



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CAMPUS UFRJ-MACAÉ
Professor Aloísio Teixeira



Yago Santos Silva

DIMENSIONAMENTO DE UM PROJETO DE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM UMA ESTAÇÃO DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Projeto de Graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

Janeiro de 2019



DIMENSIONAMENTO DE UM PROJETO DE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM
UMA ESTAÇÃO DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Yago Santos Silva

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DO CAMPUS MACAÉ DA UNIVERSIDADE FEDERAL
DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Prof(a) Elisa Rocha
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Engª Naiara Rinco
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Ficha catalográfica:

Será impressa no verso da folha de rosto e não deverá ser contada.

Se não houver biblioteca, deixar em branco.

”Deixem-me citar o recurso mais escasso de todos: tempo. Estamos a ficar sem tempo. Tempo para combater os impactos das alterações climáticas. Tempo para assegurar um crescimento verde, sustentável e climaticamente resiliente. Tempo para gerar um revolução de energia limpa. . . Precisamos dessa revolução. De pensamento revolucionário. De ação revolucionária. Uma revolução de mercados livres para que seja atingida a sustentabilidade à nível mundial.”

Secretário-Geral da ONU, Ban Ki-moon, 2011

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Diego Cunha Malagueta, pelo incentivo, conselhos e suporte durante toda a concepção e elaboração deste trabalho.

Aos funcionários da Petrobras que de alguma forma me auxiliaram na obtenção das informações necessárias a elaboração e execução deste estudo.

A meus amigos e familiares por todo apoio e carinho.

A todos, meu muito obrigado.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

DIMENSIONAMENTO DE UM PROJETO DE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM UMA ESTAÇÃO DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Yago Santos Silva

Janeiro de 2019

Orientador: Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

Curso: Engenharia Mecânica

Essencial para o desenvolvimento das atividades humanas, o consumo de energia tem crescido continuamente. Dessa forma, uma melhor eficiência no aproveitamento dos insumos para sua geração torna-se imprescindível. Com esse propósito, realizou-se o dimensionamento de um modelo de sistema térmico para a geração de energia elétrica a partir do calor proveniente dos rejeitos térmicos de dez turbinas a gás instaladas em uma estação de compressão de gás natural. Na concepção desse modelo, um programa de computador foi desenvolvido com o auxílio do software *Engineering Equation Solver (EES)* para executar simulações das condições operacionais do sistema, visando atingir uma configuração ótima. Como resultado, obteve-se uma planta de Ciclo Combinado com um potencial de geração de energia elétrica de até 15 MW e um aumento de eficiência no uso de energia primária de 27,5% para 44%.

Palavras-chave: <Termodinâmica> <Cogeração> <Ciclo Combinado> <Energia>

Abstract of Undergraduate Project presented to UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

DIMENSIONING OF A PROJECT OF ENERGY COGENERATION AT A
NATURAL GAS COMPRESSION STATION

Yago Santos Silva

January of 2019

Advisor: Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

Course: Mechanical Engineering

Essential for the development of human activities, energy consumption has been steadily increasing. In this way, a better efficiency in the use of the inputs for its generation becomes essential. With this purpose, the design of a thermal system model for the generation of electric energy was carried out from the heat coming from the thermal rejects of ten gas turbines installed in a natural gas compression station. In the design of this model, a computer program was developed with the aid of *Engineering Equation Solver (EES)* software to perform simulations of the operating conditions of the system, in order to achieve an optimal configuration. As a result, a Combined Cycle plant with a potential for electric power generation of up to 15 MW and a primary energy efficiency increase of 27.5% to 44% is obtained.

Key-words: <Thermodynamics> <Cogeneration> <Combined Cycle> <Energy>

LISTA DE FIGURAS

1.1	Decomposição do uso final de energia nas principais economias do mundo.	2
2.1	Comparação entre a eficiência (η) da geração independente de calor e energia elétrica (a) e da cogeração (b).	4
2.2	a) Turbina a gás de ciclo aberto. b) Turbina a gás de ciclo fechado.	6
2.3	Ciclo Rankine Simples.	7
2.4	Representação Esquemática de uma Turbina a vapor.	10
2.5	Ciclo de Potência Combinada Gás-Vapor.	11
3.1	Terminal de Cabiúnas	12
3.2	Conjunto Compressor e Acionador Mecânico.	14
3.3	Turbina Solar Taurus 60.	14
3.4	Esquema do Projeto Proposto.	18
4.1	Diagrama da Simulação do Ciclo Brayton.	22
4.2	Diagrama da Simulação da Caldeira de Recuperação.	25
5.1	Resultados da Simulação - Ciclo Brayton	28
5.2	Gráfico Temperatura x Entropia do Ciclo Brayton	29
5.3	Variáveis em função da Pressão de Entrada do Vapor	30
5.4	Volume de Água de Refrigeração.	31
5.5	Esquema e Diagrama Energético do Sistema de Troca Térmica	31
5.6	Diagrama Esquemático do Ciclo Rankine Proposto	32
5.7	Potência Produzida de acordo com o número de Turbinas a Gás em Operação	33
5.8	Diagrama T-s do Ciclo Rankine	33
A.1	Estação de Compressão - Unidade I	39
A.2	Estação de Compressão - Unidade II	39
C.3	Distribuição do consumo de energia mundial por combustível	43
C.4	Resumo dos tipos de Gás Natural	46
C.5	Lógica da Cadeia de Valor do Gás Natural	47
C.6	Segmentação da Produção Nacional de Gás Natural	51
C.7	Processamento e Produtos do Gás Natural.	52

C.8	Importação de gás natural nos últimos 10 anos.	53
C.9	Infraestrutura de produção e movimentação de gás natural	54
C.10	Segmentação do Consumo de Gás Natural.	55

LISTA DE TABELAS

1	Valores de Temperatura para Dimensionamento de Caldeiras de Recuperação.	9
2	Dados de Processo.	15
3	Configuração de Operação Equivalente para todas as Turbinas a Gás. . . .	16
4	Dados dos Sistemas de Resfriamento.	17
5	Composição típica do gás natural	45
6	Produção Nacional de Gás Natural	49

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivo Geral	2
1.2	Estrutura da Monografia	3
2	ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO	4
2.1	Definições	4
2.2	Ciclos para Cogeração	5
2.2.1	Ciclo Brayton	5
2.2.2	Ciclo Rankine	7
2.2.3	Ciclo Combinado	10
3	CASO ESTUDADO	12
3.1	Ativo de Processamento de Gás Natural de Cabiúnas	12
3.1.1	Estação de Compressão	13
3.2	Dados	15
3.2.1	Software iFIX	15
3.2.2	Performance das Turbinas a Gás	15
3.2.3	Utilidades Disponíveis	16
3.3	Projeto Proposto	17
3.3.1	Configuração	17
3.3.2	Definição de Premissas	19
4	MODELAGEM COMPUTACIONAL	21
4.1	Engineering Equation Solver (EES)	21
4.2	Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás	21
4.2.1	Turbina a Gás	22
4.3	Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor	24
4.3.1	Caldeira de Recuperação	25
4.3.2	Turbina a Vapor	26

4.3.3	Condensador	26
4.3.4	Bomba	27
5	RESULTADOS	28
5.1	Ciclo Brayton	28
5.2	Ciclo Combinado	29
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	34
6.1	Síntese	34
6.2	Trabalhos Futuros	34
	REFERÊNCIAS	35
	APÊNDICE A – LOCAL DO PROJETO	39
	APÊNDICE B – CÓDIGO COMPUTACIONAL	40
	APÊNDICE C – INDÚSTRIA DO GÁS NATURAL	43

1 INTRODUÇÃO

Desde o início da revolução industrial no século XIX, a produção e o uso de energia se tornaram uma das principais atividades econômicas de todos os países. Essencial para o desenvolvimento das atividades humanas, esse consumo tem crescido vertiginosamente, atingindo 13,822 bilhões de toneladas equivalentes de petróleo em 2017. Esse número é cerca de 200 vezes maior do que era há 500 anos atrás, destaca José Goldemberg, Professor Emérito da USP e Presidente da FAPESP, no livro *Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética*, de MOREIRA [2017].

A Agência Nacional de Energia Elétrica [ANEEL, 2018] acrescenta ainda que do ponto de vista de sociedade, esse consumo de energia é um dos principais indicadores do desenvolvimento econômico e do nível de qualidade de vida. Ele reflete tanto o ritmo de atividade dos setores industrial, comercial e de serviços, quanto a capacidade da população para adquirir bens e serviços tecnologicamente mais avançados, como automóveis (que demandam combustíveis), eletrodomésticos e eletroeletrônicos (que exigem acesso à rede elétrica e pressionam o consumo de energia elétrica). Essa inter-relação foi o principal motivo do acentuado crescimento no consumo mundial de energia verificado nos últimos anos ANEEL [2018].

Essa expansão acentuada, embora possa refletir o aquecimento econômico e a melhoria da qualidade de vida, tem aspectos negativos. Um deles é a possibilidade do esgotamento dos recursos utilizados para a produção de energia GUARINELO [2012]. Outro é o impacto ao meio ambiente produzido por essa atividade. A produção deste considerável volume de energia forçou a utilização, em grande escala, de combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás) que ainda dominam a matriz energética mundial. São estes combustíveis a principal fonte de poluição nos dias de hoje a nível local, regional e global GUARINELO [2012], MOREIRA [2017]. Finalmente, um terceiro são os elevados investimentos exigidos na pesquisa de novas fontes e construção de novas usinas.

O que se impõe para solucionar essas questões e conter a expansão do consumo sem comprometer a qualidade de vida e desenvolvimento econômico, tem sido o estímulo ao uso consciente; aumento do uso de fontes alternativas, renováveis e não poluentes; além de utilizar a energia das fontes primárias de forma mais eficiente GUARINELO [2012], MOREIRA [2017].

Nesse viés de uma melhor utilização das fontes primárias de energia, a Cogeração, através da recuperação de resíduos térmicos, tem tido um papel de destaque quando se fala em melhorar a eficiência de equipamentos e instalações. A partir de análises, o calor antes não aproveitado que era normalmente descartado para a atmosfera ou para um sistema de resfriamento, é transformado em uma forma útil de energia, aumentando a eficiência do processo sem aumento no consumo de combustível e sem emissão adicional

de CO_2 SALES [2008].

Fatih Birol, diretor executivo da IEA evidencia no relatório anual *Energy Efficiency* IEA [2018], que políticas corretas de eficiência, dentre elas a Cogeração, podem permitir que o mundo alcance, em 2040, mais de 40% dos cortes de emissões necessários para alcançar suas metas climáticas. Ainda segundo o relatório, o impacto das políticas de eficiência tem sido significativo nas últimas décadas. Globalmente, os ganhos de eficiência desde 2000 impediram o uso de 12% a mais de energia do que teria sido utilizado em 2017 (Figura 1.1). Isso mostra que a eficiência energética tem se tornado um fator importante para desacoplar o aumento do consumo de energia do desenvolvimento econômico.



Figura 1.1: Decomposição do uso final de energia nas principais economias do mundo.

Fonte: IEA [2018]. Modificada.

1.1 Objetivo Geral

A ideia central deste estudo é verificar a potencialidade de geração de energia elétrica a partir dos gases exausto das turbinas instaladas nas duas Unidades de Compressão de Gás do Ativo de Processamento de Gás Natural de Cabiúnas. Para tanto, um Projeto de Ciclo Combinado é proposto, visando obter melhores eficiências energéticas e maior potência líquida produzida.

Assim, como objetivos específicos, estão:

- Mensurar o potencial de energia disponível através do descarte das Turbinas a Gás;
- Propor um projeto térmico para realizar o reaproveitamento energético;
- Obter a otimização térmica associada ao sistema proposto;
- Avaliar os resultados obtidos do projeto.

1.2 Estrutura da Monografia

Além deste capítulo introdutório, no qual se promoveu a introdução do tema, sendo abordadas as motivações que levaram à elaboração deste projeto e definidos os objetivos do mesmo, esta dissertação conta com cinco outros capítulos e três apêndices como parte integrante, resumidos a seguir:

Capítulo 2: aqui é feita uma revisão bibliográfica sobre a Cogeração e os ciclos térmicos aplicados neste estudo.

Capítulo 3: é feita a descrição detalhada dos equipamentos e sistemas que fazem parte da planta utilizada para se realizar o estudo de caso desejado, além de definir configurações, restrições e premissas para o projeto proposto neste trabalho.

Capítulo 4: são detalhados os cálculos das modelagens termodinâmicas realizadas.

Capítulo 5: foram analisados os resultados obtidos com as diversas iterações da simulação, com o objetivo de determinar tanto a potência produzida, como as eficiências e capacidades ótimas dos equipamentos, definindo a melhor configuração operacional do sistema.

Capítulo 6: apresentam-se as conclusões analisando os resultados e suas limitações, além de adicionalmente sugerir melhorias e propostas para trabalhos futuros.

Apêndice A: expõem imagens do sistema de compressão em estudo;

Apêndice B: o sistema de equações no formato da rotina computacional é apresentado, abrangendo-se todos os componentes do ciclo combinado.

Apêndice C: é exposta uma pesquisa com o objetivo de ajudar o leitor a entender a importância e a dinâmica da Indústria do Gás Natural no Brasil.

2 ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO

Este capítulo trata fundamentalmente de cogeração e dos principais aspectos de plantas em ciclo combinado, visto que as instalações que serão propostas ao longo deste estudo utilizam tal tipo de tecnologia.

2.1 Definições

Cogeração é definida como a produção combinada de energia térmica e potência (mecânica ou elétrica), a partir de uma mesma fonte energética, permitindo assim, que a energia contida no combustível seja utilizada de modo mais eficiente e racional do que na geração independente de calor ou energia elétrica, como ilustrado na Figura 2.1¹. Consequentemente, é um processo vantajoso, tanto do ponto de vista da eficiência, como do ponto de vista econômico, devido principalmente aos custos dos combustíveis e redução de impactos ambientais MATELLI [2008].

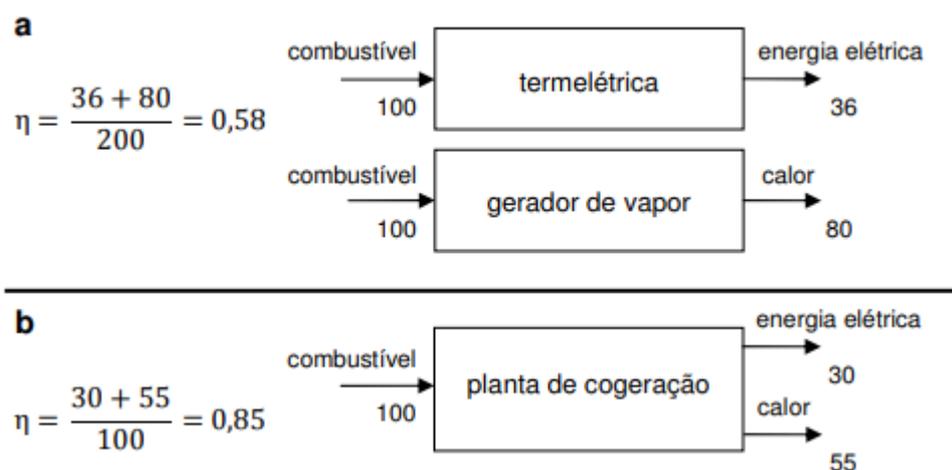


Figura 2.1: Comparação entre a eficiência (η) da geração independente de calor e energia elétrica (a) e da cogeração (b).

Fonte: MATELLI [2008].

Plantas de cogeração são classificadas como *Topping Cycle* ou *Bottoming Cycle*, dependendo do seu regime de funcionamento. Esses sistemas se diferenciam em relação ao que priorizam para a produção de energia PALOMINO [2004].

No primeiro caso, a geração de potência é prioridade em relação à produção de energia térmica, desse modo, o calor produzido pela queima do combustível é transferido para um fluido de trabalho que movimentava um acionador primário para gerar energia

¹As eficiências mostradas podem variar de acordo com a planta instalada, ou seja, os valores desta figura são apenas parâmetros para uma comparação aproximada

elétrica. Motores de combustão interna, turbinas a gás e turbinas a vapor, todos acoplados a geradores elétricos, são acionadores primários típicos. O calor remanescente, disponível a temperaturas relativamente baixas, é então recuperado para aplicação em algum outro processo, como na geração de vapor saturado por exemplo.

Já no *Bottoming Cycle* acontece o contrário, ou seja, a queima do combustível é primeiramente utilizada para produção de energia térmica. A energia proveniente da combustão é transferida para um fluido de trabalho e utilizada em um processo de alta temperatura, como em fornalhas ou fornos. O calor restante, disponível a temperaturas relativamente altas, é geralmente recuperado para gerar vapor superaquecido para acionar uma turbina a vapor para produção de potência MATELLI [2008].

2.2 Ciclos para Cogeração

As Centrais de Cogeração podem apresentar diversas configurações, conforme as necessidades e objetivos. A escolha do melhor projeto da planta deve levar em consideração o atendimento da demanda operacional prevista com confiabilidade e eficiência, além da avaliação de custos.

Dentre os principais ciclos utilizados, segundo PALOMINO [2004], podemos citar:

- Ciclo Rankine ou a Vapor;
- Ciclo Brayton ou a Gás;
- Ciclo Combinado;
- Ciclo com Motor Alternativo;

Neste trabalho foca-se a atenção nos ciclos a gás e a vapor e sua integração em sistemas de ciclo combinado.

2.2.1 Ciclo Brayton

O Ciclo Brayton aplica-se à análise termodinâmica dos processos realizados pela turbina de combustão interna a gás ERNST [2004], MOGAWER [2005], ÇENGEL and BOLES [2013].

A turbina a gás é uma máquina térmica utilizada para produzir potência, sendo constituída por um sistema formado por compressor, câmara de combustão e turbina BRANCO [2005].

No modo de operação real desta máquina de potência, demonstrado na Figura 2.2a), ar atmosférico é continuamente arrastado para o compressor, onde é comprimido até uma pressão mais elevada, para então, entrar na câmara de combustão, onde é misturado com o combustível. O processo de combustão resulta em produtos de elevada

pressão e temperatura, que se expandem através da turbina geradora fornecendo o trabalho necessário ao compressor; e após através da turbina de potência gerando trabalho útil aplicado na geração de energia. Em seguida, os gases são então descarregados na vizinhança GOMES [2001], BRANCO [2005].

