

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Ricardo Fonseca Soares

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS PARA
GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE GÁS NATURAL**

Belo Horizonte
2011

Ricardo Fonseca Soares

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS PARA
GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE GÁS NATURAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Felipe Raul Ponce Arrieta

Belo Horizonte
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S676e

Soares, Ricardo Fonseca

Estudo do desempenho de turbinas a gás industriais para geração de eletricidade a partir de gás natural / Ricardo Fonseca Soares. Belo Horizonte, 2011.

108f. : Il.

Orientador: Felipe Raul Ponce Arrieta

Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Turbinas a gás. 2. Termodinâmica. 3. Gás natural. I. Arrieta, Felipe Raul Ponce. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.4

ESTUDO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE GÁS NATURAL

Dissertação apresentada ao curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica, área de concentração em Engenharia de Energia Térmica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta (orientador) – PUC Minas

Dr. Sérgio de Moraes Hanriot – PUC Minas

Dr. Luben Cabezas Gomes – PUC Minas

Dr. Ramon Molina Valle - UFMG

Dr. Renato Vidal Martins - UFMG

Belo Horizonte, 4 de novembro de 2011

AO NOSSO SR. JESUS CRISTO E À SANTA MARIA MÃE DA IGREJA

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta que com muita paciência me acompanhou neste trabalho me orientando e fazendo as discussões científicas necessárias da melhor forma possível e tornando este trabalho uma realidade.

À professora Dr. Elizabeth Marques Pereira que sempre me incentivou e pelas ótimas discussões científicas que tivemos.

A CAPES que sem seu apoio meu trabalho não seria possível

Aos meus familiares pela compreensão pelas inúmeras horas que não dediquei a eles e sim a este trabalho.

RESUMO

O estudo do desempenho de turbinas a gás industriais para geração de eletricidade a partir de gás natural objetiva, partindo dos conceitos básicos da termodinâmica clássica, analisar os principais parâmetros e variáveis que influenciam no projeto e operação de turbinas a gás. Para tal, foram desenvolvidos e implementados modelos matemáticos numa planilha e, nela, simulada a condição de operação de uma turbina. A validação desta planilha foi feita através de um programa profissional (*GateCycle*) e de dados da literatura. Com uma estimativa de erro inferior a 2%, foi possível identificar um conjunto de parâmetros que indicam a condição ótima de trabalho numa turbina a gás genérica. Este conjunto de parâmetros relaciona as temperaturas e pressões internas da turbina, eficiência do compressor e da turbina, altitude que se encontra a turbina, razão de compressão do compressor, grau de conversão da combustão e composição atmosférica entre si de modo a fornecer a condição de máxima produção de energia.

PALAVRAS CHAVES: Turbina a gás. Desempenho. Termodinâmica. Gás natural.

ABSTRACT

The study of the performance of industrial gas turbines for electricity generation from natural gas objective, starting with the basic concepts of classical thermodynamics, to analyze the main parameters and variables that influence the design and operation of gas turbines. For this purpose, mathematical models are developed and implemented in a spreadsheet, it in the simulated operating condition of a turbine. The validation of this worksheet was done by a professional program (GateCycle) and literature data. With an estimated error of less than 2%, it was possible to identify a set of parameters that indicate the optimal working conditions in a gas turbine general. This set of parameters related to temperature and pressure inside the turbine, compressor and turbine efficiency, altitude is a turbine, compression ratio, degree of conversion of combustion and atmospheric composition to each other to provide the condition maximum energy production

KEYWORDS: Gas turbine. Thermodynamics. Performance. Natural gas.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1: Esboço a partir da patente de Barber	21
Figura 2: Whittle ao lado de seu protótipo.....	23
Figura 3: Heinkel He 178, primeiro avião a jato fabricado no mundo.....	24
Figura 4: Messerschmitt Me 262.....	25
Figura 5: Turbina a gás de Neuchâtel em Birr (Suíça).....	26
Figura 6: Desenho esquemático da Turbina de Neuchâtel	27
Figura 7: Os 6 estágios do desenvolvimento da Turbina a gás.....	28
Figura 8: Histórico do desenvolvimento da Temperatura de Entrada na Turbina	30
Figura 9: Influência do resfriamento no aumento da TET	30
Figura 10: Principais fabricantes de turbinas a gás no mundo e sua faixa de atuação	31
Figura 11: Seção transversal de uma turbina a gás com combustores tubo anulares	34
Figura 12: Corte da turbina a gás SGT 750	35
Figura 13: Comparativo entre diversos tipos de combustível	36
Figura 14: Eficiência em função do tipo de combustível	37
Figura 15: Diagrama esquemático de uma turbina a gás simples	38
Figura 16 : Ciclo Brayton fechado.....	38
Figura 17: Diagrama T-s para o ciclo Brayton ideal.....	40
Figura 18: Eficiência térmica geral em função da razão de pressão e da Temperatura de Entrada da Turbina (eficiência do compressor de 87% e eficiência da turbina de 92%).....	43
Figura19: Um combustor tubo anular.....	45
Figura 20: Desenho esquemático de um modelo de combustor	45
Figura21: Observação de uma seção danificada por superaquecimento por chamas	46
Figura 22: Influência da pressão do ar na estrutura do spray.....	47
Figura 23: Influência da vazão de combustível na estrutura do volume do spray	48
Figura 24: Combustão com transferência de calor e produção de trabalho útil.....	51
Figura 25: Compressor axial e centrífugo.....	52
Figura 26: – diagrama h-s num processo de compressão.....	52
Figura 27: Relação entre Eficiência Politrópica e Isoentrópica.....	54

