

PAULO ROBERTO NALI

Repotencialização de termelétricas por meio do resfriamento do ar de  
admissão de turbinas a gás

São Paulo  
2018



PAULO ROBERTO NALI

Repotencialização de termelétricas por meio do resfriamento do ar de  
admissão de turbinas a gás

Monografia apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Especialista em  
Energias Renováveis, Geração Distribuída  
e Eficiência Energética.

São Paulo  
2018

PAULO ROBERTO NALI

**Repotencialização de termelétricas por meio do resfriamento do ar de  
admissão de turbinas a gás**

Monografia apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Especialista em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética.

Área de concentração: Geração de energia elétrica, gás natural, termodinâmica e eficiência energética.

Orientador:  
Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira

São Paulo  
2018

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Catalogação-na-publicação

Nali, Paulo Roberto

Repotencialização de termelétricas por meio do resfriamento do ar de admissão de turbinas a gás / P. R. Nali -- São Paulo, 2018.

69 p.

Monografia (Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Gás Natural 2.Geração de Energia Elétrica 3.Termoeleticidade  
4.Turbinas a gás I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.  
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao professor Dr. José Roberto Simões Moreira, pela orientação e pelo constante estímulo transmitido durante todo o trabalho.

Aos meus pais José Roberto e Rosângela, ao meu irmão João e à minha esposa Vanessa por todo o apoio dado durante o curso, e a todos que colaboraram direta ou indiretamente, na execução deste trabalho.

## **RESUMO**

As usinas termelétricas são fundamentais para sustentação da base de geração de energia elétrica brasileira e para atuar no controle do nível dos reservatórios das usinas hidrelétricas. A maior fonte de energia para estas usinas no Brasil é o gás natural, e a tendência é de que a participação desta fonte aumente frente a menor utilização de usinas a carvão ou óleo combustível, por questões ambientais e financeiras. Deste modo, aproveitar ao máximo a potência instalada das usinas significa otimizar os recursos disponíveis, visando menor impacto ambiental e redução da necessidade de expansão do sistema. Uma das possibilidades é potencializar as usinas termelétricas existentes ou novas com o sistema de resfriamento do ar de admissão das turbinas a gás, o que resultará em um aumento de potência e rendimento das mesmas com a diminuição da temperatura de admissão. Este fator é ainda mais significativo em regiões quentes, clima predominante em boa parte do território brasileiro. São apresentadas as tecnologias principais de resfriamento do ar de admissão que podem ser utilizadas neste processo e quantificado o aumento de potência de uma usina utilizada como exemplo. Para os modelos de turbinas selecionados, aplicados a ciclos termodinâmicos simplificados, utilizando as temperaturas locais de Aracaju-SE e São Paulo-SP, observou-se um acréscimo de potência de até 18% para turbinas operando em ciclo simples. Também houve impacto positivo na geração de energia em ciclo combinado, em uma análise inicial simplificada, de até 5% na geração de energia elétrica a partir do ciclo vapor. A seleção da tecnologia mais adequada depende diretamente do ciclo térmico da usina, disponibilidade de água na região e do objetivo do proprietário entre menor tempo de retorno e maior aumento de potência líquida da planta.

**Palavras-chave:** Gás natural. Geração de Energia Elétrica. Termoelectricidade. Turbinas a gás.

## **ABSTRACT**

The thermal power plants are fundamental for the support of the Brazilian electricity generation base and level of hydroelectric water storage. The largest source of energy for these plants in Brazil is natural gas, and the tendency is the increasing of this source in face of the less use of coal or fuel oil plants due to environmental and financial reasons. In this way, maximizing the installed power of the plants means optimizing available resources, aiming at less environmental impact and reducing the need for system expansion. One of the possibilities is to boost existing or new thermoelectric plants with the gas turbine intake air cooling system, that result in increased power and efficiency with the reduction of the intake temperature. This factor is even more significant in hot regions, a predominant climate in Brazil. The turbine inlet air cooling main technologies that can be used in this process will be presented and the power increase of a power plant used as an example will be quantified. For models of selected turbines, applied the simplified thermodynamic cycles using local temperatures of Aracaju-SE and São Paulo-SP, there was a power increase of up to 18% for turbines operating in simple cycle. There was also a positive impact on energy generation in combined cycle in a simplified initial analysis, up to 5% in the generation of electricity from the steam cycle. The selection of the most appropriate technology depends directly on the thermal cycle of the plant, the availability of water in the region and the owner's goal between a shorter turnaround time and a higher net power increase of the plant.

**Keywords:** Natural gas. Electric Power Generation. Thermoelectricity. Gas turbines.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 – Oferta interna de energia elétrica por fonte (EPE, 2017a) .....	16
Figura 2.2 - Ciclo rankine simples (WYLEN, 1995) .....	18
Figura 2.3 - Turbina a vapor (TGM, 2018).....	21
Figura 2.4 - Turbina a gás - Ciclo Brayton (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017).....	22
Figura 2.5 - Ciclo Brayton simples (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017).....	23
Figura 2.6 - Diagramas do ciclo Brayton (WYLEN, 1995) .....	23
Figura 2.7 - Rendimento térmico em função da temperatura de admissão .....	25
Figura 2.8 - Trabalho líquido em função da temperatura de admissão .....	25
Figura 2.9 - Aplicação de turbinas a gás aeroderivativas (AEIC, 2013) .....	26
Figura 2.10 - Turbina a gás <i>Heavy duty</i> - Siemens SGT6-5000F (SIEMENS, 2018)	26
Figura 2.11 - Diagrama de uma usina termelétrica ciclo combinado (THERMOFLOW, 2018) .....	28
Figura 2.12 - Sistema evaporativo (SANTOS e ANDRADE, 2012) .....	30
Figura 2.13 - Diagrama sistema evaporativo (ARANER, 2017).....	31
Figura 2.14 - Representação do resfriamento por <i>Chiller</i> (SANTOS e ANDRADE, 2012) .....	32
Figura 2.15 - Diagrama de resfriamento por compressão (CARVALHO JUNIOR, 2012) .....	33
Figura 2.16 - Mapa de usinas termelétricas (EPE, 2018) .....	34
Figura 2.17 - Distribuição das usinas termelétricas a gás (adaptado de ANEEL, 2018) .....	35
Figura 2.18 - Distribuição de turbinas por modelo instaladas em termelétricas brasileiras (CARVALHO JUNIOR, 2012).....	35
Figura 3.1 - Gráfico típico de correção de performance de Turbinas a gás (ARANER,2017) .....	37
Figura 3.2 - Correção do <i>Heat rate</i> (adaptado de SIEMENS, 2009) .....	39
Figura 3.3 - Correção da potência da Turbina (adaptado de SIEMENS, 2009).....	40
Figura 3.4 - Vazão mássica de exaustão da turbina (adaptado de SIEMENS, 2009) .....	40
Figura 3.5 - Temperatura de exaustão da turbina (adaptado de SIEMENS, 2009) ...	41
Figura 3.6 - Ciclo combinado.....	43

Figura 3.7 - Balanço de massa e energia da HRSG .....	45
Figura 3.8 - Correção do <i>Heat Rate</i> (adaptado de CFAS, 2018).....	47
Figura 3.9 - Correção da Potência (adaptado de CFAS, 2018).....	48
Figura 3.10 - Correção da vazão de exaustão (adaptado de CFAS, 2018).....	48
Figura 3.11 - Variação da temperatura de exaustão (adaptado de CFAS, 2018).....	49
Figura 4.1 - Carta psicrométrica Aracaju - SE .....	53
Figura 4.2 - Diagrama do ciclo brayton associado ao ciclo de resfriamento por <i>chiller</i> (CARVALHO JUNIOR, 2012) .....	55
Figura 4.3 - Instalação típica de resfriamento com <i>Chillers</i> (YORK, 2018) .....	55
Figura 4.4 - Instalação do trocador de calor de admissão (ARANER, 2017) .....	56

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 - Evolução da capacidade instalada por fonte de geração para expansão de referência - 2026 .....	17
Tabela 2.2 - Empreendimentos termelétricos contratados .....	27
Tabela 3.1 - Dados climatológicos de Aracaju-SE e São Paulo-SP .....	38
Tabela 3.2 - Resultados ciclo simples .....	42
Tabela 3.3 - Resultados ciclo combinado.....	46
Tabela 3.4 – Resultados ciclo simples .....	50
Tabela 3.5 - Resultados ciclo combinado.....	51

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{w}_b$  = potência consumida pela bomba [kW]

$\dot{m}$  = vazão mássica do ciclo [kg/s]

$h$  = entalpia [kJ/kg]

$\dot{w}_t$  = potência fornecida pela turbina a vapor [kW]

$\dot{w}_{tg}$  = potência fornecida pela turbina a gás [kW]

$\dot{q}_L$  = taxa de calor rejeitado pelo ciclo térmico [kW]

$v$  = volume específico  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$

$P$  = pressão do fluido [kPa]

$\eta_{\text{térmico}}$  = rendimento térmico do ciclo

$\dot{w}_{\text{liq}}$  = potência líquida do ciclo [kW]

$\dot{q}_H$  = taxa de calor fornecido ao ciclo [kW]

$\Delta h$  = variação de entalpia no processo [kJ/kg]

$Q_L$  = calor rejeitado pelo ciclo térmico [kJ/kg]

$Q_H$  = calor fornecido ao ciclo térmico [kJ/kg]

$C_p$  = calor específico a pressão constante  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K} \right]$

$k$  = coeficiente adiabático

$T$  = temperatura do fluido [K]

$w_{\text{turb-real}}$  = trabalho específico real da turbina [kJ/kg]

$w_{c-\text{real}}$  = trabalho específico real do compressor [kJ/kg]

$w_T$  = trabalho específico líquido  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$\eta_{\text{turb}}$  = rendimento da turbina

$\eta_c$  = rendimento do compressor

$r$  = razão de compressão

TBS = temperatura de bulbo seco [°C]

TBU = temperatura de bulbo úmido [°C]

$\varepsilon$  = efetividade do sistema evaporativo

$\dot{m}_w$  = vazão mássica de água  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

$\dot{m}_a$  = vazão mássica de ar  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

$\omega_\infty$  = umidade absoluta ambiente  $\left[\frac{\text{kg v}}{\text{kg as}}\right]$

$\omega_1$  = umidade absoluta pós resfriamento  $\left[\frac{\text{kg v}}{\text{kg as}}\right]$

$\rho$  = densidade do fluido  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

$V$  = velocidade do fluido  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$A$  = área da seção transversal de escoamento do fluido [ $m^2$ ]

$R$  = constante universal

HR = Heat Rate Bruto  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}\right]$

$\dot{P}$  = Potência [kW]

$\dot{m}_{ex}$  = vazão mássica de exaustão  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

$T_{ex}$  = temperatura dos gases de exaustão [°C]

$\eta_{cald}$  = rendimento da caldeira

x = título do vapor =  $\frac{\text{massa de vapor}}{\text{massa total}}$

$\dot{Q}_{\text{exTG}}$  = fluxo de calor da exaustão da turbina a gás [kW]

$\eta_{HRSG}$  = rendimento da caldeira de recuperação

$\dot{Q}_{HRSG}$  = calor fornecido ao vapor pela caldeira de recuperação [kW]

$\dot{m}_{exTG}$  = vazão mássica de exaustão da turbina a gás [kg/s]

$h_{exTG}$  = entalpia dos gases de exaustão da turbina a gás  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$h_{saída}$  = entalpia dos gases de exaustão do ciclo  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$w$  = umidade absoluta do ar [g/kg de ar seco]

$HR_{CC}$  = *Heat Rate* bruto do ciclo combinado  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right]$

COP = coeficiente de performance do ciclo de resfriamento

$P_{ts}$  = Potência térmica fornecida pelo ciclo [kWt]

$P_{in}$  = Potência consumida pelo ciclo [kW]

$\Delta P_{netCCSGT}$  = Acréscimo de potência líquida, ciclo combinado, SGT 800[MW]

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	14
1.1. JUSTIFICATIVAS.....	14
1.2. OBJETIVOS .....	15
1.3. METODOLOGIA .....	15
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	16
2.1. CENÁRIO E PERSPECTIVAS DA MATRIZ ELÉTRICA BRASILEIRA .....	16
2.2. CICLOS TÉRMICOS DE POTÊNCIA.....	18
<b>2.2.1. Ciclo Rankine .....</b>	18
<b>2.2.2. Ciclo Brayton .....</b>	21
<b>2.2.3. Ciclo combinado.....</b>	27
2.3. TECNOLOGIAS DE RESFRIAMENTO DE AR .....	29
<b>2.3.1. Sistema evaporativo .....</b>	29
<b>2.3.2. Resfriamento por meio de ciclo de compressão de vapor .....</b>	31
2.4. LEVANTAMENTO DO PARQUE GERADOR TERMELÉTRICO A GÁS NATURAL .....	33
<b>3. ANÁLISE DO DESEMPENHO DE MÁQUINAS TÍPICAS .....</b>	36
3.1. DADOS CLIMÁTICOS DE REGIÕES BRASILEIRAS .....	38
3.2. SIMULAÇÕES TÉRMICAS – SIEMENS SGT-800.....	38
<b>3.2.1. Turbina a gás em ciclo simples .....</b>	41
<b>3.2.2. Turbina a gás em ciclo combinado simplificado .....</b>	43
3.3. SIMULAÇÕES TÉRMICAS – GE MS77001EA .....	47
<b>4. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO .....</b>	52
4.1. COMPARAÇÃO DAS TECNOLOGIAS .....	52
<b>4.1.1. Equipamentos necessários .....</b>	53
<b>4.1.2. Investimentos necessários .....</b>	57
<b>5. CONCLUSÕES .....</b>	59
<b>5.1. RECOMENDAÇÕES .....</b>	60
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	61
<b>ANEXO A – DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR .....</b>	64
<b>ANEXO B – DADOS DO CHILLER DE ABSORÇÃO .....</b>	65
<b>ANEXO C – DADOS DO CHILLER MECÂNICO .....</b>	67

## 1. INTRODUÇÃO

A matriz elétrica brasileira atualmente conta com uma parcela significativa de usinas termelétricas: 26,5% da oferta interna (EPE, 2017a), englobando a energia a partir da biomassa, carvão, gás natural, nuclear e óleo combustível.

As usinas térmicas apesar de serem poluentes, são extremamente importantes para controle dos níveis dos reservatórios de água das usinas hidroelétricas e para garantir a segurança do suprimento de energia para o Sistema Interligado Nacional (SIN) nos momentos em que houver a necessidade de despacho de energia. Esta estratégia de operação vem sendo utilizada há muitos anos no Brasil, desde a crise no setor no início dos anos 2000.

### 1.1. JUSTIFICATIVAS

A demanda crescente por fontes menos poluentes, menor custo por kWh para competitividade em leilões e busca por ciclos térmicos e processos cada vez mais eficientes, motivam os projetos a procurarem soluções em que a produção de energia seja maior e também a eficiência do ciclo que se resume a produzir o máximo de energia elétrica por unidade de energia utilizada a partir de um combustível.

O parque gerador térmico brasileiro no que se diz respeito a energia de base, conta com usinas de ciclo Rankine, de ciclo Brayton e de ciclo combinado (ciclo em que se atinge a maior eficiência térmica, desconsiderando usinas de cogeração). Grandes usinas com o ciclo Rankine nos dias de hoje geralmente utilizam carvão como combustível, o que tende a ser evitado devido a questões ambientais e de custo. Nos últimos leilões este tipo de usina tem sido utilizado em empreendimentos de biomassa, fonte considerada renovável, porém não é usual a construção de usinas de grande porte com este tipo de combustível. As usinas termelétricas a gás natural utilizando o ciclo combinado é no momento a melhor alternativa para se utilizar este tipo de tecnologia com menor custo aliada a alternativa menos poluente, mantendo a segurança de suprimento de energia elétrica na base frente ao esgotamento do potencial e viabilidade de construção de usinas hidrelétricas com grandes reservatórios. Nos últimos leilões o mercado mostrou uma maior movimentação entre

os proponentes de térmicas a gás natural liquefeito (GNL) ou gás natural (GN) frente os outros tipos de combustível das grandes usinas térmicas.

## 1.2. OBJETIVOS

Diante deste cenário, o presente estudo tem como objetivo descrever o impacto da temperatura do ar de admissão das turbinas a gás que operam no ciclo Brayton na potência gerada, o impacto causado no restante do ciclo combinado (geração de vapor e energia elétrica) e rendimento térmico do ciclo. Como possibilidade de aumento da potência e da eficiência, a tecnologia de resfriamento do ar de admissão pode ser implementada em usinas termelétricas, principalmente nas localizadas em regiões mais quentes onde a produção de energia é muito impactada pelas altas temperaturas. A medida que a produção de energia elétrica aumentar nestas centrais, pode ser demandada uma quantidade menor de energia das térmicas mais poluentes e de preço maior como as de carvão, óleo combustível e entre outros que operam também em ciclos menos eficientes.

## 1.3. METODOLOGIA

Através de configurações simplificadas de ciclos térmicos de geração de energia e da aplicação das leis da termodinâmica e equações dos ciclos térmicos, esta melhora no ciclo será quantificada de modo a verificar se é viável investir nesta modificação e serão estimadas as características e porte dos equipamentos do sistema de resfriamento do ar de admissão e de seus auxiliares.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. CENÁRIO E PERSPECTIVAS DA MATRIZ ELÉTRICA BRASILEIRA

A matriz elétrica brasileira, apesar do notório avanço das energias renováveis, continua predominantemente hidráulica e com uma significativa participação das energias não renováveis. A figura 2.1 a seguir mostra a participação de cada fonte na oferta de energia elétrica no ano de 2016.

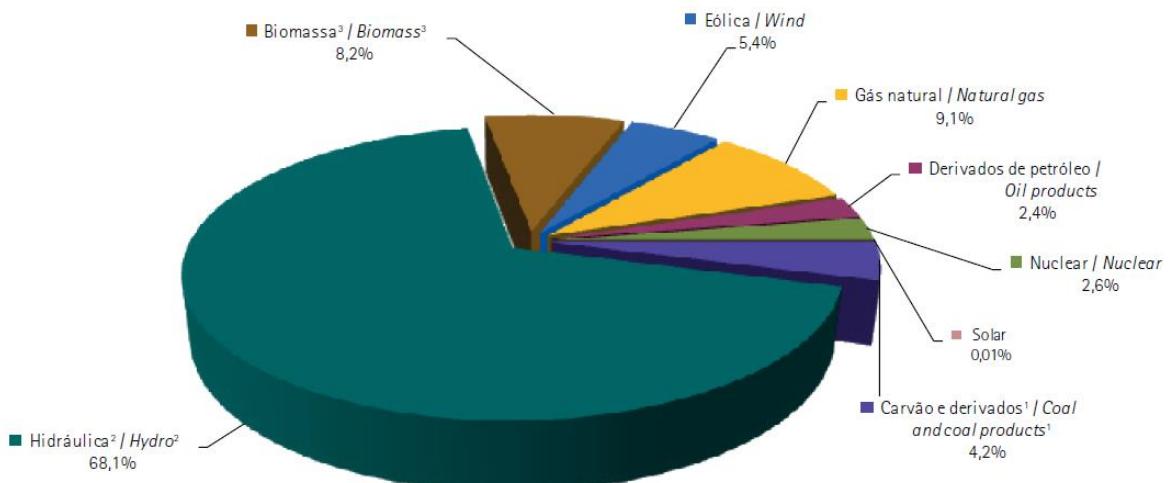


Figura 2.1 – Oferta interna de energia elétrica por fonte (EPE, 2017a)

Dentre as fontes consideradas não renováveis e que implicam em usinas termoelétricas destacam-se: gás natural (9,1%), derivados de petróleo (2,4%) e carvão de derivados (4,2%).