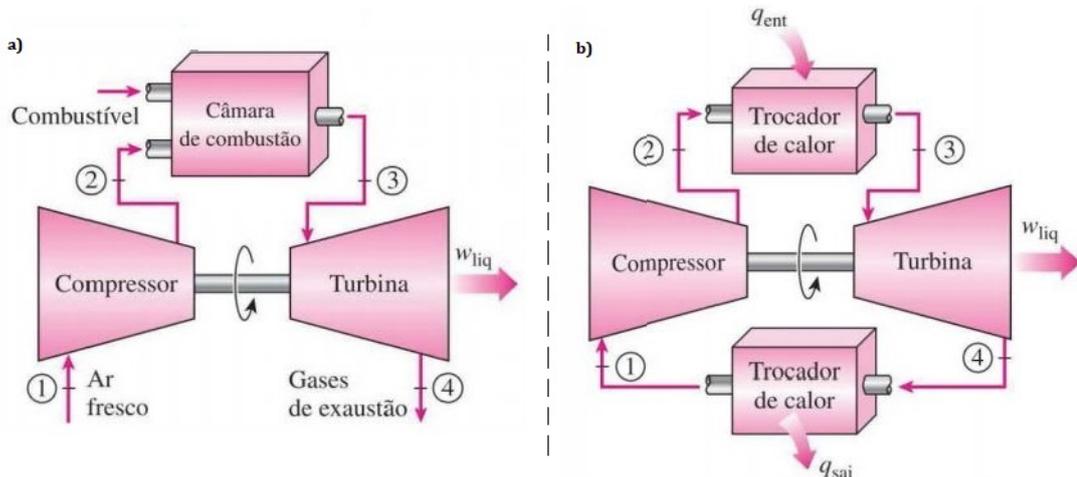


Figura 2.2: a) Turbina a gás de ciclo aberto. b) Turbina a gás de ciclo fechado.

Fonte: ÇENGEL and BOLES [2013].

ÇENGEL and BOLES [2013] destacam porém, que os ciclos de potência a gás reais são bastante complexos e para conduzir a análise desses motores a um nível adequado de complexidade, faz-se necessário utilizar algumas aproximações, normalmente conhecidas como hipóteses do padrão a ar. Nessa idealização, representada na Figura 2.2b), as seguintes formulações são realizadas: (i) todos os processos que formam o ciclo são internamente reversíveis; (ii) o fluido de trabalho que entra no ciclo é considerado como um gás ideal, sendo apenas ar em todo o circuito fechado; (iii) o aumento de temperatura que resulta da combustão é realizado através da transferência de calor de uma fonte externa; (iv) o ar ao sair da turbina, passa por um trocador de calor, onde ocorre a perda de calor para o meio, e retorna ao compressor fechando assim o ciclo termodinâmico.

ÇENGEL and BOLES [2013] enfatizam também que essas hipóteses levantadas do Ciclo Padrão a Ar permitem um estudo simplificado considerável dos equipamentos, sem desvios significativos dos Ciclos Reais de funcionamento.

Turbina a Gás

O projeto de turbinas a gás desenvolveu-se continuamente nos últimos anos, propiciando diversas vantagens na utilização desse equipamento. MOGAWER [2005] destaca entre as principais vantagens: o baixo custo específico da instalação, o curto espaço de tempo entre o comissionamento e a operação comercial, a rapidez de partida e de disponibilidade da máxima carga, a flexibilidade para suportar as variações bruscas de carga, facilidade no transporte. Uma outra grande vantagem das instalações de potência a gás

apontada por GOMES [2001] é que elas possuem uma maior densidade de potência do que qualquer outra máquina térmica, ou seja, maior potência por tamanho.

As turbinas a gás para fins de geração de potência podem ser classificadas em dois grandes grupos: turbinas industriais e turbinas aeroderivativas ERNST [2004], GOMES [2001].

Quanto ao emprego dessas máquinas, GOMES [2001] cita que as turbinas aeroderivativas conquistaram uma parcela substancial do mercado em aplicações como propulsão marinha e alimentação de compressores em estações de compressão de gás, sendo fortes competidoras em aplicações que requerem baixas potências, algo entre 12 e 40 MW. Já as turbinas a gás industriais são as mais atrativas economicamente em ciclo combinado, para a geração de altas potências, acima de 200 MW.

2.2.2 Ciclo Rankine

O Ciclo Rankine é um dos principais ciclos termodinâmicos, utilizado em grande escala na geração de energia elétrica. Funciona convertendo calor em trabalho. O calor é fornecido por uma fonte externa a um fluido de trabalho, sendo vapor de água o fluido mais comumente empregado. Isso acontece devido às características desejáveis desse fluido, tais como baixo custo, disponibilidade e alta entalpia de vaporização ÇENGEL and BOLES [2013].

A Figura 2.3 mostra o funcionamento esquemático de um ciclo de Rankine e seu respectivo diagrama T-s (Temperatura - Entropia). Os processos mostrados no diagrama são idealizações dos processos reais, descritos por ÇENGEL and BOLES [2013] do seguinte modo:

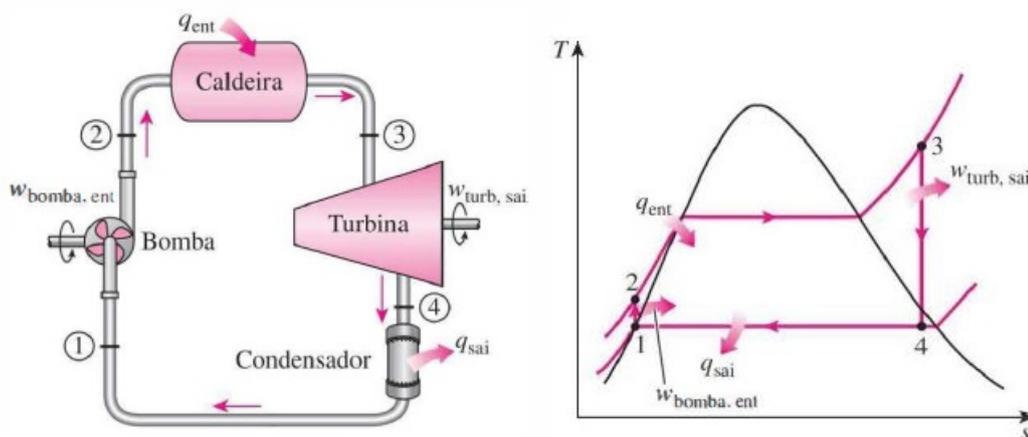


Figura 2.3: Ciclo Rankine Simples.

Fonte: ÇENGEL and BOLES [2013].

No estado 1, na forma de líquido saturado, a água entra na bomba onde é compri-

mida de maneira isentrópica até a pressão de operação da caldeira. Agora como líquido comprimido, estado 2, a água entra na caldeira e sai como vapor superaquecido no estado 3. O vapor de água superaquecido entra na turbina, na qual se expande de forma isentrópica e produz trabalho, girando o eixo conectado a um gerador elétrico. A pressão e a temperatura do vapor caem durante esse processo até os valores do estado 4, no qual o vapor entra no condensador. Nesse estado, o vapor em geral é uma mistura de líquido e vapor saturados com título elevado. O vapor é condensado a pressão constante no condensador, rejeitando calor para o meio. A água então deixa o condensador como líquido saturado e entra na bomba completando o ciclo.

O Ciclo Rankine tem como principais equipamentos: caldeira (gerador de vapor), turbina a vapor, bomba de alimentação e condensador (dissipador térmico), e pode chegar a uma eficiência térmica da ordem de 39%, segundo BEZERRA [2010].

Caldeira de Recuperação de Calor

Na geração de potência, em que se procura combinar os ciclos a gás com os ciclos a vapor, a caldeira de recuperação representa o acoplamento entre esses dois ciclos, servindo o calor de escape das turbinas a gás como fonte de energia para o ciclo a vapor. Normalmente, a caldeira de recuperação é identificada pela sigla em inglês HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*).

A caldeira de recuperação é, basicamente, um trocador de calor, composto por uma série de seções: superaquecedor, evaporador e economizador. Estes são montados em contracorrente aos gases de exaustão, visando maximizar a recuperação do calor dos gases e a geração de vapor.

Esse equipamento possui uma faixa bem ampla de parâmetros operacionais, permitindo o uso em diversas configurações, sendo a caldeira de recuperação com um nível de pressão o conceito mais básico em termos de produção de vapor para fins de geração de eletricidade. GUARINELO [2012] destaca que o nível de pressão de vapor a ser gerado depende de uma série de fatores, pois uma alta pressão de vapor não necessariamente significa a máxima eficiência do ciclo combinado. Altas pressões do vapor podem até resultar em um salto entálpico maior, porém, com uma maior temperatura de evaporação, uma menor geração de vapor ocorrerá e, conseqüentemente, a temperatura dos gases na saída da caldeira será maior. Ele ressalta ainda que a melhor condição deve estar situada em um ponto onde estas duas influências apresentem o melhor desempenho ao ciclo a vapor.

Outros pontos de destaque no dimensionamento de caldeiras de recuperação são os: *Pinch Point Temperature* e *Approach Point Temperature*. Esses dois parâmetros importantes tem forte influência na quantidade de calor que pode ser produzido. Pequenos valores do *pinch point* e do *approach* do superaquecedor exigem grandes áreas de trans-

ferência de calor e elevados investimentos; enquanto que o *approach* do economizador é tipicamente determinado para evitar a vaporização da água de alimentação antes do evaporador. BRANCO [2005] considera que as faixas de temperaturas apresentadas na Tabela 1 resultam em um dimensionamento tecnicamente satisfatório das caldeiras de recuperação.

Tabela 1: Valores de Temperatura para Dimensionamento de Caldeiras de Recuperação.

Parâmetro	Faixa de Temperatura [°C]
Pinch point	11 a 28
Approach evaporador	6 a 17
Approach superaquecedor	22 a 33

Fonte: BRANCO [2005]

Turbina a Vapor

A turbina a vapor é uma máquina rotativa que converte a energia armazenada no vapor à alta pressão e temperatura em energia mecânica BEZERRA [2010].

Sua maior aplicação é no acionamento de bombas, compressores e geradores de energia elétrica. BRANCO [2005] lembra que desde o início da utilização de turbinas a vapor para a geração de energia elétrica, elas aumentaram significativamente suas capacidades e eficiências e tornaram-se mais complexas e sofisticadas.

TOFOLI [2009] salienta que as turbinas a vapor podem ser classificadas segundo uma série de princípios, sendo destacado aqui a classificação segundo as condições de escape do vapor da turbina:

- Turbinas de contrapressão: são aquelas em que o vapor deixa a turbina com níveis de pressão superiores a pressão atmosférica, da ordem de 0,2 a 1,0 MPa;
- Turbinas de condensação e extração: recebem o vapor de alta pressão e, em um ou mais pontos entre a admissão e a descarga, permitem a extração de vapor de processo com pressão pré-fixada com valores entre 0,005 e 0,01 MPa, sendo o restante expandido até a pressão do condensador;
- Turbina de condensação: são aquelas em que todo o fluxo sai da turbina na pressão de condensação, que é uma pressão inferior à atmosférica.

Na Figura 2.4 é mostrado um esquema com os principais componentes de uma turbina a vapor com extrações.

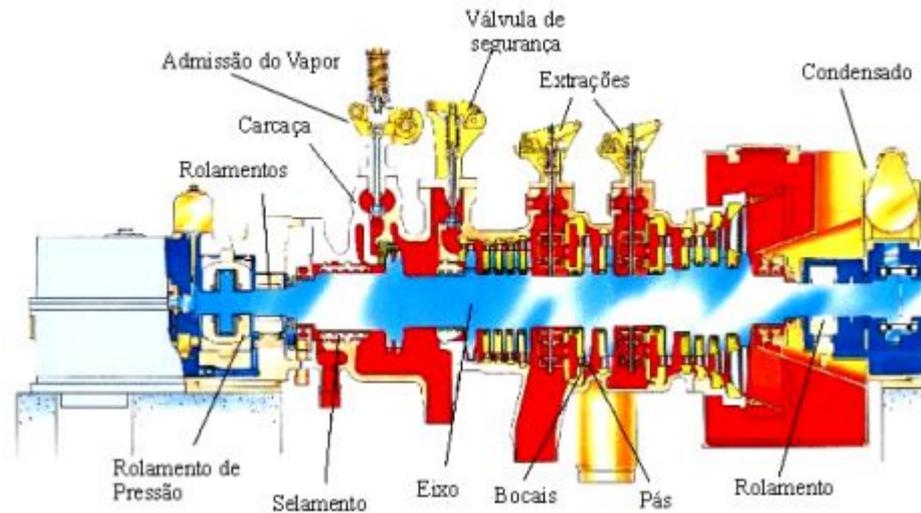


Figura 2.4: Representação Esquemática de uma Turbina a vapor.

Fonte: BRANCO [2005].

2.2.3 Ciclo Combinado

A preocupação com o uso da energia residual contida num fluxo de gases existe há muito tempo. O aumento progressivo no custo do combustível, a necessidade de recuperar o calor em vários processos industriais e uma legislação ambiental cada vez mais exigente, fazem da recuperação de calor um processo necessário, visando o máximo aproveitamento energético.

PEREIRA [2010] destaca que as turbinas a gás de ciclo aberto apresentam como grande problema uma baixa eficiência em todo o processo de produção do conjugado mecânico entregue ao eixo, que é tipicamente da ordem de 35%. Como alternativa a esse baixo rendimento, NÓBREGA [2008] propõem a utilização de ciclo combinado como uma das melhores tecnologias disponíveis para aumentar a eficiência das instalações que utilizam apenas turbinas a gás.

Sistemas ditos de ciclo combinado são aqueles em que a geração de energia se dá a partir da combinação entre dois ciclos térmicos. Dessa forma, pretende-se que a eficiência térmica global seja maior do que aquela alcançada pela utilização de qualquer um dos ciclos individualmente.

MOGAWER [2005] aponta que o esquema mais simples utilizado para cogeração em ciclo combinado é aquele que emprega um sistema de turbina a gás, caldeira de recuperação de calor com um nível de pressão sem queima suplementar e turbina a vapor sem retorno de condensado, como mostrado na Figura 2.5 que apresenta um esquema simplificado de uma central térmica que opera em ciclo combinado Gás-Vapor.

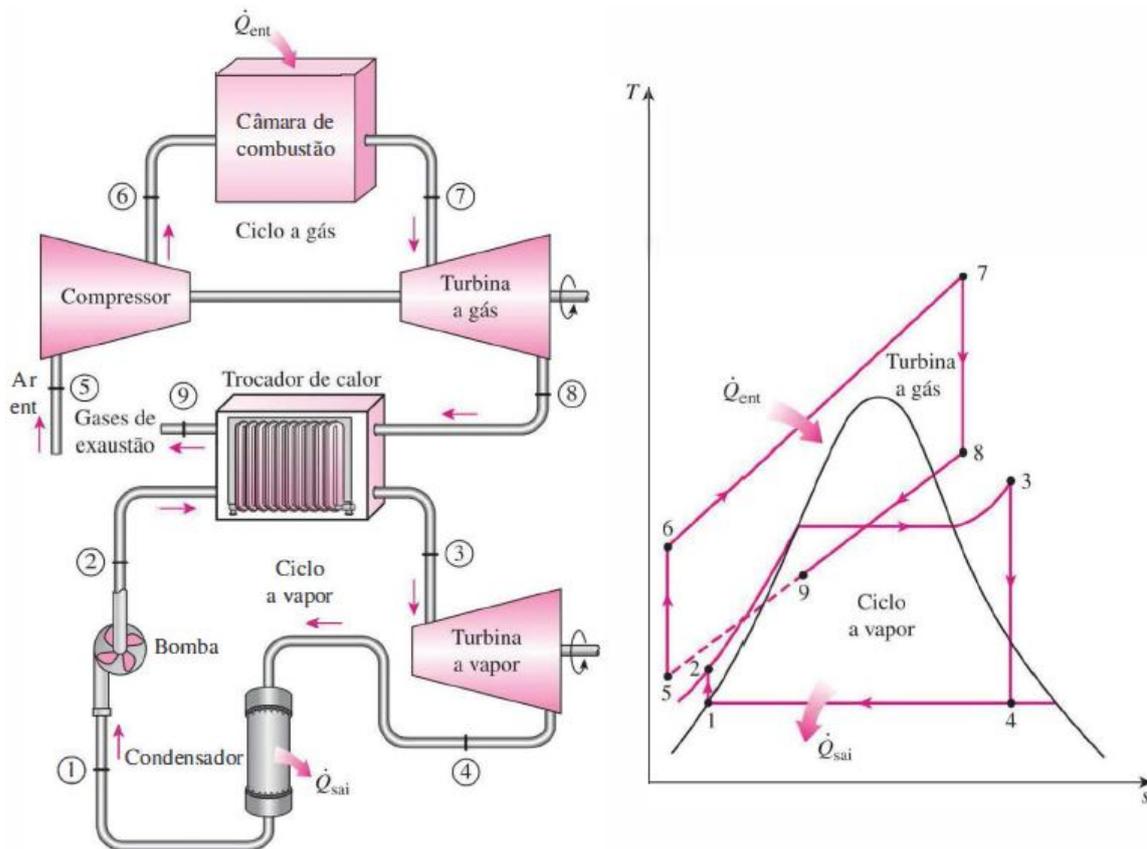


Figura 2.5: Ciclo de Potência Combinada Gás-Vapor.

Fonte: ÇENGEL and BOLES [2013].

Os gases de exaustão após a total expansão nos vários estágios das turbinas contêm o restante da energia suprida pelo combustível e pode apresentar temperaturas na faixa entre 450 e 650 °C GUARINELO [2012].

Esses gases com altas temperaturas existentes na saída da turbina a gás são levados a uma caldeira de recuperação, ou recuperador de calor onde se gera vapor. Através de tubulações este vapor é direcionado à turbina a vapor, que pode ser acoplada a um gerador elétrico. A utilização dos gases de exaustão da turbina a gás, como gerador de vapor para a turbina térmica a vapor, torna o processo mais eficiente CARNEIRO [2007].

Uma das grandes virtudes deste ciclo combinado é o fato de ter uma eficiência térmica superior à de qualquer um dos ciclos que o constituem, quando executados individualmente. A eficiência do ciclo gás-vapor chega a atingir valores entre 50% a 60%, sendo que em uma combinação típica, a turbina a gás produz cerca de 2/3 da potência e a turbina a vapor produz aproximadamente 1/3 PEREIRA [2010].

3 CASO ESTUDADO

Neste capítulo são apresentados os dados coletados no Terminal, referentes ao sistema em estudo, incluindo ainda uma respectiva análise dos mesmos. Posteriormente, é feita uma revisão da literatura, com o objetivo de definir os parâmetros adicionais necessários ao dimensionamento do sistema de cogeração, considerando as possibilidades existentes, seus conceitos e os impactos da seleção destes nos resultados finais.

3.1 Ativo de Processamento de Gás Natural de Cabiúnas

A Base Benedicto Lacerda é um polo industrial de tratamento de gás natural pertencente à Petrobras, localizado no Norte Fluminense, no município de Macaé - Rio de Janeiro. Maior polo processador de gás natural do Brasil, Cabiúnas recebe gás das plataformas de produção de Campos e do Pré-Sal da Bacia de Santos, escoado pelo Gasoduto Rota 2 Cabiúnas. O terminal é responsável por quase 23% da capacidade nacional de processamento de gás, sendo de até 25 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia e 6 mil metros cúbicos diários de condensado de gás natural.