Figura 28: Esquema de geração de emissões durante a combustão.....	57
Figura 29: Ciclo de Ericsson	62
Figura 30: Ciclo Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração	62
Figura 31: Figura esquemática do ciclo Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração	63
Figura 32: Planta STIG Básica	64
Figura 33: Ciclo Evaporativo e Regenerativo.....	65
Figura 34: Ciclo combinado: turbina a gás e um ciclo fechado Rankine a Vapor.....	66
Figura 35: Máquina térmica reversível operando entre T_C e T_H	67
Figura 36: Distribuição condicional dos erros estocásticos	73
Figura 37: Página de inicialização da planilha <i>FONCE</i>	75
Figura 38: Dados de entrada e respostas do compressor na planilha <i>FONCE</i>	76
Figura 39: Dados de entrada do Gás natural a ser utilizado na Câmara de combustão	79
Figura 40: Dados de saída da turbina a gás	81

LISTAS DE TABELAS

Tabela 1: Comparação entre várias tecnologias de geração de energia.....	33
Tabela 2: Comparativo das várias técnicas para melhorar o desempenho das Turbinas a Gás simples.....	60
Tabela 3: Comparativo Turbina <i>GE MS7001FA</i> e a planilha FONCE*	98
Tabela 4: Variáveis resposta para determinação de Ω	100
Tabela 5: Comparativo entre diferentes eficiências objetivando validar Ω	101

LISTAS DE QUADROS

Quadro 1: Relação das Usinas Termelétricas movidas a Gás natural autorizadas a operar no Brasil com mais de 500 MW	18
Quadro 2: Principais parâmetros da turbina do HE 178	24
Quadro 3: Valores das constantes da equação 11 (cal/mol.K)	50
Quadro 4: Calor de Combustão para gases presentes no gás natural	50
Quadro 5: Coeficientes de temperatura para funções termodinâmicas	55
Quadro 6: Dados fixos utilizados para balizar FONCE vs <i>GateCycle</i>	84
Quadro 7: Variáveis de entrada e seus limites nas simulações	85
Quadro 8: Parâmetros fixos de entrada para simulações	98
Quadro 9: Variações dos Parâmetros escolhidos.	99

LISTAS DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Distribuição das termelétricas operadas com Gás natural por região	19
Gráfico 2: Comparativo FONCE x <i>GateCycle</i> para a Potência Líquida da Turbina...	88
Gráfico 3: Comparativo FONCE x <i>GateCycle</i> para a Eficiência Térmica geral	89
Gráfico 4: FONCE x <i>GateCycle</i> para a Temperatura de saída do Compressor	90
Gráfico 5: FONCE x <i>GateCycle</i> para a Temperatura de Entrada da Turbina	91
Gráfico 6: FONCE x <i>GateCycle</i> para a Temperatura de Saída da Turbina.....	92
Gráfico 7: Temperatura ambiente x Temperatura de saída do compressor à altitude de 200 m.	94
Gráfico 8: Temperatura ambiente x Temperatura de saída do compressor à altitude de 1.500 m.....	94
Gráfico 9: Temperatura ambiente vs Potência Líquida gerada	95
Gráfico 10: Vazão de Gás natural x Potência líquida gerada na turbina a gás	96
Gráfico 11: Eficiência térmica em função da TET e da Razão de Compressão.....	97
Gráfico 12: Relação entre W_t e τ_{20}	100

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

T	Temperatura	(K)
P	Pressão	(kPa)
C	Capacidade calorífica	(kJ/K)
g	Aceleração da gravidade	(m/s ²)
n	Número de moles	
\dot{n}	Vazão molar	(mol/s)
E	Estimador da variável dependente	
x	Variável explicativa	
H	Entalpia	(kJ)
U	Energia Interna	(kJ)
v	Velocidade	(m/s)
W	Trabalho útil	(kJ)
\dot{W}	Potência	(kW)
w	Trabalho específico	(kJ/kg)
X	Fração molar	
Q	Calor	(kJ)
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	(kJ/s)
V	Volume	(m ³)
A	Área de transferência	(m ²)
h	Entalpia Específica	(kJ/kg)
u	Energia Interna Específica	(kJ/kg)
S	Entropia	(kJ/K)
\dot{m}	Vazão mássica	(kg/s)
PM	Peso Molecular	(kg/mol)
z	Dimensão cartesiana de posição	(m)
y	Dimensão cartesiana de posição	(m)
R	Constante Universal dos Gases	(m ³ .atm/mol.K)
f	Fluxo de combustível	(kg/s)