A perspectiva para os próximos anos é de aumento da importância das usinas térmicas na composição da base, diante de um esgotamento do potencial hidrelétrico e restrições ambientais a este tipo de instalação. A opção do gás natural, por suas características menos poluentes e maior disponibilidade, é a fonte considerada nos estudos de expansão do parque gerador do SIN, tendo inclusive as térmicas a GNL importado como opção a curto e médio prazo. As térmicas a carvão, por sua vez, terão dificuldades para expansão da capacidade instalada, devido a questões ambientais e falta de financiamento proveniente do BNDES (EPE, 2017b).

De acordo com o último Plano Decenal de Expansão de Energia publicado pela EPE, a previsão da expansão da capacidade instalada por fonte no SIN se dará conforme a tabela a seguir:

Tabela 2.1 - Evolução da capacidade instalada por fonte de geração para expansão de referência - 2026

<b>Fonte</b>	<b>Capacidade instalada – 2016 – MW</b>	<b>Capacidade instalada prevista – 2026 - MW</b>
Hidráulica	89.698	103.466
PCH e CGH	5.820	8.158
Eólica	10.025	28.470
Biomassa	12.881	16.936
Urânio	1.990	9.660
Gás Natural	12.532	17.339
Carvão	3.174	3.514
Óleo Combustível	3.721	1.774
Óleo Diesel	1.530	612
Solar centralizada	21	9.660

Fonte: EPE, 2017b

Os dados mostram um grande aumento da capacidade instalada com usinas eólicas, sendo esta a fonte de crescimento mais significativo, tanto em termos absolutos quanto em relativos, com crescimento estimado de 284% da capacidade e um aumento de apenas 15% na geração hidráulica. As térmicas a gás, objeto deste estudo, tem uma projeção de aumento de 38% na capacidade instalada, totalizando um acréscimo de 4,8 GW de potência. Vale destacar também a diminuição da capacidade instalada de usinas a óleo combustível e óleo diesel devido ao encerramento de contratos de usinas existentes. É importante destacar que se tratam de previsões e estes dados são revisados constantemente em função do cenário econômico brasileiro e mundial que vivem em constantes oscilações, e algumas destas projeções podem não se viabilizar por diversas questões, incluindo aspectos financeiros, políticos e ambientais. Por exemplo, o aumento da capacidade instalada a partir de urânio pode não se viabilizar e, portanto, por ser uma energia firme, deverá ser substituída por outra equivalente, como as térmicas a gás natural.

## 2.2. CICLOS TÉRMICOS DE POTÊNCIA

### 2.2.1. Ciclo Rankine

O ciclo de Rankine, de maneira simplificada, se resume em 4 processos termodinâmicos: Bombeamento adiabático reversível, transferência de calor a pressão constante na caldeira, expansão adiabática reversível em uma turbina e transferência de calor a pressão constante no condensador (WYLEN, 1995). A figura 2.2 ilustra um sistema simples que opera neste ciclo.

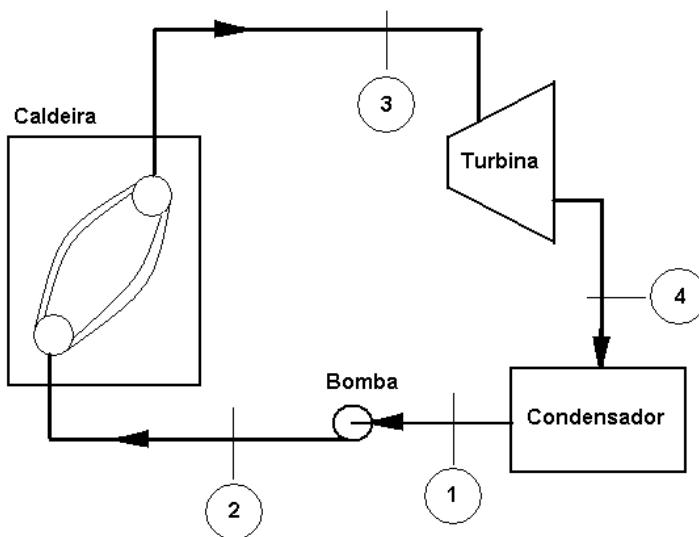


Figura 2.2 - Ciclo rankine simples (WYLEN, 1995)

Os equipamentos principais que compõem o ciclo Rankine são os ilustrados na figura 2.2. Abaixo é descrito o balanço energético de cada um dos processos:

- Processo 1-2 – Bombeamento:  $\dot{w}_b = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$  (2.1)

- Processo 2-3 – Geração de vapor:  $\dot{q}_h = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$  (2.2)

- Processo 3-4 – Expansão na turbina:  $\dot{w}_t = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3)$  (2.3)

- Processo 4-1 – Condensação:  $\dot{q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$  (2.4)

O processo 1-2 utiliza uma bomba para elevar a pressão do fluido de trabalho, neste caso a água. Este equipamento, por definição, trata-se de uma máquina geratriz que transforma o trabalho mecânico em energia sob as formas de pressão e cinética (MACINTYRE, 1997). A pressão de sucção, simplificadamente, corresponde a pressão de trabalho no processo de condensação (4-1), e a pressão de recalque

corresponde a pressão de operação no gerador de vapor (2-3), que também ocorre a pressão constante. Para acionar a bomba, uma quantidade de energia é adicionada ao ciclo. Este consumo de energia, bem como todos os outros sistemas auxiliares que compõem uma usina termelétrica real, devem ser considerados no cálculo do rendimento do ciclo térmico.

No processo de bombeamento considera-se que o líquido é incompressível, e desta forma é possível determinar o trabalho realizado neste processo com a equação (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017):

$$\dot{w}_b = \dot{m} \int_{P_1}^{P_2} v \cdot dP \approx \dot{m} \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (2.5)$$

A geração de vapor (processo 2-3) ocorre a pressão constante e com fornecimento de calor, este podendo ser gerado a partir da combustão de combustíveis fósseis (carvão, gás natural ou óleo), fissão nuclear, queima de biomassa (como cavaco de madeira e bagaço de cana) ou por sistemas elétricos de geração de calor. Os geradores de vapor, mais conhecidos no mercado como caldeiras, tem suas variações tecnológicas e sua seleção depende das condições de operação específica de cada usina. Os principais critérios para seleção são a temperatura e a pressão do vapor gerado, além do combustível utilizado. De maneira geral, pode-se classificar as caldeiras em: flamotubulares, aquatubulares e caldeiras de recuperação de calor.

As caldeiras flamotubulares são aquelas em que os gases de exaustão da queima do combustível circulam internamente aos tubos da caldeira. Estes tubos, por sua vez, estão imersos na água contida na caldeira que recebe o calor necessário para levar a água até o estado de vapor (MARTINELLI, 1998).

Na parte inferior do equipamento se encontra a fornalha ou o queimador, onde é realizada a queima do combustível. O calor resultante deste processo é conduzido, na forma de gases de exaustão, através dos dutos para a chaminé de saída dos gases. O feixe de dutos transfere o calor dos gases que circulam no interior dos mesmos para a água que preenche a parte externa, elevando a temperatura da água até a condição requerida. O vapor saturado gerado na caldeira pode ainda passar pelos superaquecedores, elevando a condição do vapor para superaquecido, o que é necessário dependendo da sua aplicação. Estas caldeiras são adequadas a níveis

baixos e médios de pressão de operação e geralmente não se aplicam a geração de energia em turbinas a vapor (DANPOWER, 2018).

As caldeiras aquatubulares, por sua vez, possuem um princípio de funcionamento diferente. Neste caso, a água circula na parte interna do feixe tubular, e os gases quentes oriundos da combustão fornecem calor pela parte externa. Este tipo de caldeira é empregado quando se deseja obter níveis elevados de rendimento e pressão de operação (MARTINELLI, 1998).

Esta caldeira possui um tubulão inferior de água, e um tubulão de vapor saturado na parte superior. Ambos são conectados por feixes tubulares responsáveis por absorver o calor dos gases de exaustão da queima realizada na fornalha. Estes gases circulam primeiramente pelo superaquecedor, para então passar pelos feixes tubulares principais, e então são direcionados para os economizadores (responsáveis por aquecer a água de alimentação da caldeira e economizar combustível) e pré aquecedores de ar de combustão.

As caldeiras de recuperação podem ser aquatubulares ou flamotubulares, dependendo do nível de pressão de operação. A diferença é que a fonte quente destas caldeiras é a massa de gases de exaustão de um processo de combustão, em geral de turbinas a gás. No caso deste estudo, serão consideradas caldeiras aquatubulares de recuperação, pois se aplicam a usinas térmicas de geração de energia que requerem altas pressões e eficiências.

A turbina a vapor (figura 2.3) é a máquina responsável por converter a energia térmica do vapor em energia cinética e trabalho mecânico. Quando acoplada a um gerador síncrono produz energia elétrica. A produção de energia elétrica é diretamente proporcional a vazão de vapor que passa pela turbina e a variação de entalpia entre o vapor superaquecido de entrada e o vapor de saída, e o tipo de turbina selecionada depende da característica da aplicação. (STUCHI et al, 2015).



Figura 2.3 - Turbina a vapor (TGM, 2018)

No ciclo de Rankine simplificado apresentado na figura 2.2 o vapor de saída da turbina passa diretamente pelo condensador, onde acontece a rejeição de calor rebaixando o fluido de uma mistura líquido-vapor para água saturada. O calor rejeitado é absorvido pela água de circulação que passa pelo condensador e retorna para o sistema de resfriamento, geralmente composto por torres de tiragem induzida.

O rendimento do ciclo Rankine é dado por:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{liq}}{\dot{q}_H} = \frac{\dot{w}_t - \dot{w}_b}{\dot{q}_H} \quad (2.6)$$

O rendimento térmico do ciclo é constantemente analisado pelo índice conhecido como *Heat Rate*. Por definição, se trata da quantidade de energia consumida pela instalação (energia fornecida pelo combustível) para gerar um quilowatt hora de energia elétrica no gerador, resultando em valores expressos em kJ/kWh ou BTU/kWh (EIA, 2018).

A potência gerada na turbina é determinada por:

$$\dot{w}_t = \dot{m} \cdot (\Delta h) \quad (2.7)$$

### 2.2.2. Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é um ciclo padrão ar que apresenta os principais processos térmicos que fazem parte do funcionamento de uma turbina a gás (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017).

As turbinas a gás, foco principal deste estudo, são classificadas em dois tipos: industriais (*heavy-duty*) e aeroderivativas. A figura 2.4 a seguir mostra de forma esquemática os principais componentes de uma turbina a gás.

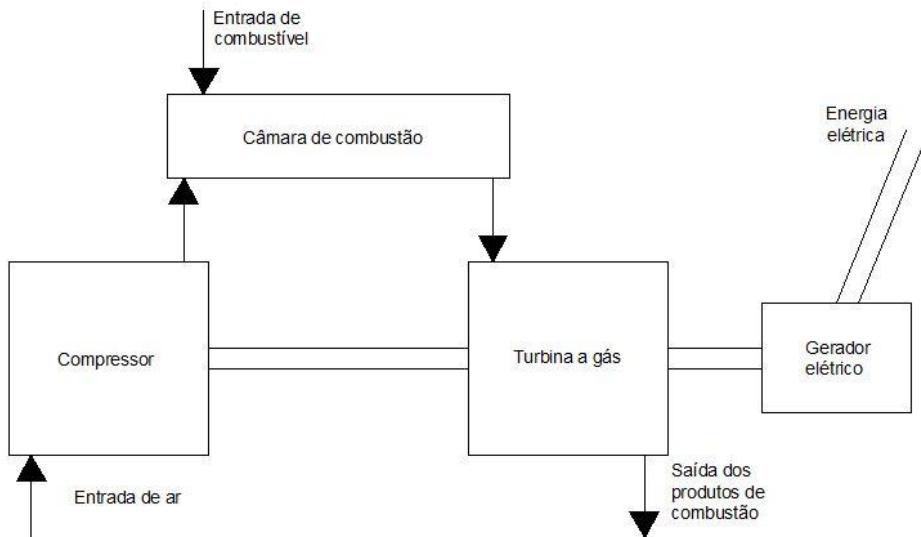


Figura 2.4 - Turbina a gás - Ciclo Brayton (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017)

O ar de admissão usualmente é captado a temperatura ambiente e comprimido no compressor. Em seguida, é injetado na câmara de combustão onde paralelamente é injetado o combustível para, então, ocorrer a combustão e elevação da entalpia do ar. O ar, comprimido e com a energia adicionada pela combustão, sofre uma expansão na seção da turbina gerando trabalho mecânico no eixo, que acoplado a um gerador síncrono, gera energia elétrica.

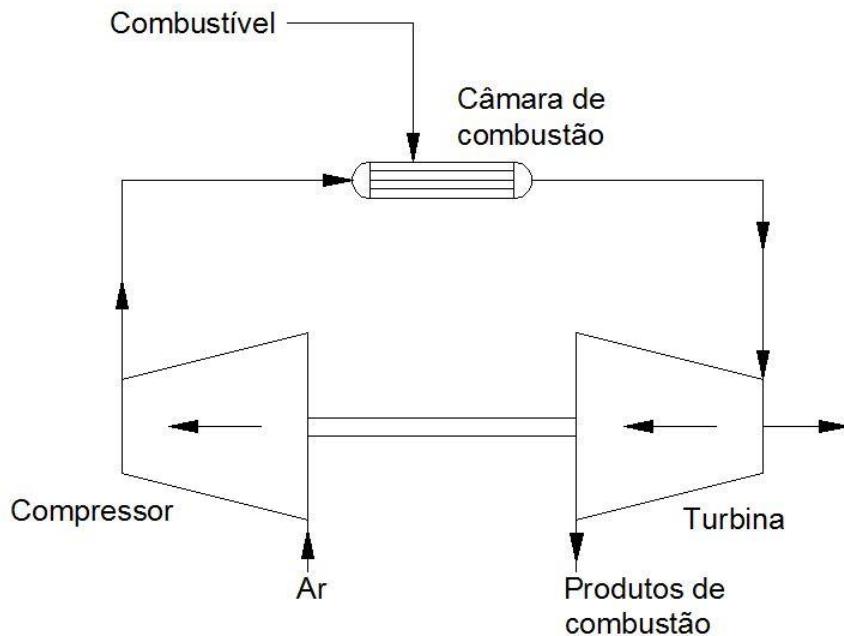


Figura 2.5 - Ciclo Brayton simples (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017)

A figura 2.5 mostra o ciclo Brayton simples, cujo rendimento pode ser determinado conforme descrito a seguir. Na figura 2.6 estão os diagramas p-v e T-s do ciclo.

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{(k-1)}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{(k-1)}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\therefore \eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} \quad (2.8)$$

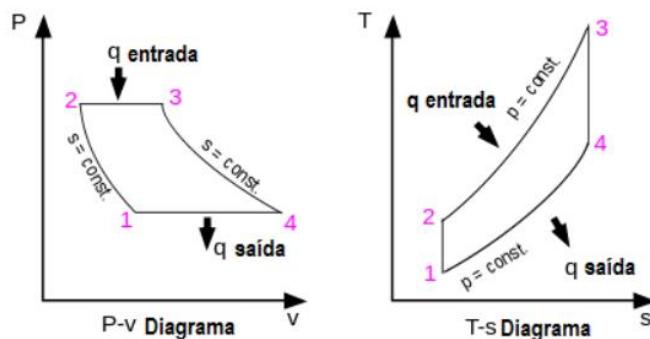


Figura 2.6 - Diagramas do ciclo Brayton (WYLEN, 1995)

Conforme pode ser observado nos diagramas e nas relações descritas para determinar o rendimento do ciclo, a performance depende da relação de pressão empregada, e das temperaturas de trabalho envolvidas. Deve ser observado que a temperatura máxima do ciclo ( $T_3$ ) é limitada por características metalúrgicas dos materiais utilizados na construção da máquina.

Existem algumas perdas associadas ao ciclo Brayton quando considerada a operação real. Um dos fatores que mais alteram a performance da turbina a gás é a variação do trabalho exercido pelo compressor para comprimir o ar direcionado para a câmara de combustão e o trabalho realizado na expansão (SIMÕES-MOREIRA et al, 2017). O trabalho líquido real por unidade de massa é determinado pela relação:

$$W_T = W_{\text{turb-real}} - W_{\text{C-real}}$$

$$w_T = \eta_{\text{turb}} \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) - \frac{C_p \cdot T_1}{\eta_c} \cdot \left( r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) \quad (2.9)$$

Aplicando as eficiências da turbina e do compressor no cálculo do rendimento térmico do ciclo Brayton, têm-se (SIMÕES-MOREIRA, 2017):

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\eta_{\text{turb}} \cdot T_3 \cdot \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left( r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_3 - T_1 \cdot \left( 1 + \frac{r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1}{\eta_c} \right)} \quad (2.10)$$

Conforme pode ser observado, o rendimento térmico do ciclo Brayton é função da temperatura de queima  $T_3$  (máxima temperatura do ciclo), temperatura de admissão  $T_1$ , rendimento do compressor e da turbina, taxa de compressão e a propriedade do ar (razão entre calores específicos).