Figura 3.1: Terminal de Cabiúnas

Créditos: Renata Mello.

Seu complexo possui 1 (uma) Unidade de Processamento de Gás Natural (UPGN), 1 (uma) Unidade de Resfriamento de Gás Natural (URGN), 4 (quatro) Unidades de Pro-

cessamento de Condensado de Gás Natural (UPCGN) e 3 (três) Unidades de Recuperação de Líquidos (URL), possui também unidades de tratamento com a finalidade de ajustar o gás natural, retirando contaminantes e compostos sulfurosos antes de iniciar o seu processamento. Conta ainda com sistemas auxiliares de geração de potência e utilidades.

O gás natural bruto ao chegar no APCAB passa por um equipamento chamado coletor, que separa a porção gasosa do condensado de gás natural. A porção gasosa segue para as URL's, onde recebe tratamento para fracionamento das porções mais leves (metano e etano) das mais pesadas, que recebe o nome de LGN (Líquido de Gás Natural). A partir daí o gás seco segue para o sistema de adequação ao gás especificado e o LGN é bombeado para as UPCGN's para passar por novo processamento junto ao condensado de gás natural. Nessas últimas unidades, tem-se a produção de gás seco e GLP, restando apenas a fração mais pesada $C5+$.

Em 2017, conforme divulgado pelo Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis de 2018, o ativo de Cabiúnas processou um volume total de 6.814.335 (mil m^3) de gás natural, gerando 561.426 m^3 de GLP, 266.595 m^3 de gasolina natural e 6.092.722 (mil m^3) de gás combustível.

Como destino, o GLP, segue uma parte para ser entregue às distribuidoras no próprio terminal, via caminhões, que abastecem o Norte Fluminense e o Espírito Santo, e o restante é bombeado para a cidade do Rio de Janeiro. Já a gasolina natural é injetada no petróleo e enviado às refinarias, pois a base Benedicto Lacerda também recebe, estoca, e transfere 12% do petróleo produzido na Bacia de Campos, enviando-o para as refinarias Duque de Caxias (Reduc/RJ), e Gabriel Passos (Regap), em Betim (MG). Por fim, o gás combustível, após ser especificado, é escoado para o sistema de compressão de gás onde recebe o tratamento final para envio.

A etapa de Processamento constitui apenas uma daquelas necessárias a produção desse energético. No Anexo 6.2 é possível encontrar um estudo adicional, dedicado a compreender as diversas fases da Cadeia Produtiva do Gás Natural.

3.1.1 Estação de Compressão

As estações de compressão são uma infraestrutura de apoio á extração de gás natural, necessárias para comprimir o gás que circula nos gasodutos por meio de diferença de pressões.

A infraestrutura de compressão de gás do Terminal de Cabiúnas (TECAB) é constituída de duas casas de compressão. A ECOMP I possui a instalação de quatro compressores centrífugos (C-33003 A/B/C/D) e quatro máquinas alternativas (C-33001 A/B/C/D). Já a ECOMP II é composta de seis máquinas centrífugas (C-33003 E/F/G/H/I/J). As duas casas atuam no serviço de movimentação de gás natural no

TECAB; e na exportação de gás combustível oriundo das plantas de processamento, do GASDUC III (Gasoduto Cabiúnas - Refinaria Duque de Caxias) e do GASCAV (Gasoduto Cabiúnas - Vitória).

As máquinas alternativas possuem como equipamento motriz motores elétricos e os compressores centrífugos são acionados por turbinas a gás, como demonstrado na Figura 3.2. O acionador é responsável por gerar e transmitir movimento ao compressor, para que este possa impelir o gás.

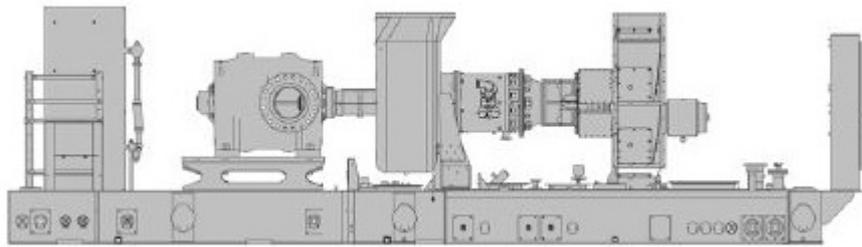


Figura 3.2: Conjunto Compressor e Acionador Mecânico.

Fonte: Solar Turbines.

As turbinas à gás são da fabricante Solar Turbine, modelo Taurus 60 (Figura 3.3). Na operação normal da unidade são utilizados oito conjuntos compressor-turbina. Os dois conjuntos restantes são reservas em caso de falha ou parada de manutenção.

Na estação está instalado também um sistema de alimentação com a finalidade de suprir o gás combustível utilizado para funcionamento das turbinas. Este sistema utiliza o próprio gás comprimido como gás combustível.

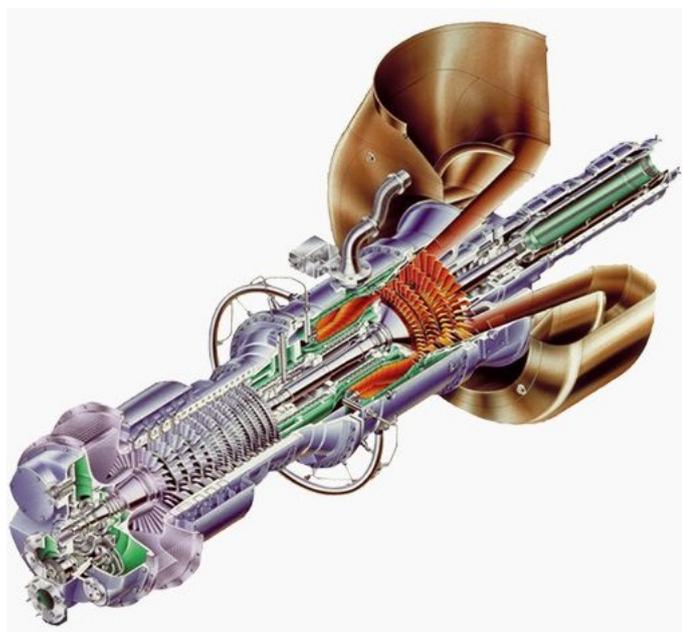


Figura 3.3: Turbina Solar Taurus 60.

Fonte: Solar Turbines.

3.2 Dados

3.2.1 Software iFIX

Todos os dados coletados, mostrados nas subseções em seguida, foram obtidos junto à Petrobras, através do software de automação industrial iFIX. Esse programa fornece dados em tempo real do monitoramento das condições de processo, sendo usado em conjunto com a instrumentação da planta na obtenção de dados de sensores e controladores instalados na área industrial.

3.2.2 Performance das Turbinas a Gás

Para possibilitar os cálculos e simulações previstos, inicialmente, foram coletados dados práticos das 10 turbinas Solar Taurus 60 em funcionamento na Estação de Compressão do Terminal de Cabiúnas, que utiliza esses equipamentos em ciclo aberto e operação com gás natural. A Tabela 2 traz os dados de operação e o estado das turbinas a gás monitoradas, sendo \dot{Q}_{comb} a vazão de gás combustível requerida para funcionamento, T_1 é a temperatura do ar de entrada, P_2 é pressão de saída do compressor, T_4 é a temperatura dos gases da combustão após passar pela turbina geradora, e finalmente T_5 que é a temperatura dos gases de exausto da máquina.

Tabela 2: Dados de Processo.

Turbina	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
\dot{Q}_{comb} [m^3/h]	Manutenção	Manutenção		624,54	1377,1	-79,92	1345,4	Manutenção	1359,3	1534,4
T_1 [$^{\circ}C$]			Parada	31,76	25,06	24,89	24,22		24,09	24,36
P_2 [kgf/cm^2]				9,48	8,64	8,06	8,88		8,83	9,42
T_4 [$^{\circ}C$]				742,84	741,16	738,51	744,87		749,55	762,62
T_5 [$^{\circ}C$]				512,19	561,34	565,76	550,84		563,24	565,83

Fonte: Elaboração Própria. Dados de PETROBRAS.

À época da coleta dos dados, algumas turbinas se encontravam em processo de manutenção, impossibilitando obter dados de funcionamento. Além disso, analisando os dados coletados para as turbinas em operação, percebe-se para algumas máquinas valores discrepantes e distantes da maioria, como no caso de uma vazão negativa de combustível na turbina F por exemplo. Esses erros podem ter sido provocados por falhas ocasionais e/ou anormais dos instrumentos de medição, ou da comunicação destes com o controlador lógico programável do iFIX. Fez-se necessário então, descartar os dados das turbinas que apresentassem inconsistências.

Porém, uma análise e dimensionamento do empreendimento de cogeração requer dados de funcionamento de todas as turbinas a gás, portanto, neste estudo, definiu-se

uma configuração de operação geral para as 10 máquinas, com base na média dos dados coerentes obtidos. A Tabela 3 apresenta essa configuração equivalente estabelecida.

Tabela 3: Configuração de Operação Equivalente para todas as Turbinas a Gás.

PARÂMETRO	VALOR
\dot{Q}_{comb} [m^3/h]	1404,05
T_1 [$^{\circ}C$]	24,43
P_2 [kgf/cm^2]	8,94
T_4 [$^{\circ}C$]	749,55
T_5 [$^{\circ}C$]	560,31

Fonte: Elaboração Própria.

Outra solução aventada foi utilizar os dados de exausto fornecido pelo fabricante das turbinas. Esses dados de saída, como vazão e temperatura dos gases, são calculados para operação em plena carga, nos padrões de referência. Essa hipótese todavia foi descartada devido ao receio de que essas condições de funcionamento não representassem de forma fidedigna o estado real de operação dos equipamentos, acarretando em uma inflação dos resultados, visto que, projetos de viabilidade de centrais de cogeração com base em turbinas a gás devem considerar o efeito das condições atmosféricas e de funcionamento em carga parcial sobre o desempenho das máquinas, pois, nestas condições, as alterações de desempenho podem ser bem significativas. GONZAGA [2009] destaca que uma boa previsão de operação desses equipamentos é essencial para avaliações técnicas e econômicas precisas, pois influenciam na eficiência, no desempenho e rendimento do ciclo como um todo, o que impacta diretamente na quantidade de calor disponível para reaproveitamento energético.

3.2.3 Utilidades Disponíveis

Água de Refrigeração

No Terminal de Cabiúnas alguns processos de transformação demandam controle de temperatura, seja aquecimento ou resfriamento. O processo de troca térmica para resfriamento é realizado em Torres de Refrigeração, existindo 4 delas em toda a base. A Tabela 4 apresenta as informações relativas a cada torre, entre elas, algumas de prioritário interesse, como vazão máxima de recirculação e a porcentagem dessa vazão já utilizada.

Tabela 4: Dados dos Sistemas de Resfriamento.

Variável Operacional	TR-51001	TR-512001	TR-512401	TR-512402
Fabricante	Alpina	Alpina	Alpina	Alpina
Tipo de Tiragem	Forçada	Induzida	Induzida	Induzida
Carga Térmica (kcal/h)	$16,8 \times 10^6$	$4,56 \times 10^6$	72×10^6	72×10^6
Capac. de Recirculação (m^3/h)	1.200	380	7.200	7.200
Capacidade Utilizada (m^3/h)	970	380	5.900	6.000
Porcentagem Utilizada	80,8%	100%	81,9%	83,3%
Vazão de Reposição (m^3/h)	12	5	45	45
Perdas por Arraste (m^3/h)	2,4	0,38	0,72	0,72
Perdas por Evaporação (m^3/h)	26,16	3,61	110,88	110,88
Temp. de Água Fria ($^{\circ}C$)	31	30	31	31
Temp. de Água Quente ($^{\circ}C$)	41	37	41	41

Fonte: Elaboração Própria. Dados de PETROBRAS.

Água de Processo

Outra utilidade produzida no APCAB é a Água de Processo, também conhecida como água desmineralizada. O objetivo de se utilizar essa água é evitar que o emprego de água bruta cause uma série de problemas e prejuízos, como formação de incrustações e processos corrosivos nos equipamentos.

Esse fluido é produzido na Estação de Tratamento de Água (ETA), que possui uma capacidade de produção de $2 m^3/h$, sendo a demanda atual de aproximadamente 50% do volume produzido.

3.3 Projeto Proposto

No presente estudo são propostas e discutidas alternativas baseadas em sistemas de ciclo combinado, onde o conjunto a gás opera associado à caldeira de recuperação e turbina a vapor, para o aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas a gás da estação de compressão. Para a construção desse projeto de cogeração é preciso definir alguns parâmetros técnicos e adotar algumas premissas de operação para o esquema proposto.

3.3.1 Configuração

A combinação de turbinas a gás com turbinas a vapor em centrais de cogeração pode ser realizada de várias maneiras, resultando em diferentes esquemas térmicos, equipamentos empregados e características básicas de operação, fatores estes determinantes na definição de características energéticas, econômicas e ecológicas da instalação BRANCO [2005].

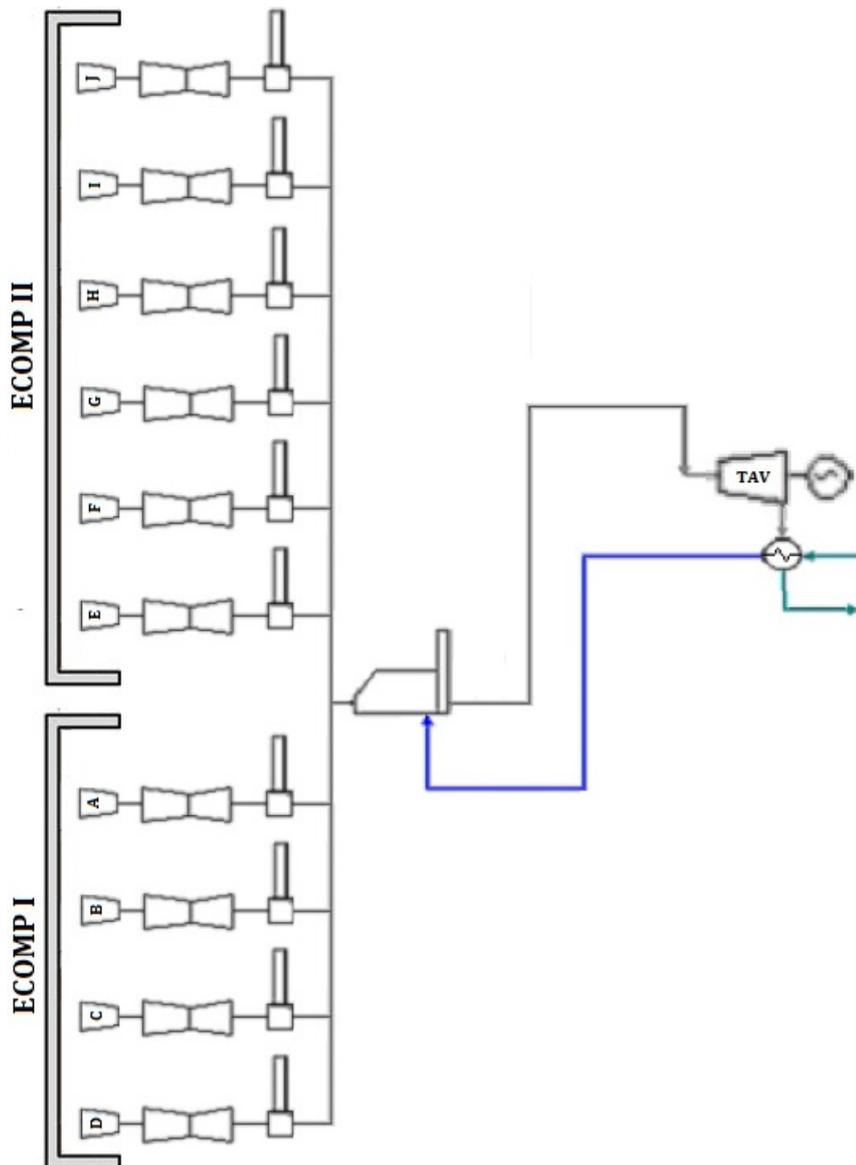


Figura 3.4: Esquema do Projeto Proposto.

Fonte: Elaboração Própria.

Neste projeto, cujo o esboço é demonstrado na Figura 3.4, é considerada a utilização de um único recuperador de calor, com um nível de pressão. Os gases de exausto de todas as turbinas a gás em operação são imediatamente direcionados ao mesmo. O vapor gerado por esse recuperador será então utilizado para alimentar um turbogerador a vapor instalado para a geração de energia elétrica. A seguir o vapor é condensado no permutador resfriado a água, onde então o condensado formado é bombeado para o HRSG, completando o ciclo.

3.3.2 Definição de Premissas

Na definição de parâmetros do Ciclo Rankine é preciso investigar maneiras de modificar este ciclo básico de potência de forma a ampliar sua eficiência térmica, aumentando o potencial de geração de energia elétrica e melhor aproveitando a energia disponibilizada pelo ciclo primário. Porém, é preciso levar também em consideração algumas características econômicas e tecnológicas, de modo a elaborar um projeto fisicamente possível.