Símbolos gregos

γ	Razão entre as capacidades caloríficas	
ϵ	Eficiência térmica	
η	Eficiência	
Σ	Somatório	
ρ	Densidade	(kg/m ³)
μ	Potencial químico	(kJ/mol)
β	Termos de uma reta	
Δ	Variação de um estado inicial até um estado final	
Ω	Conjunto de parâmetros que determina a máxima produção de energia	

Símbolos cirílicos

T_h Coeficiente convectivo médio de transferência de calor ($W/m^2.K$)

Siglas

PPT Programa Prioritário de Termoeletricidade
MME Ministério das Minas e Energia
ANP Agência Nacional do Petróleo
EPE Empresa de Pesquisas Energéticas
ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica
STIG *Steam Injected Gas turbine*
GE *General Electric*

Subscritos

p Pressão constante
v Volume constante
t Turbina
c Compressor
R Reagente
P Produto
est Estágio
ad Adiabático
amb Ambiente
atm Relativo à atmosfera
f Componente de um ciclo termodinâmico
o Ponto de referência
i Contador referencial de um produto
e Entrada
s Saída
st Vapor
gn Gás natural
g Gás
1 Referente ao ponto na entrada do compressor
2 Referente ao ponto na saída do compressor e na entrada do combustor
3 Referente ao ponto na saída do combustor e na entrada da turbina
4 Referente ao ponto na saída da turbina
op Oposição
TG Turbina a gás
ar Ar atmosférico
H Fonte quente
C Fonte fria
pc Politrópica compressor
pt Politrópica turbina
Ciclo1 Ciclo pela 1ª lei da termodinâmica
Ciclo2 Ciclo pela 2ª lei da termodinâmica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Motivação	16
1.2	Objetivos	17
1.3	Justificativa	17
1.4	O Gás natural e as termelétricas brasileiras	17
1.5	Início das turbinas a gás no Brasil	19
1.6	Estruturação	20
2	ESTADO DA ARTE	21
2.1	Os Pioneiros dos séculos XVIII e XIX	21
2.2	Primeiros Engenheiros e a II Guerra	22
2.3	Operando a Turbina a gás e o Desenvolvimento do Pós Guerra	25
2.4	Turbina a gás no mercado de hoje	30
2.5	Turbina a gás e Outras Tecnologias Geradoras de Potência	32
2.6	Principais Partes da Turbina a gás	34
2.7	Gás natural, combustível das Turbinas a Gás	36
2.8	Ciclos a ar, o ciclo Brayton	37
2.8.1	<i>Capacidade Calorífica</i>	39
2.8.2	<i>Ciclo Brayton Ideal</i>	39
2.9	Características dos Componentes Principais da Turbina a gás	44
2.9.1	<i>Câmara de combustão</i>	44
2.9.1.1	<u>Eficiência da Combustão na Câmara – Conversão</u>	47
2.9.1.2	<u>Química da Combustão – Efeitos Térmicos</u>	48
2.9.1.3	<u>Química da Combustão – Transferência de Calor e Trabalho</u>	50
2.9.2	<i>Compressor</i>	51
2.9.2.1	<u>Cálculo da Eficiência</u>	53
2.9.2.2	<u>Cálculo do Trabalho de Compressão</u>	55
2.9.2.3	<u>Influência da Altitude</u>	55
2.9.3	<i>Turbina</i>	56
2.9.3.1	<u>Cálculo da Eficiência</u>	57
2.9.3.2	<u>Cálculo Do Trabalho de Expansão</u>	59
2.9.4	<i>Perdas nos componentes da turbina a gás</i>	59
2.10	Ciclos Avançados	60
2.10.1	<i>Ciclo Ericsson</i>	61
2.10.2	<i>Injeção de Vapor (STIG)</i>	63
2.10.3	<i>Ciclos Evaporativos</i>	64
2.10.4	<i>Ciclos combinados</i>	65
2.11	Máxima potência nas máquinas térmicas	67
2.11.1	<i>Temperatura de Saída Compressor Ótima</i>	70
2.12	Análise Estatística – Análise de regressão	71
3	METODOLOGIA	74
3.1	O Programa GATECYCLE	74
3.2	A Planilha FONCE	75
3.3	Máxima Produção de Energia	81
3.4	Determinação de Ω	83

4	OBTENÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	84
4.1	Balizamento dos resultados da FONCE vs <i>GateCycle</i>	84
4.1.1	<i>GateCycle</i>	85
4.1.2	FONCE	86
4.1.3	<i>Eficiência Politrópica do Compressor</i>	88
4.1.4	<i>Potência Líquida da Turbina</i>	88
4.1.5	<i>Eficiência Térmica da Turbina</i>	88
4.1.6	<i>Temperatura de Saída do Compressor – T_2</i>	89
4.1.7	<i>Temperatura de Entrada da Turbina (TET) – T_3</i>	90
4.1.8	<i>Temperatura de Saída da Turbina – T_4</i>	91
4.1.9	<i>Pressão de Saída do Compressor – P_2</i>	92
4.2	Desempenho da Turbina a gás	92
4.2.1	<i>Temperaturas de entrada e saída do compressor</i>	93
4.2.2	<i>Temperatura ambiente vs Potência líquida gerada</i>	95
4.2.3	<i>Vazão de Gás natural x Potência Líquida gerada</i>	95
4.2.4	<i>Razão de Compressão x Temperatura de Entrada da Turbina</i>	96
4.3	Máxima Produção de energia e Máxima Eficiência	97
4.3.1	<i>Determinação de Ω</i>	99
5	CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E SUGESTÕES	103
5.1	Contribuições	104
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	104
	REFERÊNCIAS	105

