

Raphael Monacci Borges da Silva

Termelétrica movida a Conjunto a Gás Aeroderivado: análise técnica e econômica

Guaratinguetá - SP
2017

Raphael Monacci Borges da Silva

Termelétrica movida a Conjunto a Gás Aeroderivado: análise técnica e econômica

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em **Engenharia Mecânica** da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador (a): José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá - SP
2017

S586t Silva, Raphael Monacci Borges da
Termelétrica movida a conjunto a gás aeroderivado: análise técnica e econômica / Raphael Monacci Borges da Silva – Guaratinguetá, 2017.
59 f : il.
Bibliografia: f. 57-58

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Usinas hidrelétricas. 2. Gás natural. 3. Avaliação de riscos.
I. Título.

CDU 621.311.21


Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

Raphael Monacé Borges da Silva

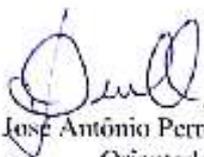
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM NOME DO CURSO

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador



BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. Rubens Alves Dias
UNESP-FEG



Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
UNESP-FEG

Dezembro 2017

DADOS CURRICULARES

Raphael Monacci Borges da Silva

NASCIMENTO	22.08.1989 – Campinas / SP
FILIAÇÃO	Luiz Carlos Borges da Silva Marcia Regina Tavares Monacci
2009/2017	Curso de graduação Engenharia Mecânica – UNESP-Campus de Guaratinguetá / SP
2009/2012	Projeto Aerodesign Integrante da Equipe Aerofeg da Unesp Guaratinguetá
2010/2012	Centro Acadêmico da Engenharia Mecânica Membro e Vice-Presidente
2016/2017	Estágio Supervisionado Eaton Hydraulics – Valinhos / SP

Aos meus pais que sempre se esforçaram e tiveram paciência com minha jornada durante a faculdade.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri* que jamais deixou de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

aos meus pais *Luiz Carlos Borges da Silva e Márcia Regina Tavares Monacci*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá pela dedicação e alegria no atendimento.

“Insanidade é continuar a fazer as mesmas coisas,
E esperar resultados diferentes.”

Albert Einstein

RESUMO

O Brasil vive uma reformulação de sua malha elétrica, com o aumento de participação de usinas de fontes renováveis como notório aumento de usinas termelétricas. À luz deste tema o presente trabalho visa projetar uma termelétrica de ciclo combinado e fazer as devidas análises comparando os resultados obtidos com a literatura e informações consolidadas pelas agências reguladoras do mercado de energia elétrica do país. Agrega valor ao trabalho, análises de custos e riscos baseados nos conceitos da Microeconomia, demonstrando a sinergia que deve existir entre as duas áreas, engenharia e economia, para que um empreendedor invista num projeto de grandes proporções.

PALAVRAS-CHAVE: Termelétrica. Gás Natural. Ciclo Combinado. Conjunto a Gás Aeroderivado. Investimento. Análise de Risco.

ABSTRACT

Brazil is undergoing a reformulation of its electricity grid, with an increase in the share of plants that use renewable sources, and as a notable increase in thermoelectric plants. Aiming at this theme the present work wants to design a combined cycle thermoelectric plant and make the appropriate analyzes comparing the results obtained with the literature and consolidated information by the regulatory agencies of the electric energy market of the country. It adds value to the work, analysis of costs and risks based on the concepts of Microeconomics, showing the synergy that must exist between the two areas, engineering and economics for an entrepreneur to invest in a project of great proportions.

KEYWORDS: Thermoelectric. Natural Gas. Combined Cycle. Aeroderivative Gas Turbine. Investment. Risk analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1-1 – Características Operacionais da geração de eletricidade por Gás Natural.....	15
Figura 2-1 – Integração Eletroenergética do Sistema Brasileiro - 2015.....	17
Figura 2-2 – Capacidade instalada – 1970 a 2014 (GW)	18
Figura 3-1 – Aba "Esquema Usina Geração"	20
Figura 3-2 – Ordens de compra no mundo de turbinas de tamanho médio.....	22
Figura 3-3 – Representação de Conjunto a Gás com 2 “Spools” e eixos concêntricos.....	23
Figura 3-4 - Representação de Conjunto a gás com turbina Dedicada.....	23
Figura 3-5 – Desenho modelo LM da GE	24
Figura 3-6 – Desenho de configuração CGA com Gerador	25
Figura 3-7 - Desempenho dos modelos LM6000	26
Figura 3-8 – Esquema do Volume de Controle utilizado	26
Figura 3-9 – Diagrama de correção de potência de eixo pela altitude	27
Figure 3-10 – Diagramas a) p-V e b) T-S para ciclo Brayton padrão	29
Figura 3-11– Diagramas a) P-V e b) T-S para o ciclo Rankine	29
Figura 3-12 – Esquema energético do ciclo combinado.....	30
Figura 3-13 – Equacionamento em EES para Turbina a Vapor.	33
Figura 3-14 – Planilha auxiliar para especificação da turbina à vapor.....	34
Figura 3-15 – Desenho estrutura de um HRSG com dois estágios de pressão.....	35
Figura 3-16 – Volume de controle da CR.....	36
Figura 3-17 – Representação do Diagrama TxQ para HRSG	39
Figura 3-18 – Digrama de relações de TPP	40
Figura 3-19 – Equações para gerar Tabela paramétrica no EES	41
Figura 3-20 – Planilha auxiliar (a) entradas e (b) resultados para T_ch.....	43
Figura 3-21 – Resultado da planilha ao se colocar T_ch dentro da faixa corrigida	43
Figura 4-1 – Esquema de uma unidade geradora	44
Figura 5-1 – Seção de Parâmetros Econômicos da planilha auxiliar	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 – Capacidade instalada de geração elétrica no mundo – 10 maiores países em 2012(GW).....	16
Tabela 2-2 – Composição do gás natural e sua respectiva H	19
Tabela 3-1 – Informações dos pontos do Volume de Controle	27
Tabela 3-2 – Modelos de TV e suas especificações	31
Tabela 3-3 – Eficiências calculadas para determinar a TV	33
Tabela 3-4 – Eficiências variando a condição de saída da TV	34
Tabela 3-5 – Análise variando o fluxo de vapor	42
Tabela 4-1 – Resumo da parte técnica da termelétrica.....	44
Tabela 4-2 – Heat Ratings médios para plantas termelétricas dos EUA (em kJ/kWh).....	45
Tabela 5-1 – Áreas de troca de calor por componente da HRSG.....	47
Tabela 5-2 – Investimentos em Dólares (US\$).	47
Tabela 5-3 – Depreciação dos investimentos.	48
Tabela 5-4 – Relação dos últimos leilões vencidos para plantas movidas a gás natural.....	49
Tabela 5-5 – Fluxo de caixa para os anos de reajuste do gás natural.....	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
CG	Conjunto a Gás
CGA	Conjunto a Gás Aeroderivado
EES	Engineering Equation Solver
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
HT	Heat Rate
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
SEB	Sistema Elétrico Brasileiro
VC	Volume de Controle
VPL	Valor Presente Líquido
TAP	Turbina de Alta Pressão
TV	Turbina à Vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

H	Proporção massa de hidrogênio sobre massa de combustível []
η_{iso}	eficiência isentrópica [%]
η_{cald}	eficiência caldeira [%]
p	pressão [MPa]
$C_{p,g}$	capacidade térmica à pressão constante [kJ/kg.K]
\dot{m}_g	vazão mássica dos gases de exaustão do CGA [kg/s]
\dot{m}_v	vazão mássica de vapor [kg/s]
T	Temperatura [°C]
T_{ch}	Temperatura de Chaminé [°C]
T_g	Temperatura dos gases de exaustão do CGA [°C]
T_{pp}	Temperatura de Pinch Point [°C]
Q_{evap}	Calor transferido referente ao evaporador [MW]
Q_g	Calor total transferido pelos gases [MW]
Q_{pp}	Calor transferido referente a temperatura de Pinch Point [MW]
Q_{super}	Calor transferido referente ao superaquecedor [MW]
v	Volume específico [m ³ /kg]
\dot{W}_{TV}	Potência de eixo da turbina a vapor [MW]
\dot{W}_{liq}	Potência Líquida do Sistema [MW]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
2	O SISTEMA ELÉTRICO NO PAÍS	16
2.1	A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA NO PAÍS	17
2.2	GÁS NATURAL	18
3	METODOLOGIA	20
3.1	O CONJUNTO AERODERIVADO	20
3.1.1	Mercado	21
3.1.2	Características do CGA	22
3.1.3	LM6000	23
3.1.4	Equacionamento	26
3.2	CICLOS	28
3.2.1	Ciclo Brayton	28
3.2.2	Ciclo Rankine	29
3.2.3	Ciclo Combinado	29
3.3	TURBINA A VAPOR (TV)	31
3.3.1	Crítérios de temperatura e pressão máximas	32
3.4	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	35
3.4.1	Componentes	35
3.4.2	Dimensionamento	36
3.4.3	Temperatura de pinch point	37
4	ANÁLISE TÉCNICA	44
4.1	EFICIÊNCIA E HEAT RATE	44
5	ANÁLISE ECONÔMICA	46
5.1	INVESTIMENTOS INICIAIS	46
5.2	DEPRECIAÇÃO	46
5.3	CUSTO DO MEGAWATT-HORA	48
5.4	PREÇO DE VENDA	49
5.5	FLUXO DE CAIXA	49
5.6	ANÁLISE DE RISCO	49
6	CONCLUSÃO	52
	REFERÊNCIAS	54
	ANEXO A – Diagrama de Mollier	56

1 INTRODUÇÃO

O tema energia, se faz presente em qualquer âmbito cujo objetivo seja alcançar um progresso industrial, econômico ou social. De acordo com Farias e Sellitto (2011) pode-se associar os diferentes tipos de energia ao período histórico vivido pela sociedade como a era clássica vivida por James Watt e suas invenções movidas a vapor, ou a Idade Moderna com a descobertas dos combustíveis Fósseis.

Dentre as Eras, se destaca a Idade Contemporânea, na qual está presente não só os combustíveis fósseis como a eletricidade. Esta conhecida como “energia nobre”, pois hoje é capaz de ser transportada a longas distâncias, desde que haja um cabo condutor previamente instalado, mas que também possui a capacidade de ser armazenada em baterias para ser usada outra hora.

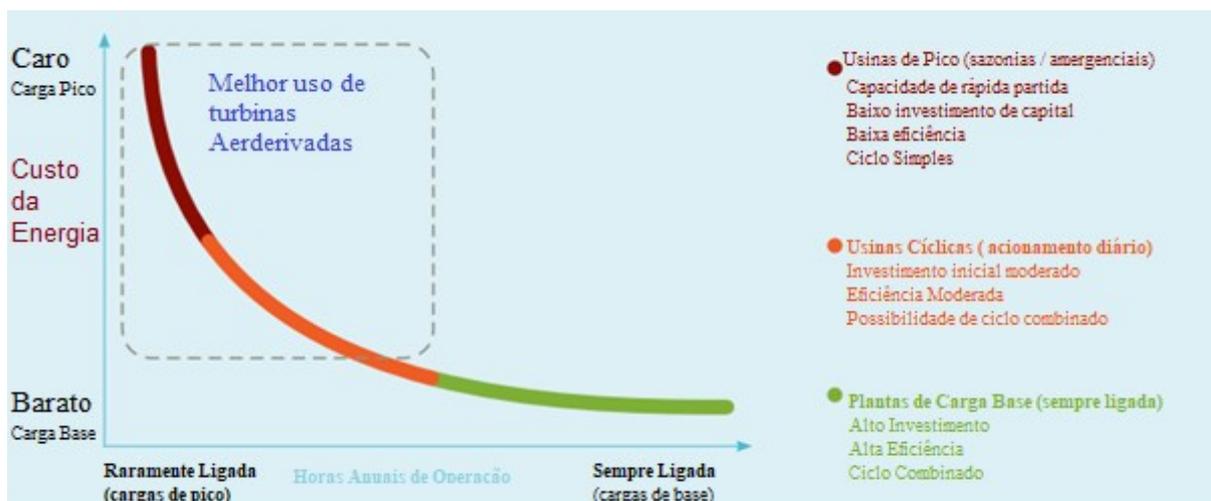
Devido à esta qualidade e fato da energia elétrica poder ser convertida a partir de uma gama enorme de outras energias como a solar, a fóssil e a hídrica, foi possível instalar grandes usinas conversoras (geradoras), próximas ou longe dos centros urbanos de acordo com a o tipo de energia a ser convertida e por ser a energia nobre, a busca por aumentar a capacidade de sua geração torna-se crucial para o desenvolvimento de uma nação.

Em contrapartida vive-se momento em que se deve aliar produção de energia com sustentabilidade, daí a preocupação com usinas mais eficientes que utilizam fontes menos poluentes ou renováveis o que remete ao mote deste trabalho.

Para tal escolheu-se projetar uma termelétrica com Conjunto a Gás Aeroderivado (CGA) movido a Gás Natural devido a ser um equipamento pouco explorado no Brasil havendo poucas unidades em operação no país como a usina termelétrica de Juiz de Fora – MG. De acordo com Doom (2013), a energia convertida por CGA está geralmente entre as mais caras sendo utilizadas apenas em caso de emergência ou sazonalmente.

Porém, ao acoplar o dispositivo à um ciclo Rankine formando então um ciclo combinado, tem-se uma melhoria considerável da eficiência térmica e conseqüentemente no custo da energia elétrica podendo operar por mais tempo. Essas informações estão representadas por meio da curva presente na Figura 1-1, que mostra em quais regiões o emprego do CGA se encaixa melhor.

Figura 1-1 - Características Operacionais da geração de eletricidade por Gás Natural



Fonte: Doom (2013).

Ao final é realizada análise financeira, levando em consideração o maior número de fatores que possam influenciar na viabilidade econômica do projeto, a fim de retratar de maneira preliminar o ambiente de tomada de decisão.

2 O SISTEMA ELÉTRICO NO PAÍS

Em 2012 o Brasil figurou entre os 10 maiores países em capacidade instalada como se pode observar na Tabela 2-1.