Verifica-se, a partir das equações 2.9 e 2.10, que a temperatura de admissão interfere diretamente na performance do ciclo térmico. Esta variável, foco principal deste estudo, é a que mais se altera durante a operação das turbinas em uma usina termelétrica, pois depende diretamente da temperatura ambiente local. As figuras 2.7 e 2.8 a seguir mostram a variação do trabalho líquido e da eficiência térmica em função da temperatura  $T_1$ , assumindo todos os outros parâmetros como fixos em diferentes temperaturas ambiente. Foram admitidos como premissa para a realização da análise teórica os seguintes valores para as demais variáveis das equações:

$$T_3 = 1100 \text{ K}$$

$$r = 10$$

$$k = 1,4$$

$$c_p = 1,0$$

$$\eta_{\text{turb}} = 0,85$$

$$\eta_c = 0,85$$

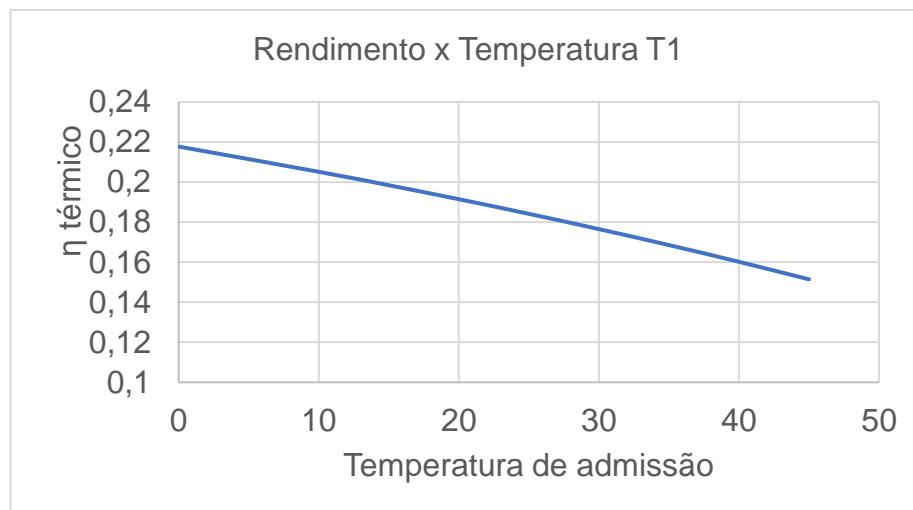


Figura 2.7 - Rendimento térmico em função da temperatura de admissão

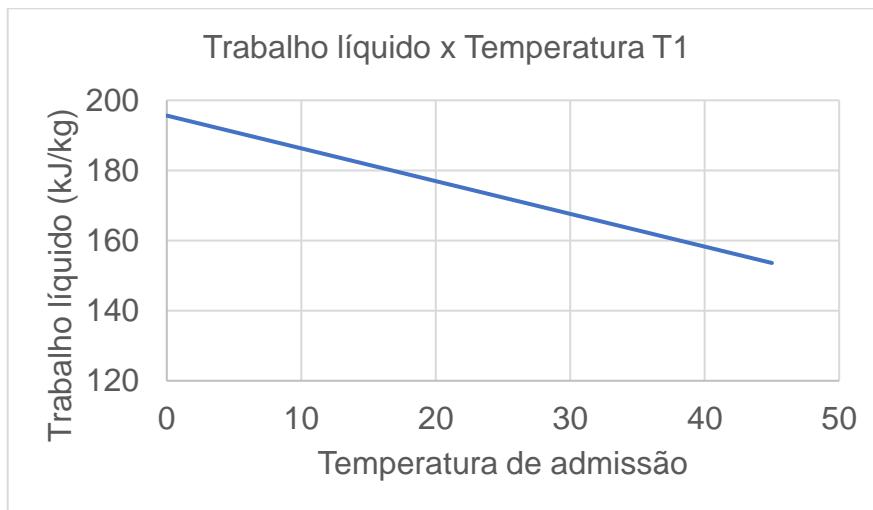


Figura 2.8 - Trabalho líquido em função da temperatura de admissão

Conforme citado anteriormente, as turbinas a gás possuem basicamente dois tipos de construção, as quais diferenciam-se pelas seguintes características:

- Aeroderivativas: estas turbinas têm origem na indústria aeronáutica e as maiores turbinas estão na faixa de 40 a 50 MW. Trabalham com taxas de compressão maiores e são mais eficientes, no entanto requerem investimentos mais elevados por unidade de potência instalada (MW). São mais competitivas

em plantas com menor número de horas anuais de operação, conforme pode ser observado na figura 2.9, e em plantas onde exista a necessidade de partida rápida para atendimento de cargas pontuais.

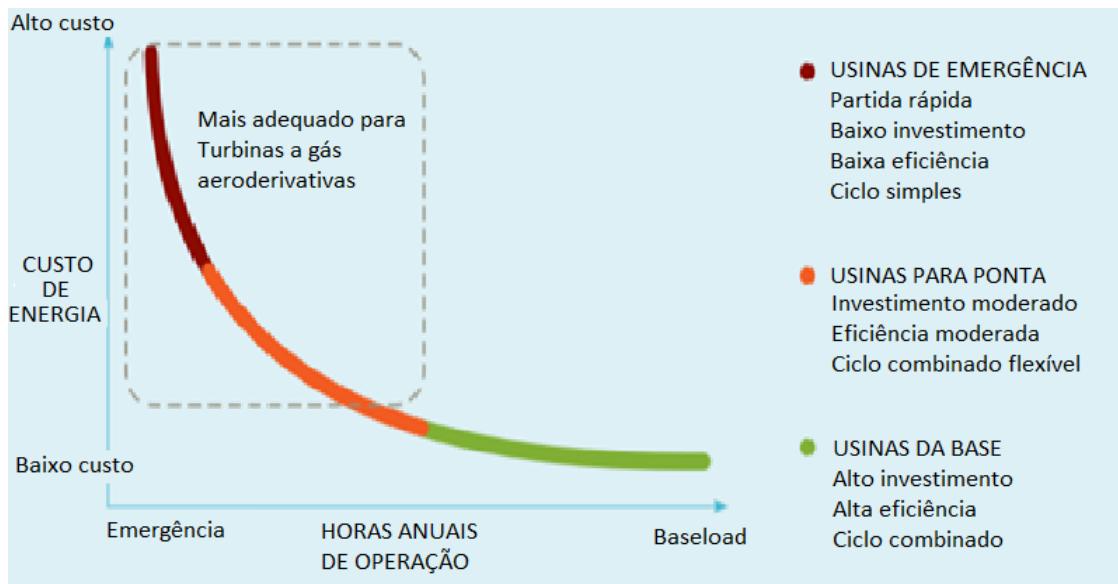


Figura 2.9 - Aplicação de turbinas a gás aeroderivativas (Adaptado de AEIC, 2013)

- Industriais: as turbinas deste tipo são mais empregadas para geração de potência em usinas térmicas de base, pois são mais adequadas para operar por longos períodos. A capacidade destas turbinas varia de 0,5 a 250 MW ou mais. Estas máquinas são menos eficientes, porém requerem um investimento menor por unidade de potência instalada. A figura 2.10 apresenta uma turbina a gás industrial da Siemens com detalhes internos construtivos.

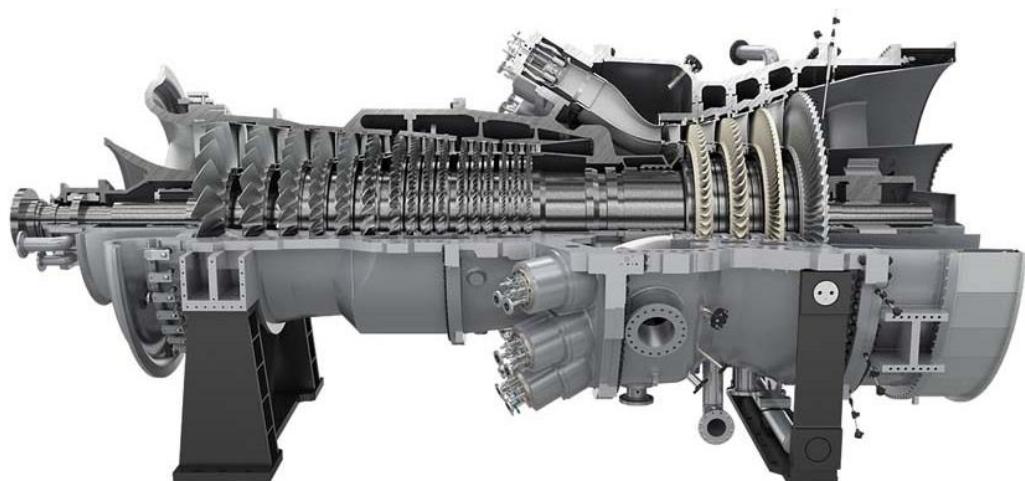


Figura 2.10 - Turbina a gás *Heavy duty* - Siemens SGT6-5000F (SIEMENS, 2018)

### 2.2.3. Ciclo combinado

O ciclo combinado é a configuração em que se juntam os ciclos Brayton e Rankine, atingindo uma eficiência, geralmente, superior a 50%, frente a rendimentos na faixa de 30 a 40% em usinas que operam no ciclo Brayton ou Rankine. Esta configuração é viável devido a alta temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás que opera no ciclo Brayton, por exemplo o modelo Siemens SGT-800, com gases de exaustão na faixa de 550°C e o modelo SGT6-5000F na faixa de 600°C (SIEMENS, 2018).

Estes gases, devido a alta entalpia, podem ser aproveitados para otimizar o ciclo térmico quando combinados a um ciclo Rankine. As caldeiras, conforme detalhado no item 2.2.1, utilizam uma fonte quente para elevar a água ao estado de vapor superaquecido por meio de troca térmica, e neste caso, a fonte quente é o próprio fluxo de gases da exaustão das turbinas a gás. No entanto, as caldeiras convencionais são substituídas por caldeiras de recuperação de calor ou HRSG (*heat recovery steam generator*). Estas caldeiras podem ou não utilizar queima suplementar, dependendo da necessidade de geração de calor adicional. Duas usinas com estas características (ciclo combinado) estão já contratadas para entrar em operação, segundo (EPE, 2018), conforme detalhado na tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Empreendimentos termelétricos contratados

Empreendimento	Potência instalada	Ciclo	Previsão de início
UTE MAUA III	591 MW	Combinado	2018
UTE Porto Sergipe I	1.516 MW	Combinado	2020

Fonte: EPE, 2018

A figura 2.11 se trata de um diagrama típico de uma usina termelétrica de ciclo combinado extraído de uma simulação utilizando o programa *Thermoflex*.

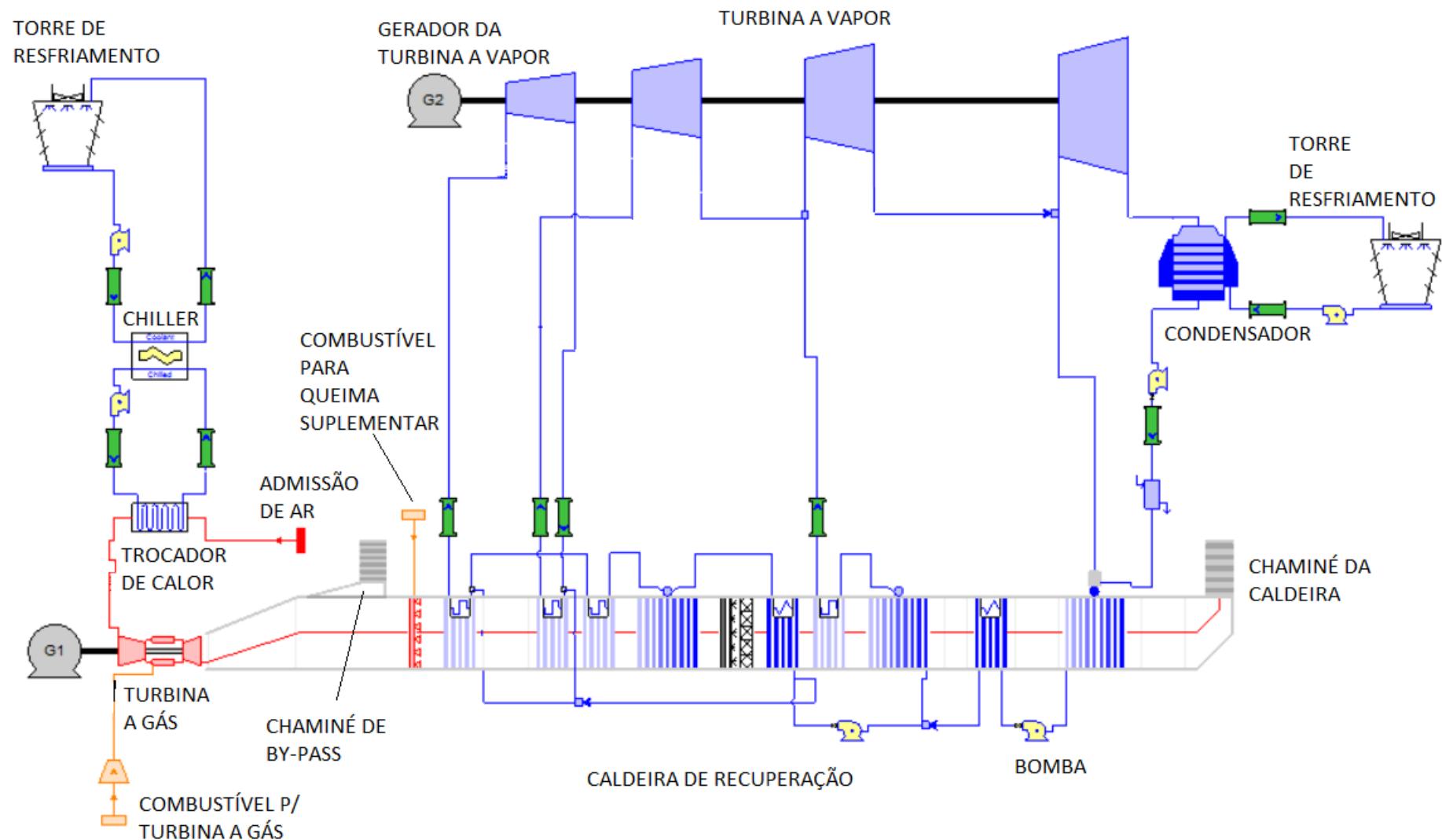


Figura 2.11 - Diagrama de uma usina termelétrica ciclo combinado (THERMOFLOW, 2018)

Este diagrama apresenta mais elementos por se tratar de uma condição muito próxima as instalações reais. O ciclo Rankine apresentado possui quatro níveis de pressão, a caldeira de recuperação possui queima suplementar, e nota-se também a existência de um sistema de resfriamento do ar de admissão da turbina a gás com o objetivo de aumentar a performance do ciclo térmico, cujo efeito será melhor abordado no capítulo 3 deste estudo.

De acordo com os dados desta simulação, percebe-se que uma quantidade significativa de energia pode ser recuperada do calor rejeitado pela turbina a gás, pois o equivalente a cerca de 50% da energia elétrica gerada no ciclo Brayton, é gerada na turbina a vapor operando no ciclo Rankine. Mesmo considerando o aumento significativo de consumo de energia elétrica dos sistemas auxiliares decorrentes da implantação do ciclo Rankine, o aumento de eficiência do ciclo é significativo e normalmente justifica o investimento adicional.

Outra vantagem deste tipo de tecnologia quando comparada a usinas de ciclo simples, é a temperatura de exaustão dos gases para a atmosfera. Utilizar somente turbinas a gás resulta em uma exaustão em altíssimas temperaturas o que representa um maior impacto ambiental e desperdício de energia. Quando utilizado o ciclo combinado, a temperatura de exaustão diminui significativamente.

### 2.3. TECNOLOGIAS DE RESFRIAMENTO DE AR

Conforme demonstrado nas figuras 2.7 e 2.8, a temperatura de admissão interfere diretamente na geração das turbinas a gás e no rendimento térmico da mesma.

Existem alternativas diferentes para resfriar o ar de admissão das turbinas, sendo as principais: resfriamento evaporativo e *chiller* mecânico ou de absorção (SANTOS e ANDRADE, 2012).

#### 2.3.1. Sistema evaporativo

O sistema evaporativo utiliza o calor latente de vaporização para resfriar o ar de admissão da temperatura de bulbo seco para a temperatura de bulbo úmido. O processo se resume em converter o calor sensível em calor latente, sendo o ar

resfriado pela vaporização da água que circula no sistema através de um painel (SANTOS e ANDRADE, 2012).

A figura 2.12 a seguir ilustra de maneira simplificada o funcionamento deste sistema:

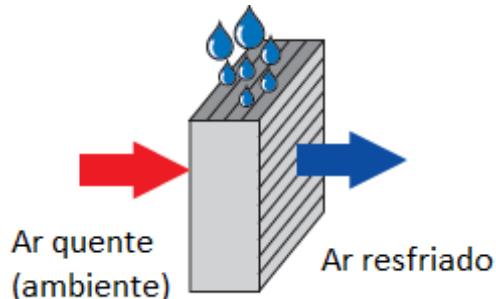


Figura 2.12 - Sistema evaporativo (SANTOS e ANDRADE, 2012)

A temperatura de entrada no compressor da turbina pode ser determinada por:

$$T_1 = TBS - \varepsilon \cdot (TBS - TBU) \quad (2.11)$$

A vazão mássica de água requerida para o sistema é determinada por:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (\omega_\infty - \omega_1) \quad (2.12)$$

De acordo com a equação 2.11, não é possível resfriar o ar de admissão para uma temperatura inferior a temperatura de bulbo úmido, podendo no máximo igualá-la em um processo ideal com 100% de eficiência.

O processo é a umidificação adiabática. A figura 2.13 ilustra o processo de resfriamento na carta psicrométrica do ar, onde esta característica pode ser confirmada.

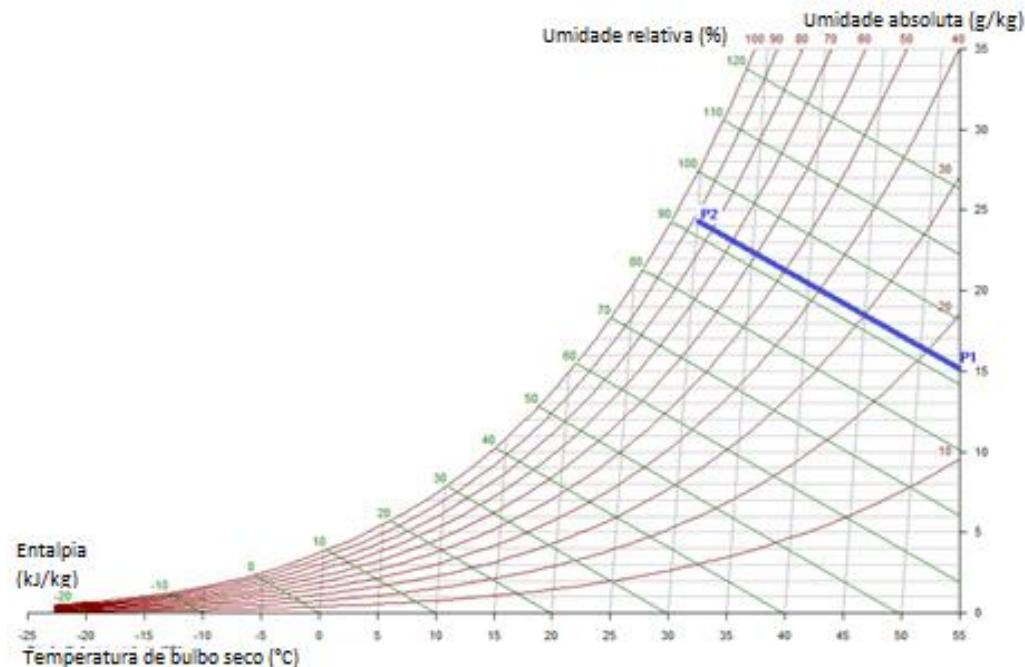


Figura 2.13 - Diagrama sistema evaporativo (Adaptado de ARANER, 2017)

Este processo é uma solução de baixo custo para o resfriamento do ar, no entanto, sua viabilidade depende da umidade relativa do ar no local da instalação, demanda a utilização de água desmineralizada e apresenta risco de erosão nos primeiros estágios de compressão (ARANER, 2017).

### 2.3.2. Resfriamento por meio de ciclo de compressão de vapor

Uma outra alternativa para resfriamento do ar de admissão, é a utilização do ciclo de compressão de vapor com *chillers* mecânicos ou de absorção. O processo é baseado no ciclo de refrigeração, onde a água a baixa temperatura é bombeada para uma serpentina instalada junto ao filtro de ar de admissão da turbina a gás. A figura 2.14 representa de maneira esquemática o funcionamento deste sistema.