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

As turbinas a gás são equipamentos amplamente utilizados para conversão da energia química, contida em combustíveis, em energia elétrica para consumo seja residencial, seja industrial ou no setor de serviços (terciário). A operação deste tipo de equipamento na sua faixa ótima é, portanto, de suma importância, já que qualquer perda, mínima que seja, representará desperdício de fonte energética primária.

O mundo em alguns anos passará por mudanças significativas na sua forma de obter energia de uma forma geral, haja vista que o petróleo num futuro não tão distante se tornará economicamente inviável. Assim sendo, acredita-se que a forma de obtenção de energia mudará de matriz e o Gás natural e a Biomassa como fontes energéticas se tornarão essenciais neste processo devido à abundância do primeiro e a inesgotabilidade do segundo. As turbinas a gás são perfeitamente adequadas para conversão energética utilizando-se ou Gás natural ou Etanol – uma fonte derivada da biomassa e renovável, embora ainda não existam termelétricas trabalhando de forma operacional neste último caso.

O conhecimento do funcionamento de turbinas a gás será de fundamental importância no decorrer da década que se inicia, pois, de acordo com o Plano Nacional de Energia de 2007 (BRASIL, 2007), no seu objetivo 18, o país espera garantir o seu abastecimento energético a partir – também – da expansão do parque de termelétricas alimentadas por Gás natural e/ou outros combustíveis disponíveis.

Neste contexto, um estudo sobre o estado da arte da utilização de turbinas a gás no país e os projetos para torná-las cada vez mais eficientes se faz necessário.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é realizar um estudo, partindo dos conceitos básicos da termodinâmica clássica, da influência que os principais parâmetros e variáveis de uma turbina a gás industrial influenciam no projeto de turbinas operadas a gás natural.

Os objetivos específicos são:

- a) Identificar quais os principais fatores estabelecem o nível de eficiência e produção de energia;
- b) Estabelecer qual a condição ótima de trabalho de uma turbina;
- c) Análise de ciclo real de máquinas de potência a gás em estudos termodinâmicos;

1.3 Justificativa

As justificativas para este estudo podem ser fundamentadas nas seguintes questões:

- a) Existem poucas fontes na literatura que abordam o assunto turbinas a gás de uma forma que não seja o simples conhecimento de seu funcionamento, abordando parâmetros de operação, formas e geometrias de construção de componentes da turbina.
- b) O estudo tem um caráter multidisciplinar, pois além de abordar assuntos da termodinâmica clássica, da transferência de calor, da física e da química, aborda também aspectos geoeconômicos, históricos e inferências estatísticas.

1.4 O Gás natural e as termelétricas brasileiras

No final da década de 90 do século XX, teve início no Brasil a importação de Gás natural provindo da Bolívia, crescendo, assim, a perspectiva da realização de projetos de termelétricas a gás, com o intuito de atuarem como âncora de consumo do gás visando suprir a necessidade prevista de geração de energia elétrica, dado a dependência de regimes hidrológicos. No início do ano de 2000, o MME lançou o