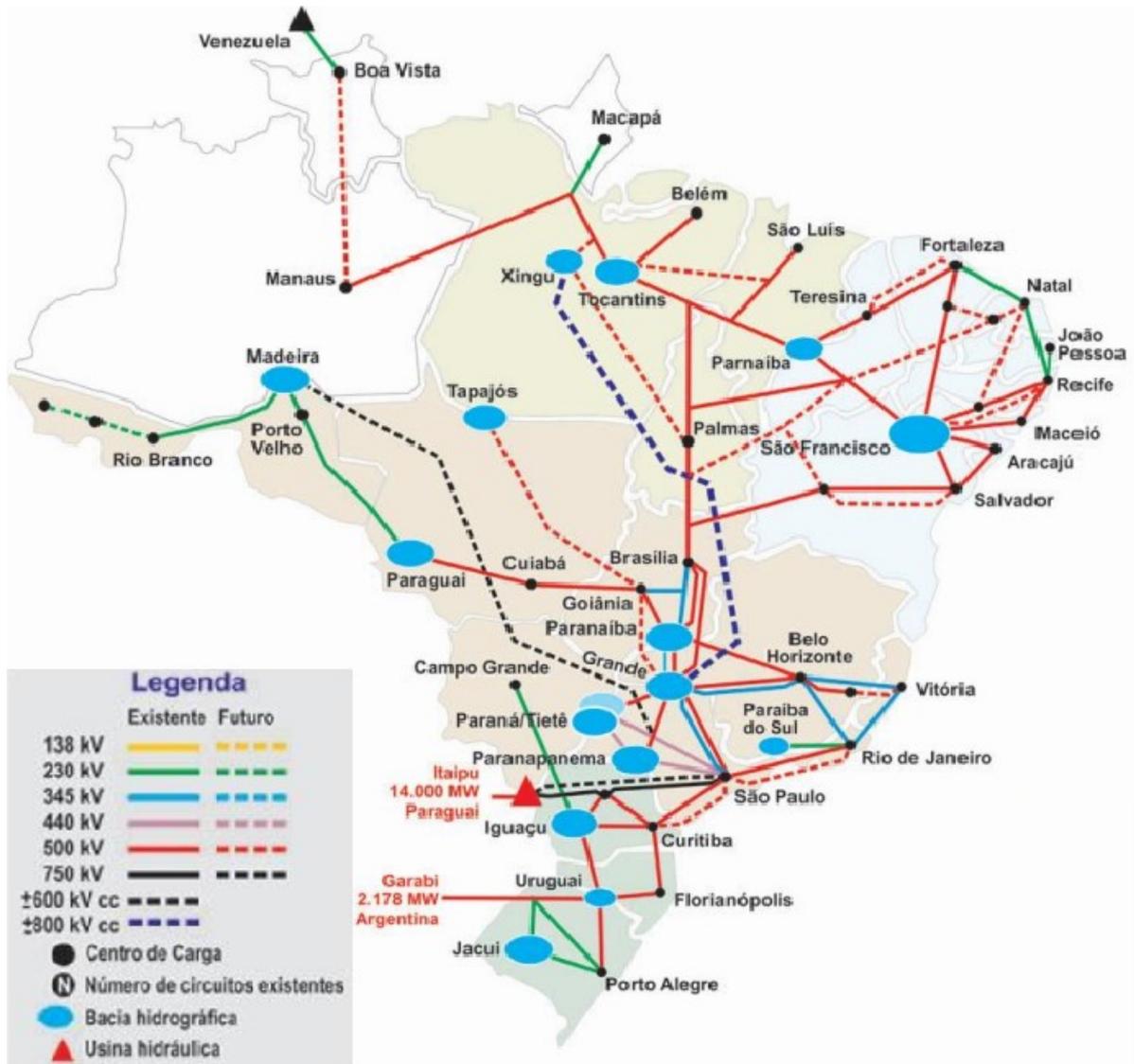
Tabela 2-1. Capacidade instalada de geração elétrica no mundo – 10 maiores países em 2012 (GW)

	2008	2009	2010	2011	2012	$\Delta\%$ (2012/2011)	Part.% (2012)
Mundo	4.529,5	4.727,7	4.964,5	5.204,7	5.550,5	6,6	100
China	796,2	876,7	972,7	1.082,5	1.174,30	8,5	21,2
Estados Unidos	988,3	1.003,20	1.016,90	1.030,6	1.063,00	3,2	19,2
Japão	254,4	257	259,5	261,2	293,3	12,3	5,3
Índia	173	185,2	203,5	233,5	254,7	9,1	4,6
Rússia	222,8	224,1	228,1	231,6	234,4	1,2	4,2
Alemanha	129,3	136,2	142,2	147,9	177,1	19,7	3,2
Canadá	126,4	131,6	132,2	132,8	135	1,7	2,4
França	86,3	87,8	90	92,9	129,3	39,1	2,3
Itália	77	79,8	84,7	96,5	124,2	28,7	2,2
Brasil	102,9	106,6	113,3	117,1	121,0	3,3	2,2
Outros	1.820,7	1.889,1	1.967,7	2.026,7	1.844,1	-9,0	33,2

Fonte: Anuário Estatístico de Energia Elétrica – EPE(2016)

Segundo Tolmasquim (2016), o Sistema Elétrico Brasileiro (SEB) apresenta características que poucos possuem e que influenciam diretamente nas tomadas de decisões de operações e planejamento; entre elas estão as dimensões continentais e predominância de hidrelétricas, como pode ser observado na Figura 2-1, contando com sistemas isolados nas áreas mais afastadas do SEB.

Figura 2-1. Integração Eletroenergética do Sistema Brasileiro - 2015



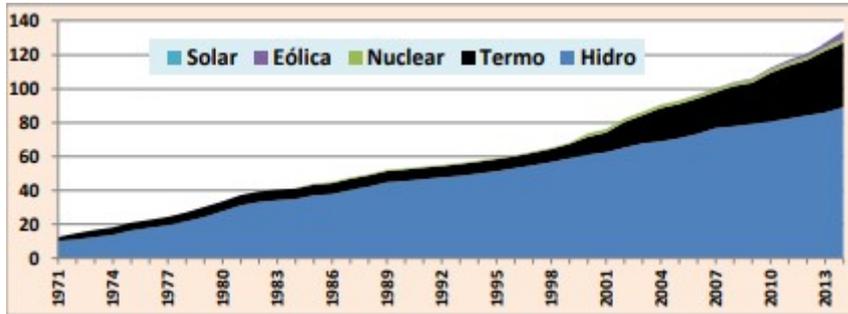
Fonte: ONS (2015)

2.1 A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA

Nos últimos anos o governo brasileiro, tem incentivado outras fontes de energia diferentes da hidrelétrica. A dependência do país de chuvas para geração de energia elétrica vem preocupando principalmente depois das estiagens de 2001 e 2010. Como se pode observar na Figura 2-2, houve aumento não só da parcela de usinas termoeletricas sobre o total de capacidade instalada como também o de fontes renováveis, isto porque espera-se diminuir a dependência das fontes hídricas e suas sazonalidades. Apesar de vista com

desconfiança, acerca de poluição atmosférica, as termelétricas têm ganhado parcela expressiva sobre o SEB.

Figura 2-2 - Capacidade instalada – 1970 a 2014 (GW)



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2016).

Três dos fatores que colaboram para essa expansão é o baixo investimento inicial, a rápida construção da usina e o forte impacto ambiental que as hidrelétricas causam durante sua construção que vem sendo discutido desde o anúncio da construção da usina de Belo Monte (18 de fevereiro de 2011). Quanto à poluição atmosférica, a queima do gás natural libera menos agentes nocivos ao ar que o carvão ou óleo diesel.

2.2 GÁS NATURAL

Todo combustível ao passar pelo processo de combustão libera uma energia intrínseca a sua base elementar, medida em energia por unidade de massa (ou molar) a ela dá-se o nome de poder calorífico. Admitindo que em cada combustão um haja certa umidade formada pela reação do hidrogênio do combustível com o oxigênio do ar, pode-se entender que a energia liberada na queima pode ter uma parte absorvida pela umidade na forma de calor latente (mudança de fase), existindo duas situações limites, uma quando nenhum calor é absorvido pela umidade e outra quando a umidade absorve calor suficiente para mudança total de fase.

Quando ocorre a primeira situação, tem-se o Poder Calorífico Superior (PCS) pois, como o calor não é absorvido pela umidade, há maior energia transferida para a vizinhança. Já com a segunda tem-se o Poder Calorífico Inferior (PCI) pois será a situação em que a energia transferida à vizinhança é a menor possível.

Como em instalações industriais termelétricas as temperaturas de saída são maiores que a de condensação da água, o calor latente não pode ser recuperado; sendo assim, para maior viabilidade econômica e rendimento, utilizamos o poder Calorífico Inferior.

De acordo com a Comgás, empresa distribuidora de gás natural, a massa específica do gás fornecido é de $0,766[\text{kg}/\text{m}^3]$ e PCS de $9400 [\text{kcal}/\text{m}^3]$, o que corresponde a $51344,13 [\text{kJ}/\text{kg}]$. Para um gás com PCS próximo ($52000 [\text{kJ}/\text{kg}]$), Gasnet (2017), informa que sua composição é a que se segue:



Utilizando a equação (1) consegue-se determinar o PCI de acordo com a proporção ‘H’ referente à massa de hidrogênio sobre a massa de combustível em base seca, e ‘u’, o teor de umidade no combustível, que de acordo com a RESOLUÇÃO DA ANP (2008), deve ser no máximo de 5%. Com a composição e massa molar de todos os componentes pode-se ponderar a massa molar do gás natural e assim determinar H conforme a Tabela 2-2.

Tabela 2-2 - Composição do gás natural e sua respectiva H.

Componente	Proporção	M [kg/kmol]	[H]/M
CH ₄	0,780	16,043	0,144
C ₂ H ₆	0,080	30,07	0,023
C ₃ H ₈	0,070	44,094	0,027
C ₄ H ₁₀	0,040	58,124	0,020
N ₂	0,020	28,013	
CO ₂	0,010	44,010	
M do GN		21,540	0,214

Fonte: Produção do próprio Autor

$$PCI = PCS - 2440 \cdot (9 \cdot H + u) \quad (1)$$

$$PCI = 46522,69 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (2)$$

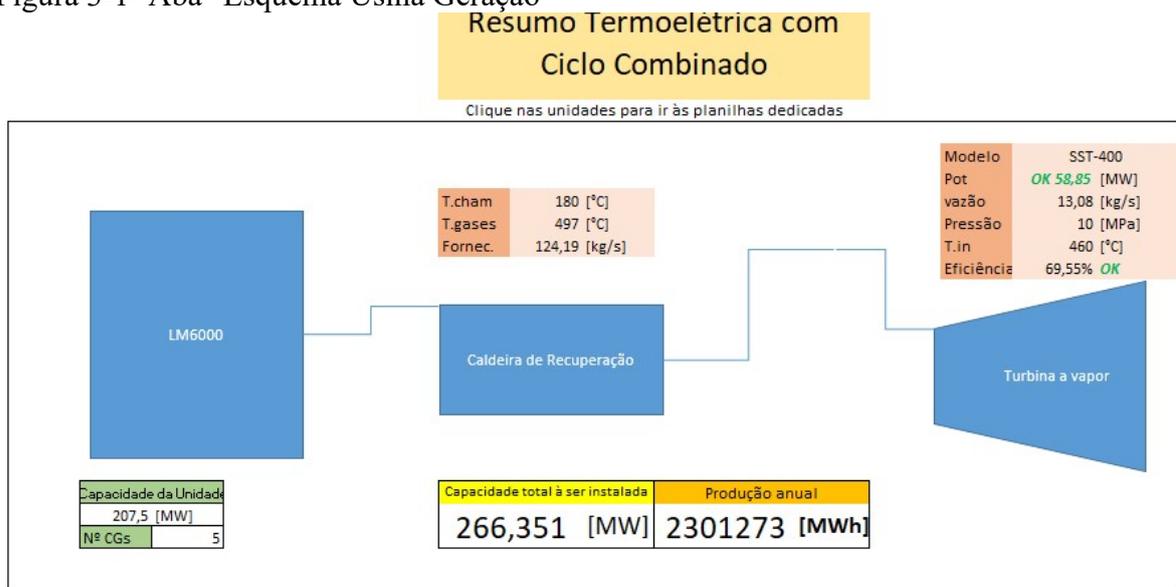
Para fins de aproximação, emprega-se o PCI de $46.500 [\text{kJ}/\text{kg}]$ nos cálculos.

3 METODOLOGIA

Para este trabalho será utilizado o software Engineering Equation Solver juntamente à planilha Excel criada pelo autor, para auxiliar o projeto da usina termoeétrica e para auxiliar futuros estudantes do curso de máquinas térmicas.

A planilha consiste em cinco abas, “Esquema de Geração” para o resumo dos cálculos e alterar as informações de entrada para os cálculos, “LM6000” onde são apresentadas as características do CGA estudado, “Caldeira de Recuperação” para acompanhamento dos cálculos e alteração da temperatura de chaminé, “Turbina à Vapor” na qual os modelos de TV estão tabelados e “Entalpias” que possuem um conjunto de tabelas rodadas no EES sobre as entalpias necessárias para o cálculo. Na Figura 3-1 encontra-se a primeira aba da planilha.

Figura 3-1- Aba "Esquema Usina Geração"



Fonte: Produção do próprio autor.

Para o desenvolvimento teórico abordam os conceitos apresentados por Lora e Nascimento (2004) e para desenvolvimento de custos e microeconomia Pindyck e Daniel (2002), cujo texto envolve conceitos mais aprofundados citados pelos primeiros autores.

3.1 O CONJUNTO AERODERIVADO

É um dispositivo adaptado de um motor aeronáutico para outro fim como propulsão naval e geração elétrica, sendo este último utilizando um gerador em seu eixo.

O conjunto a gás aero derivativos emergiram no final dos anos 1960 com atributos únicos de performance em comparação com os conjuntos industriais existentes, podendo ser ligados mais rapidamente para atender demandas de pico ou de emergência de produção de energia elétrica.

Nos anos 1980 produtores independentes de energia elétrica começaram a usar CGAs para cogeração, usando não somente para geração de energia elétrica como geração de calor, utilizando os gases de exaustão para produzir vapor para aquecimento de prédios ou para processos industriais.

A motivação do emprego do conjunto a gás Aeroderivado (CGA) para a geração termoelétrica é o relativo baixo custo de desenvolvimento, sendo a adaptação do motor aeronáutico, já desenvolvido, mais barato que o de se projetar novo conjunto a gás dedicado.

Outro motivo é a possibilidade de reutilização de motores aeronáuticos cuja confiabilidade para emprego em aeronaves tenha se acabado. Tais motores, por mais que inadequados ao uso aeronáutico, podem ser montados em berços e acoplados à geradores, diminuindo custos com equipamentos. Por se tratarem de equipamentos de médio e pequeno porte, seu emprego em sistemas isolados também pode ser comprovado em futuros estudos.

A mudança no regime de trabalho do equipamento, que funcionaria durante os voos e passou a ser diário, exige um fortalecimento dos mancais devido ao aumento das vibrações, mudança do sistema de combustão para adaptação A outros combustíveis mais baratos (diferentes do querosene aeronáutico) adição de uma turbina livre.

Outra adaptação necessária é a adição de uma caixa de redução entre o eixo e o gerador, isso porque a alta rotação da turbina deverá chegar no gerador a frequências de 50 ou 60 Hz dependendo da frequência da malha elétrica da região onde será empregada.