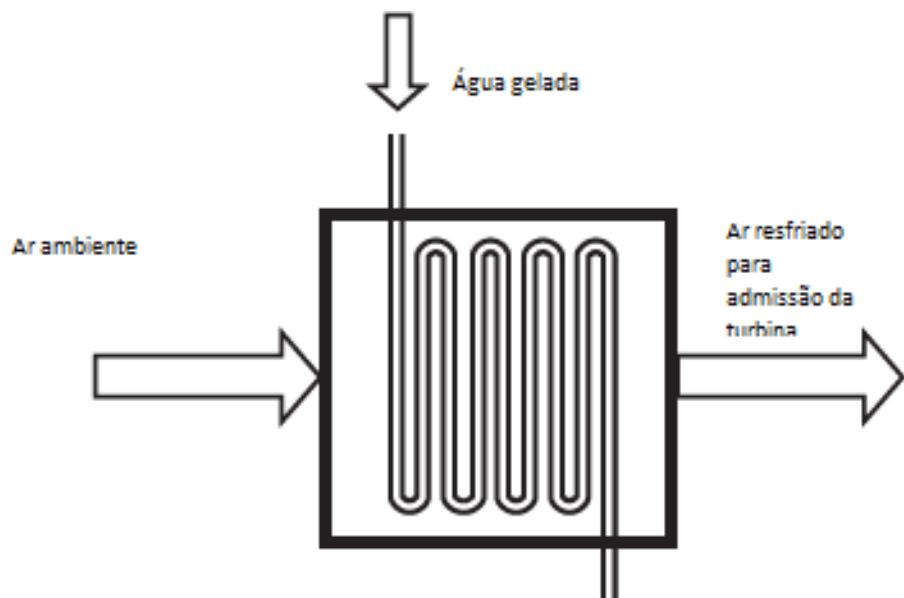


Figura 2.14 - Representação do resfriamento por *Chiller* (Adaptado de SANTOS e ANDRADE, 2012)

Um dos principais benefícios deste ciclo de resfriamento é a possibilidade de atingir temperaturas menores do que a temperatura de bulbo úmido, ao contrário do obtido com o sistema evaporativo. Isto pode representar um ganho significativo de potência no ciclo Brayton. (ARANER, 2017). Este sistema leva vantagem sobre o evaporativo principalmente em regiões onde a umidade relativa do ar é elevada, fato observado em várias regiões brasileiras.

Na prática, o resfriamento pelo método da compressão é limitado a 7°C para evitar a formação de gelo na entrada da turbina, e limitada ao projeto do sistema que também considera a questão econômica e técnica no dimensionamento (CARVALHO JUNIOR, 2012).

A figura 2.15 mostra o processo de resfriamento ideal no diagrama psicrométrico. O ar a temperatura ambiente passa primeiramente pelo processo de remoção do calor sensível até atingir o ponto de orvalho. Posteriormente há a remoção do calor latente até atingir a temperatura desejada, na condição de ar saturado (umidade relativa 100%).

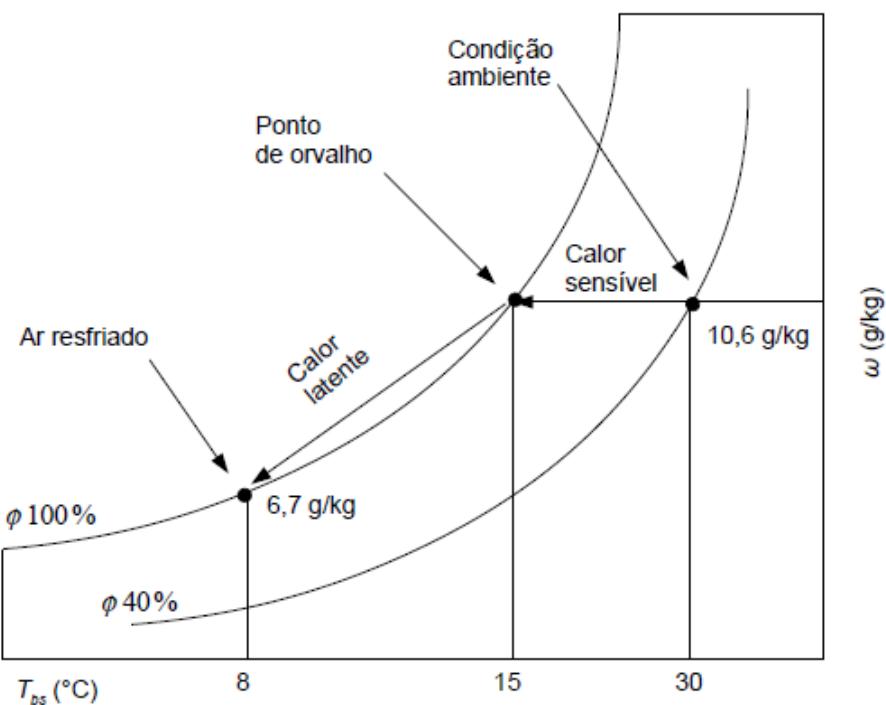


Figura 2.15 - Diagrama de resfriamento por compressão (CARVALHO JUNIOR, 2012)

Existe a possibilidade de utilizar *chillers* de absorção para resfriamento do ar, em substituição ao sistema mecânico de compressão. Neste caso, normalmente o Coeficiente de Performance (COP) é menor, no entanto, o custo operacional é menor pois o ciclo de absorção utiliza o calor gerado na combustão das turbinas a gás ou vapor residual de processo para produzir a água gelada que é bombeada a serpentina na entrada da turbina.

#### 2.4. LEVANTAMENTO DO PARQUE GERADOR TERMELÉTRICO A GÁS NATURAL

O parque gerador termelétrico brasileiro baseado na fonte de gás natural conta atualmente com 14,088 GW de potência instalada (ANEEL, 2018).

A figura 2.16 a seguir mapeia o posicionamento das usinas termelétricas no Brasil.

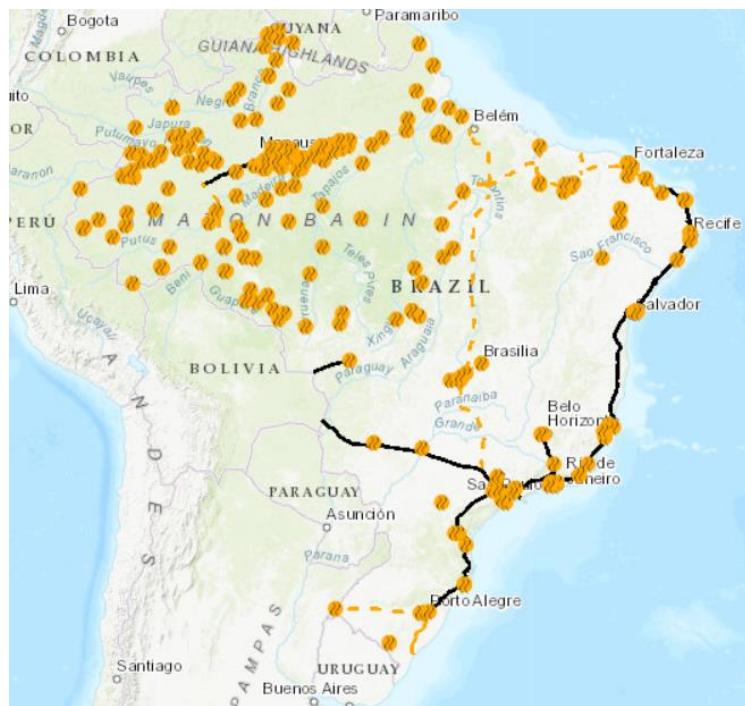


Figura 2.16 - Mapa de usinas termelétricas (EPE, 2018)

Conforme demonstrado, existe um número considerável de usinas termelétricas espalhadas por todas as regiões brasileiras. As usinas movidas a gás natural são as que estão no mapa posicionadas na linha dos gasodutos de transporte (linha preta), concentrando-se na linha do gasoduto oriundo da Bolívia, na costa litorânea do oceano atlântico e no gasoduto do estado do Amazonas. As demais termelétricas são predominantemente movidas a óleo diesel, geralmente utilizadas para atender demandas em regiões mais isoladas e sem disponibilidade de gás natural.

Concentrando apenas nas usinas movidas a gás natural, o sistema apresenta a distribuição apresentada na figura 2.17, dividida por faixa de potência instalada das usinas termelétricas movidas a gás natural, maiores do que 25 MW.

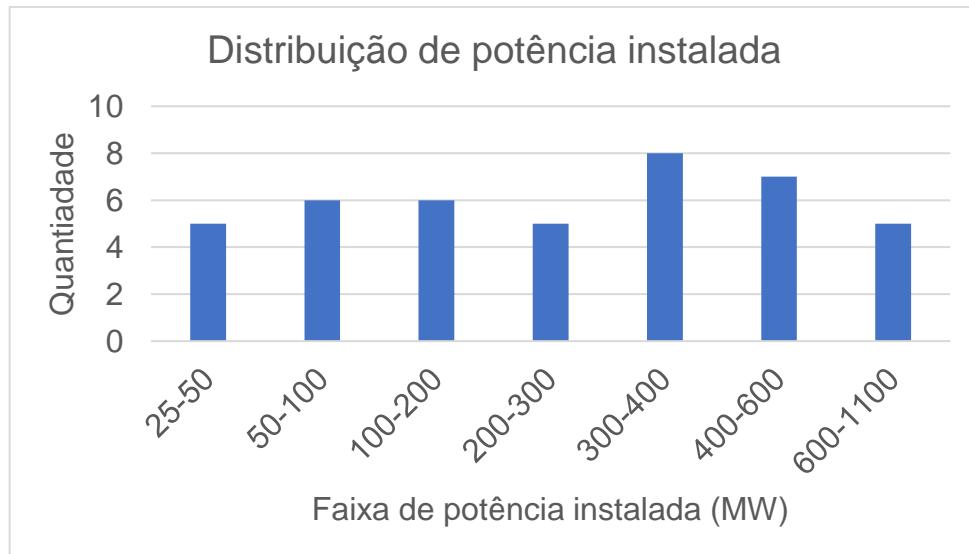


Figura 2.17 - Distribuição das usinas termelétricas a gás (adaptado de ANEEL, 2018)

Tratando especificamente de turbinas a gás instaladas no Brasil, a figura 2.18 mostra a distribuição dos modelos instalados em termelétricas brasileiras, maiores do que 50 MW.

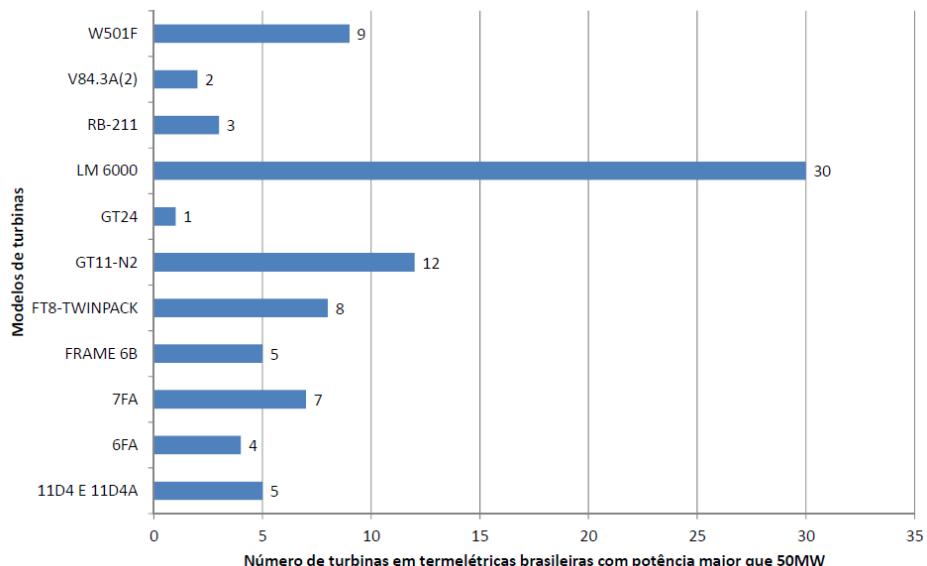


Figura 2.18 - Distribuição de turbinas por modelo instaladas em termelétricas brasileiras (CARVALHO JUNIOR, 2012)

### 3. ANÁLISE DO DESEMPENHO DE MÁQUINAS TÍPICAS

Um dos fatores determinantes para viabilidade da implantação de um empreendimento de geração de energia elétrica é a quantidade de energia produzida pela usina. No caso das termelétricas, os principais índices que determinam a produção de energia são: disponibilidade (horas em que as máquinas estão disponíveis para gerar energia) e eficiência do ciclo térmico.

Alguns parâmetros específicos do local da usina alteram significativamente o desempenho do sistema, como temperatura ambiente, pressão atmosférica local, umidade, composição do combustível, perda de carga na entrada e na exaustão e composição do combustível (GE, 2018).

A temperatura ambiente é um dos principais fatores que impactam na capacidade de geração das usinas e é um parâmetro que varia ao longo do ano dependendo da estação climática e pode ser controlado com a instalação de sistemas auxiliares.

A alteração na performance causada pela temperatura ambiente se explica no fato de que as turbinas a gás captam ar ambiente para o processo de compressão, conforme princípio de funcionamento do ciclo Brayton. Como as turbinas são de deslocamento volumétrico constante (rotação fixa), a potência obtida nos geradores é diretamente proporcional a vazão mássica de ar que passa pela turbina, sendo esta influenciada pela densidade específica do ar, que por sua vez varia em função da temperatura (ZAINALI; ALAVIJEH, 2015).

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (3.1)$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (3.2)$$

Conforme demonstrado na equação 3.1, a vazão mássica é diretamente proporcional a densidade do fluido, que por sua vez, conforme equação 3.2 é inversamente proporcional a temperatura. Em suma, mantendo a pressão e R constante, ao diminuir a temperatura a densidade aumenta, e como consequência aumenta a vazão mássica, mantendo a velocidade e a área da seção transversal constantes.

A figura 3.1 exibe as curvas dos fatores de correção para potência e *heat rate* de turbinas a gás de maneira genérica, tendo como referência as condições de projeto ISO (15°C, 1 atm e 60% de umidade relativa). Cada modelo de turbina a gás possui curvas de correção específicas e estas normalmente são disponibilizadas pelo fabricante.

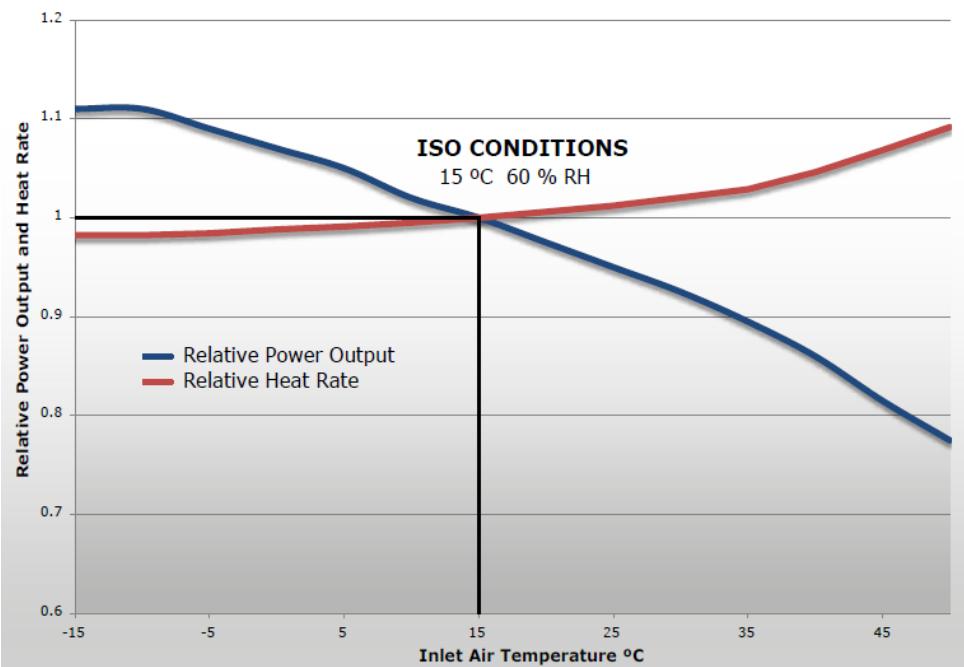


Figura 3.1 - Gráfico típico de correção de performance de Turbinas a gás (ARANER,2017)

Conforme as curvas apresentadas, observa-se que quanto maior a temperatura de entrada menor a potência gerada na máquina, pois com o aumento uma menor quantidade de ar em massa irá ocupar um determinado volume. Também ocorre um aumento no *heat rate* (HR) (kJ/kWh) com a elevação da temperatura, ou seja, o rendimento diminui, pois será necessária uma maior quantidade de energia proveniente do combustível para gerar a mesma quantidade de energia elétrica.

Além da geração de energia e do rendimento da turbina, também são alteradas a temperatura e vazão de gases na exaustão da mesma, podendo inclusive alterar a performance de sistemas de cogeração e de usinas termelétricas que operam em ciclo combinado, pois haverá uma alteração na quantidade de energia rejeitada pela turbina a gás.

### 3.1. DADOS CLIMÁTICOS DE REGIÕES BRASILEIRAS

Para este estudo serão avaliadas duas capitais brasileiras com temperaturas médias distintas com objetivo de se comparar os impactos climáticos em usinas termelétricas nas diferentes localidades.

Tabela 3.1 - Dados climatológicos de Aracaju-SE e São Paulo-SP

<b>Cidade</b>	<b>Temperatura</b>	<b>Umidade</b>	<b>Temperatura</b>	<b>Temperatura</b>
	<b>média</b>	<b>relativa</b>	<b>média máxima</b>	<b>média mínima</b>
	<b>Anual</b>	<b>média</b>	<b>mensal</b>	<b>mensal</b>
Aracaju-SE	26,3 °C	77,7%	27,6 °C	24,7°C
São Paulo-SP	20,1°C	74,3%	23,2°C	16,7°C

Fonte: INMET, 2018

De acordo com a norma ABNT NBR 16401, parte 1, para o dimensionamento de sistemas de resfriamento devem ser consideradas as seguintes condições climáticas para as cidades mencionadas na tabela 3.1:

- Aracaju-SE:
 

Temperatura de bulbo seco (TBS)	= 32,1°C
Temperatura de bulbo úmido (TBU)	= 27,3°C
- São Paulo-SP:
 

Temperatura de bulbo seco (TBS)	= 32,0°C
Temperatura de bulbo úmido (TBU)	= 23,2°C

### 3.2. SIMULAÇÕES TÉRMICAS – SIEMENS SGT-800

A partir dos dados climáticos obtidos e das curvas de correção de performance de uma turbina a gás comercialmente disponível no mercado, foram avaliados os impactos da variação da temperatura, quantificando as alterações de potência gerada e rendimento do ciclo.

O modelo selecionado foi da fabricante SIEMENS, consolidada no mercado mundial como uma das principais fornecedoras de ilhas de potência para usinas termelétricas. A turbina é do modelo SGT-800, de 47,5 MW de potência nominal nas condições ISO. Esta turbina foi escolhida por ter potência nominal próxima a turbina

da GE modelo LM6000, que de acordo com a figura 2.18 é a mais comum no parque gerador brasileiro.