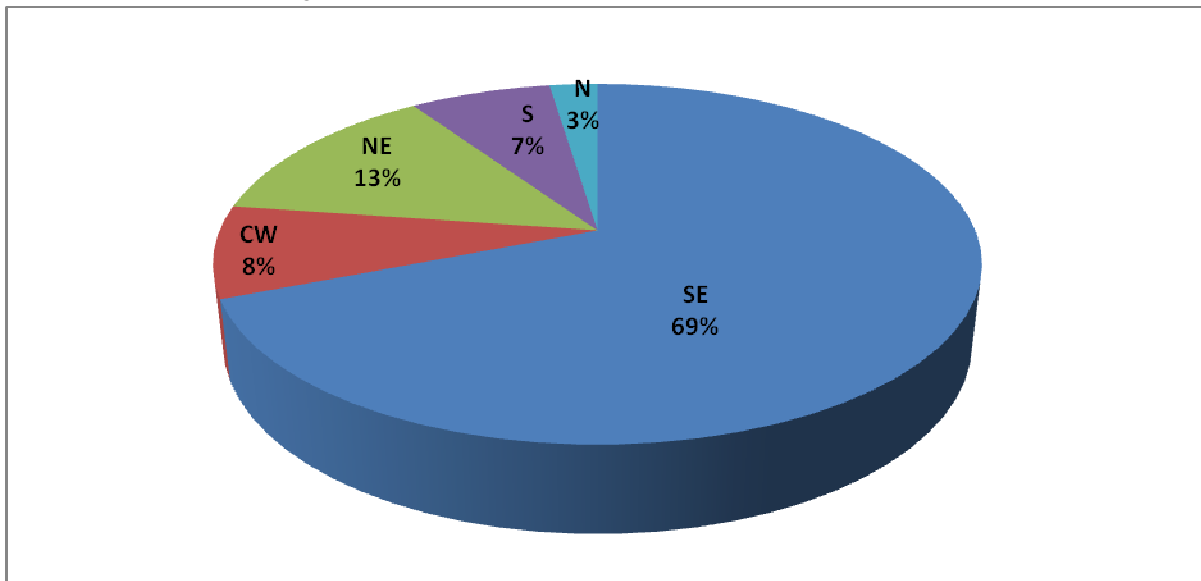
Programa Prioritário de termelétricidade (PPT), visando incentivar o investimento necessário à implantação de usinas termelétricas, com ênfase em projetos de plantas geradoras a gás natural (AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, 2009). Do consumo total de Gás natural no Brasil, somente 13,5% é utilizado em termelétricas para geração de eletricidade (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2010). O Brasil possui 1.412 centrais termelétricas perfazendo um total de 31.996 MW, o que representa cerca de 26,5% da potência instalada para geração de energia elétrica. Deste total, apenas 95 são operadas com Gás natural, porém estas geram 20,4% do total da potência instalada para geração de energia elétrica, ou seja, cerca de 77% do total da energia gerada por centrais termelétricas. O quadro 1 mostra uma relação das principais usinas termelétricas a Gás natural autorizadas a operar no Brasil. (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2009).

Quadro 1: Relação das Usinas Termelétricas movidas a Gás natural autorizadas a operar no Brasil com mais de 500 MW

UTE	PROPRIETÁRIO	Potência (MW)	CIDADE	UF
UTE Carioba II	InterGen do Brasil Ltda.	1.517,94	Americana	SP
UTE São Paulo I e II	Onyx Generating Ltda.	1.350,00	Piratininga	SP
UTE Santa Branca	Eleetroger Ltda.	1.112,40	Santa Branca	SP
UTE Macaé Merchant	El Paso Rio Claro Ltda.	968	Macaé	RJ
UTE CCBS	Baixada Santista Energia Ltda.	950	Cubatão	SP
UTE DSG Mogi Mirim	D.S.G. Mineração Ltda.	890,8	Mogi Mirim	SP
UTE Ibitité	Ibitermo Ltda.	851,7	Ibitité	MG
UTE Norte Fluminense	Norte Fluminense	765	Macaé	RJ
UTE Bariri	CGEET	675,2	Bariri	SP
UTE Termo Pernambuco	Termo Pernambuco S. A.	637,5	Ipojuca	PE
UTE Canoas	Petróleo Brasileiro S. A	601,8	Canoas	RS
UTE Nova Piratininga	Petróleo Brasileiro S.A.	571,2	São Paulo	SP
UTE Araraquara	ENERGEN	570,57	Araraquara	SP
UTE Paulínia	D. S. G. Mineração Ltda.	552,5	Paulínia	SP
UTE Araraquara I	ARS Energia Ltda.	552,5	Araraquara	SP
UTE Riogen Fase I	RJG	531,8	Seropédica	RJ
UTE Cuiabá II	Geração Centro Oeste Ltda.	529,2	Cuiabá	MT

Fonte: (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2009)

A distribuição geográfica das usinas termelétricas autorizadas a operar no país é mostrada no gráfico 1. Verifica-se através deste gráfico que a região sudeste concentra a maioria das usinas termelétricas a gás natural do país com quase 70% da potência autorizada instalada.

Gráfico 1: Distribuição das termelétricas operadas com Gás natural por região

Fonte: (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2009)

No Brasil, um dos obstáculos à expansão do segmento de gás natural é justamente a utilização de turbinas a gás como forma de conversão da energia química contida no gás para energia elétrica, já que toda a tecnologia e os equipamentos são importados a custos altos. Porém, as vantagens competitivas da turbina a gás são claras: partida rápida, estrutura compacta, curto tempo para fabricação de uma turbina (relativa pronta entrega), operam com pouquíssima necessidade de água, alta eficiência térmica, pouco poluente e são compatíveis com a severidade crescente das normas ambientais. Além de terem alta eficiência térmica, a disponibilidade de calor rejeitado ao completar o ciclo termodinâmico imputa à turbina a gás a facilidade de acoplar ciclos combinados, de fazer Cogeração, de se ter ciclos regenerativos, etc., aumentando ainda mais a eficiência térmica do processo de conversão de energia em que a turbina possa se ensejar (SILVA; FURTADO, 2005).

1.5 Início das turbinas a gás no Brasil

No Brasil, as primeiras aplicações da turbina a gás foram realizadas somente ao final dos anos 70, em pesquisas do Ministério da Aeronáutica para sua utilização específica nos setores de aviação. A partir deste momento, as turbinas a gás passaram também a ser empregadas no suprimento de energia de *shopping centers*, hotéis,

bancos e também foram e são aplicadas amplamente na movimentação das próprias plataformas petrolíferas oceânicas.