3.1.1 Mercado

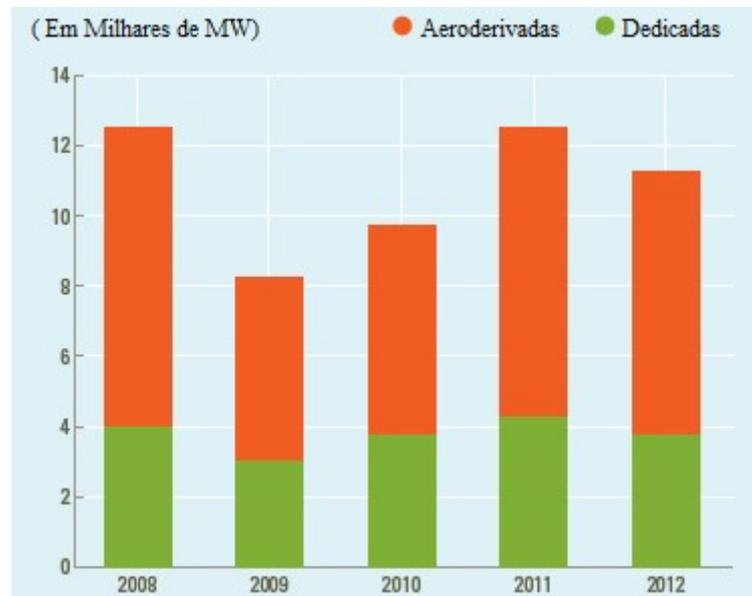
De acordo com Doom (2013), em 2010 o mercado de turbinas a gás (industriais e aeroderivativas) foi estimado em \$15,6 Bilhões, sendo a maior parte do setor elétrico com \$12,9 bilhões do total seguido de 2,2 bilhões de dólares no setor motor, o que inclui aplicações na produção de gás e óleo. O último é o setor naval que conta com 0,5 bilhão de dólares, no qual as turbinas aeroderivativas são utilizadas na propulsão de barcos.

Doom(2013) afirma ainda que os conjuntos a gás aeroderivados contam aproximadamente vinte por cento da capacidade dos conjuntos a gás instalados no mundo. Porém quando se trata de unidades e médio porte com capacidades entre 18 a 65 MW contam com aproximadamente dois terços da capacidade total instalada e são responsáveis por 6000 a

8000 [MW] em vendas nos últimos anos. De acordo com Doom (2013), a General Eletrics (GE), hoje a maior fornecedora de CGAs no mundo, estima ter 2300 unidades no setor de geração de energia operando no mundo totalizando 80000 MW de capacidade instalada. Seguindo a linha de previsão, a Rolls Royce prevê que o mercado de CGAs para geração elétrica e operações para óleo e gás nos próximos 17 anos valerá \$70 bilhões em vendas mais outros \$50 bilhões em serviços associados (manutenção, partes de reposição).

A Figura 3-2 apresenta a dimensão de pedidos de CGA em relação ao tipo industrial no período compreendido entre 2008 e 2012.

Figura 3-2 – Ordens de compra no mundo de turbinas de tamanho médio



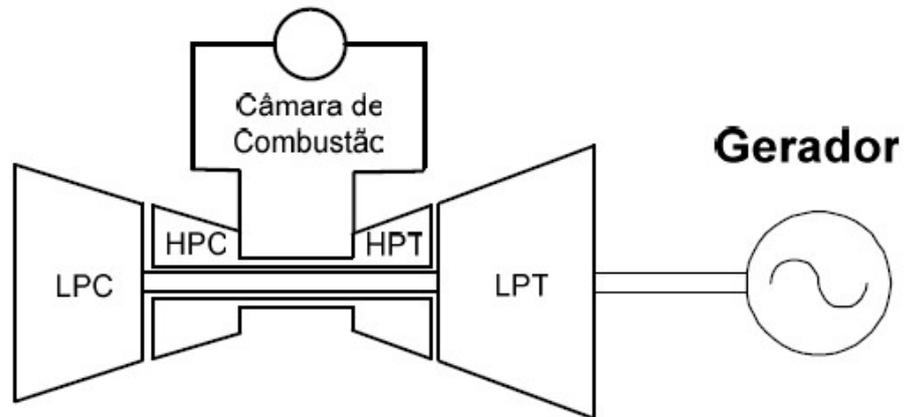
Fonte: Doom,(2013).

3.1.2 Características do CGA

CGAs têm por característica a alta confiabilidade, ocuparem pouco espaço e terem menor relação peso potência e flexibilidade de manutenção. Por serem projetadas para ciclos intermitentes, necessitam de manutenções mais frequentes em relação aos CGs industriais (“heavy duty”).

Em configurações mais comuns, como na Figura 3-3 utilizada neste trabalho, o equipamento possui dois estágios de geração, o de baixa e o de alta pressão, conectados por eixos concêntricos, estando o conjunto gerador acoplado ao eixo na extremidade dos estágios de turbina.

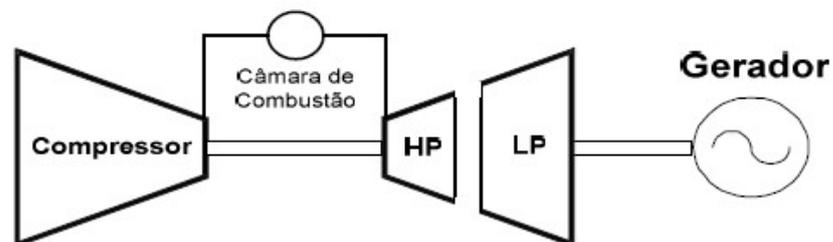
Figura 3-3 – Representação de Conjunto a Gás com 2 “Spools” e eixos concêntricos.



Fonte: CARNEIRO (2007).

Em outras configurações, tem-se a presença de uma turbina livre Figura 3-4, ou seja, seu eixo não está ligado a um estágio de compressão, sendo destinado apenas ao gerador.

Figura 3-4 - Representação de Conjunto a gás com turbina Dedicada

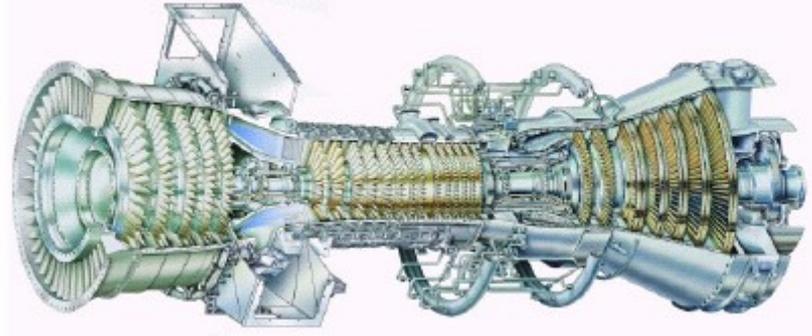


Fonte: CARNEIRO (2007).

3.1.3 LM6000

A GE identifica seus motores convertidos para geração de energia elétrica com a sigla LM. Uma representação da série LM está na Figura 3-5.

Figura 3-5 – Desenho modelo LM da GE.

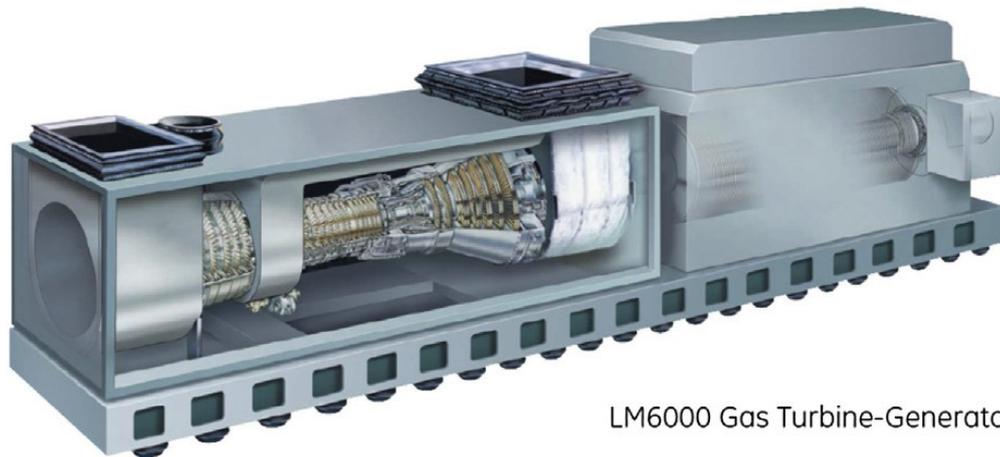
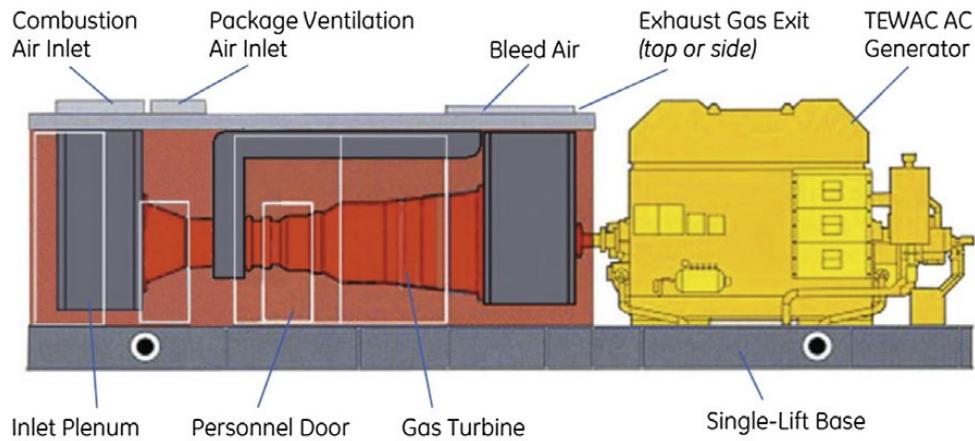


Fonte: Turan; Aydin (2014).

Para este trabalho, foi escolhido o CGA LM6000 por ter sido encontrado na literatura maior volume de trabalhos, conseqüentemente maior volume de informação a respeito do mesmo.

Este conjunto é derivado do motor aeronáutico CF6-80C2, “*turbofan*” que é empregado em aeronaves comerciais como Airbus A310 e Boeing 747-400, possui dois conjuntos de estágios (também chamados de “*Spools*”), o de baixa e o de alta pressão. Este motor tem a vantagem de em alguns modelos de fábrica ter frequência nominal de 3600 rpm facilitando a produção de energia elétrica à frequência de 60 Hz. Um exemplo de acoplamento LM6000 e gerador é mostrado na Figura 3-6.

Figura 3-6 – Desenho de configuração CGA com Gerador



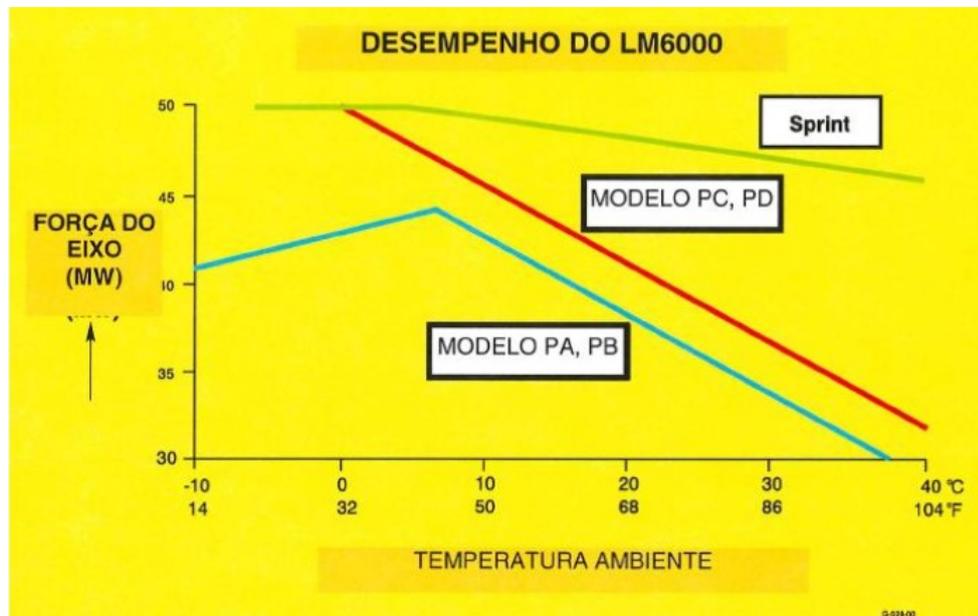
LM6000 Gas Turbine-Generator Set

Fonte: Turan; Aydin (2014).

Dentre a série LM6000 há modelos como PA e PB que são modelos padrões. Porém, para este estudo escolheu-se o modelo Sprint, que possui injeção de vapor na câmara de combustão.

A injeção de água causa uma melhora no aproveitamento do calor fornecido pela combustão, tendo um aumento de cerca de 3,9 MW de potência de eixo. Também proporciona menor sensibilidade a temperatura ambiente como é apresentado na Figura 3-7.

Figura 3-7 - Desempenho dos modelos LM6000



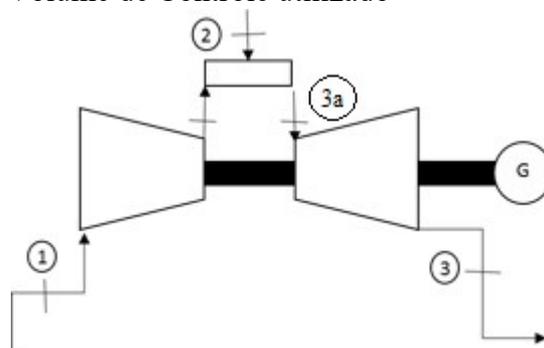
Fonte: CARNEIRO (2007)

Outro efeito percebido com a injeção de água é a diminuição de gases NO_x que são muito tóxicos, porém com aumento de CO.

3.1.4 Equacionamento

Para o presente trabalho trataremos o conjunto a gás como volume de controle, para o qual tem-se duas entradas como na Figura 3-8, sendo “1” a entrada de ar, “2” entrada de combustível e água e “3” saída dos gases de exaustão.

Figura 3-8 - Esquema do Volume de Controle utilizado



Fonte: Produção do próprio autor.

De acordo com Turan (2014) as informações nos pontos são as destacadas na Tabela 3-1. Ainda segundo o autor, a potência de eixo do LM6000 é de 50 [MW] na CNTP.

