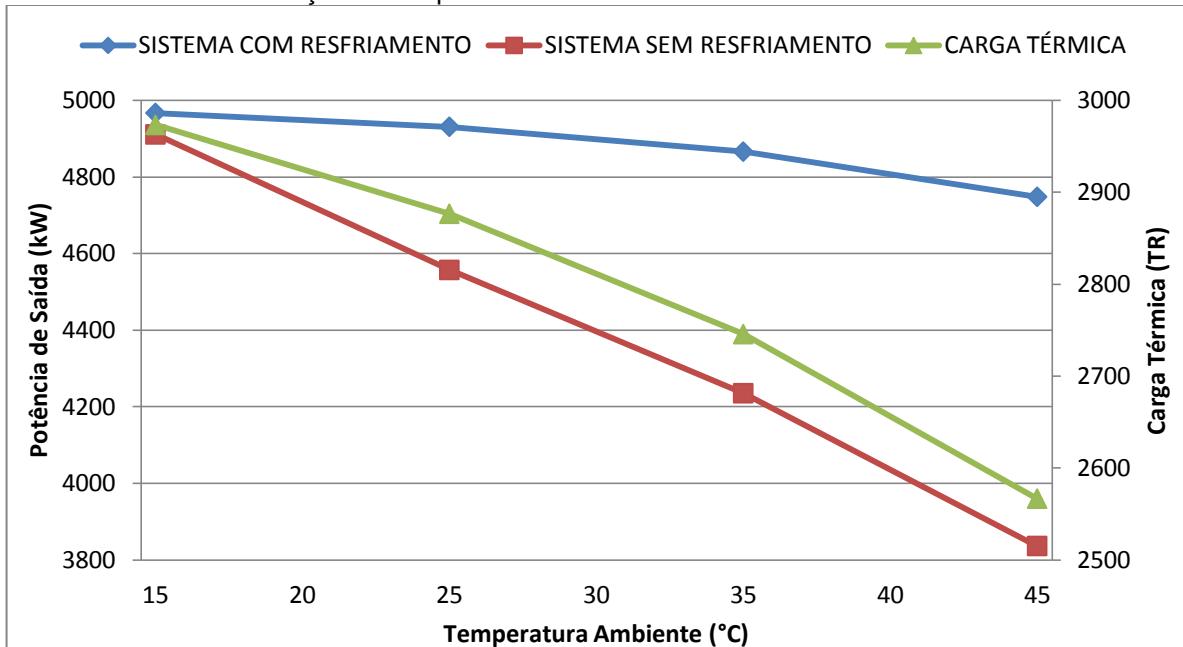
Figura 76 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina SOLAR SATURN 60



Fonte: Os autores.

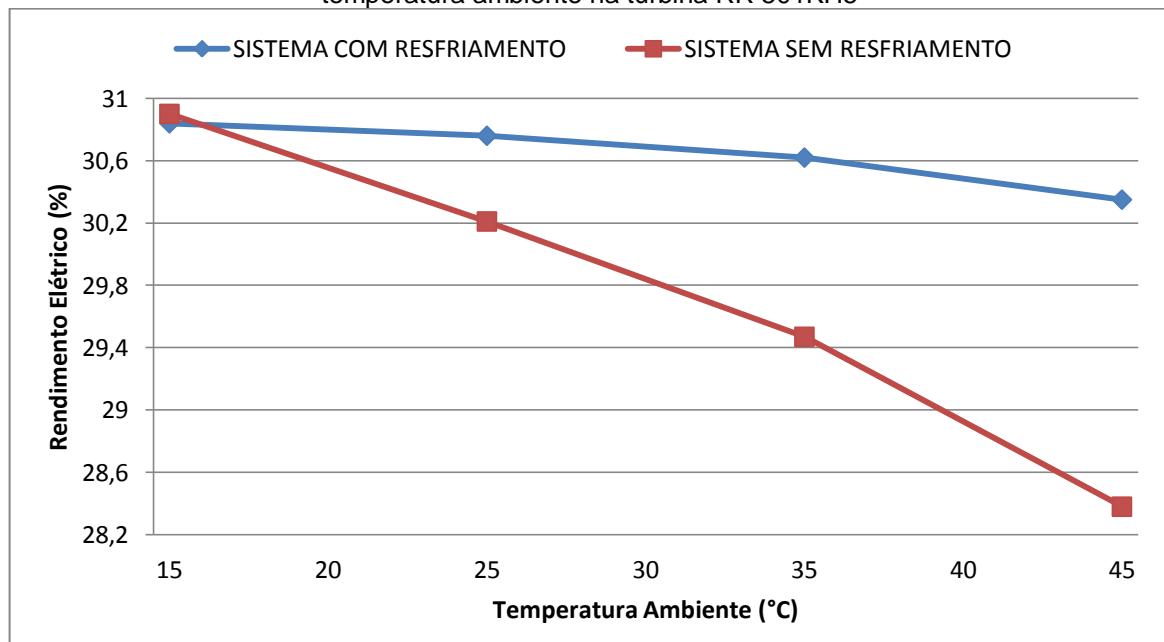
j) Modelo RR 501KH5

Figura 77 - Gráfico da potência de saída nos sistemas com e sem resfriamento e da carga térmica em função da temperatura ambiente na turbina RR 501KH5



Fonte: Os autores.