A necessidade de projetos de geração de energia elétrica que utilizam a turbina a gás ocorre ao final do século XX, em virtude da perspectiva de tarifas de energia elétrica mais realista (com o processo de liberalização do setor elétrico), associadas ao possível aumento de exigências ambientais (FUNDAÇÃO GETÚLIO VARGAS, 2003). Assim, em 1999, a Rede Gás Energia surge como proposta de uma rede virtual capaz de transformar recursos em resultados que trouxessem sustentação ao mercado de gás natural, com a finalidade de atuar como meio de suporte ao desenvolvimento tecnológico e para minimizar a escassez de energia no Brasil. Atualmente são desenvolvidos 62 projetos, sendo 23 relacionados ao desenvolvimento de tecnologias de fornecimento de energia elétrica, calor ou frio proveniente do gás natural, sendo que apenas 2 mencionam explicitamente o desenvolvimento de tecnologias aliadas a turbinas a gás para geração de energia elétrica.

1.6 Estruturação

Este estudo é dividido em 4 partes. A primeira parte é o capítulo 2, intitulado “Estado da Arte”, relata um pouco da história da turbina a gás e traz uma revisão bibliográfica do conhecimento atual da operação e funcionamento da turbina a gás. A segunda parte é o capítulo 3 que trata da metodologia adotada utilizada neste estudo. O capítulo 4 é a terceira parte e traz os resultados obtidos nas experimentações realizadas, bem como as análises destas experiências. Por fim a quarta parte é o capítulo 5 que trata da conclusão deste estudo.

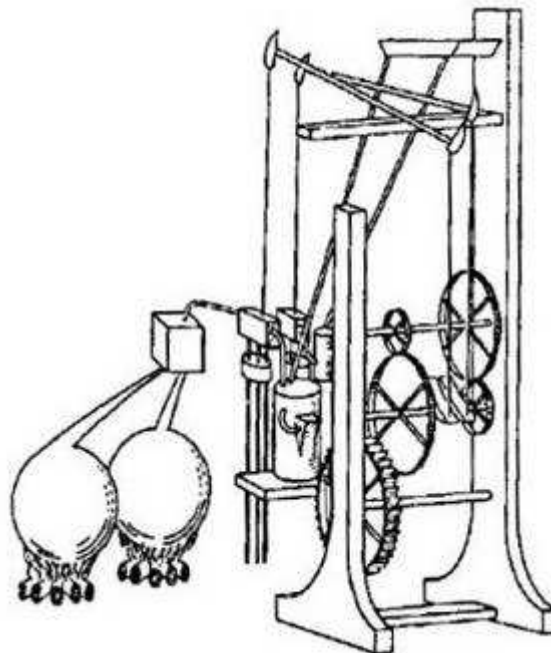
2 ESTADO DA ARTE

2.1 Os Pioneiros dos séculos XVIII e XIX

A história da turbina a gás começa com o inglês John Barber (1734–1801), que patenteou diversas invenções no final do século XVIII, mas certamente, a sua mais notável invenção foi a TURBINA A GÁS. Infelizmente, dadas as limitações tecnológicas da época, sua invenção não gerou nenhum aparato capaz de traduzir sua descoberta. Mas Barber foi o primeiro homem a descrever em detalhes o princípio da turbina a gás (BARBER, 2010).

Em 1791, Barber registrou a patente nº 1.833 na UK Patents officers – *Obtendo e aplicando força motriz e facilitando operações metalúrgicas* – que contém todos os importantes avanços que levaram ao sucesso de seu invento. Concebido como um dispositivo para movimentar carruagens, o projeto de Barber incluía um compressor de gás, uma câmara de combustão e uma turbina. (Figura 1).

Figura 1: Esboço a partir da patente de Barber



Fonte: (BARBER, 2010).

Segundo o que descrevia a patente (BARBER, 1791), a turbina obteria gás a partir da queima de madeira, carvão, óleo ou qualquer outra substância comburentes,

aquecidos num reator, de onde o gás obtido era transportado para um recipiente e resfriado. Ar e gás eram comprimidos em diferentes cilindros e levados para dentro de uma câmara de combustão onde eram queimados. A mistura de gases quentes era, então, arremetida contra as pás da turbina. Água era adicionada dentro da mistura explosiva para resfriar a câmara e produzir vapor para aumentar o volume dentro da câmara. O conceito de Barber foi brilhante, mas dada a tecnologia da época não foi possível para o aparelho criar suficiente potência para comprimir o ar e o gás e produzir trabalho útil. Entretanto, o crédito pela idéia que levou às modernas turbinas a gás, pode ser dado claramente a John Barber.