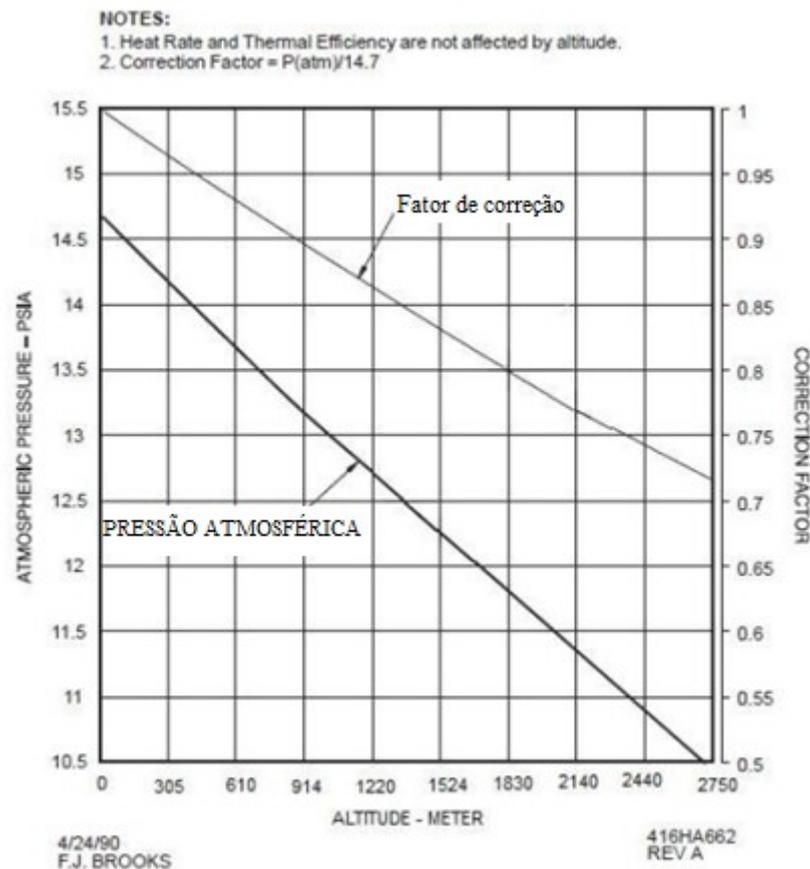
Tabela 3-1 - Informações dos pontos do Volume de Controle

Número	Descrição	\dot{m} (kg/s)	T (K)	P (kPa)
1	Entrada compressor de baixa pressão	119,50	288	100,7
2.a	Entrada de água	2,30	293	1700
2.b	Entrada de gás	2,39	293	2200
3.a	Entrada da TAP	124,19	1144	724
3.b	Saída turbina de baixa pressão	124,19	770	111

Fonte: Adaptado Turan; Aydin (2014).

Pode-se corrigir a potência de eixo seguindo o diagrama da Figura 3-9:

Figura 3-9 – Diagrama de correção de potência de eixo pela altitude.



Fonte: GE Power Systems (1990).

Sendo a região de Guaratinguetá está a uma altitude de 530 [m] em relação ao mar, o que corresponde ao fator de correção de 0,94. Implicando em uma potência de eixo de 47,0 [MW]. Para o Volume de Controle da Figura 3-7 tem-se a equação (3) segundo a Segunda Lei da Termodinâmica:

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_{2a} + \dot{Q}_{2b} = \dot{E}_2 + \dot{W}_{CG} + \sum S\Delta T \quad (3)$$

Sendo \dot{E}_1 o fluxo de energia na entrada do compressor de baixa pressão, referente ao ar ambiente. \dot{E}_{2a} é o fluxo de energia que entra na câmara de combustão, que se dá pela entrada de água no estado descrito na Tabela 5°C mais quente que o ar de entrada. \dot{Q}_{2b} é o calor gerado pela queima do combustível. \dot{E}_2 é o fluxo de energia dos gases de exaustão do motor. O último termo é toda energia perdida dentro do volume de controle.

Para potência de eixo \dot{W}_{CG} tem-se a equação (4) considerando eficiência η_{cg} .

$$\eta_{CG} \cdot \dot{Q}_{2b} = \eta_{CG} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} = \dot{W}_{CG} \quad (4)$$

Sendo a potência de eixo o que nos interessa quando se trata de geração de energia elétrica, diferente de quando o conjunto a gás é utilizado para propulsão, quando nos interessa a energia cinética dos gases de exaustão.

Se $PCI_{gn} = \frac{46.500 \text{ kJ}}{\text{kg}}$ tem-se então:

$$\eta_{CG} = \frac{\dot{W}_{CG}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} = \frac{47000 \text{ kW}}{2,39 \text{ kg/s} \cdot 46500 \text{ kJ/kg}} = 42,29\% \quad (5)$$

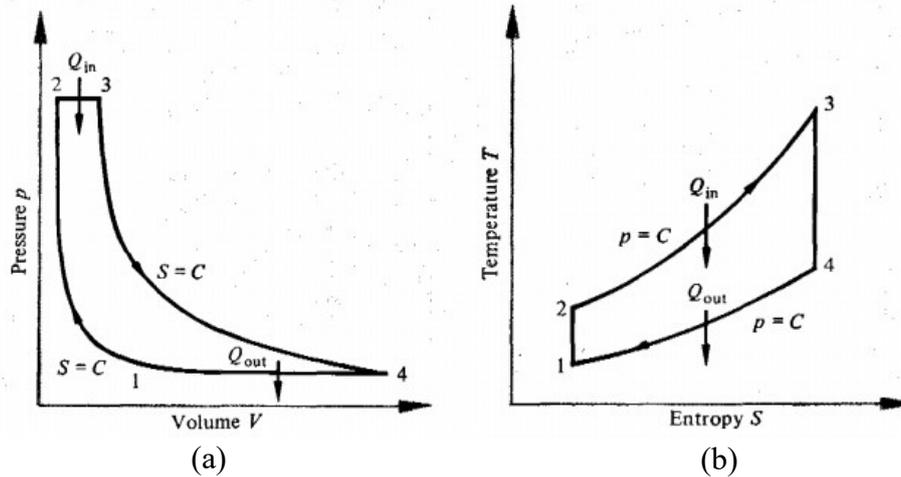
3.2 CICLOS

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), depois de um fluido passar por vários processos termodinâmicos caso retorne ao estado inicial diz-se que foi realizado um ciclo termodinâmico. Através dos ciclos, pode-se estimar a eficiência da solução proposta. Os ciclos a seguir apresentados representam os processos que ocorrem na planta proposta.

3.2.1 Ciclo Brayton

É o modelo de ciclo termodinâmico para aplicações de conjuntos a gás. Ele é composto por processos internamente reversíveis, são eles uma compressão isentrópica, uma adição de calor a pressão constante, expansão isentrópica e por fim uma rejeição de calor a pressão constante. O ciclo é representado pelos seguintes Diagramas na Figura 3-10.

Figure 3-10 – Diagramas a) p-V e b) T-S para ciclo Brayton padrão.



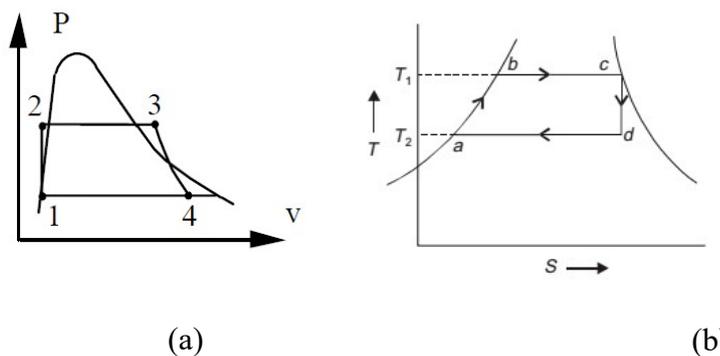
Fonte: Burghardt; Harbarch (2000).

3.2.2 Ciclo Rankine

O modelo de ciclo Rankine, é utilizado para o ciclo de geração de potência cujo fluido de trabalho sofre mudança de estado.

Como pode-se ver na Figura 3-11, é composto por uma compressão adiabática (a-b) na bomba, transferência de calor à pressão constante (b-c) com mudança de estado na caldeira, expansão adiabática na turbina a vapor (c-d) com condensação a pressão constante no condensador (d-a).

Figura 3-11 – Diagramas a) P-V e b) T-S para o ciclo Rankine padrão

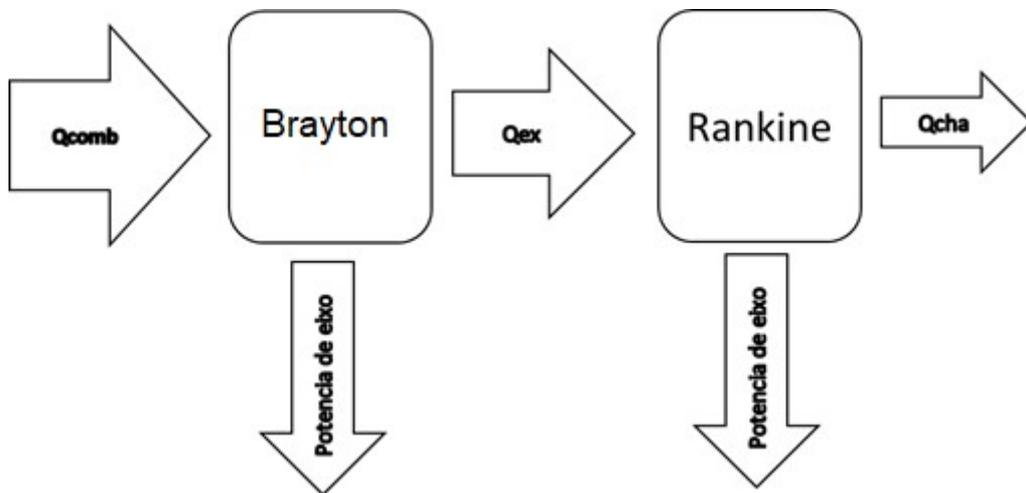


Fonte: Burghardt; Harbarch (2000)

3.2.3 Ciclo Combinado

Cada um dos ciclos citados anteriormente possui suas respectivas eficiências. Calor é absorvido e rejeitado em prol da realização de trabalho. Com o CGA se tem alto volume de gases de escapes saindo à uma temperatura de 770 [K] (500 [°C] aproximadamente). O que é energia térmica suficiente para se aquecer água e gerar vapor que a altas pressões é capaz de girar uma Turbina a Vapor, esquematicamente tem-se a Figura 3-12.

Figura 3-12 – Esquema energético do ciclo combinado



Fonte: Produção do próprio autor.

Obtém-se assim um maior aproveitamento térmico no ciclo e diminuindo o “Heat Rate” (HR). Este que usualmente é mostrado como [kJ/kWh] e é dado pela equação (6).

(6)

Como visto na equação (6), quanto mais energia elétrica convertida numa planta, queimando-se mesma quantidade de combustível, menor será o HR. O cenário ideal seria com esta relação igual à 3600, porém de acordo com a 2ª Lei da termodinâmica, isto seria impossível.

Para produção de energia elétrica apenas pela potência de eixo do CGA, apesar das boas características do dispositivo, sua eficiência ficaria na ordem de 42,29% em nosso caso. Tal fato traz um HR de 8512,47 [kJ/kWh], implicando numa energia elétrica mais cara.

Para melhorar essa relação e ter melhor aproveitamento da energia gerada na queima do combustível acopla-se uma caldeira de recuperação, ou recuperador de calor (*Heat Recovery Steam Generator – HRSG*).

A HRSG, por sua vez, troca o calor dos gases com água pressurizada gerando vapor que será então injetado em uma TV gerando potência de eixo. Desse modo faz-se o acoplamento do ciclo Rankine ao ciclo Brayton.

3.3 TURBINA A VAPOR (TV)

É a unidade secundária de geração de energia no ciclo combinado, porém o começo do projeto da planta se dá pela especificação da TV.

Existem dois tipos de TV, a de contrapressão, utilizada geralmente quando o vapor na saída da turbina será utilizado em outro processo, e a turbina de condensação, utilizada quando o vapor condensado voltará para um tanque ou o próximo processo necessita de água em estado líquido.

Foi escolhido o modelo de condensação pois a saída de vapor condensado proporciona maior queda entálpica e conseqüentemente maior potência de eixo gerada como mostrado pela equação (6), na qual \dot{W}_{TV} é a potência gerada no eixo da TV, $h_{entrada}$ é a entalpia de entrada, $h_{saída}$ é a entalpia de saída da turbina e \dot{m}_{vapor} é a vazão mássica de vapor que atravessa a turbina:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{entrada} - h_{saída}) \quad (7)$$

Os modelos de TV do tipo condensação selecionados para análise estão listados na tabela 3-2 junto às especificações máximas para entrada de vapor (“*Steam in*”) e potência de eixo, bem como as condições mínimas para saída do vapor condensado.

Tabela 3-2 – Modelos de TV e suas especificações

Catálogo Tipo	Steam in		Steam out	Pot Máx
	P [MPa]	Temp °C	P [MPa]	Máx [MW]
SST-300	12,0	520	0,03	50
SST-400	14,0	540	0,01	65
SST-500	3,0	400	0,10	100

SST-600	14,0	540	0,10	100
SST-700	16,5	585	0,06	175
SST-800	14,0	540	0,10	150
SST-900	16,5	585	0,06	250
TMC35000A	8,5	520	0,01	35
TMC50000	8,5	520	0,01	50

Fonte: Produção do próprio autor com base em catálogos dos fabricantes

Os critérios adotados para seleção da TV foram: temperatura máxima de entrada de vapor, pressão máxima na entrada e por último, maior proximidade às características de geração, ou seja, por mais que o modelo atenda as condições de trabalho estipuladas nos cálculos ela não será superdimensionada.

O último critério será abordado no próximo capítulo, cujos cálculos proporcionaram o uso da equação (7) para saber qual será a potência de eixo para se confrontar com os modelos tabelados.

3.3.1 Critérios de temperatura e pressão máximas

Para o critério de Temperatura, segundo Lora e Nascimento (2004) para um melhor aproveitamento da área de troca da caldeira a diferença entre a saída do super aquecedor e a temperatura dos gases de exaustão deve estar entre 5 e 17 [°C]. O que implica numa temperatura máxima de entrada na TV de 480[°C].