Figura 78 - Gráfico do rendimento elétrico nos sistemas com e sem resfriamento em função da temperatura ambiente na turbina RR 501KH5



Fonte: Os autores.

Nas figuras 59, 61, 63, 65, 67, 69, 71, 73, 75 e 77 pode-se observar as curvas de carga térmica excedente na corrente de água gelada após a passagem pelo "fan coil". Esta carga térmica excedente está relacionada ao fato da quantidade de água gelada produzida ser muito maior do que a requerida para o processo de resfriamento do ar e também, em maior importância, ao fato da temperatura de saída da corrente de água gelada dos chillers ser de 7 °C que ao passar pelo "fan coil" sofre um pequeno aumento, porém esse valor não atinge o da temperatura de entrada nos chillers, que é de 12 °C. Desse modo, nota-se que tem-se ainda uma parcela excedente de carga térmica provinda da água gelada. Considerando o fato de que uma pequena parcela da carga térmica total é utilizada para o resfriamento do ar de entrada, depreende-se que a parcela de carga térmica disponível na corrente de água gelada após o processo de resfriamento do ar (que é a carga térmica excedente mostrada nos gráficos) representa uma quantia significativa, podendo ser usada em uma outra utilidade.

Para efetuar o cálculo do valor da carga térmica remanescente após o resfriamento do ar adotou-se o calor específico da água à temperatura de 9 °C, $c_p = 4,1972 \frac{kJ}{kg.K}$ (EM TEMPO SC, 2011). É natural que com o aumento da temperatura ambiente essa parcela de carga térmica venha a se reduzir, pois como observado o desempenho da turbina a gás cai com o aumento da temperatura, com isso a cadeira de recuperação de calor produz uma quantidade menor de vapor e como consequência disso a vazão água gelada produzida nos chillers também é reduzida. Aliado a estes fatores tem-se também o fator de redução no delta de temperatura existente entre a temperatura da água na saída do "fan coil" e a temperatura de entrada no chiller. Tal redução acontece justamente pelo fato das maiores temperaturas ambientes requererem maior necessidade de frio para efetuar o resfriamento do ar, todos esses apontamentos acima contribuem para a o comportamento decrescente da curva de carga térmica em função do aumento da temperatura ambiente.

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES FUTURAS

Após apresentados os resultados obtidos nesse estudo pode-se afirmar que o objetivo do trabalho foi alcançado, dessa forma, concluímos que o modelo de resfriamento do ar de entrada no compressor de cada um dos dez modelos comerciais de turbinas a gás estudados é termodinamicamente viável, uma vez que o resfriamento do ar de entrada propicia o aumento da eficiência elétrica, bem como o aumento da potência de saída da turbina. Além disso, a vazão de água gelada produzida nos chillers por absorção é mais que suficiente para realizar o resfriamento do ar, ficando disponível, ainda, uma grande carga térmica de refrigeração para utilização em outros processos.

Para futuros trabalhos pode-se recomendar um estudo a fim de verificar a viabilidade econômica do modelo aqui proposto. Pode-se recomendar, também, o mesmo estudo termodinâmico com a produção de água gelada feita com a utilização de chillers por absorção de amônia, pois estes equipamentos são capazes de produzir água gelada a temperaturas ainda mais baixas, dessa forma seria possível obter um ganho ainda maior tanto na potência de saída quanto no rendimento elétrico, visto que o ar de entrada seria resfriado a temperaturas inferiores as que aqui foram conseguidas. Em se tratando do aproveitamento da carga térmica excedente, após a passagem pelo "fan coil", na corrente de água gelada produzida nos chillers, pode-se propor um estudo de termoacumulação referente a este vetor energético.

Para as instalações que compram energia elétrica da concessionária local e que tem possibilidade de utilizar o processo de resfriamento do ar para aumentar a potência produzida, pode-se propor um estudo econômico afim de se reavaliar o contrato horo-sazonal de compra de energia elétrica no horário de ponta. Uma vez que acontece redução na demanda de energia contratada em virtude do aumento de desempenho da turbina, pode-se obter ganhos econômicos significativos, pois no horário de ponta são cobradas as tarifas mais altas.

Outro estudo que pode decorrer deste trabalho, porém aplicado as turbinas a gás compreendidas em um patamar de potência acima de 5 MW, é a utilização de um ciclo combinado com turbina a vapor para aumentar a potência produzida na instalação, ficando somente o chiller de simples efeito, que é alimentado por água

quente produzida em um pré-aquecedor após a caldeira de recuperação de calor, para realizar a produção de água gelada que seria necessária para efetuar o resfriamento do ar de entrada, uma vez que a carga térmica demandada neste último processo é pequena.