2.2 Primeiros Engenheiros e a II Guerra

Em 1903, um norueguês chamado Aegidus Elling (1861 – 1949) construiu a primeira turbina que gerava potência. Em 1912 aperfeiçoou sua construção e desenvolveu um sistema com a unidade da turbina separada e um compressor em série (AEGIDUS, 2010). Esta combinação é utilizada nas turbinas a gás industriais nos dias de hoje.

Um desafio maior para Elling foi encontrar material que suportaria as altas temperaturas desenvolvidas na turbina, algo necessário para alcançar altas saídas de potência. Elling sabia que se encontrassem melhores materiais, a turbina a gás seria ideal para impelir aeronaves (que na época estavam começando a se desenvolver).

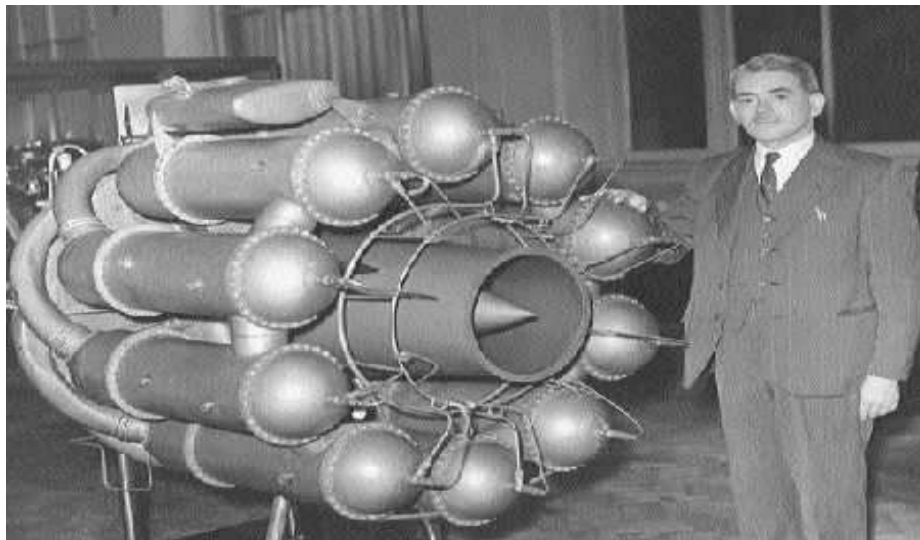
Na mesma época, dois irmãos franceses, os Armangand, construíram uma unidade que consistia de um compressor operando com uma razão de compressão de aproximadamente 4, uma turbina operando a 4.250 RPM e temperatura de entrada da turbina (TET) de 560°C. Esta unidade supria a necessidade do compressor de energia e ainda gerava uma eficiência térmica de cerca de 3% (BATHIE, 1996).

Não havia motivos para otimismo no início do século XX sobre o futuro das turbinas a gás em face dos desempenhos muito baixos. Entretanto, H.R. Sankey, que via o contínuo domínio das turbinas a vapor (que nesta época já geravam 45 MW), afirmou: “Turbinas a vapor irão ainda segurar as grandes unidades... até uma turbina a gás se desenvolver o bastante”. Ele também mencionou: “Durante os

últimos 15 anos (1917 – 1902) poucas turbinas experimentais foram produzidas, mas até agora não foram feitos progressos” (HUNT, 2011).

Um grande impacto das turbinas a gás foi no campo da propulsão de aeronaves. O maior marco neste desenvolvimento foi o primeiro motor experimental de Whittle (1907 – 1996) em 1937. A Figura 2 mostra a foto de Whittle ao lado da sua primeira turbina a gás. Apesar da falta de fundos, em 1941 o motor estava pronto para teste em aeronaves e o primeiro vôo foi feito no mesmo ano (WHITTLE, 2010).

Figura 2: Whittle ao lado de seu protótipo



Fonte: (WHITTLE, 2010)

A subsidiária da GE company, que tinha sido criada em 1918 com o propósito de construir turbinas a gás, levou para os EUA uma equipe inglesa da Companhia de Whittle e começaram a construir um protótipo, o XP-59A (WHITTLE, 2010). Porém, foi atribuída a Hans Von Ohain (1911 – 1998) a construção do primeiro modelo de aeronave operacional o Heinkel He 178 (Figura 3).

Figura 3: Heinkel He 178, primeiro avião a jato fabricado no mundo



Fonte: (Heinkel He 178 - Wikipedia, 2010)

O modelo voou pela primeira vez em 1939, dois anos antes de Whittle. A diferença entre os modelos de Ohain e Whittle estava somente em arranjos internos da turbina, fato notável já que os dois trabalharam separadamente tendo em vista a guerra que se aproximava (WHITTLE, 2010). No quadro 2 vêem-se os principais parâmetros operacionais da turbina de Ohain:

Quadro 2: Principais parâmetros da turbina do HE 178

Parâmetros	
Compressor	Centrífugo
Peso do motor	360 kg
Impulso	500 kg.s
Consumo específico de combustível	0,7 kg/kg.h

Fonte: (BATHIE, 1996)

Os dois anos que separavam o projeto de Ohain do de Whittle foram fundamentais para que ainda na segunda guerra uma aeronave a jato entrasse em combate: o Messerschmitt Me 262 (Figura 4).