Para o critério de pressão utiliza-se o diagrama de Mollier (ANEXO A) para identificar qual melhor linha de condição para a TV, pegando a linha diagonal desenhada no diagrama tem-se a extremidade superior a condição de entrada e na inferior, a condição de saída. Traçando uma linha vertical do ponto de entrada até encontrar a linha de temperatura da condição de saída pode-se determinar a eficiência isentrópica (η_{iso}) pela equação (8) utilizando as entalpias de entrada ($h_{entrada}$) e saída ($h_{saída}$ e $h_{saída,iso}$):

$$\eta_{iso} = \frac{h_{entrada} - h_{saída}}{h_{entrada} - h_{saída,iso}} \quad (8)$$

De acordo com Elliot Turbo (2015), para uma TV de único estágio e do tipo condensação que possa gerar mais que 10 [MW], a eficiência isentrópica estará próxima de 60%. Fixando a condição de vapor na saída de 40 [°C] e título de 0,90 sendo essa a condição

mínima possível para uma TV de condensação, pôde-se variar a condição de entrada (pressão e temperatura) com auxílio do EES e do Excel e identificar para quais condições tem-se a eficiência dentro da faixa aceitável. Para se obter maior informação sobre o comportamento da eficiência isentrópica a Tabela 3-3 foi gerada para a faixa de pressão de 2 [MPa] a 10 [MPa] e entre 400 e 480 [°C], porém somente os resultados mais próximos estão mostrados. O equacionamento no software EES para gerar a tabela paramétrica está demonstrado na Figura 3-13. Busca-se então pela Tabela 3-3 a condição de entrada de vapor que retornará a eficiência mais próxima do encontrado na literatura, alinhado também que, quanto maior a queda entálpica maior será a potência de eixo gerada, ou seja, maiores temperaturas e pressões.

Figura 3-13 – Equacionamento em EES para Turbina a Vapor.

"Equacionamento da Turbina à Vapor"

P = P

"Entalpia de entrada da turbina"

h_b = **enthalpy**(**Steam**; T= 465[°C]; P=P)

"Entalpia de saída"

h_c = **enthalpy**(**Steam**; T=40[°C]; X = 0,90)

"Entropia da entrada"

s_b = **entropy**(**Steam**; T = 465[°C]; P=P)

"Entalpia isoentrópica da saída"

h_cs = **enthalpy**(**Steam**; T = 40[°C]; S= s_b)

"Eficiência isoentrópica"

$\eta = (h_b - h_c) / (h_b - h_{cs}) * 100$

Fonte: Produção próprio autor.

Tabela 3-3 – Eficiências calculadas para determinar a TV.

T [°C]	P_in MPa]				
	8	8,5	9	9,5	10
470	74%	73%	72%	72%	71%
475	74%	74%	73%	72%	72%
480	75%	74%	73%	73%	72%

Fonte: Produção do próprio autor.

Nota-se que a eficiência tende a diminuir aumentando a pressão e diminuindo a temperatura de entrada. Outra coisa que se pode observar é que, sendo a temperatura de entrada de acordo com as instruções de Lora e Nascimento (2004), acerca da diferença entre a condição dos gases de exaustão na entrada da HRSG e o estado do vapor na saída do

superaquecedor, a condição de saída supracitada pode não ser adequada às condições reais de funcionamento, podendo causar um superdimensionamento da TV.

Novos cálculos foram realizados mantendo as condições de entrada em 480 [°C], e 10 [MPa] pressão analisada na Tabela 3-4 e variando as condições de saída, sendo a temperatura variada entre 40 e 100 [°C] e o título entre 0,90 e 1,00, originando a Tabela 3-4. Buscou-se encontrar a eficiência mais próxima de 60%, adotando-se em 62% a eficiência para a turbina projetada. Para este valor a eficiência isentrópica se encontra na faixa adequada a partir do título 0,98 tendo em vista que as menores eficiências são para a temperatura de 40 [°C].

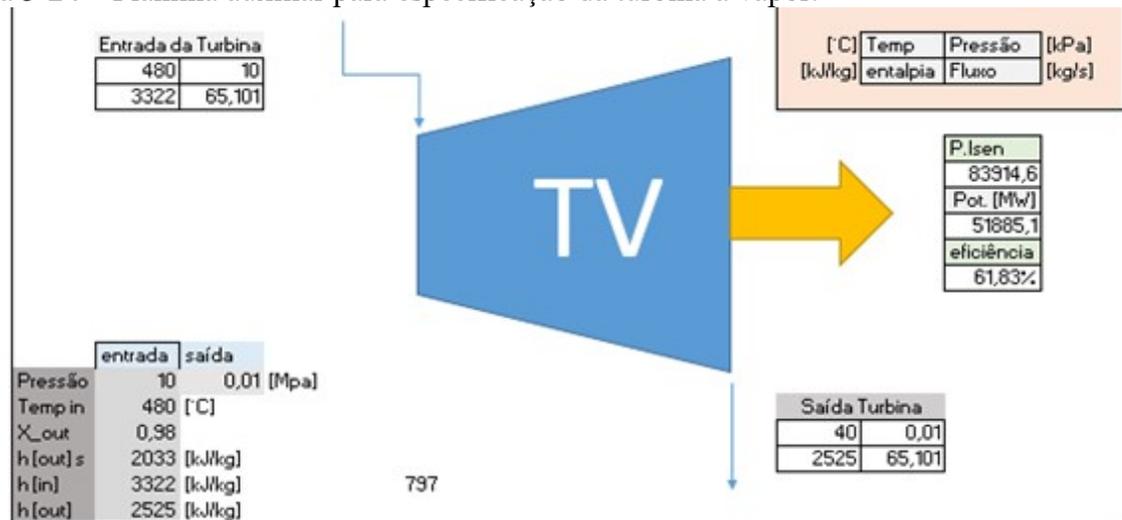
Tabela 3-4 – Eficiências variando a condição de saída da TV

T [°C]	Título						
	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1
40	69%	67%	66%	64%	62%	60%	58%
45	70%	68%	66%	64%	63%	61%	59%
50	71%	69%	67%	65%	63%	61%	59%

Fonte: Elaboração do próprio autor

Feitas estas análises e confrontadas com a Tabela 3-2, observa-se que o modelo que atende às especificações é a modelo SST-400. Vale-se lembrar que ainda precisa na análise de potência de eixo, para saber se atenderá a carga demandada pelo sistema. Para isso, será necessária a avaliação da caldeira de recuperação na determinação do fluxo de vapor no sistema. Para maior compreensão da análise segue a Figura 3-14, referente à aba da planilha auxiliar para análise da TV.

Figura 3-24 – Planilha auxiliar para especificação da turbina à vapor.



Catálogo	Steam in			Pot out	out [condensing]		RPM	Exhaust Area [m ²]		
	Tipo	P [bar]	P [MPa]	Temp °C	Máx [Mw]	P [bar]		P [MPa]	min	max
Siemens	SST-300	120	12	520	50	0,3	0,03	12000	0,28	1,6
	SST-400	140	14	540	65	0,1	0,01	3000	1,3	3
	SST-500	30	3	400	100	1	0,1	15000	0,175	3,5
	SST-600	140	14	540	100	1	0,1	15000	0,175	3,5
	SST-700	165	16,5	585	175	0,6	0,06	13200	1,7	11
	SST-800	140	14	540	150	1	0,1	3600	1,1	5,6
IGM	SST-900	165	16,5	585	250	0,6	0,06	3600	1,7	11
	TMC3500	85	8,5	520	35	0,1	0,01	6000	N	N
	TMC5000	85	8,5	520	50	0,1	0,01	5000	N	N

Fonte: Produção do próprio autor.

3.4 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

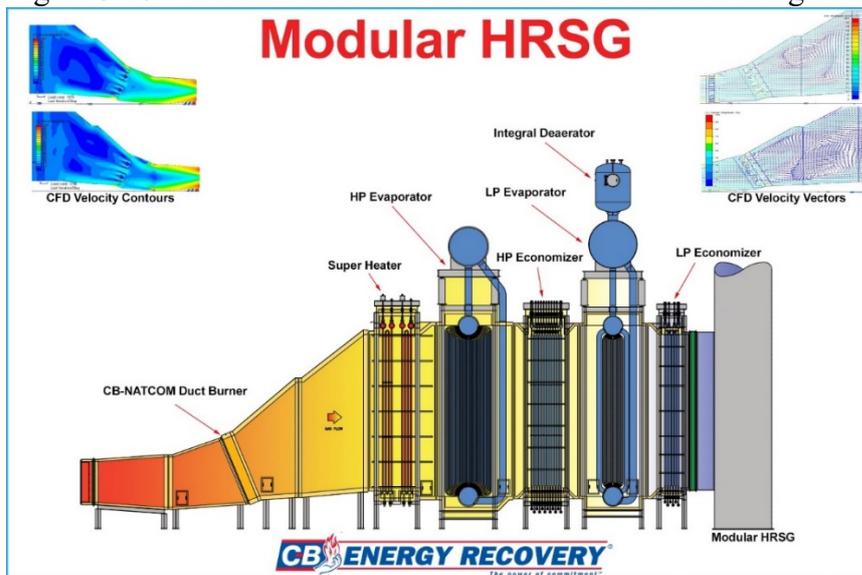
O equipamento utilizado para gerar vapor para o sistema é a caldeira. Em caldeiras convencionais há a queima de combustível para fazer água pressurizada chegar ao estado de vapor superaquecido.

Caldeira de recuperação tem como fonte de calor principal, os gases de exaustão do gerador primário, que pode ser um CG ou um motor de combustão interna. Mas pode acontecer uma queima suplementar para atingir a condição de vapor necessário para o projeto. Porém, como o intuito deste trabalho é projetar uma termelétrica mais eficiente, a queima suplementar fica descartada devido à eficiência do sistema.

3.4.1 Componentes

Os componentes em uma caldeira seguem dispostos como na Figura 3-15:

Figura 3-15 – Desenho estrutura de um HRSG com dois estágios de pressão.



Fonte: Macchi (2017).

Observando da direita para a esquerda observamos os economizadores, que tem função de aquecer a água até a região de saturação. Este equipamento fica localizado no final do HRSG pois aproveita a última parcela de calor dos gases. Logo após, há o evaporador responsável pela transição de fase líquida para vapor. Por fim, o superaquecedor recebe a parcela mais quente dos gases responsável por aquecer o vapor gerado no evaporar ao estado de vapor superaquecido na temperatura e pressão desejadas.

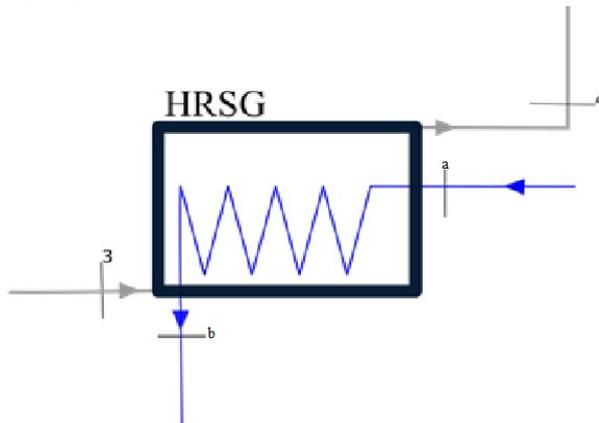
O uso de vários níveis de pressão se dá quando vapor é necessário para outro processo, ou quando é desviado para melhorar as condições de funcionamento do CGA. O número máximo utilizado nesses HRSG é de 3 níveis de pressão diferentes.

3.4.2 Dimensionamento

Para maior entendimento o volume de controle da HRSG está representado na Figura 7-2. O caminho identificado por números é o caminho dos gases de exaustão e o caminho identificado por letras é o caminho da água e do vapor. A temperatura em 3 é praticamente a mesma da exaustão do CGA pois a HRSG está acoplada na saída do motor, 4 representa as condições dos gases na chaminé, “a” representa a entrada de água e por fim “b” representa a saída de vapor.

Para “a” o estado é dado por temperatura (T_a) igual à 25 [°C], Pressão, conforme analisado no capítulo anterior (a mesma para entrada da TV), de 10 [MPa]. O ponto “b” também representa a entrada da TV tendo então a pressão mantida e temperatura de 480 [°C].

Figura 3-16– Volume de controle da CR



Fonte: Produção do próprio autor.

Para se dimensionar um HRSG necessita saber a temperatura dos gases de exaustão (T_g) e estipular qual temperatura de chaminé (T_{ch}) será almejada, Lora e Nascimento (2004) afirmam que para diminuição dos gases NOx e também diminuir os efeitos de corrosão na chaminé ela está entre 100 [°C] e 200 [°C].

De acordo com os autores a eficiência de uma caldeira (η_{calda}) é dada pela equação (9) de acordo com os n componentes:

$$\eta_{calda} = 0,97^n \quad (9)$$

Para uma turbina de único estágio a configuração mínima com o número de componentes igual a 3, correspondente à um economizador, um evaporador e um superaquecedor e à somente um nível de pressão, são suficientes.

Neste caso o rendimento será de 91,27% para esta caldeira e para o VC segue o equacionamento considerando pressão constante dos gases:

$$T_a = T_g \quad (10)$$

$$T_a = T_{ch} \quad (11)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_g \quad (12)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_v \quad (13)$$

$$(14)$$

(15)

Para a equação (15) devido ao grande excesso de ar no CGA pode-se aproximar a capacidade térmica à pressão constante ($C_{p,gases}$) como:

$$C_{p,gases} = 1,148 \left[\frac{kJ}{(kg.K)} \right]$$

Substituindo os valores da equação (15):

$$0,9127 \cdot 124,19 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,148 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right] \cdot (497[K] - T_{ch}) = \dot{m}_a \cdot \left(3322 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 114 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right)$$

$$T_{ch} = 497 - 24,65 \dot{m}_v \quad (16)$$

Com a equação (16) encontra-se T_{ch} em função do fluxo de vapor \dot{m}_v e arbitra-se valores de \dot{m}_v para analisar se as temperaturas encontradas estão na faixa proposta na literatura. Porém um outro critério precisa ser avaliado é o da diferença de temperatura de Pinch Point.

3.4.3 Temperatura de Pinch Point

Quando confrontadas as temperaturas do gás e do vapor durante todo o processo dentro da HRSG pode-se identificar se os parâmetros estipulados tanto para entrada quanto saída de vapor remetem à uma situação possível. Por exemplo, em nenhuma condição de calor transferido entre os fluídos a temperatura dos gases deve ser menor que a temperatura do vapor.

O ponto mais crítico dessa questão é o *Pinch Point*, quando a água atinge o ponto de saturação e começa a vaporizar, o que corresponde à menor diferença entre as temperaturas.