Levando em conta esses dois aspectos, foram estabelecidos os seguintes parâmetros e restrições para o ciclo:

- Caldeira de Recuperação de Calor
 - Na caldeira de recuperação é fundamental a verificação da restrição associada ao Approach do Super Aquecedor, Approach do Economizador e o Pinch Point, pois como já citado, com valores menores é possível uma melhor recuperação de calor, mas em contra partida é necessário uma área de troca térmica muito maior, o que gera impactos econômicos significativos no valor do projeto. Portanto, para uma análise conservativa do ciclo combinado serão utilizados os valores de 30, 17 e 10 °C, respectivamente, tendo como base a Tabela 1 consultada de BRANCO [2005],
 - A demanda de água do processo será suprida pela água filtrada produzida no TECAB, estando essa limitada a 1 m^3 por hora;
 - De modo a aproximar a operação desse equipamento o mais próximo do real possível, foi estipulado que o vapor consegue recuperar 98% da energia cedida pelos gases na caldeira de recuperação ($\varepsilon_{Caldeira}$), sendo o restante perdido para o meio na forma de calor. São recomendados para essa eficiência valores entre 98% e 99% GOMES [2001];
 - A perda de pressão ao longo deste equipamento deve ser desconsiderada;
- Condensador
 - O sistema de resfriamento utilizado no condensador será limitado pela capacidade existente no Terminal. Essa capacidade, calculada de acordo com os dados da Tabela 4, é de 2.730 m^3 por hora de água de resfriamento. Essa premissa foi adotada por critérios econômicos, utilizar o sistema de resfriamento já existente no Terminal que consta com capacidade ociosa, evita dispêndios com todo um novo sistema de resfriamento, tornando o projeto de cogeração mais barato, logo com uma provável maior viabilidade;

- Turbina a Vapor

- O turbogerador a vapor será do tipo condensante, pois não há a necessidade de extração de energia térmica, podendo todo o vapor produzido ser utilizado para a produção de energia elétrica;
- A pressão de saída da turbina a vapor será a menor possível, definida com base na temperatura da água de resfriamento, conforme Equação 1:

$$P_{cond} = P_{sat}(T_{resf} + 10) \quad (1)$$

esse valor maior de 10 °C foi empregado para possibilitar uma transferência de calor efetiva no condensador. A adoção dessa medida está diretamente ligada ao aumento de eficiência do ciclo, dado que uma redução da pressão na seção de descarga correspondente a uma diminuição da temperatura média na qual o calor é rejeitado no condensador, contribuindo para aumentar o rendimento. Entretanto, existe um limite inferior para a pressão dentro do condensador: ela não pode ser mais baixa que a pressão de saturação correspondente à temperatura do meio de resfriamento ÇENGEL and BOLES [2013];

- A capacidade do turbogerador a vapor condensante será definida de forma a consumir toda geração de vapor nos HRSG;
- O título do vapor na saída da turbina não deve ser inferior a 88-90%, em razão da possibilidade de erosão das palhetas, tanto do rotor como do estator nos últimos estágios, provocada pelo impacto de pequenas gotículas nas superfícies GUARINELO [2012];
- Eficiência do gerador da turbina a vapor igual a 96% GOMES [2001];

4 MODELAGEM COMPUTACIONAL

Este capítulo aborda os métodos de análise e simulação dos equipamentos necessários para o aproveitamento energético proposto, através do sistema de cogeração. Inicia-se pela modelagem do sistema existente que opera segundo o Ciclo Brayton, para em seguida efetuar a modelagem do subsistema de reaproveitamento dos resíduos gasosos, que por sua vez opera segundo o Ciclo de Rankine. Demonstram-se os volumes de controle, hipóteses e simplificações adotadas, bem como as leis físicas e matemáticas que formaram a estrutura de cálculos empregada no software *Engineering Equation Solver (EES)* para a obtenção dos resultados.

4.1 Engineering Equation Solver (EES)

O software *Engineering Equation Solver* é um programa geral de resolução de equações, que podem ser: algébricas, lineares e não-lineares, diferenciais ou complexas. A desenvolvedora do software F-CHART [2018] ressalta ainda que é possível fazer otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos de alta qualidade, simplificar análise de incertezas e fazer animações com uma interface simples e agradável ao usuário.

O software contém uma biblioteca embutida com várias funções matemáticas e propriedades termo-físicas para centenas de substâncias, que o torna muito útil no desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e na elaboração de simulações de projetos de P&D, nas quais deve-se resolver problemas que exigem consultas em tabelas de propriedades e domínio de técnicas de solução de equações F-CHART [2018]. Dessa forma, o EES permite que o usuário se concentre mais no projeto, criando e aperfeiçoando soluções, libertando-o das tarefas básicas de interpolar propriedades e resolver conjuntos de equações.

Com essa ferramenta é possível ainda gerar tabelas paramétricas para análise de sensibilidade e de limites operacionais de várias variáveis de interesse.

4.2 Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás

A informação a ser determinada ao final desta simulação é a quantidade de calor disponível para reaproveitamento térmico, logo, é necessário determinar a composição e a vazão mássica de exausto das turbinas a gás, tendo como base os dados de operação do ciclo termodinâmico.

A fim de atingir esse propósito, a modelagem do sistema será baseada (i) na compatibilidade de rotação, (ii) na conservação de massa e (iii) de energia entre todos os componentes do sistema. Além disso, serão admitidas nesta modelagem como hipóteses gerais:

- Operação em regime permanente, ou seja, não há variação temporal das variáveis;
- Energias cinética e potencial desprezíveis;

4.2.1 Turbina a Gás

A modelagem dos processos térmicos que ocorrem nesse equipamento será aproximada pelo Ciclo Padrão a Ar Brayton, conforme descrito na seção 2.2.1. A Figura 4.1, trás a representação esquemática dessa modelagem, mostrando, em preto, os dados cujo valor pretende-se obter com a simulação; e em vermelho os dados de entrada do sistema.

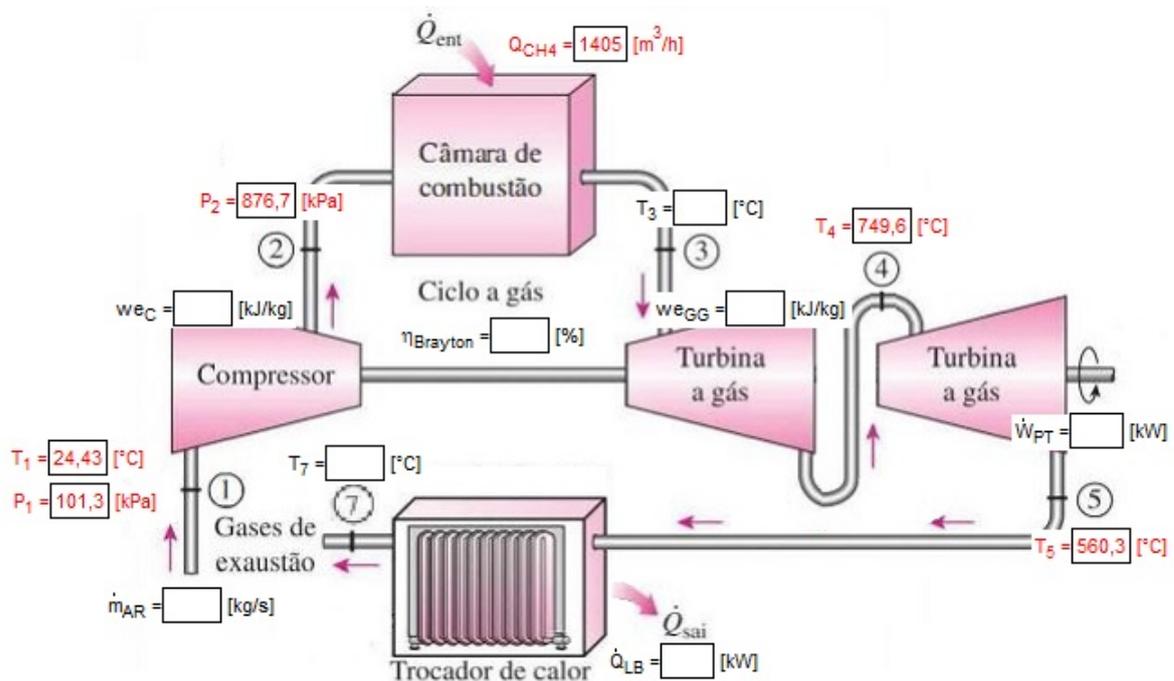


Figura 4.1: Diagrama da Simulação do Ciclo Brayton.

Fonte: ÇENGEL and BOLES [2013]. Modificado.

O fluido de trabalho percorrendo o ciclo é sempre o ar atmosférico. Para a obtenção de propriedades, considerou-se o comportamento ideal do fluido. Essa simplificação foi adotada devido ao número de propriedades conhecidas para definição do estado termodinâmico. Em alguns pontos, apenas a informação da temperatura ou pressão foi obtida, não atingindo o número mínimo de duas propriedades independentes para a definição do estado termodinâmico requerido pelo caso real. Na simulação com comportamento ideal, tem-se definido o estado termodinâmico, pois a entalpia de um gás ideal é uma função apenas da temperatura ÇENGEL and BOLES [2013].

Neste Ciclo Padrão a Ar, o fluido de trabalho passa por quatro processos internamente reversíveis, descritos a seguir:

Compressão (1 → 2)

O primeiro estágio do Ciclo é o processo compressão do ar, sendo o balanço energético ao longo do compressor dado por:

$$w_C = h_2 - h_1(T_1) \quad (2)$$

onde h_2 é calculado a partir da eficiência isentrópica do compressor, pela Equação 3:

$$\varepsilon_C = \frac{h_{2s}(P_2; s_1) - h_1(T_1)}{h_2 - h_1(T_1)} \quad (3)$$

em que s_1 é dado em função da Pressão (P_1) e Temperatura (T_1) de entrada.

Fornecimento de Calor (2 → 3)

O processo de combustão é modelado por um processo de adição de calor a pressão constante, a partir de uma fonte externa. O calor fornecido ao ciclo é o obtido através da queima do gás natural que entra na turbina a gás, que será considerado apenas como uma substância simples de Metano. As outras substâncias serão desconsideradas devido a baixa quantidade percentual presente na mistura.

O calor adicionado é então calculado pela Equação 4:

$$\dot{Q}_{HB} = \dot{m}_{comb} \times PCI_{CH_4} \quad (4)$$

onde, de acordo com MENDOZA [2007], o poder calorífico do Metano é de 49.890,84 kJ por quilo de substância.

No volume de controle da Câmara de Combustão é possível também calcular a massa de ar que circula pelo sistema através da Equação 5 abaixo:

$$\dot{Q}_{HB} = \dot{m}_{Ar} \times [h_3 - h_2] \quad (5)$$

sendo o estado 3 definido no próximo processo.

Expansão (3 → 4 → 5)

O processo de expansão é fracionado em duas etapas. Para o acionamento do compressor, o trabalho é produzido pela Turbina Geradora, conforme a Equação 6

$$w_{GG} = h_3 - h_4(T_4) \quad (6)$$

logo:

$$h_3 = h_4(T_4) + w_C \quad (7)$$

Na etapa posterior, os gases da combustão irão agora acionar a turbina de potência, gerando trabalho útil de acordo com a Equação 8:

$$\dot{W}_{PT} = \dot{m}_{Ar} \times [h_4(T_4) - h_5(T_5)] \quad (8)$$

Rejeição de Calor (5 → 1)

O processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor para o ar ambiente a pressão constante. A quantidade de energia rejeitada é definida por:

$$\dot{Q}_{LB} = \dot{m}_{Ar} \times [h_5(T_5) - h_7(T_7)] \quad (9)$$

sendo o estado 7 definido mais a frente no equacionamento do Recuperador de Calor.

A eficiência térmica do ciclo segundo as hipóteses do padrão a ar torna-se:

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{PT}}{\dot{Q}_{HB}} \quad (10)$$

4.3 Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor

Com a finalidade de aproveitar o potencial energético rejeitado pelo Ciclo Brayton anterior é modelado um Ciclo Rankine Simples como mostrado na Figura 2.3.

Descrito na seção 2.2.2 o Ciclo de Rankine Ideal consiste em quatro processos: fornecimento de calor a pressão constante, expansão isentrópica, rejeição de calor a pressão constante e compressão isentrópica executados em diferentes equipamentos, sendo necessária a modelagem de cada um individualmente. Dessa forma, na simulação a seguir são descritas as equações de balanço de massa e energia que descrevem o desempenho de cada componente do ciclo, sendo aplicadas as seguintes considerações gerais:

- Operação em regime permanente;
- Energia cinética e potencial desprezíveis;
- Calor específico constante;
- Processos adiabáticos em todos os equipamentos, exceto para os trocadores de calor para os quais um parâmetro de eficiência define a quantidade de calor transferida ao meio;

Como produto final dessa parte da simulação, é esperado obter os resultados considerados mais importantes na análise de sistemas térmicos de energia, tais como a potência gerada, o rendimento térmico do ciclo, a vazão mássica de vapor, a potência consumida

na bomba e as trocas de calor no gerador de vapor e no condensador.

4.3.1 Caldeira de Recuperação

Na simulação desse equipamento, os evaporadores, economizadores e superaquecedores serão modelados como trocadores de calor de contra corrente, sem mistura dos fluidos. De posse das temperaturas de T_{PP} (*Pinch Point*), T_{AS} (*Approach do Super Aquecedor*) e temperatura T_5 dos gases de exausto, realiza-se um balanço de energia no Volume de Controle I, conforme demonstrado na representação desse componente na Figura 4.2.

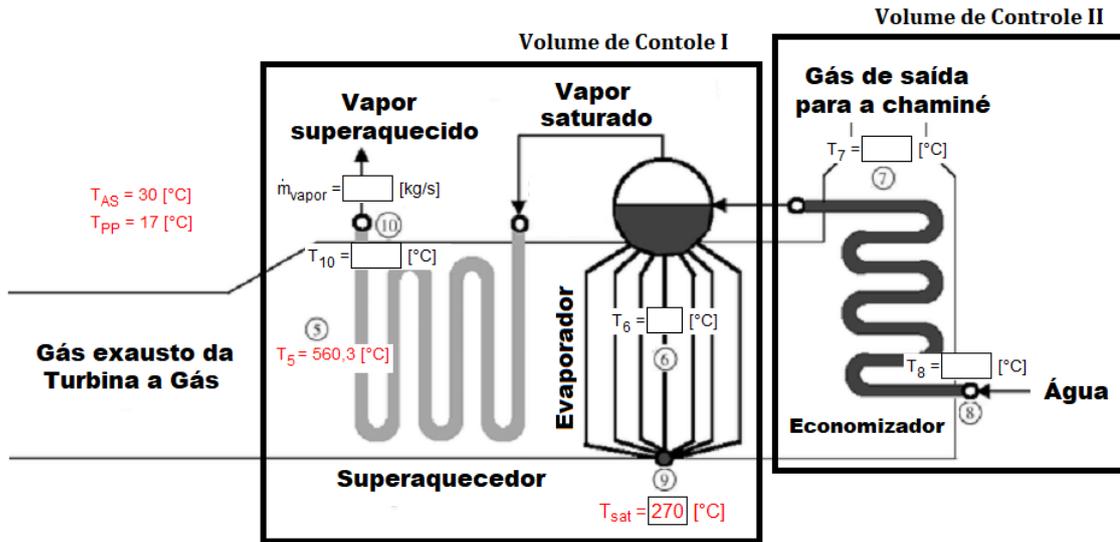


Figura 4.2: Diagrama da Simulação da Caldeira de Recuperação.

Fonte: BRANCO [2005]. Modificado.

Esse volume de controle compreende o ponto no evaporador no qual água entra no estado de saturação, até a saída da caldeira, já no estado de vapor. Com o balanço de energia é possível então determinar a quantidade de vapor passível de ser produzido conforme a Equação 11 a seguir:

$$\dot{m}_v = \frac{\varepsilon_{TC} \times \dot{m}_{Ar} \times [h_5(T_5) - h_6(T_6)]}{h_{10}(T_{10}; P_{10}) - h_9(T_9; P_9)} \quad (11)$$

onde:

T_6 é a temperatura dos gases no *Pinch Point* definida como $T_6 = T_9 + T_{PP}$

T_9 é a temperatura de saturação da água a pressão P_9 do vapor;

T_{10} é a temperatura de saída do vapor, definida como $T_{10} = T_5 - T_{AS}$

As entalpias do fluido de trabalho são obtidas em função de duas propriedades independentes quaisquer, como pressão e temperatura por exemplo, sendo para isto utilizada

a biblioteca do software EES.

Definido então a quantidade de água de alimentação, é possível calcular a temperatura dos gases na chaminé (Equação 12) com um novo balanço de energia no volume de controle II.

$$T_7 = T_6 - \frac{\dot{m}_v \times [h_9(T_9; P_9) - h_8]}{\varepsilon_{TC} \times \dot{m}_{Ar} \times Cp(Ar; T_6)} \quad (12)$$

A quantidade de calor recuperada do Ciclo Brayton pelo caldeira pode ser definida através da Equação 13:

$$\dot{Q}_{HR} = \dot{m}_v \times [h_{10}(T_{10}; P_{10}) - h_8] \quad (13)$$

4.3.2 Turbina a Vapor

Para o cálculo da quantidade de trabalho gerado na turbina a vapor e das condições de saída do mesmo da turbina, considera-se o rendimento isentrópico (ε_{TV}) da turbina a vapor, demonstrado na Equação 14

$$\varepsilon_{TV} = \frac{h_{10}(T_{10}; P_{10}) - h_{11}}{h_{10}(T_{10}; P_{10}) - h_{11s}(s_{10}; P_{11})} \quad (14)$$

e portanto a potência produzida pela turbina pode ser obtida pela Equação 15:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \times [h_{10}(T_{10}; P_{10}) - h_{11}] \quad (15)$$

4.3.3 Condensador

O calor rejeitado pelo ciclo é calculado através da Equação 16 seguinte:

$$\dot{Q}_{LR} = \dot{m}_v \times [h_{11} - h_{12}(x_{12}; P_{12})] \quad (16)$$

em que x_{12} é o título do vapor, que possui valor nulo nesse ponto, pois todo o vapor expandido na turbina é condensado.

A vazão de água de resfriamento demandada pelo condensador pode ser calculada pela Equação 17 a seguir:

$$\dot{m}_{refrig} = \frac{\dot{Q}_{LR}}{h_{14}(T_{14}; P_{14}) - h_{13}(T_{13}; P_{13})} \quad (17)$$

4.3.4 Bomba

A bomba da instalação é utilizada para o bombeamento do condensado que passa pela caldeira de recuperação. O trabalho de bombeamento e o estado do fluido na saída do equipamento são calculados a partir do volume específico e da pressão de saída requerida, como mostrado nas equações 18 e 19.

$$w_B = v_{12} \times [P_8 - P_{12}] \quad (18)$$

$$h_8 = h_{12}(x_{12}; P_{12}) + w_B \quad (19)$$

A Eficiência Térmica do Ciclo a Vapor mede a quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho na caldeira que é convertida em trabalho na TAV, sendo essa eficiência térmica calculada de acordo com a Equação 20:

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{HR}} \quad (20)$$

5 RESULTADOS

Baseado em todos os dados, considerações e formulações descritas nos capítulos anteriores, este capítulo tem por objetivo apresentar os resultados obtidos na simulação, assim como avaliá-los criteriosamente, de forma a identificar as melhores soluções de custo e eficiência do projeto.

5.1 Ciclo Brayton

O resultado final esperado para essa simulação é obter a quantidade de energia rejeitada através dos gases de saída das turbinas a gás, que poderá ser reaproveitada em um recuperador de calor para a produção de energia elétrica.

Conforme detalhado na Figura 5.1, que mostra os principais resultados obtidos com a simulação no programa, é possível verificar um volume de $16,76 \text{ kg/s}$ de massa de exausto para cada turbina a gás em operação, cuja composição é apenas ar atmosférico, a uma temperatura T_5 de $560,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Esse volume de gás consegue rejeitar ao Recuperador de Calor uma quantidade de energia \dot{Q}_{LB} de 6.693 kW .

Outros valores importantes obtidos com a simulação (Figura 5.1) são a quantidade de energia \dot{Q}_{HB} fornecida ao ciclo, com o valor de 12.979 kW e o trabalho líquido produzido pela turbina de potência, $\dot{W}_{PT} = 3573 \text{ kW}$, resultando em uma eficiência do Ciclo Brayton da ordem de $27,53\%$.