As figuras 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5 são adaptadas das curvas de correção específicas da turbina mencionada. A partir destas curvas foram extraídos os valores dos quatro parâmetros (potência gerada, heat rate, vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão) em função da temperatura de admissão do compressor. Foi considerado o intervalo entre 0 e 40°C, com incremento de 2,5°C para cada ponto. A partir destes valores tabelados, com auxílio da ferramenta do Microsoft Excel, foram geradas as equações polinomiais de 3º grau para correção dos parâmetros de operação da turbina a gás.

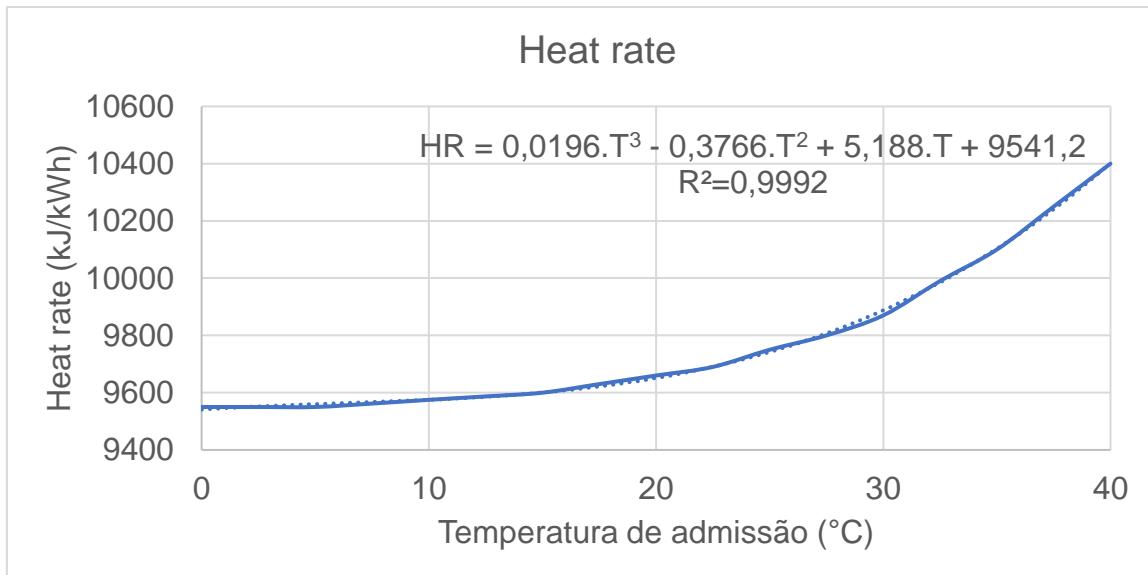


Figura 3.2 - Correção do Heat rate (adaptado de SIEMENS, 2009)

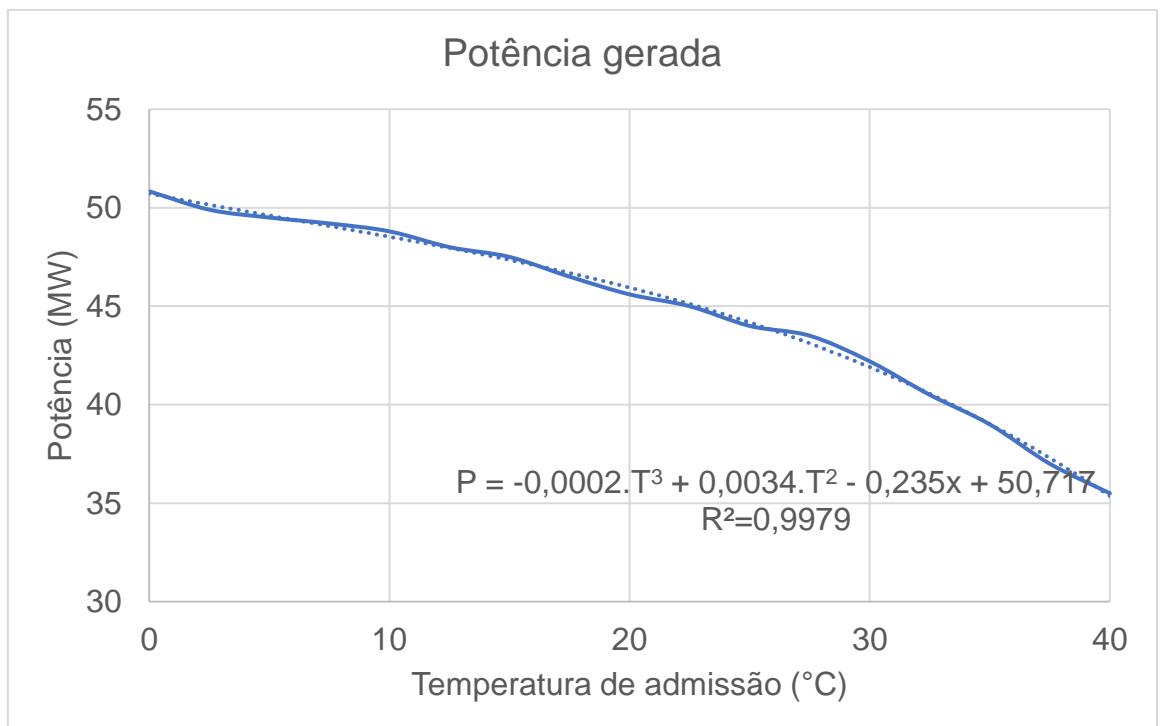


Figura 3.3 - Correção da potência da Turbina (adaptado de SIEMENS, 2009)

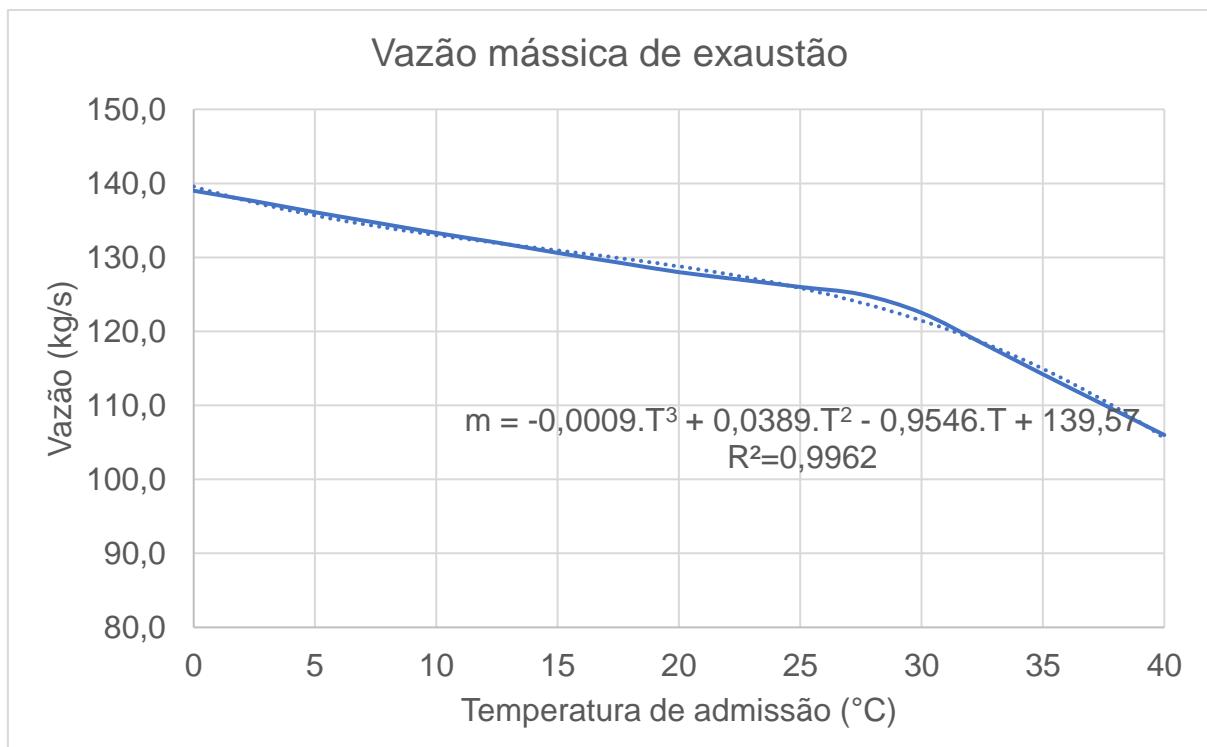


Figura 3.4 - Vazão mássica de exaustão da turbina (adaptado de SIEMENS, 2009)

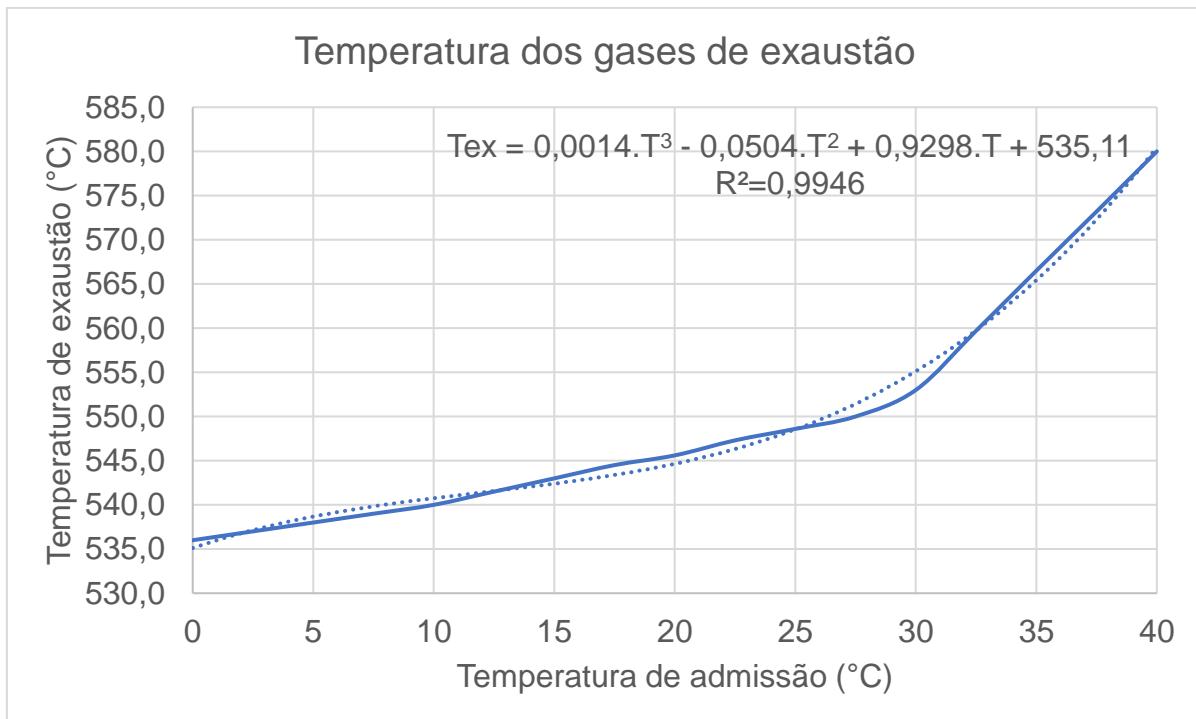


Figura 3.5 - Temperatura de exaustão da turbina (adaptado de SIEMENS, 2009)

As equações polinomiais obtidas, sendo  $T$  a temperatura do ar de admissão do compressor da turbina:

- Heat rate [kJ/kWh]:

$$HR = 0,0196 \cdot T^3 - 0,3766 \cdot T^2 + 5,188 \cdot T + 9541,2 \quad (3.3)$$

- Potência gerada [MW]:

$$\dot{P} = -0,0002 \cdot T^3 + 0,0034 \cdot T^2 - 0,235 \cdot T + 50,717 \quad (3.4)$$

- Vazão mássica de exaustão [kg/s]:

$$\dot{m}_{ex} = -0,0009 \cdot T^3 + 0,0389 \cdot T^2 - 0,9546 \cdot T + 139,57 \quad (3.5)$$

- Temperatura dos gases de exaustão [°C]:

$$T_{ex} = 0,0014 \cdot T^3 - 0,0504 \cdot T^2 + 0,9298 \cdot T + 535,11 \quad (3.6)$$

### 3.2.1. Turbina a gás em ciclo simples

A partir dos gráficos e das equações foram obtidos os resultados detalhados na tabela 3.2 a seguir.

Tabela 3.2 - Resultados ciclo simples

Temp. admissão [°C]	Potência gerada [MW]	Heat rate [kJ/kWh]	Vazão exaustão [kg/s]	Temperatura exaustão [°C]
15°C	47,3	9600	131,0	542,2
16,7°C	46,8	9614	130,3	543,1
20,1°C	45,7	9652	128,8	544,8
23,2°C	44,6	9704	127,1	547,0
24,7°C	44,0	9735	126,2	548,4
26,3°C	43,2	9773	125,0	550,2
27,6°C	42,6	9809	123,9	551,8
32,1°C	40,1	9968	119,2	559,3

Conforme resultados obtidos, nota-se que a temperatura tem grande influência sobre o resultado da performance das turbinas a gás. Considerando a temperatura média da cidade de Aracaju-SE, a perda de potência chega a 8,7% quando comparada as condições nominais ISO. Já na condição indicada na NBR 16401, a perda de potência chega a 15,2%. Isto representa uma considerável perda de geração de energia elétrica, de receita para o proprietário da usina e de tempo de retorno do investimento. Vale destacar também a perda de rendimento da turbina a gás evidenciada pela alta do heat rate, ou seja, a máquina irá consumir mais combustível por kWh gerado, além de aumentar o nível de emissões de poluentes por unidade de energia gerada.

Para a cidade de São Paulo, desconsiderando os efeitos da pressão atmosférica devido a maior altitude em relação ao nível do mar, a perda de potência com operação sob temperatura média quando comparada as condições ISO é bem menor, cerca de 3,3%, devido a menor temperatura média.

### 3.2.2. Turbina a gás em ciclo combinado simplificado

Considerando as alterações de performance indicadas no item 3.2.1, é importante avaliar uma segunda configuração, que é o ciclo combinado. Para isto, considera-se um ciclo de rankine simples, sem reaquecimento e com um nível de pressão, pois o objetivo é somente avaliar o impacto da temperatura no ciclo, sendo que para otimizá-lo ou simular uma situação real seria necessária a utilização de softwares específicos. A figura 3.6 mostra a configuração proposta para esta avaliação.

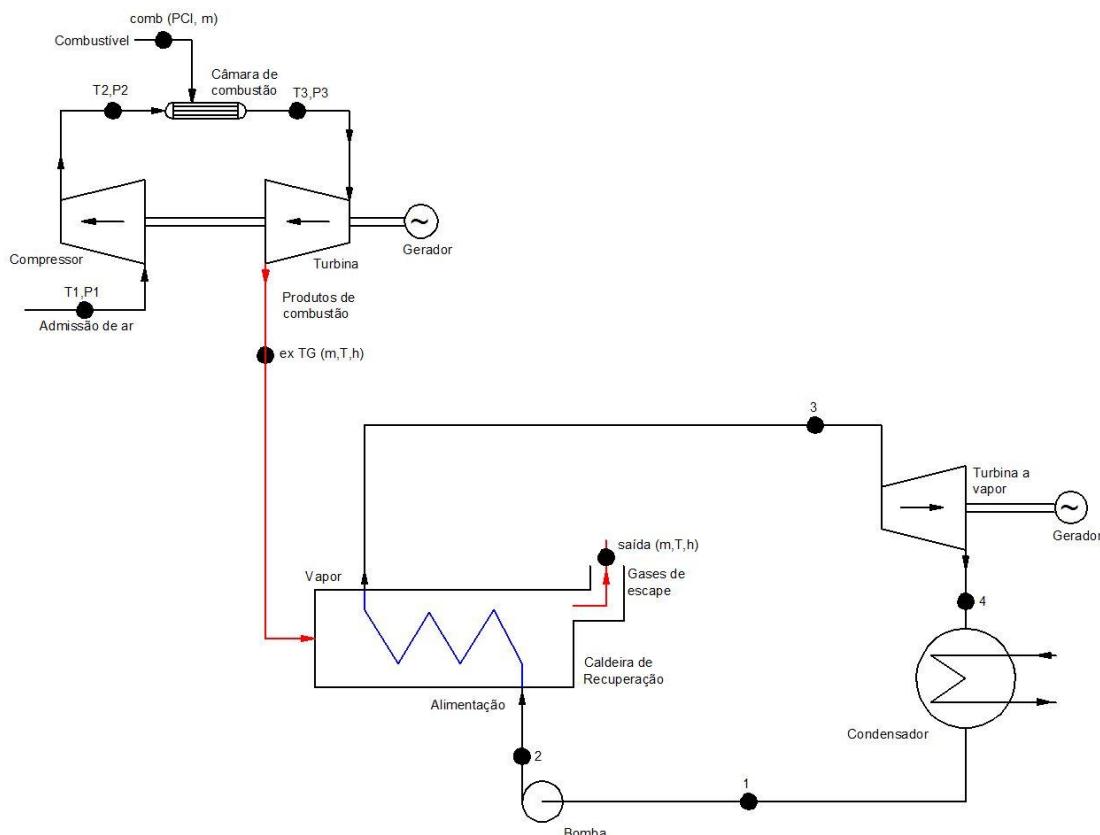


Figura 3.6 - Ciclo combinado

Primeiramente, para avaliar os impactos, é necessário realizar o balanço de massa e energia do ciclo Rankine proposto, e para isto, algumas premissas precisam ser consideradas:

$$T_3 = 420 \text{ [°C]}$$

$$P_3 = 40 \text{ [bar]}$$

$$P_1 = 0,1 \text{ [bar]}$$

$$\eta_{cald} = 0,85$$

Ponto 2:

Pressão no ponto 2 equivale a P3, pois o processo na caldeira ocorre a pressão constante.

$$P_2 = 40 \text{ [bar]}$$

Ponto 1:

$$x_1 = 0 \text{ (líquido saturado)}$$

Da tabela:

$$h_1 = 191,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$v_1 = 0,00101 \text{ [m}^3/\text{kg]}$$

Cálculo da entalpia de saída da bomba:

$$h_2 = 191,8 + 0,00101 \cdot (4000 - 10) = 195,8 \text{ [kJ/kWh]}$$

Ponto 3:

Com as características do ponto 3 conhecidas (temperatura e pressão), obtém-se a entalpia e a entropia da saída da caldeira:

$$h_3 = 3261 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_3 = 6,838 \text{ [kJ/kg.K]}$$

Ponto 4:

Expansão na turbina considerada como sendo isoentrópica.

$$s_3 = s_4$$

$$s_4 = 6,838 \text{ [kJ/kg.K]}$$

Deste modo, determina-se o título de vapor na saída da turbina,

$$x_4 = 0,82$$

$$h_4 = 2166 \text{ [kJ/kg]}$$

Para determinar a potência gerada na turbina a vapor é necessário calcular a vazão mássica do ciclo térmico. Sendo assim, realizando o balanço de massa e energia da caldeira de recuperação representada na figura 3.7, determina-se a vazão do ciclo:

$$\dot{Q}_{\text{exTG}} \cdot \eta_{\text{HRSG}} = \dot{Q}_{\text{HRSG}}$$

$$\dot{m}_{\text{exTG}} \cdot (h_{\text{exTG}} - h_{\text{saída}}) \cdot \eta_{\text{HRSG}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.7)$$

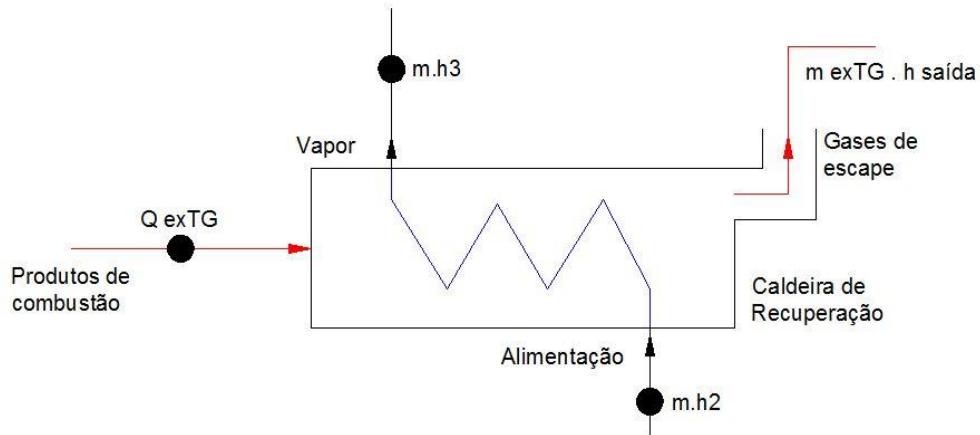


Figura 3.7 - Balanço de massa e energia da HRSG

Para avaliar o impacto da variação da performance da turbina a gás no ciclo Rankine, foram fixados os parâmetros já determinados, como pressões e temperaturas de operação do ciclo, e consequentemente as propriedades termodinâmicas, tais como entalpia, título do vapor e entropia. Desta forma, a variável modificada com a alteração da performance da turbina a gás é a vazão mássica do fluido térmico do ciclo rankine, parâmetro que por sua vez influencia diretamente na potência gerada na turbina a vapor.