Pode-se identificar a Temperatura de *Pinch Point* (T_{PP}) para os gases, sabendo que a diminuição de temperatura é linear (pressão constante), por equação da reta. Para melhor visualização está representado na Figura 3-17 o diagrama Temperatura por Calor transferido [TxQ]. Considerando Q_{PP} o calor que corresponde à T_{PP} tem-se:

$$T_{PP} = T_g + \frac{T_{ch} - T_g}{Q_g} \cdot Q_{PP} \quad (17)$$

Como:

$$(18)$$

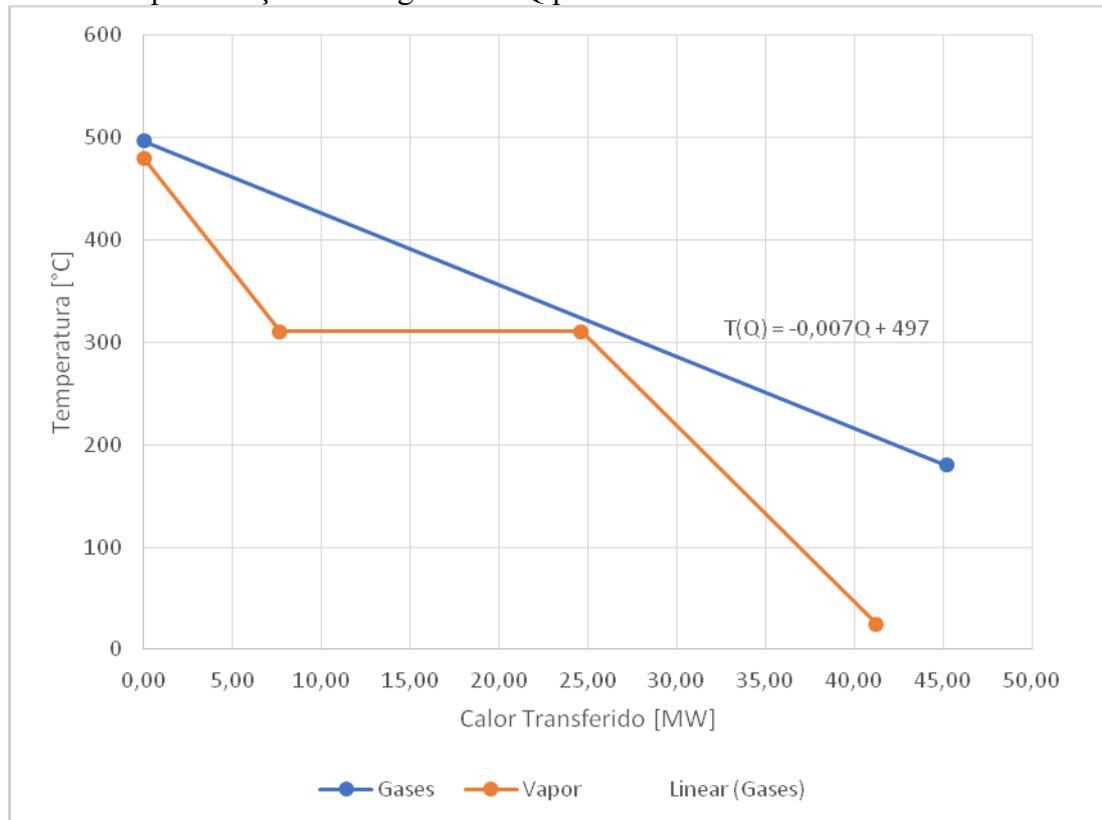
Com a equação (18) substituindo Q_g em (17):

$$T_{PP} = T_g - \frac{1}{\dot{m}_g \cdot C_{p \text{ gases}}} \quad (19)$$

Substituindo os valores de T_g , \dot{m}_g e $C_{p \text{ gases}}$:

$$T_{PP} = 497 - 0,007 \cdot Q_{PP} \quad (20)$$

Figura 3-17 – Representação do Diagrama TxQ para HRSG



Fonte: Próprio autor

O calor Q_{pp} , na prática, é a soma do calor absorvido no evaporador Q_{evap} e no superaquecedor Q_{super} de acordo com a equação (23).

Sendo h_{e-s} a entalpia da saída do evaporador para o superaquecedor e h_{s-e} a entalpia entre economizador e evaporador os calores do superaquecedor e do evaporador são dados respectivamente pelas equações (21) e (22):

$$Q_{super} = \dot{m}_v \cdot (h_b - h_{e-s}) \quad (21)$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_v \cdot (h_{e-s} - h_{e-e}) \quad (22)$$

$$Q_{pp} = Q_{super} + Q_{evap} \quad (23)$$

Tem-se então Q_{pp} dado pela equação (24):

$$Q_{pp} = \dot{m}_v \cdot (h_b - h_{e-e}) \quad (24)$$

Determinam-se as entalpias pela condição de trabalho proposta (vapor em “b” à 10 [MPa] e 480 [°C]); a entalpia na saída da caldeira será $h_b = 3322 \text{ [kJ/kg]}$ e $h_{e-e} = 1407 \text{ [kJ/kg]}$, que corresponde ao estado de líquido saturado na pressão de trabalho.

$$Q_{pp} = \dot{m}_v \cdot (1915) \quad (25)$$

Substituindo a equação (25) em (20) obtém-se:

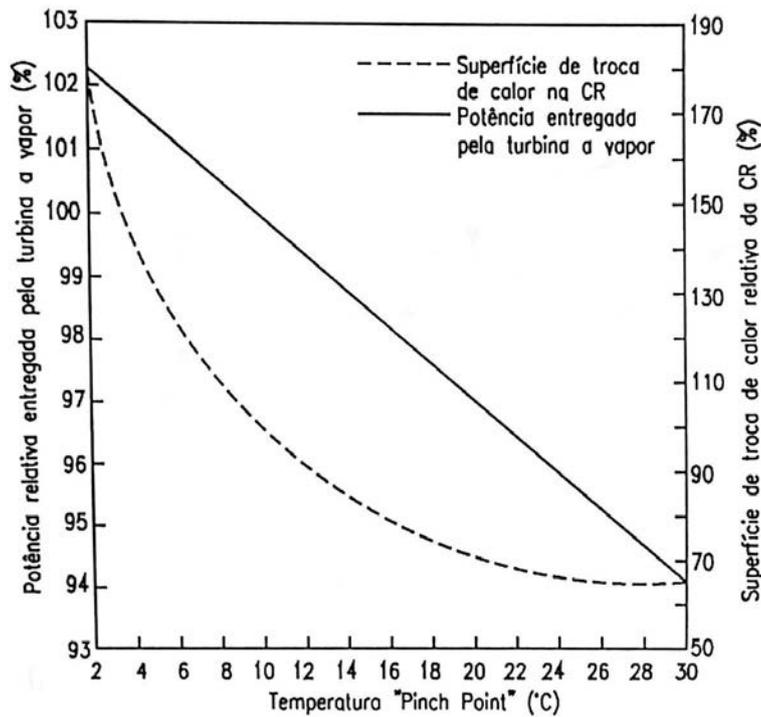
$$T_{pp} = 497 - 13,432 \cdot \dot{m}_v \quad (26)$$

Como se pode observar nas equações (16) e (26), ambas as temperaturas de chaminé e *Pinch Point* dependem da vazão de vapor no sistema.

Segundo Lora e Nascimento (2004) a Diferença de Temperatura de *Pinch Point* ΔT_{PP} deverá estar entre 11 e 28 [°C]. A ΔT_{PP} está relacionada com a superfície de troca de calor da HRSG (Figura 3-18), implicando diretamente no custo da caldeira. Como dito anteriormente:

$$\Delta T_{PP} = T_{pp} - T_{e-e} \quad (27)$$

Figura 3-18 – Digrama de relações de TPP



Fonte: Lora e Nascimento (2004).

Caso ΔT_{PP} esteja fora deste intervalo será necessário corrigir a temperatura de chaminé para que se obtenha a diferença desejada utilizando a equação (28).

$$T'_{ch} = T_g - [T_g - (T_{e-s} + \Delta T_{PP})] \cdot \frac{Q_g}{Q_{PP}} \quad (28)$$

Para este sistema, como $T_{e-s} = 311[^\circ\text{C}]$ fica:

$$\left(\frac{T'_{ch1}}{T'_{ch2}} \right) = 497 - \left[497 - \left(311 + \left(\frac{11}{28} \right) \right) \right] \cdot \frac{Q_g}{Q_{PP}} \quad (29)$$

Como procedimento para se identificar qual vazão de vapor será mais adequada, considera-se o valor de $T_{ch} = 100[^\circ\text{C}]$ e com auxílio das equações (20) e (29) é gerada a Tabela 3-5 e a equação (16) utilizada para determinar qual seria a temperatura de chaminé para as vazões analisadas.

Como dito no capítulo anterior, o último critério para selecionar a TV depende da vazão. Com ela, pode-se determinar a potência de eixo através da equação (30) que conta para $\Sigma \dot{m}_v$ a somatória de todas as caldeiras interligadas para levar o vapor até a turbina a vapor, que para a proposta será de 5 unidades de CGA + HRSG para cada turbina a vapor.

$$\dot{W}_{TV} = \sum \dot{m}_v \cdot (h_b - h_{stv}) \quad (30)$$

O conjunto de equações utilizadas no EES estão mostrados na Figura 3-19:

Figura 3-19 – Equações para gerar Tabela paramétrica no EES.

```

h_stv = enthalpy(Steam; x = 0,98; T=40[°C])
h_b=enthalpy(Steam; T=480[°C]; P=10000[kPa])

Q_pp=m_v*1915
T_ch = 100[°C]
T_ee = temperature(Steam; x = 0 ; P=10000[kPa])
Q_g = 124,19*1,148*(497-T_ch)
T_pp = 497 - ((497-T_ch)/Q_g)*Q_pp
TPP = T_pp - T_ee

T_chm = 497 - 24,65345*m_v

W_tv =5*m_v*(h_b - h_stv)

```

Fonte: Produção próprio autor utilizando EES

Foram analisadas as vazões compreendidas entre 10 e 16 [kg/s], consideradas em intervalos de 0,5 [kg/s], porém, estão representadas somente aquelas nas quais ΔTPP ficou dentro do intervalo observado pelos autores.

Tabela 3-5 – Análise variando o fluxo de vapor.

m_v [kg/s]	Q_pp [kW]	T_pp [°C]	ΔTPP [°C]	W_tv [kW]	T_ch [°C]
12,5	23938	329,1	18,07	49785	188,8
13,0	24895	322,4	11,35	51777	176,5
13,5	25853	315,7	4,638	53768	164,2

Fonte: Produção do próprio autor.

Nota-se que para vazões acima de 13,0 [kg/s] resultará em $\Delta TPPs$ abaixo do intervalo adequado e para vazões menores que 12,5 [kg/s] em temperaturas de chaminé acima do intervalo observado pelos autores. Escolheu-se a vazão de 13,0 [kg/s], pois quanto maior a vazão, maior será \dot{W}_{TV} .

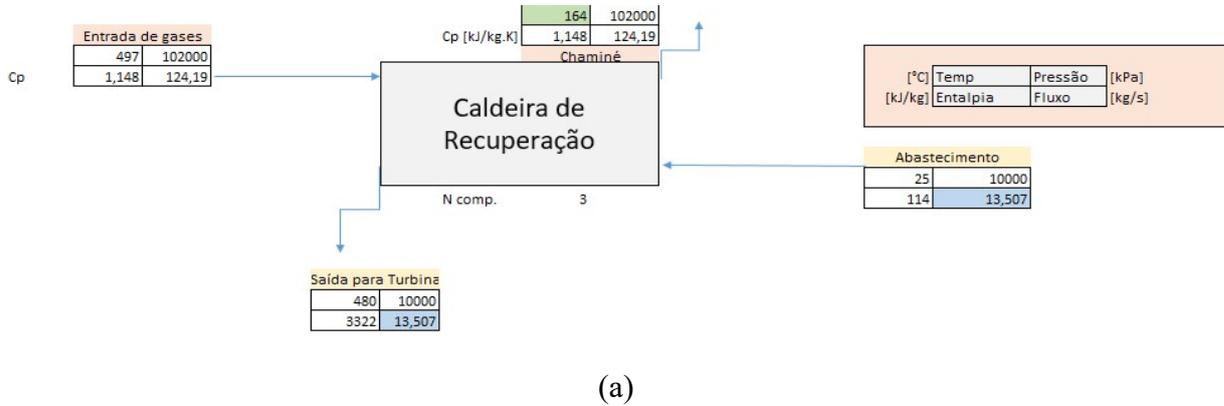
Em se tratando de potência de eixo, ao confrontar a potência nominal da TV escolhida com a encontrada na Tabela 3-5, vê-se que o modelo será o suficiente para o sistema proposto.

Para validar utilizou-se a planilha auxiliar que se utiliza da equação (29) para corrigir a temperatura de chaminé, introduzindo a temperatura referente à vazão de 13,5 [kg/s], pode-se identificar para quais valores de T_{ch} obtém-se ΔT_{PP} dentro da faixa sugerida, conforme Figura 3-20.

Note que tanto visualmente quanto por meio das informações na Figura 3-20.b consegue-se identificar que a temperatura imputada na Figura 3-20.a, 164 [°C], realmente corresponde à 13,5 [kg/s], a ΔT_{PP} está fora da faixa estipulada e que a mesma planilha retorna a sugestão de corrigir T_{ch} na faixa indicada.

Feitas a correção na entrada a planilha mostra o resultado mostrado na Figura 3-21, comprovando os cálculos realizados no EES.

Figura 3-20 – Planilha auxiliar (a) entradas e (b) resultados para T_{ch} .



(a)



(b)

Fonte: Planilha auxiliar criada pelo autor.

Figura 3-21 – Resultado da planilha ao se colocar T_{ch} dentro da faixa corrigida.

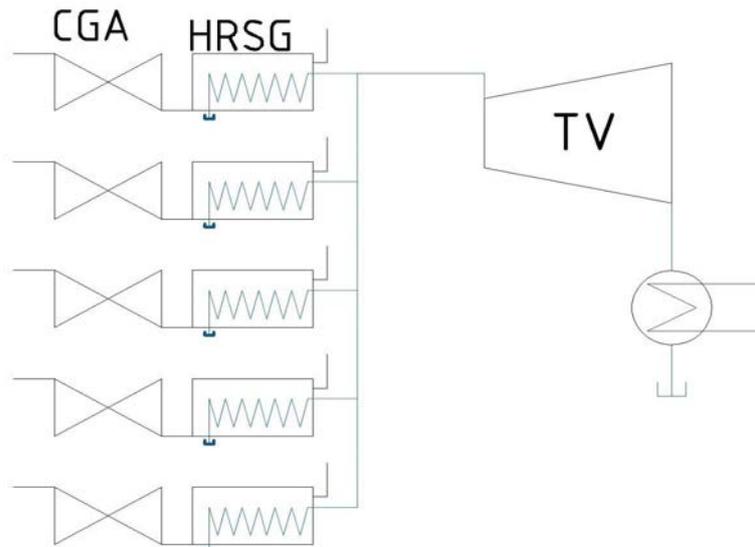


Fonte: Planilha auxiliar criada pelo autor.

4 ANÁLISE TÉCNICA

Para conseguir alcançar a capacidade de geração pretendida serão necessárias duas unidades geradoras conforme a Figura 4-1, cada uma composta por cinco conjuntos de CGA e HRSG e uma TV.