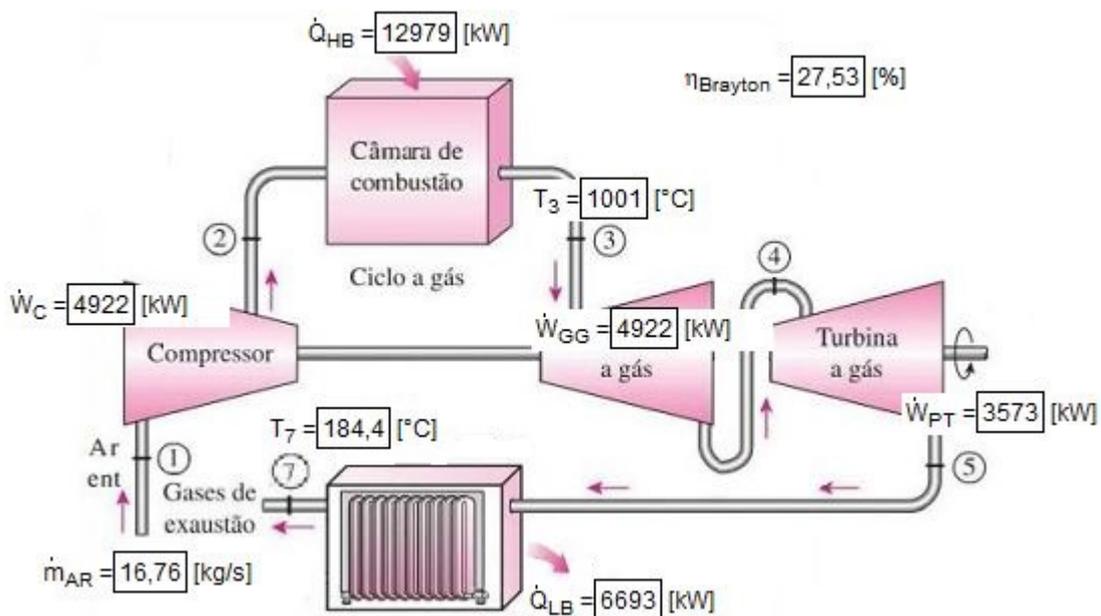


Figura 5.1: Resultados da Simulação - Ciclo Brayton

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

Através do software foi possível ainda elaborar o diagrama T-s do ciclo, demonstrado na Figura 5.2.

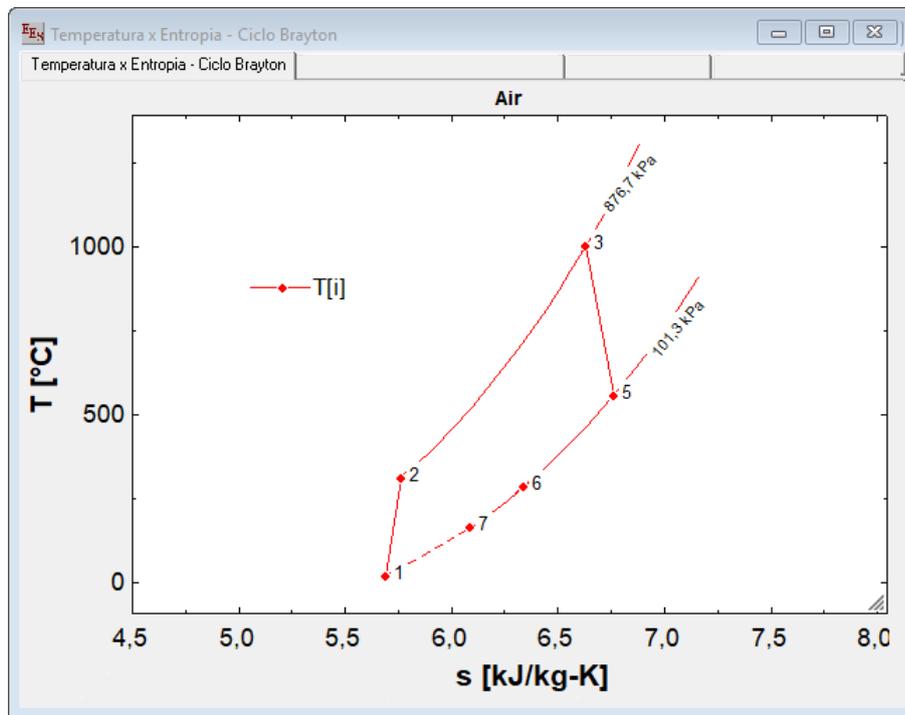


Figura 5.2: Gráfico Temperatura x Entropia do Ciclo Brayton

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

5.2 Ciclo Combinado

Com a simulação do Ciclo Rankine foi possível elaborar o gráfico mostrado na Figura 5.3, utilizado para definir a pressão de operação do ciclo a vapor, que, respeitando as premissas adotadas, traria o maior ganho de eficiência térmica e conseqüentemente geração de energia elétrica. O gráfico foi construído variando-se a pressão de operação da caldeira de 4 MPa à 12 MPa, utilizando a tabela paramétrica do EES. Aumentar a pressão de operação da caldeira eleva automaticamente a temperatura de ebulição o que, por sua vez, eleva a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor e, assim, eleva a eficiência térmica do Ciclo Rankine.

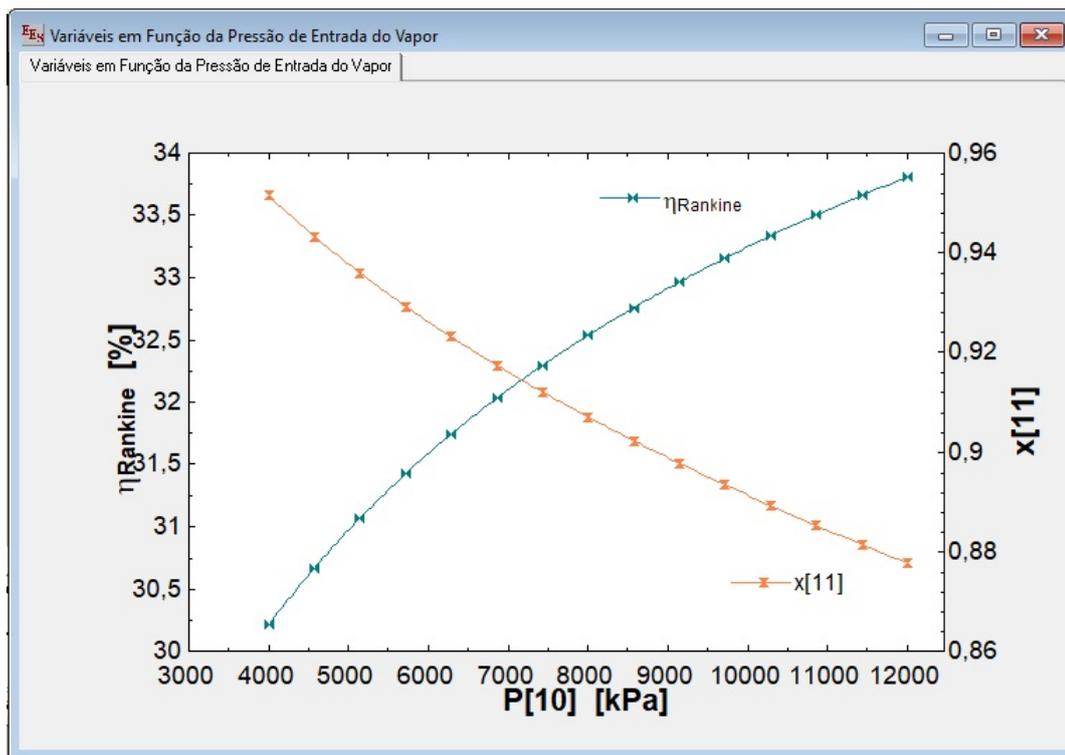


Figura 5.3: Variáveis em função da Pressão de Entrada do Vapor

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

Como pode ser visualizado no gráfico, a eficiência térmica aumenta de 30,21% para 33,81% como resultado da elevação da pressão na caldeira, mantendo fixa a temperatura de entrada do vapor na turbina. Ao mesmo tempo, porém, o título do vapor diminui de 95,15% para 87,76%; em outras palavras, o conteúdo de umidade aumenta de 4,85% para 12,24%. Assim, de modo a não ultrapassar a premissa adotada, que fixa o limite máximo de 10% de umidade no vapor, a pressão de operação do ciclo fica definida em 8,5 MPa.

Uma outra solução aplicada pela literatura para tirar vantagem da elevada eficiência decorrente de uma alta pressão na caldeira sem ocorrer em umidade excessiva nos últimos estágios da turbina é expandir o vapor em dois estágios, e reaquecê-lo entre eles, ou seja, modificar o ciclo de Rankine ideal com um processo de reaquecimento.

Nesse caso de cogeração porém, essa não é uma solução prática para o problema, dado que as temperaturas de reaquecimento são muito próximas ou iguais à temperatura de entrada da turbina, a uma pressão de cerca de um quarto da pressão máxima do ciclo, logo teria de se deixar de produzir vapor a alta pressão para que parte do calor fornecido pelas turbinas a gás seja utilizado no reaquecimento da menor parcela de vapor produzida. Dessa forma, esse esquema não se mostra viável, pois geraria uma quantidade menor de trabalho no ciclo.

Outra premissa adotada, que limita o potencial de geração, é quanto ao volume de água utilizado pelo condensador para a refrigeração do vapor. A tabela mostrada na

figura 5.4 gerada via software EES, mostra a quantidade de água necessária no sistema para cada número de turbinas a gás em operação. Como estabelecido, o volume de água não pode ultrapassar o disponibilizado pelo sistema já existente no Terminal, o que restringe o sistema de cogeração a recuperar o exausto de no máximo 7 turbinas a gás.

Número de Turbinas em Funcionamento	1	2	3	4	5
	n	\dot{m}_{vapor} [kg/s]	\dot{Q}_{HR} [kW]	\dot{Q}_{LR} [kW]	\dot{Q}_{refrig} [m ³ /h]
Run 1	10	20,3	65894	43602	3777
Run 2	9	18,27	59305	39242	3399
Run 3	8	16,24	52716	34882	3021
Run 4	7	14,21	46126	30521	2644
Run 5	6	12,18	39537	26161	2266
Run 6	5	10,15	32947	21801	1888
Run 7	4	8,119	26358	17441	1511
Run 8	3	6,089	19768	13081	1133
Run 9	2	4,059	13179	8720	755,3
Run 10	1	2,03	6589	4360	377,7

Figura 5.4: Volume de Água de Refrigeração.

Fonte: Elaboração Própria.

A Figura 5.5 demonstra os resultados obtidos no Recuperador de Calor, dispositivo que faz integração com o Ciclo Brayton, para um total de 7 turbinas a gás em operação.

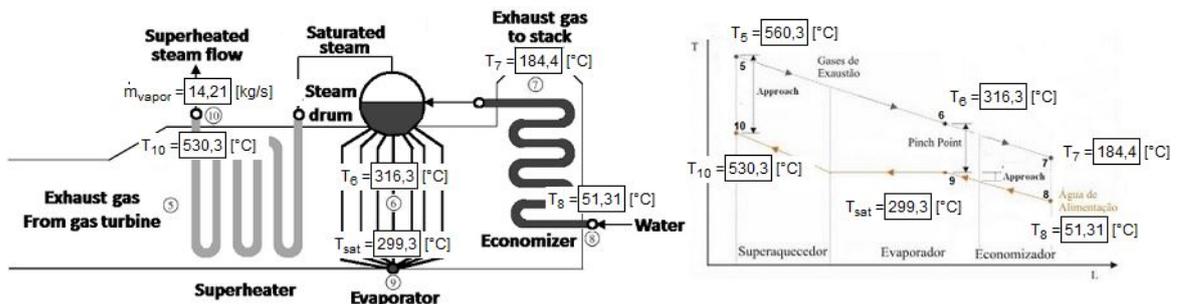


Figura 5.5: Esquema e Diagrama Energético do Sistema de Troca Térmica

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

No diagrama energético à esquerda é possível ver a evolução das temperaturas do exausto da turbina a gás e do vapor ao longo do recuperador. Os gases de saída da turbina entram com uma temperatura de 560,3 °C e saem a uma temperatura de chaminé T_7 no valor de 184,4 °C. Já água de alimentação entra a uma temperatura de 51,31 °C e deixa

o equipamento no estado de vapor a 530,3 °C.

A energia recuperada na caldeira atinge o valor de 46.126 kW, valor um pouco menor que a energia liberada pelo Ciclo a Gás, devido a premissa de que parte do calor no recuperador é perdido ao ambiente. Com essa energia é possível produzir um fluxo de 14,21 kg/s de vapor superaquecido, que serão utilizados na alimentação da turbina a vapor.

O vapor superaquecido entra na turbina, onde é expandido, gerando 15,73 MW de potência para acionamento do gerador elétrico. Após, deixa a turbina a vapor a um limite de pressão de 12,98 kPa (Figura 5.6). Esse valor de pressão foi calculado devido a temperatura do sistema de resfriamento estar entre 31 e 41 °C. Como foi estabelecido nas restrições do sistema, uma diferença de temperatura de 10 °C entre o condensado e água de resfriamento é necessária no condensador para uma transferência de calor efetiva, o que implica em uma pressão no condensador de 12,98 kPa, que é a pressão de saturação a 51 °C.

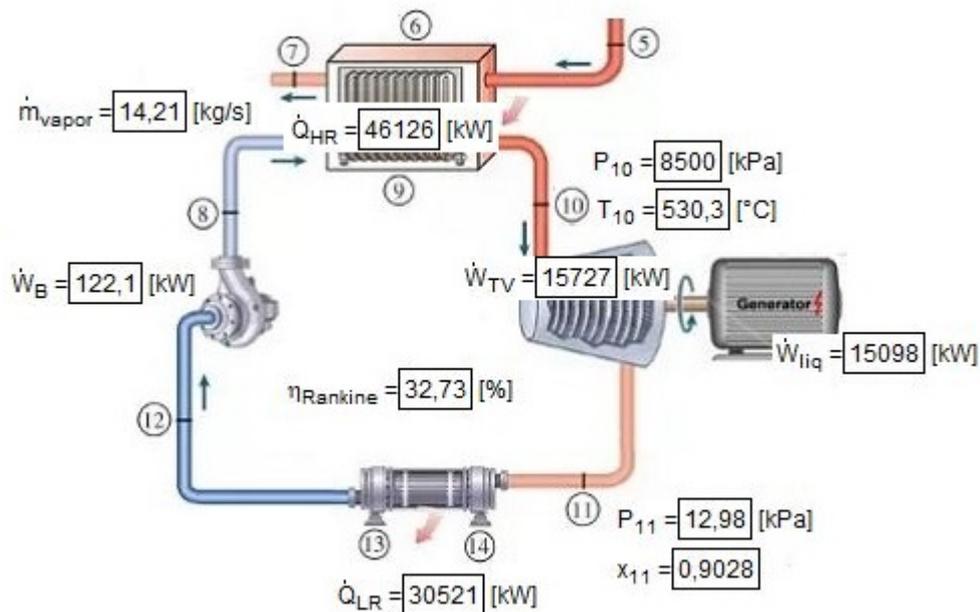


Figura 5.6: Diagrama Esquemático do Ciclo Rankine Proposto

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

No gerador, toda a potência mecânica fornecida pela turbina a vapor é transformada em energia elétrica, um potencial líquido de 15 MW de energia. Esse valor, porém, como ressaltado anteriormente se trata da recuperação dos gases de 7 turbinas a gás em operação. A tabela mostrada na figura 5.7 compila os principais resultados do Ciclo de Rankine para um número menor de turbinas em funcionamento.

Resultados de acordo com o número de Turbinas a Gás em funcionamento							
1..7	1	2	3	4	5	6	
	n	\dot{m}_{vapor} [kg/s]	\dot{W}_{TV} [kW]	\dot{W}_{liq} [kW]	\dot{W}_{B} [kW]	\dot{Q}_{refrig} [m ³ /h]	
Run 1	7	14,21	15727	15098	122,1	2644	
Run 2	6	12,18	13480	12941	104,7	2266	
Run 3	5	10,15	11233	10784	87,22	1888	
Run 4	4	8,119	8987	8627	69,77	1511	
Run 5	3	6,089	6740	6470	52,33	1133	
Run 6	2	4,059	4493	4314	34,89	755,3	
Run 7	1	2,03	2247	2157	17,44	377,7	

Figura 5.7: Potência Produzida de acordo com o número de Turbinas a Gás em Operação

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

O diagrama Temperatura vs Entropia correspondente ao Ciclo Rankine está representado na Figura 5.8 abaixo, com o intuito de apresentar os estados termodinâmicos do ciclo gerado.

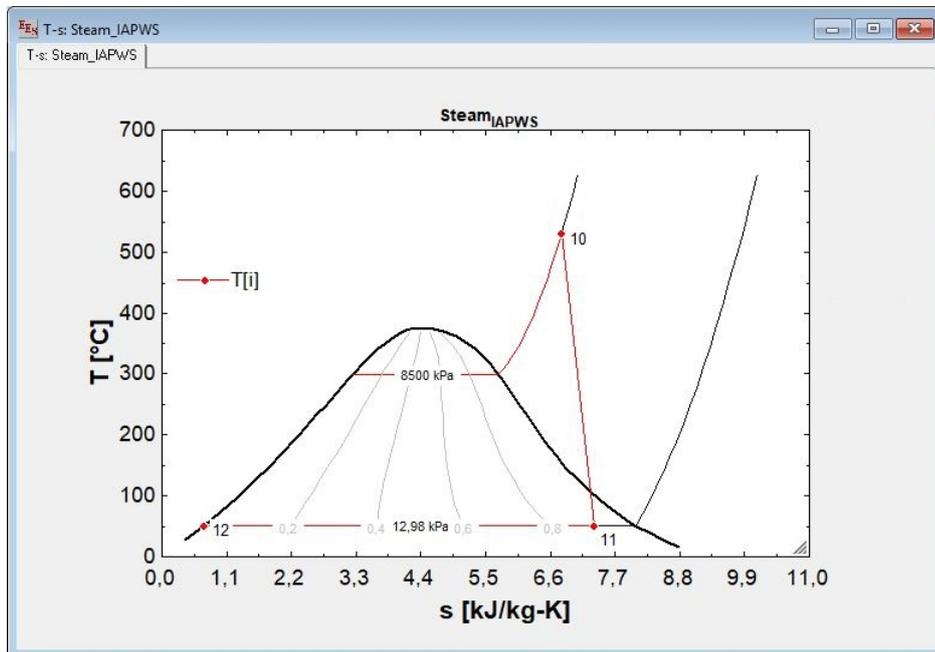


Figura 5.8: Diagrama T-s do Ciclo Rankine

Fonte: Elaboração Própria via Software EES.