Por fim pode-se propor um estudo de aumento de desempenho de plantas de geração de potência com turbinas a gás utilizando o ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão, sendo que uma extração de vapor seria feita para alimentar um chiller, de duplo efeito, onde seria produzida água gelada para ser enviada ao processo de resfriamento do ar de entrada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 ANDREOS, Ronaldo. **Workshop "Climatização e Cogeração".** São Paulo, abr. 2008. Disponível em: <http://www.abegas.org.br/upload_arquivo/climatizacao_parte3.pdf>. Acesso em 11 nov. 2011.
- 2 Associação da Indústria de Cogeração de Energia - **COGEN**. Pinheiros, São Paulo. Site Institucional. Disponível em: <<http://www.cogen.com.br/>>. Acesso em: 27 out. 2011.
- 3 BELLORIO, Marcos; PIMENTA, João. Análise Teórica da Influência do Condicionamento do Ar por Resfriamento Evaporativo Sobre o Desempenho de Ciclos de Ciclos de Turbina a Gás. In: CONGRESSO IBEROAMERICANO DE AR CONDICIONADO, CALEFAÇÃO E REFRIGERAÇÃO - CIAR, 8., 2005, Montevidéu. **Anais...** Montevidéu: CIAR, 2005. Disponível em: <http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/ARTIGO_CIAR_RefrEvap.pdf>. Acesso em: 12 ago. 2011.
- 4 BROOKS, Frank J. **GE Gas Turbine Performance Characteristics**. New York, USA oct. 2000. Disponível em: <<http://143.107.98.150/Silvio/PME2517/GEgasTurbine.pdf>>. Acesso em: 12 ago. 2011.
- 5 Catálogo Siemens™. **Turbinas a Gás Industriais, 2009**. Disponível em: <<http://www.energy.siemens.com/br/en/power-generation/gas-turbines/sgt-100.htm>>. Acesso em: 09 nov. 2011.
- 6 Catálogo Roll-Royce™. **501-K Gas Turbines for oil & gas applications, 2002**. Disponível em: <http://www.rolls-royce.com/Images/fs_501_tcm92-6730.pdf>. Acesso em: 09 nov. 2011.
- 7 Em Tempo SC. **Blog com Atualizações Climáticas e Consequências do Clima no Estado de Santa Catarina. Assuntos Científicos**. Santa Catarina, 06 maio 2011. Disponível em: <<http://emtemposc.blogspot.com/2011/05/tabela-de-calor-especifico-da-agua-e-do.htm>>. Acesso em: 01 nov. 2011.
- 8 JÚNIOR, S.O. et al. **Sistemas de Refrigeração por Absorção**. São Paulo, 2004. p. 14-26 Disponível em: <<http://143.107.98.150/PME2517/sistRefrigeraoAbsorcao.pdf>>. Acesso em: 31 out. 2011.
- 9 LEMOS, Mateus Albernaz. **EletroMec on-line - Termelétrica, Ciclo Combinado e Cogeração**. Site Pessoal. Atualizado em 25 out. 2000 Disponível em: <<http://m.albernaz.sites.uol.com.br/termeletrica.htm>>. Acesso em: 11 out. 2011.

- 10 LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. do. **GERAÇÃO TÉRMELÉTRICA: Planejamento, Projeto e Operação.** Volume 1. Rio de Janeiro. Editora Interciênciacia, 2004. p. 321-432.
- 11 LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. do. **GERAÇÃO TÉRMELÉTRICA: Planejamento, Projeto e Operação.** Volume 2. Rio de Janeiro. Editora Interciênciacia, 2004. p. 743-755.
- 12 MOHANTY, B.; PALOSO, G.Jr. **Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller.** Thailand, 1993. Heat Recovery System & CHP Vol. 15, No. 1, p. 41-50, 1995.
- 13 MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 4^a Ed. Rio de Janeiro. Ed. LTC, 2002. p. 376.
- 14 MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.** 5^a Ed. England. Ed. John Wiley & Sons, 2006. p. 470.
- 15 QUEIROZ, Manoel; MATIAS, José Augusto. **Básico de Turbinas a Gás.** Manual da PETROBRAS. Rio de janeiro, jan. 2003.
- 16 SANTOS, J.J.C.S. **Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada.** Dissertação de Mestrado. Itajubá, 2005. p. 183-186.
- 17 SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica.** 6^a ed. São Paulo. Ed. Edgard Blücher, 2003.
- 18 TransCanada Turbines™. **Empresa Licenciada pela Roll-Royce™ para serviços de manutenção em campo dos modelos de turbinas industriais a gás RB211.** Site Institucional. Disponível em: <<http://www.tcturbines.com/default.aspx?cid=123&lang=1>>. Acesso em: 01 nov. 2011.