Figura 4-1 – Esquema de uma unidade geradora



Fonte: Produção do próprio autor

Desta forma se tem para cada unidade geradora 235,0 [MW] provenientes dos CGAs, adicionados à 51,77 [MW] da TV totalizando 285,78 [MW]. Sendo para a planta proposta um total de 573,55 [MW].

Tabela 4-1 – Resumo da parte técnica da termelétrica.

Dispositivo	Nº	Pot. Unit [MW]	Pot. Total [MW]
LM6000 + HRSG	10	47,00	470,00
SST-400	2	51,77	103,55
Total			573,55

Fonte: Produção do próprio autor.

4.1 EFICIÊNCIA E *HEAT RATE*

Anteriormente foi analisada a eficiência térmica somente do equipamento LM6000, a qual foi de 42,29%. Para a unidade geradora, de acordo com a equação (31) tem-se:

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\sum \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{Comb}} = \frac{285777kW}{5.2,39^{kg/s} \cdot 46500^{kJ/kg}} = 51,43\%$$

(31)

O que representa um ganho de 22% em eficiência térmica. Significa também, que a cada 5 CGAs acoplados à uma TV, será produzida mais potência que seis CGAs, porém com mesmo consumo de combustível.

A taxa que relaciona a quantidade de calor fornecida ao sistema e a quantidade de energia elétrica convertida é chamada de *Heat Rate* (HR), que também é uma forma de medir a eficiência de uma usina termelétrica. A Tabela 4-2 mostra valores de HR de acordo com o site da “*U.S. Energy Information Administration*” (EIA). Estes valores são próprios de plantas termelétricas movidas a gás dos Estados Unidos local onde a maioria das usinas termelétricas de médio porte são movidas por CGAs.

Pode-se calcular HR de acordo com a equação (32), note que a taxa é inversamente proporcional à eficiência térmica:

$$HR = \frac{3600 \dot{m}_{comb} \cdot PCI}{\dot{W}_{CC}} = \frac{3600}{\eta_{CC}} = 7003,90 \left[\frac{kJ}{kWh} \right]$$

(32)

Tabela 4-2 – Heat Ratings médios para plantas termelétricas dos EUA (em kJ/kWh).

Ano	Carvão	Petróleo	Gás Natural	Nuclear
2012	9950	10417	7619	9932
2013	9913	10154	7533	9904
2014	9884	10250	7494	9913
2015	9947	10129	7467	9912

Fonte: Adaptado de EIA (2016)

Como pode ser observado, o valor encontrado para HR da termelétrica projetada está na mesma faixa de valores apresentados pela EIA, mostrando que tecnicamente está próxima dos valores reais, já que fatores como perda de carga na tubulação entre a caldeira de recuperação e a TV não foram considerados para este trabalho, pois em análise na planilha criada, a diferença entre as eficiências está na ordem de 0,4%.

5 ANÁLISE ECONÔMICA

Apesar de estar se tratando de uma termelétrica tecnicamente viável, a parte financeira também se torna crítica para provar que o projeto é factível.

Para isso certos estudos devem ser realizados quanto análise de investimentos em equipamento, propriedade, implementação e custos de operação.

5.1 INVESTIMENTOS INICIAIS

De acordo com o site do Jornal O Globo, em 2007, a Petrobras anunciou a compra da usina termelétrica de Juiz de Fora por duzentos e quatro milhões de reais.

Esta usina conta com uma torre de resfriamento do ar, dois *chillers* para resfriamento da água do sistema, um gerador de emergência de 380 [kW] de capacidade nominal, bem como, uma subestação de energia do tipo convencional e instalada ao ar livre com as duas linhas de transmissão. O critério de escolha desta usina é que a unidade geradora principal é constituída por dois CGAs LM6000 semelhantes ao estudado com capacidade de gerar 87 [MW] juntos.

Com isso pode-se dizer que, ao dividir o preço pago na usina pela capacidade total instalada, chega-se ao preço por quilowatt que o mercado pagaria para se ter uma termelétrica com este tipo de equipamento. Utilizando a taxa do dólar de R\$3,20 chega-se ao valor de 732,76 US\$/kW, valor que deverá ser multiplicado pela capacidade total dos CGAs a serem instalados na usina resultando em US\$304.095.400,00.

Para TVs e HRSGs segue-se Carapellucci; Giordano (2015). Os autores sugerem aplicar o valor de 160 US\$/kW nominal para turbina a vapor, o que resulta em US\$20.800.000,00.

Se tratando da HRSG, utilizou-se a teoria de Smith (2005), que apresenta para estimativa de investimento uma chapa do material para caldeiras com área igual a área de troca de calor total (A). Para isso, utiliza-se a equação (33) com coeficiente global de transferência de calor (U) que, de acordo com o autor, pode ser adotado o valor de 500 [W/m².K] e o modelo de diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ML}) para fluxo de correntes contrárias, equação (34).

Para tal divide-se os componentes internos da HRSG para análises separadas, sempre adotando $T_{g\text{e}}$ e $T_{g\text{s}}$ como as temperaturas do gás que entra e sai respectivamente do componente, $T_{v\text{e}}$ e $T_{v\text{s}}$ as do vapor que entra e sai. Com isso, pôde-se identificar a área total da chapa como está mostrado na Tabela 5-1.

$$Q = -U.A.\Delta TML \quad (33)$$

$$\Delta TML = \frac{(T_{gs} - T_{vs}) - (T_{ge} - T_{ve})}{\ln \frac{(T_{gs} - T_{ve})}{(T_{ge} - T_{vs})}} \quad (34)$$

Tabela 5-1 – Áreas de troca de calor por componente da HRSG.

Componente	T _{ge}	T _{gs}	T _{ve}	T _{vs}	Δ TML [K]	Q [W]	A [m ²]
Superaquecedor	497,00	442,48	311,00	480,00	-56,0	7773001	277,79
Evaporador	442,48	322,11	311,00	311,00	-48,7	17160495	704,47
Economizador	322,11	204,03	25,00	311,00	-60,4	16834992	557,29
Totais						41.768.488	1539,57

Fonte: Produção do próprio autor.

Sabendo a área de troca, pode-se estimar o custo da chapa de metal, comparando com materiais próprios para caldeiraria. Segundo Brastetubos (2017), empresa especializada em caldeiras, um tubo de 101,6 [mm] de diâmetro e 4,75 [mm] de espessura, possui massa específica linear de 11,345 [kg/m] referente ao material aço carbono.

Adotando um tubo de 1 [m] de comprimento, divide-se a massa linear específica pela seção transversal encontrando a densidade do material, 7849,85 [kg/m³].

Considerando que a chapa calculada possua os mesmos 4,75 [mm] de espessura, chega-se à um volume total de 7,31 [m³]. A massa total de aço será de 56.405,54 [kg] a um custo de US\$10,00 / [kg], valor baseado em preços praticados no mercado, resultando num investimento de US\$574.055,38 por caldeira.

Carapellucci; Giordano (2015) estimam que o custo para terreno e implementação e instalações (I.I.) são, respectivamente, 40 e 35% do valor investido em equipamentos. Assim, presume-se que o valor considerado para a compra das CGA's e equipamentos envolvidos como a soma dos valores investidos em equipamento, terreno e implementação e instalações. Para a caldeira e a TV deve-se considerar mais os 75%, resultando na Tabela 5-2:

Tabela 5-2 – Investimentos em Dólares (US\$).

	Equipamento	I.I.	Terreno	Total
LM6000	173.768.472,91	69.507.389,16	60.818.965,52	304.094.827,59
Caldeira	5.740.553,77	2.296.221,51	2.009.193,82	10.045.969,10
Turbina à Vapor	20.800.000,00	8.320.000,00	7.280.000,00	36.400.000,00
Totais	200.309.026,68	80.123.610,67	70.108.159,34	350.540.796,69

Fonte: Produção do próprio autor.

Para o projeto com o total de 518,55 [MW] tem-se um investimento de 676,00 US\$/kW, o que é natural pois os equipamentos de maior expressão no custo são os CGAs mais os aparatos de suporte, correspondendo à 86,75% do investimento total, porém em relação à capacidade a ser instalada essa parcela é de 80%.

5.2 DEPRECIAÇÃO

Para a cotação do dólar utilizada tem-se o investimento total de R\$ 1.121.730.549,40 e as três divisões com os respectivos períodos de depreciação são mostrados na Tabela 5-3. Segundo Brasil (2017), máquinas e equipamentos devem ser depreciados em 10 anos, infraestrutura também em 10, já terreno e edificações em 25 anos, ou seja, respectivamente deve-se depreciar 10% ao ano para equipamentos e infraestrutura e 4% para terreno e edificações.

Tabela 5-3 – Depreciação dos investimentos.

Investimento	Custo [R\$]	Anos	% ano	Depreciação anual
Equipamento	640.988.885,37	10	10%	64.098.888,54
I.I.	256.395.554,15	10	10%	25.639.555,41
Terreno	224.346.109,88	25	4%	8.973.844,40
Total	1.121.730.549,40			98.712.288,35

Fonte: Produção do próprio autor.

Considerando um funcionamento de 24 horas por dia, 28 dias por mês e 12 meses ao ano, as horas de funcionamento da usina será de 8064 horas /ano. Sendo então a depreciação por hora de R\$ 12.241,11, dividindo pelos 518,55 [MWh] chega-se ao custo por depreciação de 23,61 R\$/hora.

5.3 CUSTO DO MEGAWATT-HORA

Para determinar o custo do quilowatt hora deve-se considerar dois custos básicos, o do combustível utilizado e o do centro de custo para a conversão de energia elétrica.

Quanto ao centro de custo, que deve contemplar, água de reposição, engenharia, administração e manutenção dos equipamentos. Um valor para seu custo horário adequado é de 1500,00 R\$/hora. Para o custo do gás natural, utiliza-se como referência o site da Comgás. Para geração de energia termelétrica a tarifa sem imposto contando transporte é de 0,051 R\$/m³ o custo com PIS/COFINS é de 0,060 R\$/m³, sendo o acumulado destes impostos de 9,25% e o custo líquido é de 0,721 R\$/m³.

Como apontado no Capítulo 2, a massa específica do gás fornecido é de 0,766 [kg/m³]. Sendo o consumo de cada CGA de 2,39 [kg/s] tem-se o total de 31,20 [m³/s] para os 10 CGAs. Em uma hora o consumo total de gás será de 112.323,76 [m³], resultando numa tarifa de 5.737,05 R\$/hora e um custo de 80.986,82 R\$/hora totalizando 86.723,87 R\$/hora.

Com isso tem-se o total de 88.223,87 R\$/hora para a conversão dos 518,55 [MWh], a planta projetada então terá o custo de operação de R\$167,17/MWh. Somados com os R\$23,61/MWh, resulta num custo de 193,66 R\$/MWh.

5.4 PREÇO DE VENDA

Acessando o site do Banco de Informações de Geração (BIG) da ANEEL consegue-se acesso ao resumo dos últimos leilões para termelétricas cuja fonte seja gás natural, tabelados na Tabela 5-4. Nela estão presentes a potência instalada e o preço do megawatt-hora que ganharam os respectivos leilões. Nota-se que a média de preços praticados nos leilões é de 250,42 R\$/MWh.

Tabela 5-4 – Relação dos últimos leilões vencidos para plantas movidas a gás natural.

Usina	LEILÃO	Pot. (MW)	Preço (R\$/MWh)	Estado	Invest. Previsto (R\$)
UTE Porto de Sergipe I	Leilão 3/2015	1515,64	279,00	SE	3.294.500.000,00
UTE Prosperidade I	Leilão 4/2015	28,02	214,25	BA	93.306.000,00
UTE OESTE DE CANOAS 1	Leilão 1/2016	5,54	258,00	MA	16.899.000,00

Fonte: Banco de Informações de Geração - ANEEL

Pode-se notar também que para a UTE Porto de Sergipe I que tem capacidade instalada aproximadamente três vezes maior que a usina projetada se tem também o triplo de investimento previsto.

5.5 FLUXO DE CAIXA

De acordo com o Pindyck e Daniel (2002), o fluxo de caixa para um projeto deve englobar todos os ganhos com a venda do produto e custos de produção e despesas para o funcionamento da empresa. Sendo o único produto ofertado pela termelétrica a energia elétrica, o custo horário da planta já engloba todas as despesas fixas e variáveis para o funcionamento da mesma, também para a conversão de energia tem o custo do combustível, ambos discutidos no tópico anterior.

Como uma termoelétrica não funciona 100% do tempo estipulou-se um funcionamento médio de 70% da capacidade no ano. Como foram consideradas 8064 horas/ano, segue a Tabela 5-5 considerando que a cada 7 anos tem-se o reajuste do preço do gás natural, como

ocorrido no ano de 2017. Vale-se lembrar que depreciação não tem efeito caixa, segundo Pindyck e Daniel (2002), ela participa da composição do custo, mas não é contabilizada para cálculo de VPL.

Os contratos de leilões, como os citados no tópico anterior, têm prazo de 35 anos segundo site da ANEEL e com isso foram considerados 5 reajustes ao longo do período de concessão.

Para o reajuste utilizou-se o IGP-M, como descrito em artigo eletrônico da Associação Brasileira de Agências de Regulamentação é o índice utilizado para o gás natural. Para tal foi adotado o valor fixo de 2,30% (média dos índices mensais acumulados do período 2010 a 2017).

Tabela 5-5 – Fluxo de caixa para os anos de reajuste do gás natural.

Ano	1	7	14	21	28	35
Entrada	250,42	250,42	250,42	250,42	250,42	250,42
GNV + IGP-M	-167,24	-171,09	-175,02	-179,04	-183,16	-187,36
C.C./MWh	-2,89	-2,89	-2,89	-2,89	-2,89	-2,89
Caixa / MWh	80,29	76,44	72,51	68,49	64,37	60,16
Ano (em mi BRL)	335,72	319,65	303,21	286,39	269,18	251,58
70% ano	235,00	223,75	212,25	200,47	188,43	176,11

Fonte: Produção do próprio autor.

5.6 ANÁLISE DE RISCO

Segundo Lora e Nascimento (2004), pode-se calcular o “payback” do investimento utilizando a equação (37). Para qual determina-se o tempo de retorno “n” em anos, a Taxa Mínima de Retorno “i” baseada no risco que o investidor aceita para entrar neste tipo de empreendimento e a média do caixa do Caixa dos Anos (A) que, para o caso proposto, é estimado em R\$210.297.871,57.