Portanto, esse ciclo combinado converte em trabalho útil 44% da energia fornecida pelo gás natural na câmara de combustão. Esse valor é consideravelmente mais alto do que a eficiência térmica do ciclo da turbina a gás (27,53%) ou do ciclo da turbina a vapor (32,73%) operando isoladamente.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Síntese

A elaboração deste trabalho teve como preceito básico o desenvolvimento de um Projeto de Cogeração, operando em Ciclo Combinado, para a geração de energia elétrica a partir do descarte de todas as turbinas a gás instaladas na estação de compressão de Cabiúnas.

A metodologia proposta para o sistema de cogeração se mostrou apropriada e condizente com os objetivos do trabalho. Os resultados obtidos mostraram a possibilidade de se gerar uma grande quantidade de energia, pois, levando em consideração que em 2018, o consumo mensal médio de energia no Terminal Cabiúnas foi de 27.793 MWh, seria possível suprir até 39,11% da demanda mensal de energia elétrica da base com a implementação do projeto de cogeração.

Além de toda essa energia produzida, uma das principais motivações deste trabalho era um melhor aproveitamento da energia primária utilizada como combustível pelas turbinas a gás, nesse sentido, a planta apresentou um aumento de 16,48% na eficiência energética, chegando a atingir 44% de rendimento no ciclo combinado.

Obviamente houve alguns aspectos limitadores ao projeto, como por exemplo as simplificações impostas tais como: Ciclo Padrão a Ar, fluido de trabalho ideal e a adoção de uma configuração única de operação para as Turbinas a Gás. Apesar de totalmente baseadas na literatura e necessárias a simulação, essas aproximações podem afastar substancialmente o resultado obtido do valor real de operação do ciclo. Outro aspecto limitante, mas agora de caráter econômico e imposto propositalmente, foi a limitação do volume de água de resfriamento a capacidade ociosa existente no terminal, essa premissa restringiu consideravelmente o potencial de geração de energia elétrica, estando o sistema limitado a sete turbinas em funcionamento.

Ainda assim, pode-se inferir que, sob a perspectiva da análise energética, é bastante viável a implementação do Ciclo Combinado, dado os elevados ganhos de eficiência energética e volume de energia elétrica conseguidos com o projeto.

6.2 Trabalhos Futuros

Os assuntos apresentados a seguir ficam como sugestões para trabalhos futuros, e são destacados de maneira a complementar todas as análises necessárias à implantação do sistema de ciclo combinado, já que o presente estudo se dedicou à análise energética do empreendimento.

- Verificar a possibilidade de instalação do sistema proposto e de seus periféricos.

Essa verificação é de extrema importância e requer um estudo aprofundado, pois o espaço físico disponível no Terminal de Cabiúnas é bastante limitado e o projeto impreterivelmente deve se adaptar as unidades já existentes, tendo o mínimo possível de impacto e interferência no modo de operação do ativo.

- Analisar os efeitos da operação do sistema fora das condições de projeto, ou seja, em cargas parciais funcionando com o exausto de 3 a 7 máquinas, levando em conta ainda as peculiaridades do modo de atuação real dos equipamentos.

- Realizar o estudo econômico com o objetivo de analisar os custos e benefícios do projeto proposto, visto que, no desenvolvimento de um projeto industrial, a avaliação econômica desempenha um papel importante nas suas diversas fases. O estudo econômico proporciona quantificar os investimentos requeridos como: estimativas de custo de capital, despesas operacionais e rentabilidade para determinar a viabilidade do negócio.

REFERÊNCIAS

- G. C. ALMEIDA. **Metodologia para Avaliação do Desempenho de Câmaras de Combustão Tubo-Anulares de Turbinas a Gás Flex com base no Parâmetro de Carregamento do Combustor**. UFJF, 2016.
- ANEEL. **Energia no Brasil e no Mundo**. Disponível em: 26/11/2018, 2018.
- ANP. **Nota Técnica nº 09/2010-SCM - Gás Natural Não Convencional** . 2010.
- V. P. AVELLAR. **Modelagem do Regime Transitório de Turbinas a Gás Industriais para a Geração de Energia Elétrica**. PUC-RIO, 2010.
- T. M. BEZERRA. **Avaliação Exergética de uma Central Termelétrica em Ciclo Combinado de 532 MW Localizada no Nordeste do Brasil**. UFPE, 2010.
- G. B. BOFF. **A Questão Energética em Tempo de Crise Sistêmica: Um Estudo Exploratório da Revolução Americana de Gás de Xisto**. Centro Sócio-Econômico, UFSC, 2017.
- S. J. S. BORELLI. **Método para a Análise da Composição do Custo da Eletricidade gerada por Usinas Termelétricas em Ciclo Combinado a Gás Natural**. USP, 2005.
- F. P. BRANCO. **Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Gás Natural operando em Ciclo Aberto e Ciclo Combinado**. UNESP, 2005.
- British Petroleum. **Statistical Review of World Energy**. 67ª Edição, 2018.
- W. A. CARNEIRO. **Avaliação do Comportamento Dinâmico de Turbinas a Gás Aeroderivativas na Operação em Ciclo Combinado**. UNIFEI, 2007.
- CNI. **Estimativa dos Benefícios Econômicos e Sociais do Desenvolvimento da Exploração e Produção de Gás Natural em Terra no Brasil**. Disponível em: <<http://www.portaldaindustria.com.br/agenciacni/noticias/2017/10/6-vantagens-de-se-investir-na-exploracao-de-gas-em-terra-no-brasil/>>, Acesso em: 12/8/2018, 2017.
- EPE. **Compilação de Correlações de Custos de Equipamentos para Instalações Industriais de Gás Natural**. EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2018.
- M. A. B. ERNST. **Modelagem e Simulação de Sistemas de Geração de Energia para o Setor de Petróleo e Gás**. UNESP, 2004.
- SOFTWARE F-CHART. **Engineering Equation Solver**. Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/mastering-ees.php>>, Acesso em: 21/11/2018, 2018.

- C. M. GOMES. **Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado, com Cogeração de Vapor.** UNICAMP, 2001.
- R. R. GONZAGA. **Modelagem Computacional para Análise de Desempenho de Turbinas a Gás para Geração de Potência.** UNICAMP, 2009.
- F. F. GUARINELO. **Análise Termodinâmica de Ciclo Combinado Operando Fora das Condições de Projeto.** UNICAMP, 2012.
- IEA. **Energy Efficiency.** Disponível em: <<https://www.iea.org/efficiency2018/>>, Acesso em: 27/11/2018, 2018.
- C. B. LINS. **Exploração e produção do gás não convencional. Experiência Americana e os desafios para o Brasil.** Disponível em: Acesso em: 30/7/2018, 2015.
- J. A. MATELLI. **Sistemas Baseados em Conhecimento para Projeto de Plantas de Cogeração a Gás Natural.** UFSC, 2008.
- O. S. H. MENDOZA. **Livro de Termodinâmica.** Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos - UFU, 2007.
- MME. **Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural.** Disponível em: Acesso em: 03/8/2018, 2018a.
- MME. **Boletim Anual de Exploração e Produção de Petróleo e Gás Natural.** Disponível em: Acesso em: 03/8/2018, 2018b.
- T. MOGAWER. **Análise Técnica e Econômica para Seleção de Sistemas de Cogeração em Ciclo Combinado.** UNESP, 2005.
- S. MOKHATAB, W. POE, and J. MAK. **Handbook of Natural Gas Transmission and Processing.** Elsevier, 2006.
- J. R. S. MOREIRA. **Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética.** Grupo GEN - LTC, 2017.
- T. R. MOREIRA, L. VELOSO, and A. REGRA. **O Desafio do Gás Natural - O Problema da Segurança do Abastecimento.**
- E. MOUTINHO, M. T. WERNECK, G. C. ZAMALLOA, and L. D. VILLANUEVA. **Gás Natural: Estratégias para uma Energia Nova no Brasil.** Annablume, 2002.
- E. MOUTINHO, M. T. WERNECK, C. B. BARUFI, and P. L. POULALLION. **Gás natural: A Construção de uma Nova Civilização.** Revista de Estudos Avançados, USP, 2007.

- A. L. G. NOGUERA. **Otimização do Projeto de um Sistema Híbrido Diesel-Ciclo Orgânico Rankine (ORC)/Fotovoltaico**. UNIFEI, 2017.
- D. B. G. NÓBREGA. **Estudo de Alternativas para Implantação do Ciclo Combinado na Usina Termelétrica de Camaçari: Simulação Computacional utilizando o Software Thermoflow**. UFPE, 2008.
- R. G. PALOMINO. **Cogeração a partir do Gás Natural: Uma abordagem Política, Econômica, Energética, Exergética e Termoeconômica**. UNICAMP, 2004.
- A. F. PEREIRA. **Procedimento de Avaliação de Esforços Torcionais em Centrais Termelétricas que Operam em Ciclo Combinado Gás-Vapor**. UNIFEI, 2010.
- H. V. ROCHA. **Estudo geológico do potencial de exploração e produção de gás natural não convencional na bacia do Paraná: avaliação da viabilidade no abastecimento da usina termoelétrica de Uruguaiana (RS)**. Instituto de Energia e Ambiente, USP, 2016.
- L. S. SALES. **Viabilidade Técnico-Econômica de Sistemas de Cogeração para Atender a Demandas Elétricas, Térmicas e de Refrigeração em Aplicações de Pequeno e Médio Porte**. UNIFEI, 2008.
- W. G. SANTOS. **Processamento de Gás Natural**. Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis, 2010.
- F. J. R. SOUZA. **O Setor de Gás Natural no Mundo**. Biblioteca Digital da Câmara dos Deputados, 2010.
- N. A. F. SOUZA. **Análise Crítica de Rotas de Cominuição de Minério de Ferro Itabirítico sob a ótica de custos de Investimento e de Operação**. UFRJ, 2015.
- F. TOFOLI. **Análise do Comportamento de Grandezas e Parâmetros que determinam o dimensionamento de Turbomáquinas a Vapor**. UNESP, 2009.
- Y. A. ÇENGEL and M. A. BOLES. **Termodinâmica**. Editora AMGH, 7ª Edição, 2013.

APÊNDICE A – LOCAL DO PROJETO



Figura A.1: Estação de Compressão - Unidade I

Fonte: Petrobras.



Figura A.2: Estação de Compressão - Unidade II

Fonte: Petrobras.

APÊNDICE B – CÓDIGO COMPUTACIONAL

File:E:\EES - Projetos\Ciclo Combinado.EES

17/11/2018 15:56:42 Page 1

EES Ver. 9.214: #1522: Easy Engineering, <https://www.youtube.com/channel/UCjC8ulmve2QNRJXhDpk-L2A> Nr. :{xun} :H x vvsut:rfyq hi:n {w

"Desenvolvido por: Yago Santos Silva / Data da última modificação: 17/11/2018"

"*****"
"SISTEMA - 01 / Turbina Solar Taurus 60 / Ciclo Brayton" "(Software EES não é CASE SENSITIVE)"
"*****"

"----- Compressor de Ar -----"

"Dados de Entrada"

P[1] = 1,033 * 98,0665 "[kPa]"

"Pressão do ar na entrada do Compressor"

T[1] = 24,43 "[°C]"

"Temperatura do ar na entrada do Compressor"

P[2] = 8,94 * 98,0665 "[kPa]"

"Pressão do ar na saída do Compressor"

beta_C = 0,867

"Eficiência Isentrópica do Compressor"

h[1]=Enthalpy(Air;T=T[1]) "[kJ/kg]"

"Entalpia do ar na entrada do Compressor"

s[1]=Entropy(Air;T=T[1];P=P[1]) "[kJ/kg.K]"

"Entropia do ar na entrada do Compressor"

h_2s=Enthalpy(Air;P=P[2];s=s[1]) "[kJ/kg]"

"Entalpia Isentrópica do ar na saída do Compressor"

beta_C = (h_2s - h[1]) / (h[2] - h[1])

"Entalpia do ar na saída do Compressor"

T[2]=Temperature(Air;h=h[2]) "[°C]"

"Temperatura do ar na saída do Compressor"

s[2]=Entropy(Air;h=h[2];P=P[2]) "[kJ/kg.K]"

"Entropia do ar na saída do Compressor"

"Cálculo da vazão mássica de ar na entrada do Compressor"

Q_dot_HB = m_dot_AR * (h[3] - h[2]) "[kg/s]"

"Cálculo do Trabalho específico fornecido pelo Compressor"

we_C = h[2] - h[1] "[kJ/kg]"

"----- Câmara de Combustão -----"

"Dados de Entrada"

Q_CH4 = 1404,5 "[m^3/h]"

"Vazão Volumétrica de Combustível que entra na Turbina a Gás"

T_ref = 20 "[°C]"

"Temperatura nas Condições de Referência"

P_ref = 1,033 * 98,0665 "[kPa]"

"Pressão nas Condições de Referência"

rho_CH4=Density(CH4;T=T_ref;P=P_ref) "[kg/m^3]" "Densidade do Combustível nas Condições de Referência"

m_dot_comb = (Q_CH4/3600) * rho_CH4 "[kg/s]"

"Vazão Mássica de Combustível que entra na Turbina a Gás"

Q_dot_HB=49890,84 "[kJ/kg]" * m_dot_comb "[kW]"

"Energia fornecida pelo Combustível"

"----- Turbinas -----"

"Dados de Entrada"

T[4] = 749,55 "[°C]"

"Temperatura do Ar na entrada da Turbina de Potência"

T[5] = 560,31 "[°C]"

"Temperatura do Ar na saída da Turbina de Potência"

h[3] = we_GG + h[4] "[kJ/kg]"

"Entalpia do Ar na saída da Câmara de Combustão"

s[3]=Entropy(Air;h=h[3];P=P[2]) "[kJ/kg.K]"

"Entropia do ar na saída da Câmara de Combustão"

T[3]=Temperature(Air;h=h[3]) "[°C]"

"Temperatura do Ar na entrada da Turbina Geradora"

h[4]=Enthalpy(Air;T=T[4]) "[kJ/kg]"

"Entalpia do Ar na entrada da Turbina de Potência"

h[5]=Enthalpy(Air;T=T[5]) "[kJ/kg]"

"Entalpia do Ar na saída da Turbina de Potência"

s[5]=Entropy(Air;h=h[5];P=P[1]) "[kJ/kg.K]"

"Entropia do Ar na saída da Turbina de Potência"

"Cálculo do Trabalho Específico nas Turbinas"

we_GG = we_C "[kJ/kg]"

we_PT = h[4] - h[5] "[kJ/kg]"

"Cálculo da Eficiência do Ciclo Brayton "

Q_dot_LB = m_dot_AR * (h[5] - h[7]) "[kW]"

W_dot_PT = m_dot_AR * we_PT "[kW]"

W_dot_GG = m_dot_AR * we_GG "[kW]"

W_dot_C = m_dot_AR * we_C "[kW]"

eta_Brayton = (W_dot_PT / Q_dot_HB) * 100 "[%]"

"Desenvolvido por: Yago Santos Silva / Data da última modificação: 17/11/2018"
 "SISTEMA - 02 / Ciclo Rankine Proposto" "(Software EES não é CASE SENSITIVE)"

----- Recuperação do Calor -----

n = 1 "Número de Turbinas a Gás em Operação"
 T_PP = 17 "[°C]" "Pinch Point"
 T_AS = 30 "[°C]" "Approach do Super Aquecedor"
 T[10] = T[5] - T_AS "[°C]" "Temperatura do Vapor na saída da Caldeira"
 P[10] = 8500 "[kPa]" "Pressão do Vapor na entrada da Turbina a Vapor"
 T_sat = T_sat(Steam_IAPWS;P=P[10]) "[°C]" "Temperatura de saturação da Água"
 T[6] = T_sat + T_PP "[°C]" "Temperatura dos gases exausto no Pinch Point"
 beta_Caldeira = 0,98 "Eficiência da Caldeira"
 h[6]=Enthalpy(Air;T=T[6]) "[kJ/kg]" "Entalpia do Ar no Pinch Point"
 s[6]=Entropy(Air;h=h[6];P=P[1]) "[kJ/kg.K]" "Entropia do Ar no Pinch Point"
 h[7]=Enthalpy(Air;T=T[7]) "[kJ/kg]" "Entalpia do Ar na saída da Caldeira"
 s[7]=Entropy(Air;h=h[7];P=P[1]) "[kJ/kg.K]" "Entropia do Ar na saída da Caldeira"
 h[10]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[10];P=P[10]) "[kJ/kg]" "Entalpia do vapor na saída da Caldeira"
 x[9] = 0 "Título do vapor no início da Saturação"
 h[9]=Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[10];x=x[9]) "[kJ/kg]" "Entalpia do vapor no início da Saturação"

"Cálculo da vazão mássica de Vapor - Volume de Controle 1"
 $m_dot_vapor * (h[10] - h[9]) = beta_Caldeira * n * m_dot_AR * (h[5] - h[6])$ "[kg/s]"

"Cálculo da temperatura de Chaminé - Volume de Controle 2"
 $m_dot_vapor * (h[9] - h[8]) = beta_Caldeira * n * m_dot_AR * Cp(Air;T=T[6]) * (T[6] - T[7])$ "[°C]"

"Calor Recuperado"
 $Q_dot_HR = m_dot_vapor * (h[10] - h[8])$ "[kW]"

----- Turbina a Vapor -----

s[10]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[10];P=P[10]) "[kJ/kg.K]" "Entropia do vapor na entrada da Turbina"
 x[10]=Quality(Steam_IAPWS;T=T[10];h=h[10]) "Título do vapor na entrada da Turbina"
 beta_TV = 0,86 "Eficiência Isentrópica da Turbina a Vapor"
 beta_ger = 0,96 "Eficiência do Gerador Elétrico"
 P[11] = P_sat(Steam_IAPWS;T=T[11]) "Pressão do vapor na saída da Turbina"
 h_11s=Enthalpy(Steam_IAPWS;s=s[10];P=P[11]) "[kJ/kg]" "Entalpia isentrópica do vapor na saída da Turbina"
 beta_TV = (h[10] - h[11]) / (h[10] - h_11s) "Entalpia do vapor na saída da Turbina"
 s[11]=Entropy(Steam_IAPWS;h=h[11];P=P[11]) "[kJ/kg.K]" "Entropia do vapor na saída da Turbina"
 x[11]=Quality(Steam_IAPWS;P=P[11];h=h[11]) "Título do vapor na saída da Turbina"
 T[11]= T[14] + 10 "[°C]" "Temperatura do vapor na saída da Turbina"

"Cálculo do Trabalho na Turbina a Vapor"
 $W_dot_TV = m_dot_vapor * (h[10] - h[11])$ "[kW]"

"Cálculo do Trabalho na Líquido gerado pelo sistema"
 $W_dot_liq = beta_ger * W_dot_TV$