A tabela 3.3 apresenta os resultados obtidos. Para determinar as entalpias de exaustão da turbina a gás e de saída dos gases da caldeira, foi utilizada a tabela termodinâmica do ar, considerando as temperaturas obtidas pela curva de correção da figura 3.5 e admitindo a temperatura dos gases de escape de 130°C.

Tabela 3.3 - Resultados ciclo combinado

Temp. admissão [°C]	Vazão mássica de vapor [kg/s]	Potência turbina a vapor [MW]	Potência total [MW]	Heat rate [kJ/KWh]
15°C	15,79	17,291	64,6	7034
16,7°C	15,74	17,233	64,0	7032
20,1°C	15,62	17,109	62,8	7030
23,2°C	15,50	16,981	61,6	7032
24,7°C	15,44	16,910	60,9	7036
26,3°C	15,36	16,830	60,0	7041
27,6°C	15,30	16,754	59,7	7046
32,1°C	14,99	16,420	56,5	7075

Conforme resultados obtidos e descritos na tabela 3.3, verifica-se que também há alteração na potência da turbina a vapor considerando as premissas descritas anteriormente. Observamos que com o aumento da temperatura ambiente, a vazão mássica de vapor diminui, e sob as mesmas propriedades termodinâmicas de entrada e saída da turbina a vapor, a potência na turbina a vapor é diminuída, conforme equação 2.7.

A variação na vazão mássica de vapor se explica pela variação de dois parâmetros: temperatura e vazão mássica de gases de exaustão das turbinas a gás, cujo comportamento se dá através das equações 3.5 e 3.6. Apesar da elevação da temperatura de exaustão dos gases com a elevação da temperatura ambiente, o decréscimo da vazão mássica é mais significativo, e apesar da elevação da entalpia dos gases de entrada na caldeira, a quantidade de energia diminui pela menor massa de gases gerada.

A potência total informada na tabela 3.3 corresponde a uma usina que opera com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e uma turbina a vapor (ciclo 1x1x1), sendo portanto a soma da potência gerada na turbina a vapor e a potência gerada na turbina a gás operando no ciclo simples, desprezando portanto os efeitos da contrapressão imposta pelo acréscimo da caldeira. Podem ser utilizadas outras configurações se necessário, como ciclo 2x2x1.

Para o cálculo do Heat Rate do ciclo combinado foi utilizada a equação 3.8, sendo a vazão do gás calculada com base na potência e no heat rate obtidos pelas curvas de correção das equações 3.3 e 3.4, considerando um PCI do gás natural de 46798 kJ/kg.

$$HR_{CC} = \frac{3600}{\dot{m}_{gas} \cdot PCI} \left[ \frac{kJ}{kWh} \right] \quad (3.8)$$

### 3.3. SIMULAÇÕES TÉRMICAS – GE MS77001EA

Para efeito de comparação e confirmação das alterações de performance, foi selecionado outro modelo de turbina a gás para avaliação, fazendo uso da mesma metodologia de cálculo de correção utilizada no item 3.2. O equipamento utilizado foi da fabricante GE, modelo MS7001EA com potência nominal de 85 MW.

As figuras 3.8, 3.9, 3.10 e 3.11 a seguir representam as curvas de correção geradas a partir dos dados do fabricante, com as equações polinomiais que representam a variação dos parâmetros estudados. Neste caso, as curvas de potência, heat rate e vazão mássica resultam em um fator multiplicador, que deve ser aplicado ao valor nominal da máquina, ou seja, a condição ISO, para então encontrar o valor referente a operação em cada temperatura de admissão.

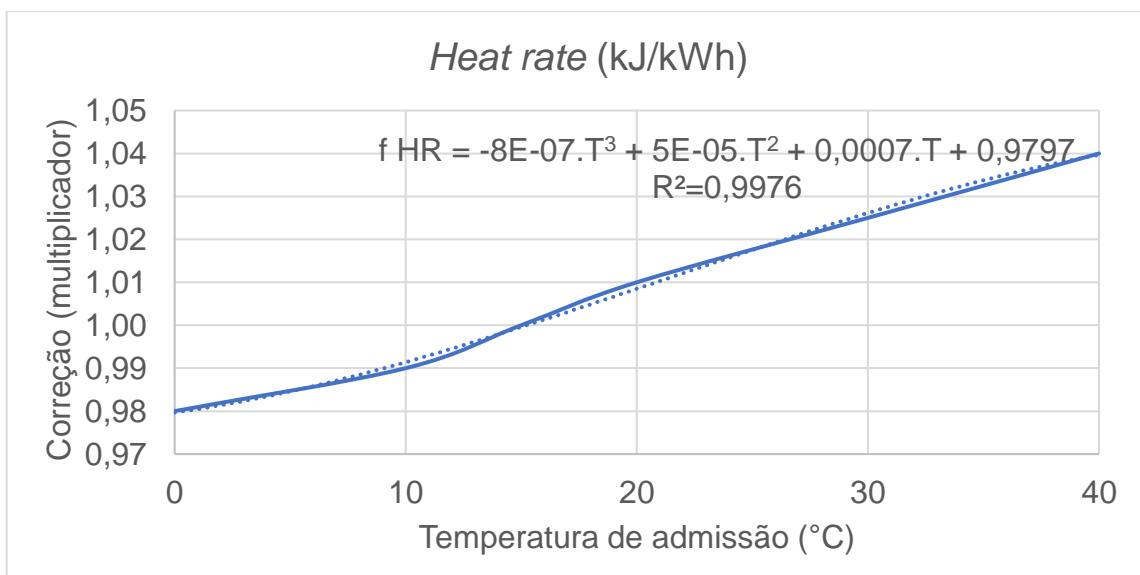


Figura 3.8 - Correção do *Heat Rate* (adaptado de CFAS, 2018)

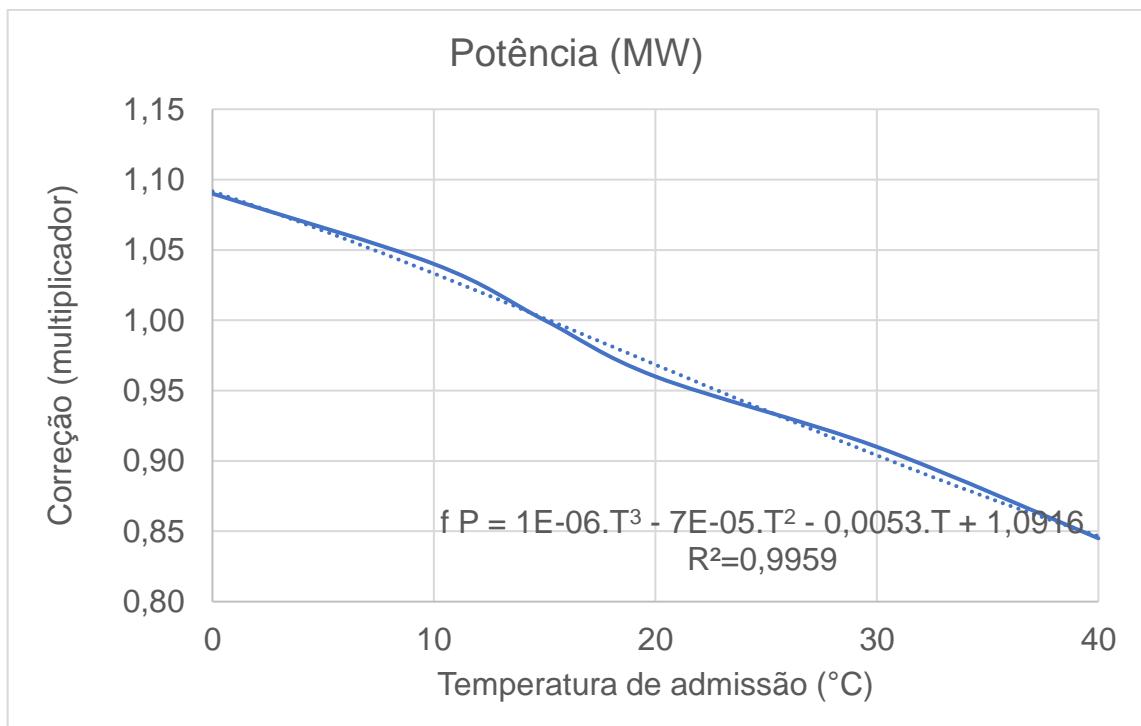


Figura 3.9 - Correção da Potência (adaptado de CFAS, 2018)

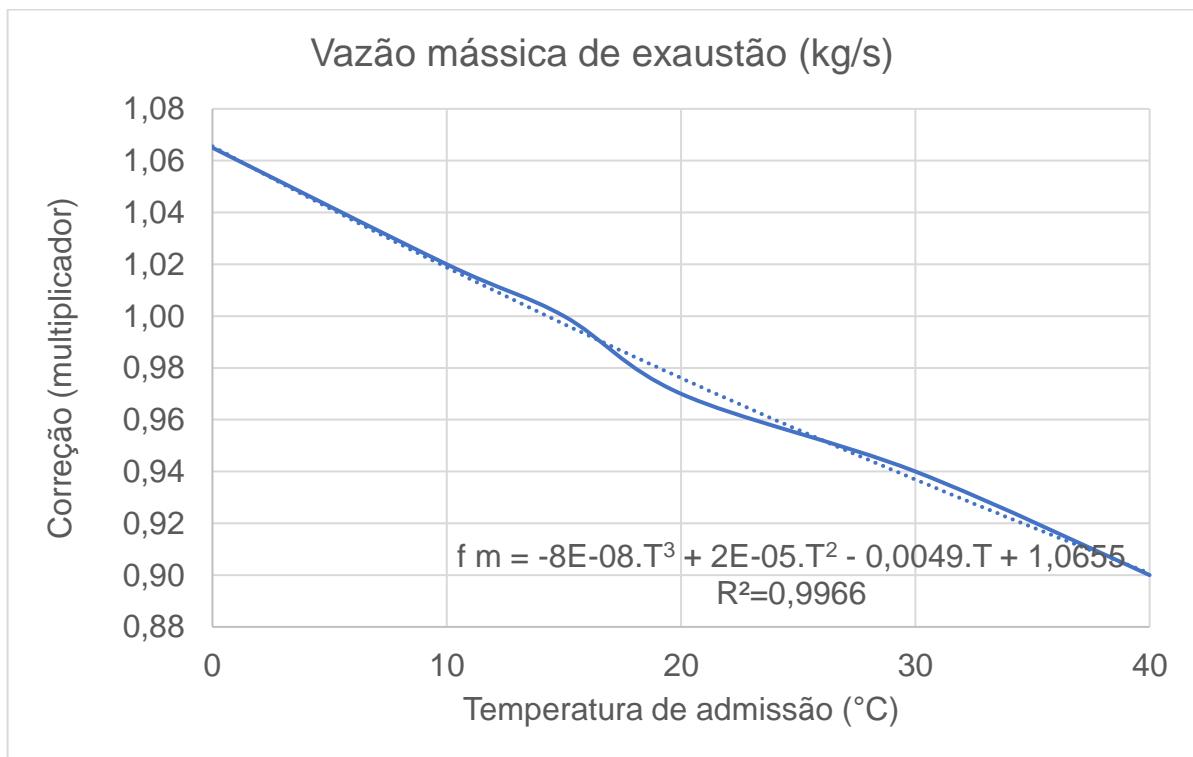


Figura 3.10 - Correção da vazão de exaustão (adaptado de CFAS, 2018)

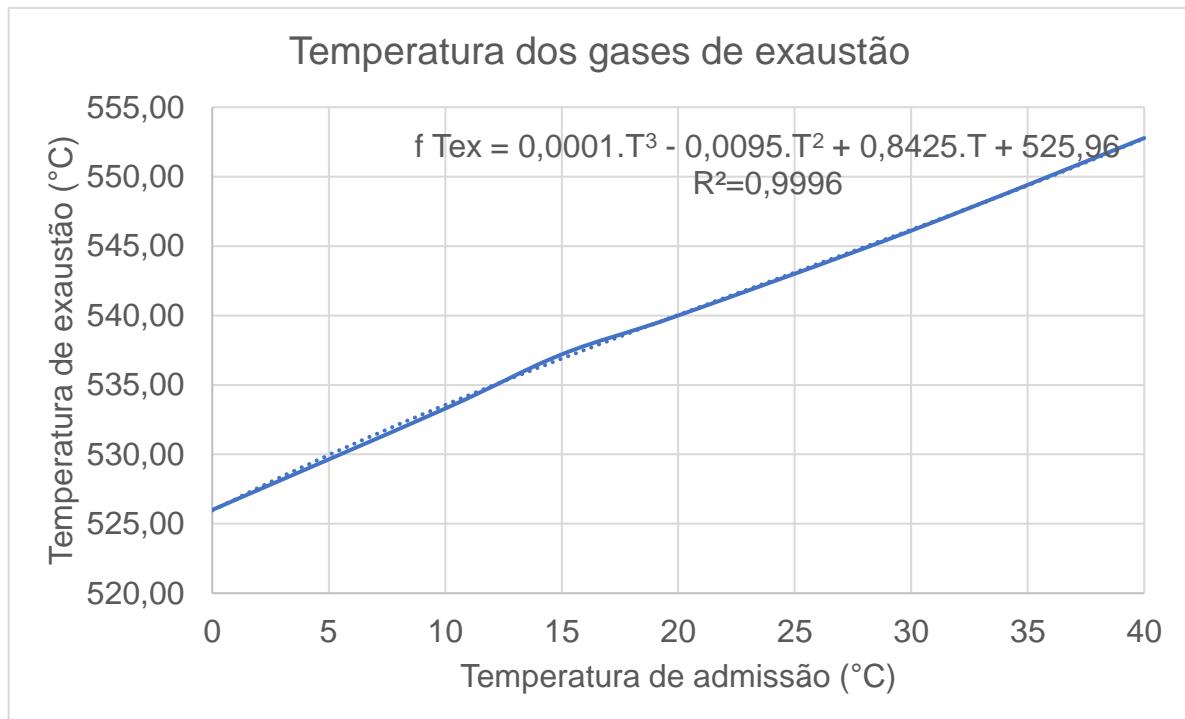


Figura 3.11 - Variação da temperatura de exaustão (adaptado de CFAS, 2018)

As equações obtidas, sendo T a temperatura do ar de admissão do compressor da turbina, foram:

- Fator multiplicador do Heat rate:

$$f \text{ HR} = -0,0000008 \cdot T^3 + 0,00005 \cdot T^2 + 0,0007 \cdot T + 0,9797 \quad (3.9)$$

- Fator multiplicador da Potência:

$$f \text{ P} = 0,000001 \cdot T^3 - 0,0000007 \cdot T^2 - 0,0053 \cdot T + 1,0916 \quad (3.10)$$

- Fator multiplicador da vazão mássica de exaustão:

$$f \dot{m}_{\text{ex}} = -0,00000008 \cdot T^3 + 0,00002 \cdot T^2 - 0,0049 \cdot T + 1,0655 \quad (3.11)$$

- Temperatura dos gases de exaustão [°C]:

$$f T_{\text{ex}} = 0,0014 \cdot T^3 - 0,0504 \cdot T^2 + 0,9298 \cdot T + 535,11 \quad (3.12)$$

Tabela 3.4 – Resultados ciclo simples

Temp. admissão [°C]	Potência gerada [MW]	Heat rate [kJ/kWh]	Vazão exaustão [kg/s]	Temperatura exaustão [°C]
15°C	85,1	10988	297,9	536,8
16,7°C	84,1	11020	295,7	537,8
20,1°C	80,2	11084	291,4	539,9
23,2°C	80,3	11144	287,5	541,6
24,7°C	79,4	11172	285,7	542,5
26,3°C	78,5	11202	283,7	543,4
27,6°C	77,7	11225	282,2	544,1
32,1°C	75,1	11302	277,0	546,5

A partir dos resultados da tabela 3.4 nota-se uma variação de potência da turbina a gás na condição determinada na NBR 16401 comparada a condição ISO, sendo que houve queda de 11,7%, o que representa 10 MW a menos de potência. O rendimento, representado pelo parâmetro heat rate, também piora quando comparado as condições ISO, repetindo o comportamento da turbina avaliada no item 3.2.

O impacto no ciclo combinado, utilizando a mesma metodologia descrita no item 3.2.2, se dá conforme os resultados da tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Resultados ciclo combinado

Temp. admissão [°C]	Vazão mássica de vapor [kg/s]	Potência turbina a vapor [MW]	Potência total [MW]	Heat rate [kJ/KWh]
15°C	35,40	38,767	123,8	7555
16,7°C	35,23	38,579	122,7	7561
20,1°C	34,91	38,228	120,3	7570
23,2°C	34,59	37,881	118,2	7578
24,7°C	34,45	37,727	117,1	7580
26,3°C	34,30	37,558	116,0	7582
27,6°C	34,17	37,421	115,1	7583
32,1°C	33,73	36,940	112,0	7582

A simulação com a turbina a gás da GE apresentou variações nos mesmos padrões da simulação anterior. Observa-se nesta tabela de resultados, uma variação de vazão mássica de vapor no ciclo rankine, resultando em um acréscimo de 1,8 MW na potência da turbina a vapor, comparando as condições ISO e com temperatura ambiente de 32,1°C. Somando aos valores obtidos nas simulações de ciclo simples, obtém-se uma variação de até 11,8 MW na potência total da usina em ciclo combinado. O heat rate também apresentou uma nítida variação com a temperatura de admissão, sendo que quanto menor a temperatura, menor a quantidade de energia (combustível) a ser fornecida para gerar 1 kWh de energia elétrica.