O cálculo de “i” foi realizado pelo Modelo de Formação de Preços de Bens de Capital (*Capital Asset Pricing Model* – CAPM) sugerido por Pindyck e Daniel (2002). O modelo formula “i” como a soma do retorno do investimento sem risco (i_0), que para o Brasil é o Título do Tesouro que é corrigido pela Selic (7,40%), e o retorno esperado por acionistas (segundo os autores este percentual permanece inalterado nos últimos 60 anos em 8%) multiplicado pela expectativa de riscos (β) semelhantes que pode ser adotado o fator de 1,2 considerando os riscos de ter-se que ganhar um leilão de concessão para um funcionamento pleno da usina. Pode-se visualizar melhor através da equação (35).

$$i = i_0 + \beta(8\%) \quad (35)$$

$$i = i_g + \beta(8\%) = 7,4\% + 1,2 \times 8\% = 17,0\% \quad (36)$$

Para o tempo de retorno tem-se:

$$n = -\frac{\ln\left(\frac{1-I}{i.A}\right)}{\ln(1+i)} \quad (37)$$

Para os valores informados chega-se num *payback* de 11 anos; como o período da concessão é de 35 anos, isto significa que o retorno será maior que o mínimo esperado valendo o investimento. Outro método para se avaliar o investimento é a Taxa Interna de Retorno (TIR), que é a taxa para qual a equação (38) se torna verdadeira, sendo o Valor Presente Líquido (VPL) dado pela equação (39).

$$VPL - \text{Investimento Total} = 0 \quad (38)$$

$$VPL = \sum_{m=1}^{35} \frac{\text{Caixa Ano}}{(1+i)^m} \quad (39)$$

Segundo Lora e Nascimento (2004) e também Pindyck e Daniel (2002), não existe solução analítica para encontrar i tal que satisfaça a equação (38). Assim, para o fluxo de caixa representado parcialmente na Tabela 5-5, utilizou-se a planilha auxiliar para estimar a TIR na seção “Parâmetros Econômicos” (Figura 5-1), chegando-se ao valor de 20,47%. Sendo a TIR maior que o i estipulado, significa que a usina trará maior retorno que o esperado, justificando o investimento.

Figura 5-1 – Seção de Parâmetros Econômicos da planilha auxiliar

Parâmetros Econômicos

Equipamento	LM6000	HRSG	TV		
Investimento	556.059.113,30	18.369.772,07	66.560.000,00		
LI	222.423.645,32	7.347.908,83	26.624.000,00		
Terreno	194.620.689,66	6.429.420,23	23.296.000,00		
Totais	973.103.448,28	32.147.101,13	116.480.000,00		
%	86,75%	2,87%	10,38%		
Total	1.121.730.549,40	Reais	Dólar	RS 3,20	
	350.540.796,69	Dólares			
Investimento	675,71	[USD/kW]	Custo MWh	193,66	[RS/MWh]
Juiz de Fora	732,76	[USD/kW]	Preço Leilão	250,42	[RS/MWh]
			Margem	23%	
Depreciação	12.241,11	[RS/hora]	% Capacidade	70%	
	23,60	[RS/MWh]	Risco	1,2	
			Setic	7,4%	
Custo Horário	1.500,00	[RS/hora]	Taxa Mínima	17,0%	
	2,89	[RS/MWh]	Payback	16	
Consumo GN	86.723,87	[RS/hora]	IGP-M Considerado	2,30%	
	167,17	[RS/MWh]	TIR	20,47%	RS 0,00

Fonte: Planilha auxiliar criada pelo autor.

6 CONCLUSÃO

As usinas que utilizam CGAs são ideais para acionamento de emergência devido sua praticidade, porém sabe-se de acordo com Cohen e Saravanamuttoo (1987) que por motivo de projeto esses motores não foram concebidos para uso contínuo, sendo uma possibilidade de melhoria quando convertidos a câmara de combustão como apontado por Turan, O., & Aydin, H. (2014).

O Brasil tem demonstrado grande interesse em diversificar sua malha geradora, principalmente para diminuir a dependência de chuvas ao longo do ano. Com isso, aumentou a participação de UTEs ligadas a malhas. Mesmo incentivando fontes renováveis de energia a utilização de termelétricas não será descartado devido à rápida resposta à emergências e picos de utilização.

A sinergia dentro de um projeto de empreendimento entre as áreas técnica e financeira, se mostraram fundamentais ao longo deste trabalho. Num ambiente corporativo, não basta fazer análise financeira sem uma análise crítica do projeto envolvido quanto a sua viabilidade técnica.

Este trabalho procurou fazer um projeto preliminar de uma usina termelétrica movida a gás natural e analisar tanto técnica como economicamente comparando a dados consolidados pelas instituições que regulam o setor de geração e distribuição de energia elétrica no país.

Buscou-se o aumento de eficiência térmica, aplicando-se o ciclo combinado a gás, em relação à usina com CGA em ciclo simples, o resultado foi um aumento de 25% confrontados ao primeiro rendimento. Passando a converter maior quantidade de energia elétrica e consumindo menos combustível, com conseqüentemente menor emissão de poluentes. Vale-

se lembrar que o objetivo do projeto é ter capacidade de conversão de energia suficientemente grande para concorrer com as usinas que queimam carvão, podendo suprir 2300 residências se for considerado um consumo mensal de 150 [kWh/mês].

No ponto de vista financeiro significa um investimento menor, tanto em equipamento, como em gastos com o combustível sendo que para converter a mesma quantidade de energia seriam necessários 13 CGAs somando-se R\$1.265.036.864,00, o que corresponde à 13% a mais de investimento inicial.

A análise técnica foi realizada a partir de informações de empresas do ramo e órgãos reguladores como CCEE e ANEEL, trazendo mais confiabilidade aos resultados obtidos. Bem como o respaldo na literatura técnica e catálogos.

A análise econômica foi desenvolvida a luz da teoria da Microeconomia e formação de custos, tomou-se o cuidado de incluir todos os parâmetros que possam influenciar nos custos, seja no momento inicial ou no decorrer dos anos.

Quanto à tomada de decisões, observou-se que tanto a literatura técnica por parte da engenharia como a financeira, sugerem a mesma abordagem quanto aos riscos e ideia de TIR e “*payback*”.

A maior dificuldade na concepção dos custos é o acesso a dados reais, por mais que possua referências bibliográficas, sendo passível de discrepâncias com a realidade devido ao fato da maioria não ser referente ao custo dentro do Brasil.

Com este trabalho fica evidente que a concepção de um novo projeto não deve ter apenas uma área de especialidade envolvida, mas todo o time para que os erros sejam minimizados e perdas não aconteçam.

Precisa ser notado que se trata de um projeto preliminar, sendo necessário estudos de ambiente econômico e regime de geração termelétrica para os parâmetros serem mais assertivos.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. **Resolução ANP n. 16, de 17.6.2008:** especificações dos derivados de petróleo, do gás natural e seus derivados e dos biocombustíveis. - DOU 18.6.2008. Disponível em: <<http://www.scgas.com.br/uploads/editores/20100720165420.pdf>>. Acesso em: 30 maio 2017.
- ARSESP. **Deliberação ARSESP n. 730. 2017:** tarifas da comgás e gás natural são paulo sul são reajustadas. Disponível em: <<http://www.arsesp.sp.gov.br/Legislação/>>. Acesso em: 20 nov. 2017
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7 ed. São Paulo: Blucher, 2009. 461 p.
- BRASTETUBOS. **Tubo caldeira,** 2017. Disponível em: <<http://www.brastetubos.com.br/tubo-caldeira.php>>. Acesso em: 20 nov. 2017.
- BURGHARDT M. D.; HARBACH, J. A. **Engineering thermodynamics.** 4. ed. New York: John Wiley Sons Inc., 2000. 458 p.
- CARAPPELLUCCI R.; GIORDANO, L. Upgrading existing coal-fired power plants through heavy-duty and aeroderivative gas turbines. **Applied Energy**, v. 156, n. 86, p. 86-98, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.064>>. Acesso em: 20 mai. 2017
- CARNEIRO, W. A. **Avaliação do comportamento dinâmico de turbinas a gás aeroderivativas na operação em ciclo combinado.** 2007. 157 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.
- COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H. **Gas turbine theory.** Burnt Mill, Harlow/England: Longman Scientific Technical, 1987. 458 p.
- COMGÁS. **Tarifas do gás natural canalizado.** 2017. Disponível em <<http://www.comgas.com.br/tarifas/termoeletricas/>>. Acesso em: 20 nov. 2017.
- DOOM, T. R. **Aeroderivative gas turbines:** case studies on the government's role in energy technology innovation, 2013. Disponível em <<http://americanenergyinnovation.org/wp-content/uploads/2013/08/Case-Gas-Turbines.pdf>>. Acesso em: 18 abr. 2017.
- ELLIOTT TURBO. **Steam turbine calculator.** U.S. Dept. of Energy. 2015. Disponível em <<http://www.elliott-turbo.com/TurbineCalculator>>. Acesso em: 18 abr. 2017.
- FARIAS, L. M., SELLITTO, M. A. Uso da energia ao longo da história: evolução e perspectivas futuras. **Revista Liberato**, v. 12, n. 17, p. 01-106, 2011. Disponível em: <www.generico.com>. Acesso em: 29 nov. 2017.
- GANDRA, A. **Economia:** custo da energia elétrica para pequena e média indústria caiu 10,7% em 2016. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2017-02/custo-da-energia-eletrica-para-pequena-e-media-industria-caiu>>. Acesso em: 30 out. 2017.

GASNET. **Gás natural.** 2017. Disponível em <http://www.gasnet.com.br/gasnatural/gas_completo.asp>. Acesso em: 16 abr. 2017

LORA E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: geração termelétrica.** Rio de Janeiro: Interciências, 2004.

MACCHI. **Heat recovery steam generators.** Disponível em: <<http://www.macchiboiler.it>> - Acesso em: 16 abr. 2017.

PINDYCK, ROBERT S.; RUBINFELD, DANIEL L. **Microeconomia.** 5. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2002. 711p.

RAJA, A. K.; SRIVASTAVA, P. A.; DWIVEDI, M. **Power plant engineering.** New Delhi: New Age International, 2006. 491 p.

BRASIL. Receita Federal. **Instrução Normativa RFB N. 1700:** imposto sobre a renda das pessoas jurídicas e da contribuição social sobre o lucro líquido, 2017. Disponível em: <<http://normas.receita.fazenda.gov.br/sijut2consulta/link.action?idAto=81268&visao=anotado>>. Acesso em: 20 nov. 2017.

BRASIL. Secretaria Executiva de Leilões. **Leilões.** 2017. Disponível em <<http://www.aneel.gov.br/leiloes>>. Acesso em: 20 nov. 2017

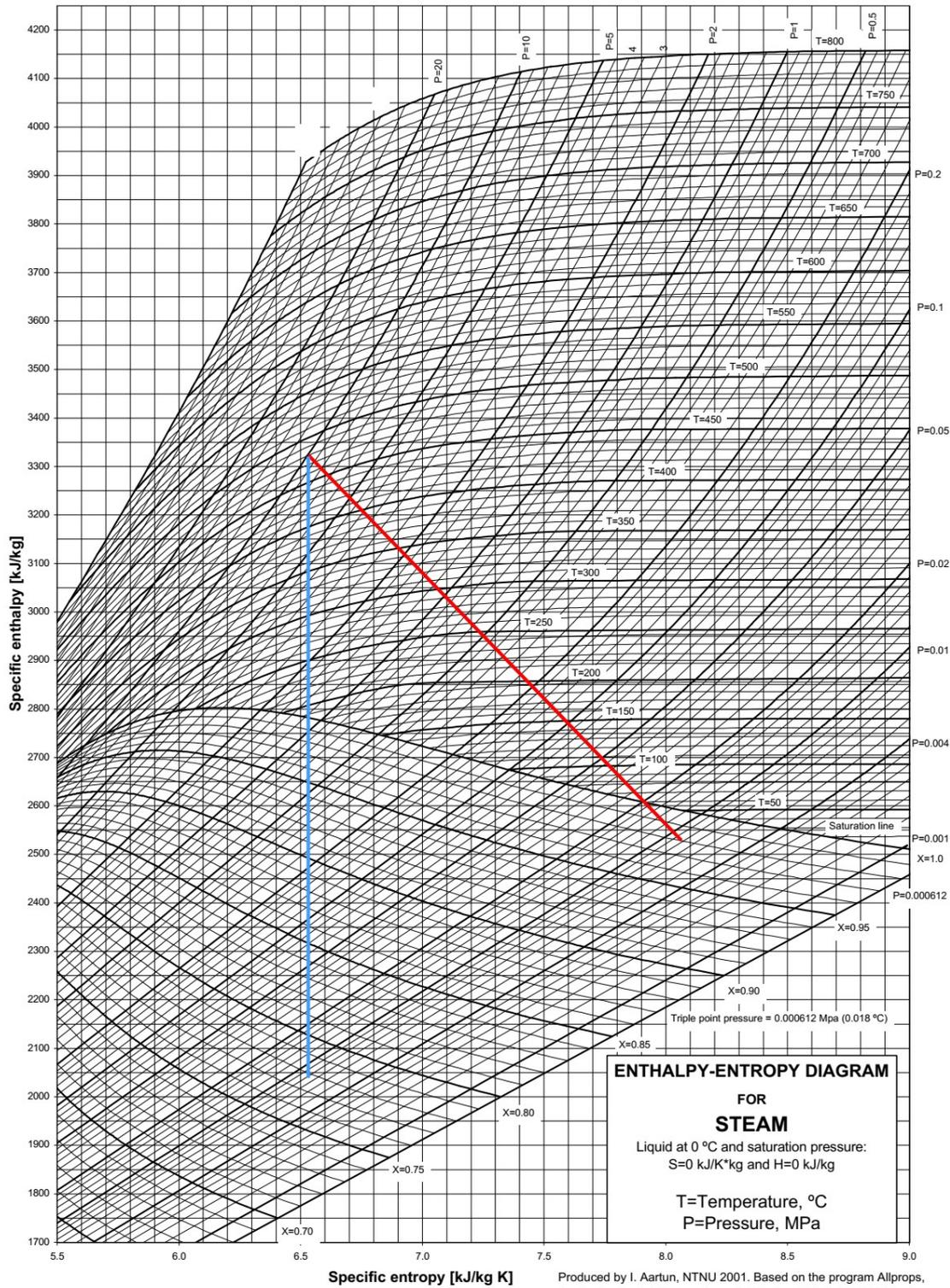
SMITH, R. **Chemical process design and integration.** Manchester: John Wiley Sons, 2005. 712 p.

TOLMASQUIM, M. T. (coord.). **Energia termelétrica:** gás natural, biomassa, carvão e nuclear. Rio de Janeiro: EPE, 2016. 417 p.

TURAN O.; AYDIN, H. Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gas turbine engine. **Energy**, v. 74, p. 638-650, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.029>>. Acesso em: 3 abr. 2017.

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Average operating heat rate for selected energy sources. **Electric Power Annual.** 2017. Disponível em <https://www.eia.gov/electricity/annual/html/epa_08_01.html>. Acesso em: 20 nov. 2017.

ANEXO A – DIAGRAMA DE MOLLIER



Produced by I. Aartun, NTNU 2001. Based on the program Allprops, Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.