----- Condensador -----

T[12] = T_sat(Steam_IAPWS;P=P[11]) "[°C]" "Temperatura da Água na saída do Condensador"
 x[12] = 0 "Temperatura do Vapor na saída do Condensador"
 h[12]=Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[11];x=x[12]) "Entalpia da Água na saída do Condensador"
 v[12]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[12];x=x[12]) "Volume Especifico da Água na saída do Condensador"
 s[12]=Entropy(Steam_IAPWS;P=P[11];x=x[12]) "Entropia da Água na saída do Condensador"
 T[13] = 31 "[°C]" "Temperatura inicial da Água de Refrigeração"
 T[14] = 41 "[°C]" "Temperatura final da Água de Refrigeração"
 h[13]=Enthalpy(Water;T=T[13];P=P_ref) "Entalpia da Água de Refrigeração na entrada do condensador"
 h[14]=Enthalpy(Water;T=T[14];P=P_ref) "Entalpia da Água de Refrigeração na saída do condensador"

$Q_dot_LR = m_dot_vapor * (h[11] - h[12])$ "Calor Rejeitado pelo Ciclo Rankine"

$Q_dot_LR = m_dot_refrig * (h[14] - h[13])$ "[kg/s]" "Vazão mássica de Água de Refrigeração"
 $\rho_{H2O} = \text{Density}(\text{Water}; T = (T[13] + T[14])/2; P = P_ref)$ "[kg/m^3]" "Densidade da Água de Refrigeração (Pressão de Referência)"
 $Q_dot_refrig = (m_dot_refrig / \rho_{H2O}) * 3600$ "[m^3/h]" "Vazão volumétrica de Água de Refrigeração"

"----- Bomba de Alimentação da Caldeira -----"

$w_{e_B} = v[12] * (P[10] - P[11])$ "[kJ/kg]" "Trabalho específico fornecido na bomba"
 $h[8] = h[12] + w_{e_B}$ "[kJ/kg]" "Entalpia na saída da bomba"
 $T[8] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P = P[10]; h = h[8])$ "[°C]" "Temperatura da Água na entrada da Caldeira"
 $s[8] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P = P[10]; h = h[8])$
 $W_dot_B = m_dot_vapor * v[12] * (P[10] - P[11])$ "[kW]" "Trabalho fornecido na bomba"

"Cálculo da Eficiência do Ciclo Rankine"

$\eta_{Rankine} = (W_dot_liq / Q_dot_HR) * 100$ "[%]"

"Cálculo da Eficiência do Ciclo Combinado"

$\eta_{CicloCombinado} = ((W_dot_liq + W_dot_PT - W_dot_B) / Q_dot_HB) * 100$ "[%]"

APÊNDICE C – INDÚSTRIA DO GÁS NATURAL

Importância do Gás Natural

Nos últimos anos o gás natural vem adquirindo um papel de destaque no suprimento mundial de energia. Com demonstração comprovada de suas vantagens energéticas em inúmeras aplicações econômicas e com benefícios que veem sendo permanente ampliados com a criação de novas tecnologias de utilização, o energético elevou sua participação na demanda global de energia primária para um recorde de 23,4% em 2017, como pode ser visto no gráfico da British Petroleum [2018], em seu relatório anual *Statistical Review of World Energy*, que exibe o histórico da quantidade de energia consumida por cada tipo de fonte em barril de petróleo equivalente, e a porcentagem que isso representa no consumo global.

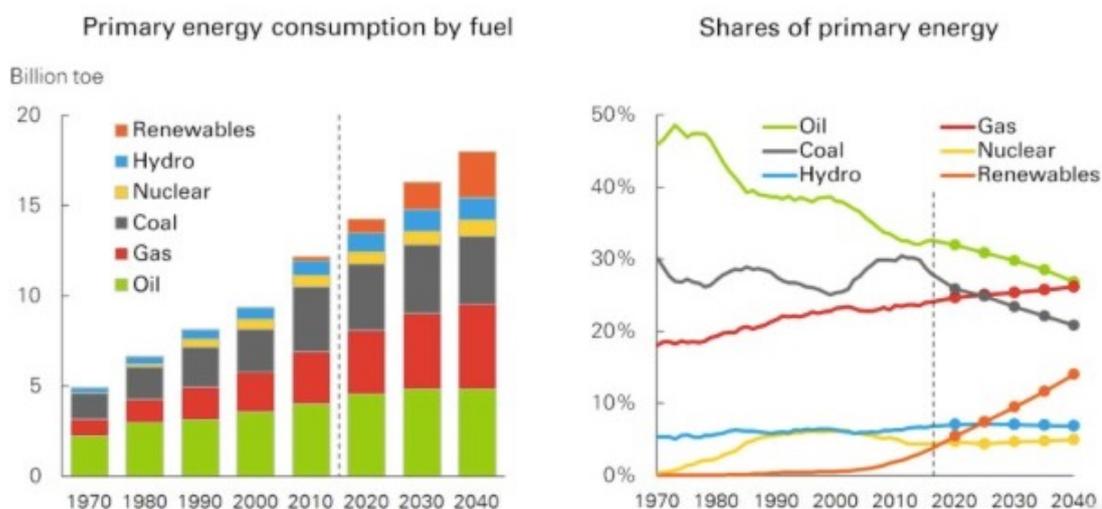


Figura C.3: Distribuição do consumo de energia mundial por combustível

Fonte: British Petroleum [2018].

Em *Gás natural: A Construção de uma Nova Civilização* publicado por MOUTINHO et al. [2007] na Revista de Estudos Avançados da USP, discute-se o papel do gás natural no Brasil e no mundo, sugerindo que a humanidade está no caminho de construir o que se pode chamar de "Civilização do gás". Partindo de um breve panorama da realidade energética internacional, comparando vários cenários de instituições de reconhecida competência, que procuram descrever possibilidades para o futuro energético do planeta, os autores apontam uma série de tendências, sendo a principal delas o papel crescente que o gás natural deverá ocupar na matriz energética do planeta nos próximos vinte a cinquenta anos. Em todas as perspectivas de futuro analisadas, o combustível apresentará um crescimento de consumo bem maior do que o petróleo, o carvão e o consumo total de energia primária.

Apenas como exemplo: entre 1973 e 2017, a produção mundial do gás quase triplicou, ao passar de 1,224 para 3,613 bilhões de metros cúbicos, segundo o estudo *Key World Energy Statistics*, publicado pela *International Energy Agency (IEA)* em 2018. Acompanhando a evolução global, a taxa de crescimento no Brasil foi ainda mais expressiva, no mesmo período a produção aumentou de 0,2 para 27,5 bilhões de metros cúbicos. Ainda assim, a participação atual, de 12,9%, coloca o gás natural na terceira posição na matriz energética nacional.

Adicionalmente, SOUZA [2010], em uma análise técnica realizada pela Consultoria Legislativa, busca apontar os principais fatores para o favorecimento do gás natural em detrimento de seus principais concorrentes. De um lado, o gás natural deve permanecer com preços inferiores aos do petróleo. De outro, as crescentes pressões em favor do combate às mudanças climáticas vão estimular o crescimento da participação no mercado de combustíveis que emitam menos gases de efeito estufa, conclui. De fato, o IEA projeta um *spread* - relação de preço entre o petróleo bruto e o gás natural - em torno de 3,2 até meados de 2040. Como se trata de fontes de energia competitivas, esta, pode então, ser uma grande vantagem do commodity no ganho de mercado.

Com relação aos aspectos ambientais, o gás natural é o combustível fóssil menos poluente e mais eficiente. Os dois principais motivos para essa consideração são: se trata de um combustível de queima total, ou seja, sua combustão não produz cinzas ou resíduos; e pelo fato de que os produtos de sua combustão são menos desfavoráveis ao ambiente do que os outros combustíveis fósseis tradicionais. Para se ter uma ideia, a quantidade de dióxido de carbono por unidade de energia gerada, chega a ser 20% menor com a queima do gás natural do que com o óleo combustível e alcança quase 40% menos com relação a combustíveis sólidos como carvão.

Outra grande vantagem do gás natural está na sua versatilidade de utilização. Em MOUTINHO et al. [2002], descreve-se em detalhes os melhores usos e as principais vantagens de se utilizar o gás natural em diversos segmentos da atividade econômica, incluindo a indústria, o comércio, o setor residencial e o de transporte, bem como o próprio setor energético, que pode utilizar o gás como um combustível primário para seus processos de transformação. Além disso, o gás natural pode ser usado como matéria-prima da indústria química, sendo usado na fabricação de produtos com muito maior valor agregado como plásticos e lubrificantes.

Ademais, dada essa perspectiva de desenvolvimento da indústria de gás natural, uma questão pertinente a ser levantada é o debate sobre a capacidade de oferta para o atendimento à crescente demanda e os meios de garantir o abastecimento deste energético, de modo que o mesmo não se constitua em um empecilho à geração de energia elétrica e à diversificação da matriz energética. Este problema, pelo menos a nível nacional, foi examinado por MOREIRA et al., especialistas da Agência Nacional do Petróleo, Gás Na-

tural e Biocombustíveis (ANP), no artigo *O Desafio do Gás Natural - O Problema da Segurança do Abastecimento*, que dentre as importantes sugestões definidas pelos autores, uma se faz imprescindível ao setor gasífero brasileiro, que é a definição da política regulatória do setor. Tendo diretrizes estabelecidas, é possível garantir, principalmente, a diversificação da oferta, maior liquidez e competitividade nas contratações do gás e acesso isonômico dos agentes às informações relativas aos diversos segmentos da cadeia produtiva. Estes fundamentos são imprescindíveis para a eficiente organização do mercado, preservar a segurança energética relacionada ao suprimento de gás natural, e assegurar o devido investimento necessário ao setor.

Especificidades Técnicas do Produto

O gás natural é definido como uma mistura de hidrocarbonetos leves, de origem fóssil, que permanece no estado gasoso sob pressão e temperatura atmosférica. É encontrado na natureza em acumulações de rochas porosas, no subsolo terrestre ou marítimo. Quanto a composição, é formado por uma cadeia de hidrocarbonetos, sendo o seu principal componente o metano (CH_4). No restante de sua composição há pequenas parcelas de etano (C_2H_6), propano (C_3H_8) e outros hidrocarbonetos de maior peso molecular. Além dos hidrocarbonetos, outros componentes fazem parte da composição do gás natural bruto, como mostrado na tabela abaixo. A Tabela 5 traz também a porcentagem em volume de cada componente.

Tabela 5: Composição típica do gás natural

Fórmula	Abreviatura	Nome	Composição (%Vol)
CH_4	(C1)	Metano	> 85
C_2H_6	(C2)	Etano	3 - 8
C_3H_8	(C3)	Propano	1 - 2
C_4H_{10}	(C4)	Butano	< 1
C_5H_{12}	(C5)	Pentano	< 1
N_2	-	Nitrogênio	1 - 5
CO_2	-	Dióxido de Carbono	1 - 2
H_2S	-	Ácido Sulfídrico	< 1
He	-	Hélio	< 0,5

Fonte: MOKHATAB et al. [2006].

A quantidade de cada componente pode variar percentualmente de campo para campo, devido ao tipo de matéria orgânica que lhe deu origem, aos processos naturais a que foi submetido ou pelo fato de estar ou não associado ao óleo.

O gás natural é classificado ainda como do tipo convencional - onde suas reservas podem estar associadas ou não a depósitos petrolíferos ou do tipo não convencional.

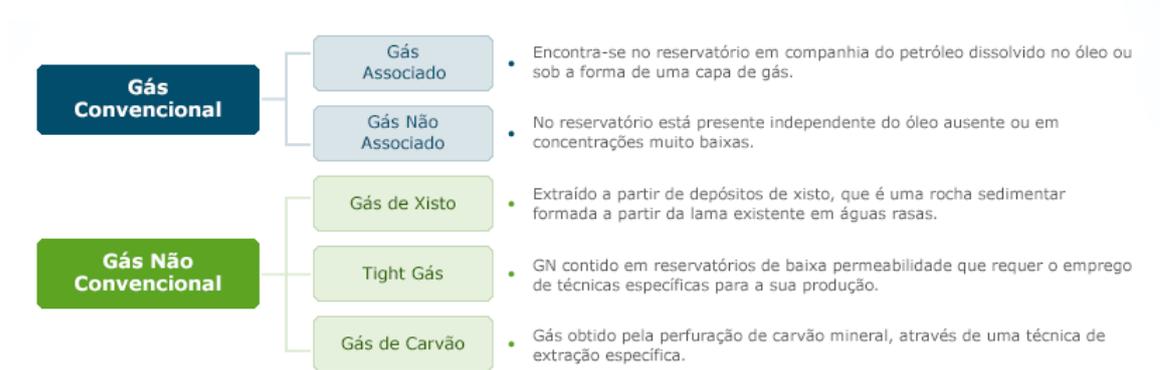


Figura C.4: Resumo dos tipos de Gás Natural

Fonte: ANP.

O que define as acumulações de gás natural como não convencionais, além da baixa permeabilidade, é uma taxa de recuperação média entorno de 20%, devido ao difícil acesso ao gás. Assim, com uma extração mais complexa, esse tipo de reservatório é menos atrativo economicamente. Além disso, essa taxa de recuperação é muito inferior à média dos reservatórios convencionais, que varia entre 35 e 60% ROCHA [2016], fazendo com que a extração do produto seja considerada mais fácil, prática e econômica. Porém, essa classificação histórica, não leva em consideração as características técnicas de uma determinada época, onde conhecimento geológico e a tecnologia disponível, podem avançar de tal forma, a tornar viável e lucrativa a extração de um reservatório que fora outrora considerado como de gás não convencional, vindo este a representar um percentual importante de suprimento de gás natural. ANP [2010]

Como um bom exemplo prático, tem-se a exploração do gás de xisto nos Estados Unidos, que após um longo processo de inovação tecnológica e investimentos em novas tecnologias de extração, começou a ser produzido em volumes significativos, dando início a uma verdadeira revolução energética no país. Essa descoberta transformou o mercado de gás natural, originando previsões para uma futura autossuficiência energética dos Estados Unidos, como salientado por BOFF [2017] em *A Questão Energética em Tempo de Crise Sistêmica: Um Estudo Exploratório da Revolução Americana de Gás de Xisto*. Contudo, a tese traz uma ressalva quanto aos impactos ambientais decorrentes da exploração de gás de xisto, questionando assim, sua viabilidade.

Já o Brasil, apesar de apresentar, segundo estatísticas, 245 trilhões de pés cúbicos de reservas tecnicamente recuperáveis de Gás de Xisto (Gás de Folhelho), encontra-se num estágio pouco evoluído no que diz respeito à extração desse tipo de gás. Até mesmo porque, esse, e os outros tipos de gás não convencional não podem ser explorados através das tecnologias convencionais, sendo necessário investimentos em pesquisa e desenvolvimento de técnicas locais de produção, dadas as peculiaridades dessas fontes. Além disso, há

outros desafios a serem superados por essas reservas de combustível, como por exemplo, questões de infraestrutura, jurídicas e ambientais. Todos esses obstáculos devem ser estudados e aprofundados, a fim de tornar eficiente, rentável e sustentável a exploração e a produção do gás não convencional no país, LINS [2015].

Cadeia de Valor do Gás Natural

A Lei nº 11.909, de 4 de março de 2009 (Lei do Gás), em seu artigo 2º, define Indústria do Gás Natural como “conjunto de atividades econômicas relacionadas com exploração, desenvolvimento, produção, importação, exportação, processamento, tratamento, transporte, carregamento, estocagem, acondicionamento, liquefação, regaseificação, distribuição e comercialização de gás natural”.

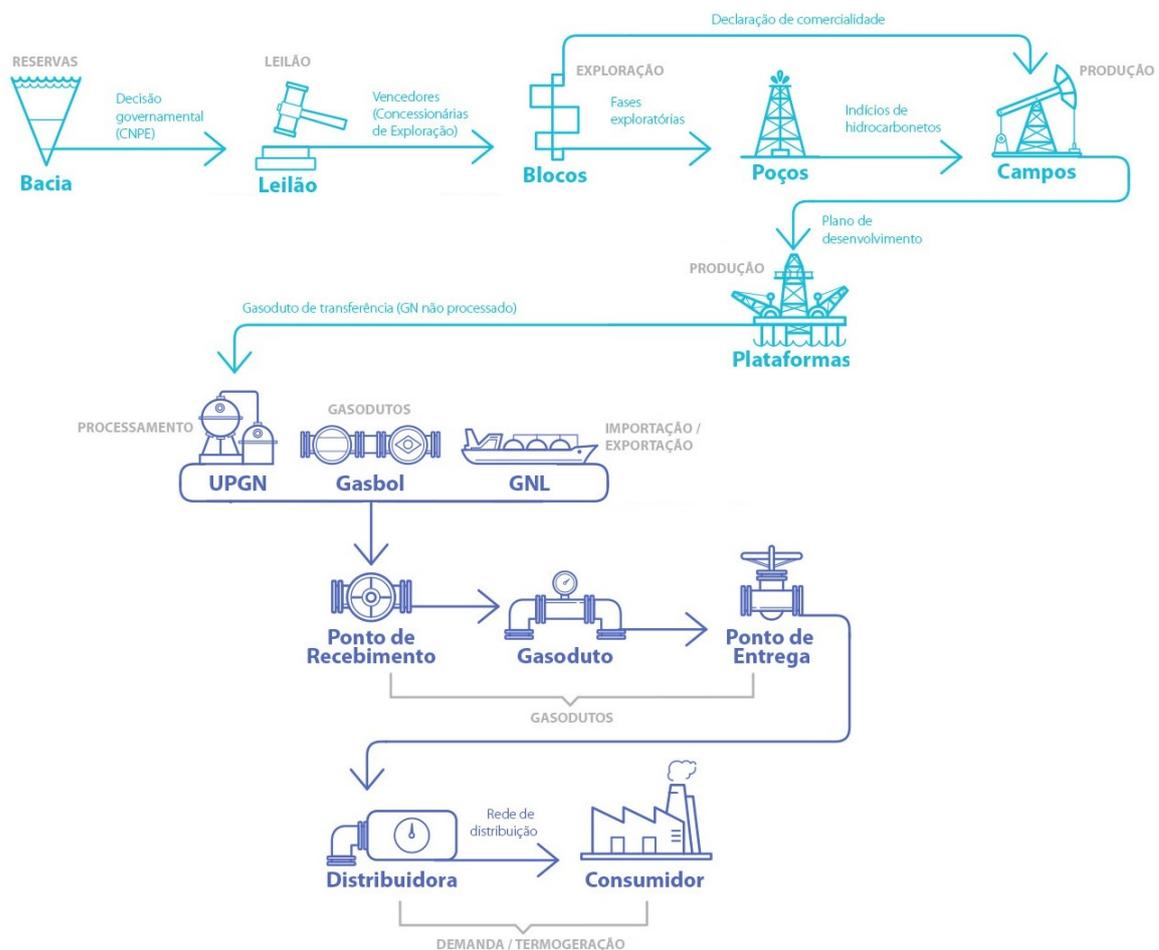


Figura C.5: Lógica da Cadeia de Valor do Gás Natural

Fonte: EnergyWay. Modificado.