## 4. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO

Diante dos impactos da temperatura ambiente descritos no capítulo 3, as tecnologias de resfriamento apresentadas no item 2.3 e as condições climáticas brasileiras verifica-se que é viável a implantação do sistema de resfriamento pois o ganho de potência nas usinas se mostra significativo, beneficiando financeiramente e ambientalmente a matriz elétrica brasileira, devido à redução de emissões de poluentes atmosféricos obtida pelo aumento da eficiência térmica da usina. Haveria uma menor necessidade de construir novas usinas conectadas ao SIN e de acionar usinas térmicas de custo elevado para atender as demandas emergenciais.

### 4.1. COMPARAÇÃO DAS TECNOLOGIAS

De acordo com a tabela 3.1, a umidade relativa média das cidades de São Paulo e Aracaju são altas (entre 70 e 80%), sendo que estes valores refletem condições climáticas típicas de boa parte do Brasil, principalmente nos locais onde existe infraestrutura para instalação de usinas termelétricas a gás, conforme figura 2.16.

Diante deste fato, constata-se que o sistema evaporativo fica bastante limitado na maioria das regiões brasileiras. Como exemplo, considerando a cidade de Aracaju com os dados climáticos definidos na NBR 16401 (temperatura de bulbo seco 32,1 e bulbo úmido 27,3), aplicando a equação 2.11, obtém-se:

$$T_1 = 32,1 - 0,85 \cdot (32,1 - 27,3)$$

$$T_1 = 28,0^{\circ}\text{C}$$

Neste caso, tendo considerado um processo com 85% de eficiência, a diminuição da temperatura seria de no máximo 4°C. Desta maneira, utilizando como base os resultados obtidos na tabela 3.2, o ganho de potência na turbina a gás seria de aproximadamente 6%.

A tecnologia de resfriamento por ciclos de compressão (*chillers*) permite a obtenção de temperatura bem inferiores, sendo, portanto, a melhor opção visando atingir a condição ISO que corresponde ao padrão das turbinas a gás. Conforme tabela 3.2, o ganho de potência resfriando de 32,1°C para 15°C seria de 18%.

A figura 4.1 mostra o processo de resfriamento no diagrama psicrométrico de Aracaju – SE.

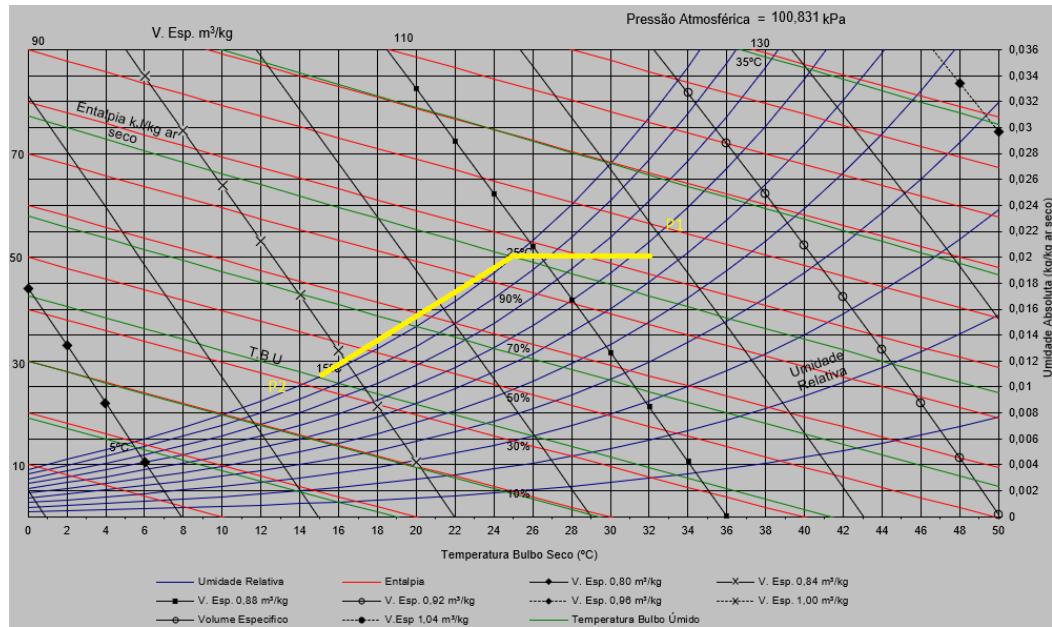


Figura 4.1 - Carta psicrométrica Aracaju - SE

A partir deste diagrama é possível estimar a capacidade de refrigeração do *chiller* que será utilizado para o resfriamento do ar de admissão da turbina.

$$h_1 = 45 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] (\text{ar resfriado})$$

$$h_\infty = 83 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] (\text{condição ambiente})$$

Utilizando como exemplo a turbina SGT-800 (ISO) e sendo a vazão mássica de ar na admissão  $m_{ar} = 128 \text{ kg/s}$ , e desprezando os efeitos da umidade presente no ar, têm-se:

$$\dot{Q} = \frac{m_{ar}}{(1 + w)} \cdot (h_\infty - h_1)$$

$$\dot{Q} = 4864 \text{ kW} = 1383 \text{ TR}$$

#### 4.1.1. Equipamentos necessários

Dada a carga térmica necessária para resfriamento do ar de admissão para a turbina a gás SGT-800, foram selecionados modelos comerciais de *chiller* mecânico e de absorção.

Conforme dados dos fabricantes HITACHI e LG (anexos B e C), o COP do *chiller* de absorção varia de 1 a 1,5 e do *chiller* centrífugo é da ordem de 5 a 6. Uma

vez que o COP, conforme equação 4.1, representa o coeficiente de performance e quanto maior o valor, maior é a energia térmica produzida por unidade de energia gasta no ciclo, pode-se afirmar que o *chiller* centrífugo tem a performance bem superior ao *chiller* de absorção.

$$\text{COP} = P_{ts}/P_{in} \quad (4.1)$$

No caso do *chiller* de absorção, utilizando vapor como fonte quente do ciclo, seriam necessários 3,5 kg/h por TR produzida, sendo o vapor fornecido a pressão de 4 a 8 bar (anexo B). Considerando a demanda térmica deste estudo e a utilização do vapor do ciclo combinado estudado no item 3.2.2, a demanda de vapor seria de 1,36 kg/s, o que causaria redução de vazão de vapor direcionada para a turbina a vapor, reduzindo a potência em aproximadamente 1500 kW para a simulação da tabela 3.3, 15°C. Outra configuração possível é a utilização dos gases de exaustão da turbina a gás como fonte quente do *chiller* de absorção. Neste caso também haveria perda na geração do ciclo rankine pois uma menor vazão mássica seria direcionada para a caldeira de recuperação. Portanto, a utilização de *chillers* de absorção no caso das usinas termelétricas de ciclo combinado fica comprometida, pois a vantagem de não ter consumo de energia elétrica se anula com a perda de geração no ciclo vapor, e com o custo mais elevado em relação ao *chiller* mecânico, a viabilidade fica comprometida.

A utilização do ciclo de absorção, no entanto, não deve ser descartada, principalmente em usinas ou processos onde existe calor rejeitado e que possa ser aproveitado para a geração de frio, sem causar perdas em outros processos. Por exemplo: cogeração ou usinas de geração de energia operando em ciclo simples.

Como já mencionado, o resfriamento do ar de admissão até a condição ISO das turbinas a gás é possível com o *chiller* centrífugo independentemente da condição ambiental local. As figuras 4.2 e 4.3 mostram a configuração típica de uma usina com o sistema de resfriamento deste tipo.

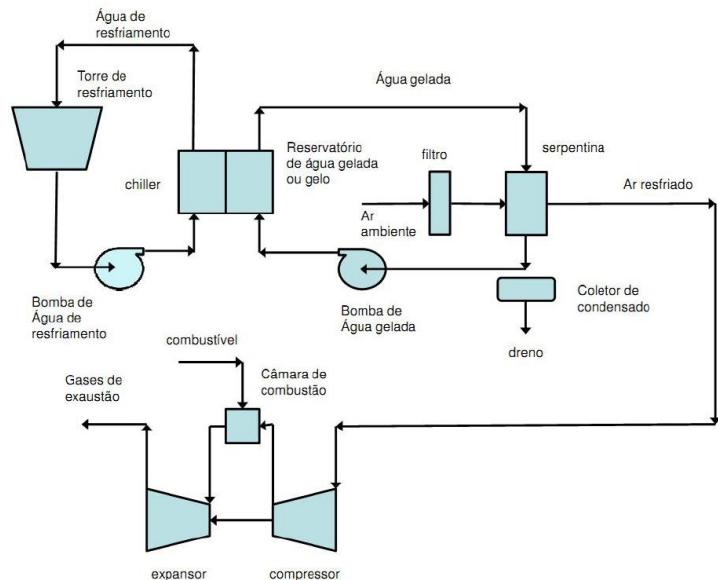


Figura 4.2 - Diagrama do ciclo brayton associado ao ciclo de resfriamento por *chiller* (CARVALHO JUNIOR, 2012)

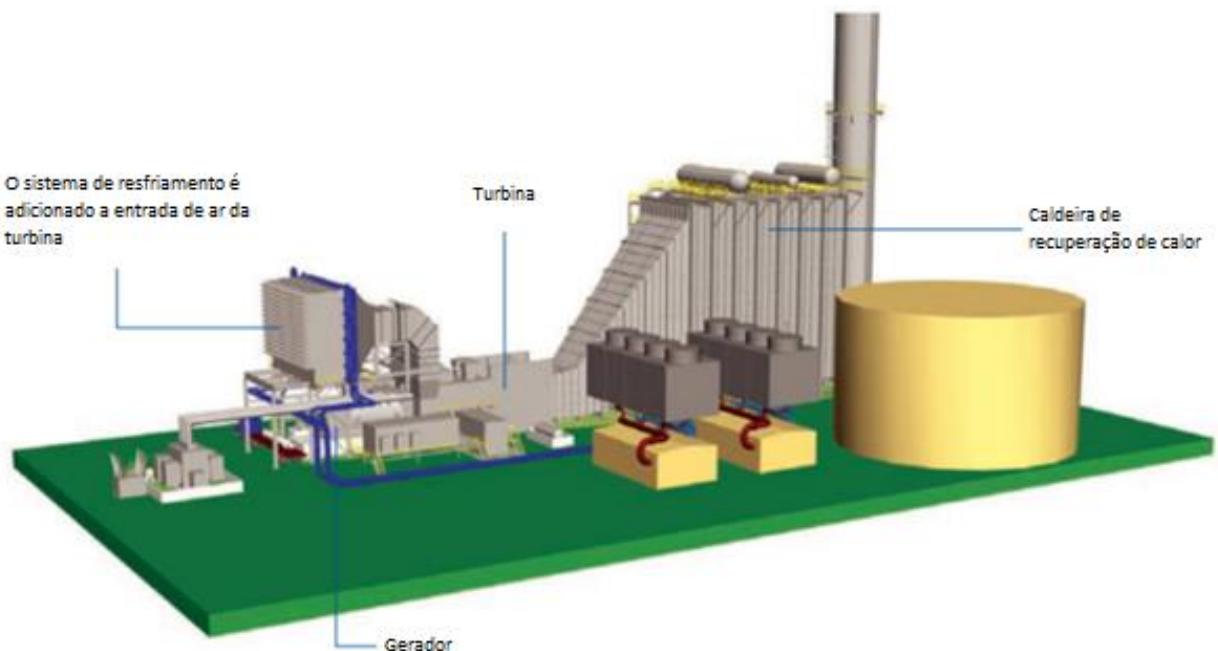


Figura 4.3 - Instalação típica de resfriamento com *Chillers* (YORK, 2018)

Os trocadores de calor (serpentinhas) são instalados na estrutura de admissão de ar das turbinas a gás, após os filtros. Para as usinas existentes, seria necessária apenas uma adaptação na estrutura conforme exemplificado na figura 4.4.



Figura 4.4 - Instalação do trocador de calor de admissão (ARANER, 2017)

A serpentina instalada causa uma perda de carga na admissão do ar, o que na prática também impacta na potência da turbina a gás. Este fato se explica pois com a queda de pressão do ar que entra no compressor a densidade do ar aumenta, e consequentemente a massa de ar admitida será menor. No entanto, este impacto pode ser desprezado pois estes sistemas são dimensionados para uma perda de carga máxima de 25,5 mmca. Este valor não provoca alterações significativas perto do aumento de potência pelo sistema de resfriamento (ARANER, 2017).

Conforme figura 4.2, alguns equipamentos auxiliares são necessários para o sistema de resfriamento, sendo os principais: torres de resfriamento ou resfriadores a ar, bombas de circulação de água, sistema elétrico e de controle e tubulação de interligação. A opção por torre de resfriamento ou resfriadores a ar depende da disponibilidade de água do local, no entanto, tratando especificamente de usina de ciclo combinado, pode ser aproveitado o sistema de resfriamento da água do próprio ciclo rankine, acrescentando o volume de água resfriada necessário para o sistema.

Para usinas que elevam a geração no horário de pico, pode ser utilizado um tanque para armazenar água gelada nos horários em que a operação for em carga parcial ou nula, desta forma se reduz a capacidade instalada no sistema de resfriamento e se aumenta a velocidade de partida do sistema de resfriamento (ARANER, 2017).

O *chiller* mecânico irá consumir parte da energia gerada na usina. Este valor pode ser estimado a partir do COP fornecido pelo fabricante (anexo C), considerando dois *chillers* operando em paralelo (modelo F700GXG). Aplicando a equação 4.1, tem-se:

$$5,48 = \frac{2.2462,8}{P_{in}}$$

$$P_{in} = 898,46 \text{ kWe}$$

Portanto, dos valores de potência apresentados nas tabelas 3.2 e 3.3, para a condição de 15°C, deve ser descontado este valor de consumo elétrico dos *chillers* potência bruta das máquinas. Este consumo adicional é pequeno frente ao ganho de potência obtido com o resfriamento do ar de admissão. O ganho de potência bruta total observado na tabela 3.3 (ciclo combinado) comparando a condição de 32°C e 15°C é de 8,1 MW, ou seja, o ganho líquido será:

$$\Delta P_{\text{netCCSGT}} = 8,1 - 0,9 = 7,2 \text{ MW}$$

Conclui-se que neste caso, cerca de 10% do ganho de potência é drenada para manter o sistema de resfriamento em operação.

Considerando apenas a simulação em ciclo simples, desta mesma turbina da SIEMENS, o ganho de potência líquida seria, conforme resultados da tabela 3.2:

$$\Delta P_{\text{netSCSGT}} = 7,2 - 0,9 = 6,3 \text{ MW}$$

#### **4.1.2. Investimentos necessários**

Para servir como base de futuras análises, e confirmar os resultados obtidos neste estudo, foi realizada uma consulta preliminar ao fabricante ARANER, com finalidade didática.

Foram realizadas simulações utilizando a turbina da SIEMENS SGT-800, também para a cidade de Aracaju-SE, considerando reduzir a temperatura de admissão de 32°C para a condição ISO e também de 20°C. Os resultados estão descritos na tabela que consta no Anexo A.

Destaca-se que o investimento para a instalação do sistema de resfriamento por *chiller* para resfriar à condição ISO seria de: US\$ 243/kW extra, valor este inferior ao da instalação de uma nova usina termelétrica, lembrando que o fornecedor dimensionou o sistema de resfriamento com condensação a ar, considerando de maneira conservadora que não há disponibilidade de água para resfriamento.

Sendo assim, tomando como base o caso em que a turbina da Siemens opera em ciclo simples, e o sistema de resfriamento proposto adiciona cerca de 6,3 MW de potência na usina (condição NBR para condição ISO), o valor total do investimento seria de: US\$ 1.530.000, equivalente a R\$ 5.676.000, com taxa de câmbio em 3,71.

Para uma estimativa inicial da quantidade adicional de energia efetivamente gerada durante o ano, considera-se o acréscimo de potência obtido a partir da

comparação entre a potência na temperatura média anual e a potência na condição ISO. Neste caso, conforme tabela 3.2, o acréscimo de potência líquida é de 3,2 MW, descontando o consumo interno informado no item 4.1.1. Considerando 8760 horas anuais e disponibilidade da usina de 90%, seriam gerados cerca de 25,230 MWh anuais adicionais.

Com o valor do MWh de usinas térmicas a gás estimado em R\$ 250, haveria uma receita anual adicional de: R\$ 6,307,500, ou seja, o *payback* simples desta instalação seria pouco menor do que um ano.

Evidentemente, por se basear em aproximações, para se obter um resultado preciso de retorno do investimento, devem ser estudadas as características específicas dos contratos de venda de energia das usinas em questão, a melhor configuração para o local em que de fato será instalado o sistema de resfriamento, e a quantidade de horas reais de operação da usina ao longo do ano, sendo que se a usina for de base, o *payback* será menor do que usinas intermitentes. Outro fator a se considerar é o custo de importação deste sistema e a possibilidade de nacionalizar a fabricação e fornecimento do sistema completo, visando diminuir o investimento adicional. Devem ser levantados, em futuros estudos os custos de operação e manutenção adicionais que a implementação deste sistema proporcionaria. De qualquer modo, acrescentando todas estas análises, o sistema tem potencial para retorno financeiro dentro dos padrões de tempo praticados no mercado dado ao alto acréscimo de potência com baixo custo de instalação relativo.

## 5. CONCLUSÕES

Foi demonstrado que a temperatura do ar de admissão das turbinas a gás é um fator determinante para a performance dos ciclos Brayton e do ciclo combinado.

A partir de modelos comerciais de turbinas a gás, Siemens SGT 800 e GE MS77001EA e de cálculos baseados nas curvas de correção disponíveis dos fabricantes, juntamente com os fundamentos teóricos do impacto da variação da temperatura de admissão no compressor, foi quantificado o aumento de potência e o consumo energético necessário para a operação do sistema auxiliar de resfriamento do ar de admissão.

Houve ganho de potência para as duas regiões estudadas, São Paulo e Aracaju. O incremento de potência no ciclo Brayton da turbina Siemens é, respectivamente, de 3,5% e 9,5% quando considerado o resfriamento da temperatura média anual para a condição ISO, 15°C. Se considerada a temperatura de projeto indicada na NBR 16401, com resfriamento de 32°C para 15°C em ambas as localidades, o aumento de potência é de 18%. Também houve impacto no ciclo combinado, gerando um aumento de potência na turbina a vapor de 1,0% e 2,7%, para São Paulo e Aracaju, respectivamente.

Os resultados se confirmaram na análise da performance baseada nos dados da turbina da GE. Para a cidade de São Paulo, o incremento de potência, comparando novamente a temperatura média com a condição ISO, foi de 6% no ciclo Brayton e 1,4% na turbina a vapor (ciclo combinado). Para Aracaju, os resultados foram, respectivamente, 8,4% e 3,2%. Considerando a temperatura de projeto, que é a mesma para as duas localidades, os ganhos são de 13,3% no ciclo simples e 4,9% na turbina a vapor.

As localidades em que a média de temperatura for elevada, como predomina na região norte e nordeste do Brasil, o impacto se mostra, pois praticamente durante todo o ano as temperaturas estão na faixa dos 20 a 30°C. Já nas cidades localizadas ao sul do país, o impacto é menor, pois as temperaturas médias são mais baixas e em determinados períodos do ano até menores do que os parâmetros ISO (15°C).

Outro fator determinante para o dimensionamento do sistema é a umidade relativa do ar. Conforme abordado, este parâmetro limita a aplicação de sistemas de

resfriamento evaporativo, pois a temperatura do ar resfriado fica limitado a temperatura de bulbo úmido ambiente.

A escolha entre *chiller* de absorção e *chiller* mecânico deve ser realizada especificamente para cada aplicação. Em princípio, conforme abordado neste estudo, os *chillers* de absorção seriam viáveis para usinas onde a energia térmica dos gases de exaustão das turbinas é rejeitado diretamente para a atmosfera (ciclo simples), ou exista uma quantidade de vapor residual não utilizada para geração de energia em uma turbina a vapor. Caso contrário, a opção por *chillers* mecânico é melhor sob o ponto de visto técnico. No entanto, estas duas alternativas devem ser avaliadas com projeto específico desenvolvido em conjunto com os fabricantes dos sistemas envolvidos, verificando inclusive os efeitos operacionais, e de manutenção que cada tipo de equipamento pode causar, além do investimento total necessário em cada caso.

## 5.1. RECOMENDAÇÕES

É importante quantificar com precisão o investimento adicional para a instalação deste tipo de sistema de resfriamento em usinas novas e também em usinas existentes, com a finalidade de se determinar o retorno financeiro do projeto, visando viabilizá-lo junto aos proprietários das usinas termelétricas. Ressalta-se que os benefícios não se limitam aos financeiros, ampliam-se a questões ambientais e estratégicas, pois potencializar as usinas termelétricas significa redução da necessidade de expansão do sistema e melhor aproveitamento dos recursos energéticos fósseis.

Deve ser avaliada durante a definição do projeto do sistema de resfriamento, a disponibilidade de água para atender a demanda adicional associada a utilização do sistema de resfriamento.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AEIC. American Energy Innovation Council. **Aeroderivative gas turbines**, 2013.

Disponível em <<http://americanenergyinnovation.org/wp-content/uploads/2013/08/Case-Gas-Turbines.pdf>> Acesso em: 23 set. 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Empreendimentos em operação**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/dados/geracao>>. Acesso em 18 set. 2018.

ARANER. **Turbine inlet air cooling (TIAC), reference e-book**, 2017. Disponível em: [www.araner.com](http://www.araner.com) Acesso em: 05 ago.18.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 16401: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projeto das instalações**. Rio de Janeiro, p. 32. 2008.

CARVALHO JUNIOR, M. L. M. **Resfriamento de ar de entrada em turbinas a gás no parque gerador de eletricidade brasileiro**, 2012. 120 p. Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós Graduação em Energia da Escola Politécnica – Universidade de São Paulo.

CFAS. **General electric gas turbine estimated performance**. Disponível em: <[http://cfaspower.com/03a\\_Curves.pdf](http://cfaspower.com/03a_Curves.pdf)>. Acesso em 17 set. 2018.

DANPOWER. **Caldeiras flamotubulares e aquatubulares**. Disponível em: <<http://www.danpower.com.br/produtos/caldeiras-fogotubulares/tps>> Acesso em 08 ago. 2018.

EIA. U.S. Energy Information Administration. **Efficiency in power plants**. Disponível em: <<https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=107&t=3>>. Acesso em 03 ago. 2018.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Balanço Energético Nacional**, 2017a. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/benrelatoriosintese.aspx>> . Acesso em 01 ago. 2018.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Plano decenal de expansão de energia 2016-2026**, 2017b. Disponível em:

<<http://www.mme.gov.br/documents/10584/0/PDE2026.pdf/474c63d5-a6ae-451c-8155-ce2938fbf896>>. Acesso em 08 ago. 2018.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Sistema de informações geográficas do setor energético brasileiro**. Disponível em: <<https://gisepeprd.epe.gov.br/webmapepe/>> Acesso em 20 set. 2018.

GENERAL ELECTRIC (GE). **GE gas turbine performance characteristics**. Disponível em: <<http://ncad.net/Advo/CinerNo/ge6581b.pdf>>. Acesso em: 01 set. 2018.

HITACHI. **Chiller centrífugo de alta eficiência – Inverter**. Disponível em: <[http://www.jci-hitachi.com.br/static/site/files/Cat\\_Centrifuga\\_Inverter\\_CTF0200\\_MAI\\_2014.pdf](http://www.jci-hitachi.com.br/static/site/files/Cat_Centrifuga_Inverter_CTF0200_MAI_2014.pdf)>. Acesso em: 26 set. 2018.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA (INMET). **Banco de dados meteorológicos para ensino e pesquisa**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesautomaticas>>. Acesso em: 30 ago. 2018.

LG. **Absorption chiller catalog**. Disponível em : <[http://www.lg.com/global/business/download/resources/sac/Catalogue\\_Absorption%20Chillers\\_ENG\\_F.pdf](http://www.lg.com/global/business/download/resources/sac/Catalogue_Absorption%20Chillers_ENG_F.pdf)>. Acesso em 27 set. 2018.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de bombeamento**. 2<sup>a</sup> edição. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MARTINELLI Jr., L. C. **Geradores de Vapor – Recepção, Operação e Medidas de Segurança**. Cadernos UNIJUÍ, Série Tecnologia Mecânica, n.<sup>o</sup> 8, Editora Unijuí, Ijuí, RS, 1998.

SANTOS, A.; ANDRADE, C.; **Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites**, 2012. Disponível em: <[http://www.jatm.com.br/papers/vol4\\_n3/JATMv4n3\\_p341](http://www.jatm.com.br/papers/vol4_n3/JATMv4n3_p341)-

354\_Analysis\_of\_Gas\_Turbine\_Performance\_with\_Inlet\_Air\_Cooling\_Techniques\_Applied\_to\_Brazilian\_Sites.pdf> . Acesso em: 11 ago.18

SIEMENS. **Interactive gas turbines portfolio.** Disponível em: <<https://www.siemens.com/global/en/home/products/energy/power-generation/gas-turbines.html#!/>> Acesso em 08 set. 2018.

SIEMENS. **SGT-800 Industrial gas turbine, 2009.** Disponível em: <[http://www.heinkel-systeme.de/data/simple/0056/Heinkel\\_Gas\\_Turbine\\_SGT-800\\_for\\_Power\\_Generation.pdf](http://www.heinkel-systeme.de/data/simple/0056/Heinkel_Gas_Turbine_SGT-800_for_Power_Generation.pdf)> . Acesso em 07 set. 2018.

SIMÕES-MOREIRA, J.R. (organizador). **Energias renováveis, geração distribuída e eficiência energética.** São Paulo. LTC, 2017.

STUCHI, G.; TACONELLI, M; LANGHI, V. **Geração termelétrica: principais componentes e tipos de centrais termelétricas,** 2015, 147 p. Monografia de Graduação apresentada a Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo.

TGM. **Turbinas de reação.** Disponível em: <<http://www.tgmturbinas.com.br/turbinas-140-bar-a-540-c-150-mw-condensacao-ct-e-cte>>. Acesso em: 01 set. 2018.

THERMOFLOW. **Combined cycle heat and mass flow.** Disponível em: <[https://www.thermoflow.com/products\\_generalpurpose.html](https://www.thermoflow.com/products_generalpurpose.html)> Acesso em 20 set. 2018.

WYLEN, G. V. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** São Paulo. Edgard Blucher, 1995.

YORK. **Boost the output of gas turbine generators.** Disponível em: <<http://www.york.com/for-your-workplace/chilled-water-systems>>. Acesso em 30 set. 2018.

ZAINALI, O.; ALAVIJEH, S. **Gas turbine efficiency improvement by inlet air-cooling in sustainable energy system.** University Putra Malaysia, 2015. Disponível em: <[http://www.frsb.upm.edu.my/upload/dokumen/FKRSE1\\_18-24.pdf](http://www.frsb.upm.edu.my/upload/dokumen/FKRSE1_18-24.pdf)> Acesso em 03 ago.18.

## ANEXO A – DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR

 <b>ARANER</b>		<b>TIAC SYSTEM IN BRAZIL</b>			
		<b>Turbine Inlet Air Cooling System – Air cooled chiller</b>			
Issued by:	Manuel Guerrero	Plant Location:	Aracaju, SE (Brazil)	Revision:	0
e-mail:	m.guerrero@araner.com	Contact:	Paulo Roberto Nali	Date:	<b>24/09/2018</b>

### ▲ COOLING SCENARIOS COMPARISON

GT model	SIEMENS SGT-800		SIEMENS SGT6-5000F	
GT air volume flow ISO (m <sup>3</sup> /s)	106.6			471.3
Ambient air temperature (°C)	32.0	32.0	32.0	32.0
Ambient air relative humidity (%)	60.0	60.0	60.0	60.0
GT compressor inlet air temperature (°C)	20.0	15.0	20.0	15.0
GT compressor inlet air relative humidity (%)	95.0	100.0	96.0	100.0
TIAC plant required capacity (TR)	825	1,326	3,608	5,925
Heat rejection type	AIR COOLED	AIR COOLED	AIR COOLED	AIR COOLED
TIAC plant make-up water consumption (m <sup>3</sup> /h)	ZERO	ZERO	ZERO	ZERO
TIAC plant electrical consumption (kW)	584	958	2,827	4,794
Total net extra power with TIAC for 1 GT (kW)	4,536	5,735	8,145	10,750
Preliminary estimated budget (USD)	870,000	1,395,000	3,790,000	6,225,000
Price per extra kW (USD/kW)	192	243	465	579
Scope	Engineering + Equipment + Commissioning (Technology provider)			



[www.araner.com](http://www.araner.com)

**ARANER**

## ANEXO B – DADOS DO CHILLER DE ABSORÇÃO

Model name		056	063	070	080	090	100	110	120	130	140	150
Cooling capacity	USRT	560	630	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,300	1,400	1,500
	kW	1,969	2,215	2,461	2,813	3,165	3,516	3,868	4,220	4,571	4,923	5,274
Heating capacity	kcal/h	1,265,000	1,416,800	1,593,900	1,771,000	2,024,000	2,277,000	2,530,000	2,783,000	3,036,000	3,289,000	3,542,000
	kW	1,471	1,647	1,853	2,059	2,353	2,648	2,942	3,236	3,530	3,824	4,119
Chilled water data	Temperature	°C										
	Water flow rate	m³/h	338.7	381	423.4	483.8	544.3	604.8	665.3	725.8	786.2	846.7
	Pressure drop	mAq	5.2	7.2	9.6	4.4	6.0	7.9	5.8	6.1	9.2	7.6
	Connection size	A(mm)	200	200	200	250	250	250	300	300	300	350
Hot water data	B(inch)	8	8	8	10	10	10	12	12	12	14	14
	Temperature	°C										
	Water flow rate	m³/h	338.7	381	423.4	483.8	544.3	604.8	665.3	725.8	786.2	846.7
	Pressure drop	mAq	5.2	7.2	9.6	4.4	6.0	7.9	5.8	6.1	9.2	7.6
Cooling water data	Connection size	A(mm)	200	200	200	250	250	250	300	300	300	350
	B(inch)	8	8	8	10	10	10	12	12	12	14	14
	Temperature	°C										
	Water flow rate	m³/h	560	630	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,300	1,400
Fuel (Gas)	Pressure drop	mAq	8.9	11.9	15.3	6.9	9.3	12.3	9.2	11.7	14.6	11.4
	Connection size	A(mm)	300	300	300	350	350	350	400	400	400	400
	B(inch)	12	12	12	14	14	14	16	16	16	16	16
	Nozzle size	A(mm)	50 (at 4,000mmAq)						65 (at 4,000mmAq)			
Electrical data	B(inch)	2 (at 4,000mmAq)						2 1/2 (at 4,000mmAq)				
	Cooling	Nm³/h	119.7	134.7	149.7	171.0	192.4	213.8	235.2	256.6	277.9	299.3
	Heating	Nm³/h	137.4	153.8	173.1	192.3	219.8	247.2	274.7	302.2	329.6	357.1
	Source	V	3ø 220/380/440V, 50Hz/60Hz									
Dimension	Total current	A	35.7	35.7	35.7	44.4	49.4	55.9	73.7	73.7	73.7	73.7
	Wire size	mm²	16	16	16	16	25	35	35	35	35	35
	Power	kVA	23.5	23.5	23.5	29.2	32.5	36.8	48.5	48.5	48.5	48.5
	Absorbent pump no.1	kW(A)	66(16.2)	66(16.2)	66(16.2)	55(20.0)	75(25.0)	7.5(25.0)	75(25.0)	75(25.0)	75(25.0)	75(25.0)
Rigging	Absorbent pump no.2	kW(A)	20(5.2)	20(5.2)	20(5.2)	22(6.7)	22(6.7)	22(6.7)	55(21.0)	55(21.0)	55(21.0)	55(21.0)
	Refrigerant pump	kW(A)	0.4(1.4)	0.4(1.4)	0.4(1.4)	0.4(1.4)	0.4(1.4)	0.4(1.4)	1.5(3.9)	1.5(3.9)	1.5(3.9)	1.5(3.9)
	Purge pump	kW(A)	0.4(1.45)	0.4(1.45)	0.4(1.45)	0.4(1.45)	0.4(1.45)	0.4(1.45)	0.75(2.5)	0.75(2.5)	0.75(2.5)	0.75(2.5)
	Burner blower (gas)	kW(A)	5.5(10.6)	5.5(10.6)	5.5(10.6)	7.5(14.0)	7.5(14.0)	7.5(14.0)	11.0(20.5)	11.0(20.5)	11.0(20.5)	11.0(20.5)
Flue connection size	Length	mm	5,310	5,520	6,010	5,610	6,200	6,700	6,200	6,700	7,200	6,850
	Width	mm	3,025	3,150	3,150	3,800	4,050	4,050	4,400	4,400	4,400	4,800
	Height	mm	3,295	3,295	3,295	3,550	3,600	3,600	3,800	3,800	3,800	3,900
Dry shipping	Operating	ton	21.2	24.4	27.2	31.6	33.9	37.1	40.4	44.1	48.1	52.1
	Max. shipping	ton	18.7	21.6	24.3	27.8	29.7	32.7	36.1	39.6	43.2	46.7
	Dry shipping	ton	15.0	17.5	19.5	21.0	22.5	24.0	26.0	28.0	30.0	32.0
Flue connection size		mm	520 x 550	650 x 550	650 x 550	650 x 550	750 x 550	750 x 550	750 x 550	850 x 550	850 x 550	950 x 550
Clearance for tube removal		mm	4,500	5,200	5,700	5,200	5,700	6,200	5,700	6,200	6,200	6,700

	Energy	Available	Model Selection			(Example) Application
			Efficiency	Model	Remark	
Chiller	Gas or Oil	LNG	COP 1.51	WCDH	World class high efficiency	Commercial area Multipurpose building Thermoelectric power plant
		LPG	COP 1.34	Wcdn	Enhanced stability & reliability	
		Bio-Gas	COP 1.12	WCDS	Steady best selling model	
	Steam	Exhaust gas	COP 1.50	WCSH	World Class High Efficiency	Commercial area Multipurpose building Petroleum and Chemical Factory
		Oil	Consumption (3.5 kg/hRT)	WCSH	Steam Pressure : 4 ~ 8kg/cm <sup>2</sup>	
		COP 1.21	WCSS	Steady Best Selling Model	Steam Pressure : 4 ~ 8kg/cm <sup>2</sup>	
	Hot Water	Inlet	COP 0.80	WCMH	World Class High Efficiency	Solar system District energy system Cogeneration
		Temperature Standard 95°C (130 ~ 85°C)	COP 0.72	WCMW	Outlet Temp. : 85 ~ 75°C	
		COP 0.74	WC2H	Steady Best Selling Model	Outlet Temp. : 85 ~ 70°C	
	Heat pump	Waste heating Source	COP 1.65~1.80	WCPX	Low Temperature outlet Outlet Temp. : 70 ~ 55°C	World Class High Efficiency Hot water Temp. : 55 ~ 90°C

## ANEXO C – DADOS DO CHILLER MECÂNICO

Modelo	Capacidade de resfriamento		COP	Dimensões (mm)				Peso de remessa (kg)	Peso em operação (kg)
	TR	kW		Comprimento (A)	Largura (B)	Altura (C)	Manutenção		
<b>HC-F300GXG-SIT</b>	200 - 300	703 - 1.055	5,05 - 6,04	3.550	1.650	2.200	3.000	5.800	7.200
<b>HC-F350GXG-SIT</b>	301 - 350	1.058 - 1.231	5,05 - 6,04	3.550	1.650	2.200	3.000	5.800	7.300
<b>HC-F400GXG-SIT</b>	351 - 400	1.234 - 1.407	5,25 - 6,28	3.550	1.900	2.400	3.000	7.000	8.500
<b>HC-F450GXG-SIT</b>	401 - 450	1.410 - 1.582	5,25 - 6,28	3.550	1.900	2.400	3.000	7.000	8.600
<b>HC-F500GXG-SIT</b>	451 - 500	1.586 - 1.758	5,47 - 6,55	4.050	1.900	2.450	3.500	8.400	9.900
<b>HC-F550GXG-SIT</b>	501 - 550	1.762 - 1.934	5,51 - 6,59	4.050	2.000	2.500	3.500	8.700	10.400
<b>HC-F600GXG-SIT</b>	551 - 600	1.937 - 2.110	5,59 - 6,69	4.050	2.000	2.500	3.500	8.900	10.500
<b>HC-F650GXG-SIT</b>	601 - 650	2.113 - 2.286	5,52 - 6,60	4.050	2.000	2.500	3.500	9.100	10.900
<b>HC-F700GXG-SIT</b>	651 - 700	2.289 - 2.461	5,48 - 6,56	4.050	2.250	2.650	3.500	10.700	12.600
<b>HC-F750GXG-SIT</b>	701 - 750	2.465 - 2.637	5,54 - 6,62	4.050	2.250	2.650	3.500	10.700	12.700
<b>HC-F800GXG-SIT</b>	751 - 800	2.641 - 2.813	5,63 - 6,73	4.050	2.250	2.650	3.500	11.100	13.300
<b>HC-F850GXG-SIT</b>	801 - 850	2.817 - 2.989	5,48 - 6,56	4.050	2.400	2.800	3.500	12.200	14.500
<b>HC-F900GXG-SIT</b>	851 - 900	2.992 - 3.165	5,54 - 6,62	4.050	2.400	2.800	3.500	12.400	14.800
<b>HC-F950GXG-SIT</b>	901 - 950	3.168 - 3.340	5,55 - 6,63	4.050	2.400	2.800	3.500	12.400	14.900
<b>HC-F1000GXG-SIT</b>	951 - 1.000	3.344 - 3.516	5,69 - 6,81	4.550	2.400	2.800	4.000	13.900	16.900