Esse conjunto complexo de processos funciona de forma integrada, com um sequenciamento lógico de atividades e dividido em fases distintas, visando dar valor ao gás natural bruto. A Figura C.5 traz um esquema simplificado da movimentação do gás pelos

principais etapas da cadeia do gás natural, desde a fonte de matéria-prima até atingir subprodutos que possuem aplicabilidade final. Todas essas fases, portanto, formam a Cadeia de Valor do Gás Natural.

Exploração

Essa etapa se inicia com o procedimento de prospecção, cujo propósito é verificar, através de estudos geológicos e geofísicos, a existência de estruturas propícias ao acúmulo de hidrocarbonetos. Essas pesquisas de campo visam ampliar o conhecimento sobre as bacias para determinar a viabilidade ou não de se explorar a área, reduzindo o risco e aumentando a taxa de sucesso nas buscas por novas jazidas. Nos últimos dez anos, houve no país um acréscimo de 11,52% nas reservas provadas de gás natural, subindo de 331,7 para 369,9 bilhões de metros cúbicos MME [2018b].

Em território brasileiro, o órgão federal responsável pela guarda e organização dos dados coletados nos estudos de prospecção é a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Além dessas atribuições, a autarquia é incumbida de sugerir ao governo as áreas a serem licitadas; promover as rodadas de licitações e assinar os contratos de concessão de blocos em nome da União. A agência, até o final de 2017, havia concedido para exploração, 258.170 quilômetros quadrados de blocos, o que corresponde a 9,22% da área com potencial para a descoberta de petróleo e gás nas bacias sedimentares brasileiras, estimada em 2,8 milhões de quilômetros quadrados MME [2018b].

Com a aquisição desses blocos, as concessionárias de exploração podem então definir os locais mais propícios para a perfuração dos poços exploratórios. Essa fase é fundamental para comprovar a existência do gás ou óleo no subsolo, já que, com a análise de dados da superfície, se pode apenas saber se certa área é propícia ou não à existência de depósitos de hidrocarbonetos. Por isso, a atividade de exploração de petróleo e gás natural é tipicamente caracterizada por um alto grau de risco, são grandes somas de investimentos nos elevados custos operacionais da campanha de perfuração, completação e avaliação desses poços, em áreas com conhecimento geológico ainda limitado e ligado a uma incerteza de descoberta. O gerenciamento desse risco exploratório e dos custos operacionais da campanha constituem o principal desafio enfrentado pelos concessionários.

Dada a comprovação da existência da jazida, é necessário agora avaliar a dimensão real do reservatório, para determinar se o mesmo contém hidrocarbonetos em quantidades comerciais que viabilizem a sua produção. Constatada a viabilidade técnico-econômica da descoberta, ou seja, se o volume de gás a ser recuperado justifica os altos investimentos necessários à instalação de uma infra-estrutura de produção, é então emitido o Relatório Final de Avaliação de Descobertas (RFAD) que agrega todo o arcabouço técnico que fundamenta a declaração de comercialidade ou eventual devolução do bloco exploratório. No

documento consta ainda a proposta de área a ser retida para desenvolvimento, é nesse momento que se configura um campo de petróleo ou gás natural. Em 2017, foram encaminhadas à ANP 24 Notificações de Descobertas, sendo 16 notificações de petróleo, 5 de gás natural e 3 de gás associado. Além disso, houveram 6 Declarações de Comercialidade. Concluída a declaração, o campo passa então para a fase de desenvolvimento, quando serão construídas as instalações necessárias para a produção. A partir daí, tem-se um campo produtor.

Produção

No Brasil, os sistemas de produção de gás associado marítimo apresentam-se em maior quantidade, maior complexidade e maior volume de produção em comparação aos sistemas de gás não associado e aos sistemas de produção terrestre. Isso pode ser comprovado pelos números da Tabela 6, do *Boletim Mensal (Maio/2018) de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural* emitido pelo Ministério de Minas Energia, que apresenta a produção nacional por tipo (associado e não associado) e por localização (mar ou terra).

Tabela 6: Produção Nacional de Gás Natural

Produção Nacional (em milhões m^3/dia)	Média 2013	Média 2014	Média 2015	Média 2016	Média 2017	Média 2018*
Terra	20,58	23,31	22,98	23,84	21,46	19,00
Mar	56,61	64,07	73,25	79,97	88,41	90,98
Gás Associado	51,42	58,63	70,19	78,19	84,83	88,31
Gás Não Associado	25,77	28,75	26,05	25,62	25,08	21,67
TOTAL	77,19	87,38	96,24	103,80	109,87	109,98

Nota: Compreende os meses de janeiro a maio de 2018

Fonte: MME [2018a].

No processo de produção, tanto do gás associado como do não associado, ocorre um tratamento primário na mistura que chega a plataforma após elevação. A mistura é encaminhada ao sistema de separação de fluídos, que são equipamentos projetados especialmente para separar do gás produzido compostos como: água líquida, partículas sólidas, e óleo no caso associado. Concluído esse procedimento, o gás produzido possui agora três possibilidades de uso:

- Gás de Reinjeção: essa possibilidade é aventada em quatro situações principais:
 - para melhorar a recuperação e a produtividade de óleo do reservatório, gás é comprimido e injetado na coluna de produção, com objetivo de fluidizar o líquido que está sendo elevado, essa técnica reduz a densidade aparente do

fluido porque diminui o peso aparente da coluna de produção e, consequentemente, a resistência a ser vencida pela pressão do reservatório, gerando aumento da vazão de líquido produzida, esse método é conhecido como Gás Lift;

- outra situação empregada é no aumento da produção de líquido da jazida, por meio da técnica de recuperação secundária, onde se injeta gás dentro do reservatório, visando o aumento ou a manutenção da pressão original do poço. Essa técnica tende a recompor a energia que o reservatório utiliza para elevar a produção da acumulação de hidrocarbonetos;
 - outra possibilidade de aplicação visa atender a necessidade de adequação do fluxo de gás quando este possui uma produção maior do que a demanda. Aplicada no caso de reservatórios associados, em que é necessário a produção de gás mesmo em baixos montantes, para não prejudicar a produção de óleo, que possui maior valor agregado;
 - reinjeção é um cenário conveniente também em caso de deficiências de infraestrutura de escoamento, servindo como estoque do combustível, que pode vir a ser produzido novamente ao longo das operações do campo;
- Gás Combustível: representa uma parcela do gás que passa por um pré-processamento de condicionamento, ou seja, o gás deve ser desidratado e livre de compostos ácidos contaminantes, como enxofre e gás carbônico, afim de ter uma especificação minimamente adequada para ser utilizado como combustível nos sistemas de geração de potência elétrica e vapor na própria plataforma;
 - Gás de exportação: a parcela excedente de gás condicionado, ou seja, que não foi utilizada no consumo interno da instalação marítima na geração de energia, é comprimida e exportada para o continente por meio de gasodutos de transferência. Vários estágios de compressão podem ser necessários para conferir ao gás condicionado a pressão necessária para escoar da plataforma à unidade de processamento. A especificação do gás transferido deve atender a requisitos técnicos que garantam essa movimentação de forma segura e continuada, sem a ocorrência de hidratos (tampamento do duto) ou altas taxas de corrosão (normalmente geradas pela presença de contaminantes ácidos no gás);

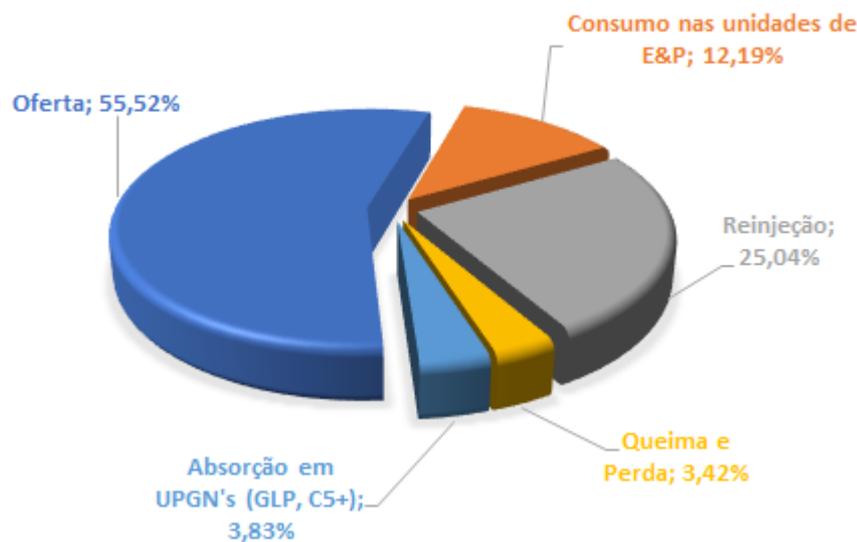


Figura C.6: Segmentação da Produção Nacional de Gás Natural

Fonte: Elaboração Própria. Dados de MME [2018b].

O gráfico C.6, apresenta a porção nacional dos diferentes destinos do gás natural citados acima, no ano de 2017. De uma produção média aproximada de $110 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (milhões de metros cúbicos por dia) de gás natural, houve a oferta de $61 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (55,52%). A reinjeção foi de $28 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (25,04%). O consumo próprio alcançou $13 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (12,19%), a perda/queima $4 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (3,42%) e a absorção em UPGN's - que corresponde ao fracionamento em outros produtos de maior valor agregado, foi de $4 \text{ MMm}^3/\text{d}$ (3,83%).

Processamento

Nesse ponto da cadeia, o gás exportado da plataforma passa por tratamento nas últimas unidades industriais, conhecidas como UPGN's (Unidades de Processamento de Gás Natural). Cada campo produtor vai requerer características específicas das suas instalações de processamento de gás natural, em função da qualidade e quantidade dos componentes presentes no gás SANTOS [2010].

O objetivo básico do processamento de gás natural é separar os componentes do mesmo em produtos com especificação definida e controlada, figura C.7, para que possam ser utilizados com alto desempenho em aplicações específicas, permitindo a incorporação de maior valor agregado aos produtos gerados SANTOS [2010].

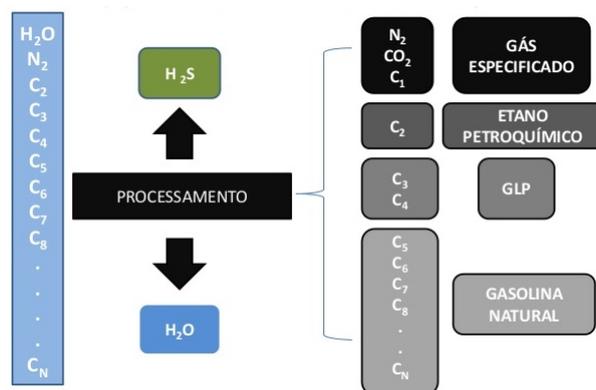


Figura C.7: Processamento e Produtos do Gás Natural.

Fonte: SANTOS [2010].

Os seguintes insumos podem ser produzidos a partir do processamento do gás natural: metano e etano, que formam o gás especificado para venda, conhecido também como gás processado ou residual. Esse combustível pode ser consumido em qualquer equipamento térmico industrial, motor a combustão a gás ou ter uso domiciliar. Outro produto derivado do processamento do gás natural é o etano líquido, utilizado na indústria de base para fins petroquímicos. Um terceiro insumo obtido de grande importância devido ao seu alto valor agregado é o Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), formado por propano e butano e conhecido também como gás de cozinha, é um combustível de maior utilização no âmbito domiciliar. Ocorrido o fracionamento desses derivados, resta então uma fração mais pesada, denominada gasolina natural, ou fração C_5+ . Essa parcela, por não possuir uma especificação bem definida, não tem uma aplicação mais nobre e seu principal destino é a injeção em correntes de petróleo, enviadas para refino.

O volume total processado no ano de 2017 foi de 23,7 bilhões de m^3 (64,9 milhões de MMm^3/d), correspondente a 67,9% da capacidade total instalada de 95,7 milhões de m^3/d . Como resultado do processamento de gás natural, os polos produziram 3,3 milhões de m^3 de GLP, 1,4 milhão de m^3 de C_5+ (gasolina natural), 391,8 mil m^3 de etano, 600 mil m^3 de propano e 21,7 bilhões de m^3 de gás residual, de acordo o Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis 2018.

Importação/Exportação de Gás Natural

No País, a oferta de gás natural é proveniente de três fontes principais: há o gás natural produzido nacionalmente; o gás natural importado por meio de gasodutos de transporte internacionais; e o gás natural importado na forma de gás natural liquefeito (GNL) por meio de terminais de regaseificação.

A média nacional dessa importação, em 2017, foi de 29,37 MMm^3/d , sendo a maior parte, de 24,33 MMm^3/d (82,84%) oriundo da Bolívia, através de gasodutos de trans-

porte. O restante foi proveniente de regaseificação de GNL, proveniente principalmente da Nigéria, dos Estados Unidos e Angola, alcançando o volume de $5,05 \text{ MMm}^3/d$ (17,16%) MME [2018b]. Essa demanda faz-se necessária quando a oferta interna de gás natural não é suficiente para suprir a demanda nacional, requerendo-se assim, a importação de mais gás natural de outros países. Em anos de pouca chuva por exemplo, quando os reservatórios das hidrelétricas não são suficientes para gerar a energia necessária, o Brasil importa cerca de metade do gás natural que consome. O dispêndio total com essas importações de gás natural no ano de 2017 somou US\$ 1,91 bilhões (US\$ FOB²), em um total de 10,64 bilhões de m^3 de gás. O problema é que o custo de importação eleva em muito o preço do gás natural, pois no caso do GNL por exemplo, é necessário toda uma cadeia de equipamentos especiais para sua transformação e posterior regaseificação, além de navios específicos para o transporte, isso acaba acarretando em perda de competitividade dessa fonte de energia. A CNI [2017], no estudo *Estimativa dos Benefícios Econômicos e Sociais do Desenvolvimento da Exploração e Produção de Gás Natural em Terra no Brasil*, mostra que os investimentos na exploração e produção de gás natural, principalmente em terra, seriam decisivos para reduzir a dependência externa.

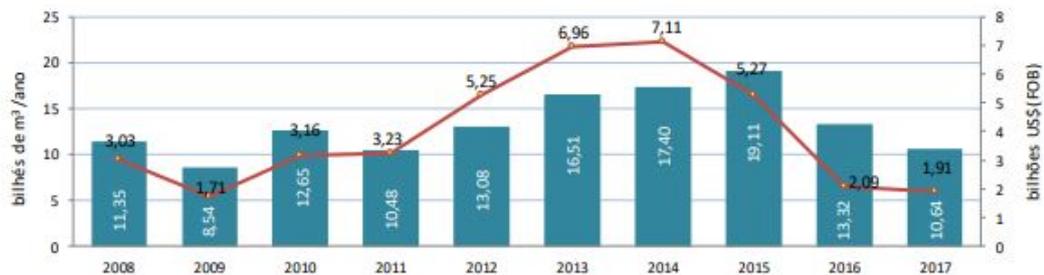


Figura C.8: Importação de gás natural nos últimos 10 anos.

Fonte: ANP [2017].

O aumento da produção e da oferta de gás natural diminuiria os custos das indústrias e beneficiaria o produto brasileiro em relação à concorrência estrangeira. Hoje, o preço médio do gás natural é de US\$ 14 por milhão de BTUs (unidade internacional do gás). Com uma maior produção em terra, esse valor poderia cair para US\$ 7 por milhão de BTUs. Ainda de acordo com o estudo da CNI [2017], a manutenção do preço atual diminuirá em até US\$ 86 bilhões o faturamento dos setores industriais que consomem muita energia, como o siderúrgico, o químico, o de alumínio, de papel e celulose, de cerâmica e vidro. Além de evitar todo esse prejuízo, o país ficaria menos vulnerável às crises externas, pois é sempre um risco depender de um produto importado para geração de energia, e com a garantia da oferta de gás natural a preços competitivos, as indústrias poderão substituir o carvão, os óleos combustíveis e outras fontes de energia de petróleo por gás natural, o

²A expressão inglesa Free On Board significa que o exportador é responsável por toda a burocracia logística da mercadoria até ela estar dentro do navio, livre para transporte, no porto indicado pelo comprador.

Outras alternativas tecnológicas de transporte de gás disponíveis no mercado, com modificação física e química do mesmo, são: GNC (Gás Natural Comprimido), HGN (Hidrato de Gás Natural), GTL (Gas to Liquid) e GTW (Gas to Wire).

Assim, utilizando um desses métodos, o gás especificado para venda proveniente das UPGN's, dos terminais de regaseificação e o gás importado, é transportado até os pontos de entrega (City Gates), podendo ser entregue diretamente a um grande consumidor, ou é feita a transferência de custódia para as companhias distribuidoras estaduais.

Observa-se então que a ANP é a responsável pela regulação das atividades que vão desde a exploração até o transporte do gás aos City Gates, além da importação. Já a etapa de distribuição, que vai desde os City Gates até os consumidores finais, fica sob a competência das agências reguladoras estaduais.

Distribuição

Após a etapa de transporte, inicia-se a etapa final da cadeia produtiva do gás natural, à de distribuição. A partir do recebimento do gás nos chamados City Gates, que são instalações de redução e controle de pressão, medição e odorização do gás natural, tem-se o direcionamento aos diversos segmentos do mercado: industrial, comercial, residencial, automotivo, de geração de eletricidade, entre outros.

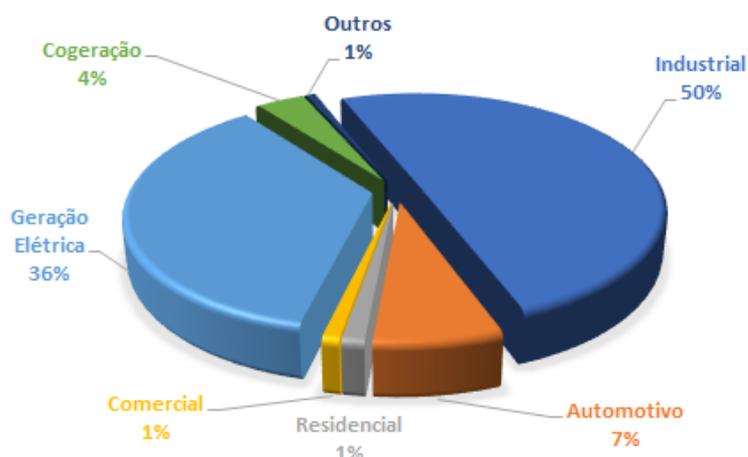


Figura C.10: Segmentação do Consumo de Gás Natural.

Fonte: Elaboração Própria. Dados de MME.

A Figura C.10 mostra a porcentagem média de demanda de cada segmento no ano de 2017, onde vê-se que a distribuição do gás natural tem tido como principal alvo a geração elétrica e o uso industrial, juntos, esses dois setores demandam mais de 85% do gás ofertado no país.