Figura 4: Messerschmitt Me 262



Fonte: (MESSERSCHMITT ME 262, 2010)

O motor do Me 262 atingia altíssimas temperaturas, além de trabalhar a rotações nunca antes alcançadas pelos motores convencionais. No primeiro voo do Me 262, por exemplo, as pás da turbina se partiram. Durante o desenvolvimento do Me 262, nos anos de 1942 e 1943, os comandantes da *Luftwaffe* não estavam ainda muito preocupados já que os aviões convencionais faziam o seu trabalho e a indústria alemã tinha que trabalhar para repor aqueles abatidos. Os projetistas alemães sabiam que necessitavam de metais resistentes à temperatura, Ni e Cr, que não estavam disponíveis devido ao bloqueio aliado. As pás das turbinas eram constituídas de uma liga de aço com cobertura de alumínio, de modo a prevenir oxidação. Essa composição, entretanto, não sobrevivia a longas exposições de temperatura geradas pelo motor, ou seja, o motor tinha uma vida útil de 10 horas. Até o início efetivo de sua operação em guerra ao final do ano de 1944, o motor já durava 25 horas. (MESSERSCHMITT ME 262, 2010).

2.3 Operando a Turbina a gás e o Desenvolvimento do Pós Guerra

As décadas de 40 até 70 do século XX podem ser divididas em 4 períodos: O primeiro período, de 1938 até 1945, foram os anos dos projetos pioneiros e primeiros testes comerciais das primeiras turbinas no Reino Unido, na Alemanha e na França. Também foi o período da utilização dos primeiros aviões a jato na força aérea, conforme foi visto no item 2.2. O segundo período, de 1946 a 1955, foram anos de

rápido avanço no desempenho dos motores e o início do período da exploração comercial de turbinas. No terceiro período, de 1956 a 1965, houve a disseminação da tecnologia da turbina para várias aplicações: Início da era da aviação comercial de longa distância com aviões a jato; Primeiras unidades geradoras de potência; O quarto período, de 1965 a 1975, consolidou a turbina a gás como principal meio de propulsão utilizado na aviação comercial e tirou a turbina a gás do papel de coadjuvante na geração de energia elétrica em massa para o papel de principal conversor (SMIL, 2010).

Não há dúvida que a unidade de Neuchâtel da Brown Boveri na Suíça, com seus 4 MW, teve o crédito de ter sido a primeira Turbina a gás Industrial que operasse de forma prática (HUNT, 2011). A Figura 5 mostra a turbina de Neuchâtel após ter sido recondicionada pela ALSTOM. A turbina de Neuchâtel entrou em operação em 1939 e só foi desligada em 2002 por problemas no gerador. É considerada como marco histórico da engenharia mecânica, status reservado somente para ícones do desenvolvimento tecnológico pela ASME. Atualmente está na cidade de Birr, na Suíça (ALSTOM (Switzerland) Ltda, 2007).

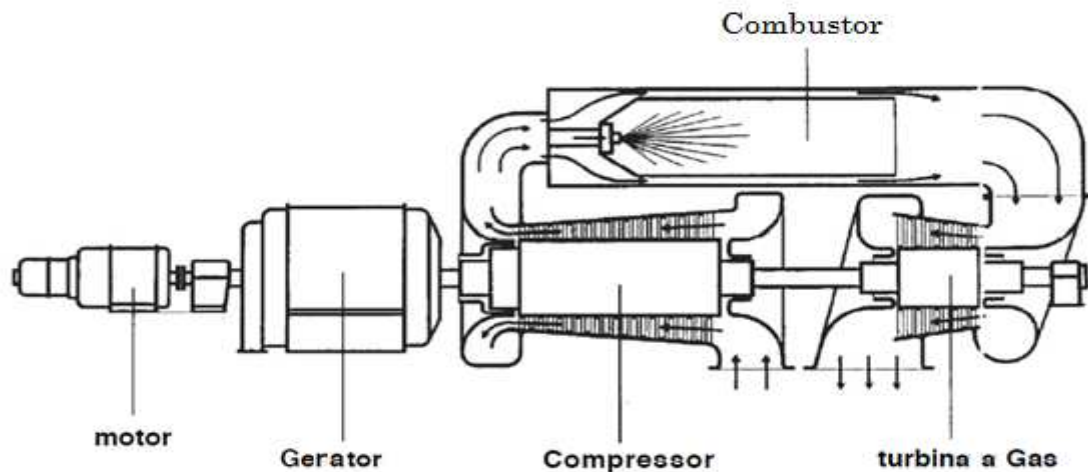
Figura 5: Turbina a gás de Neuchâtel em Birr (Suíça)



Fonte: (ALSTOM (Switzerland) Ltda, 2007).

A Figura 6 mostra o desenho esquemático da Turbina de Neuchâtel em que o Compressor, a turbina e o gerador foram arranjados em linha e diretamente acoplados. Um conceito muito similar às modernas Turbinas a Gás.

Figura 6: Desenho esquemático da Turbina de Neuchâtel



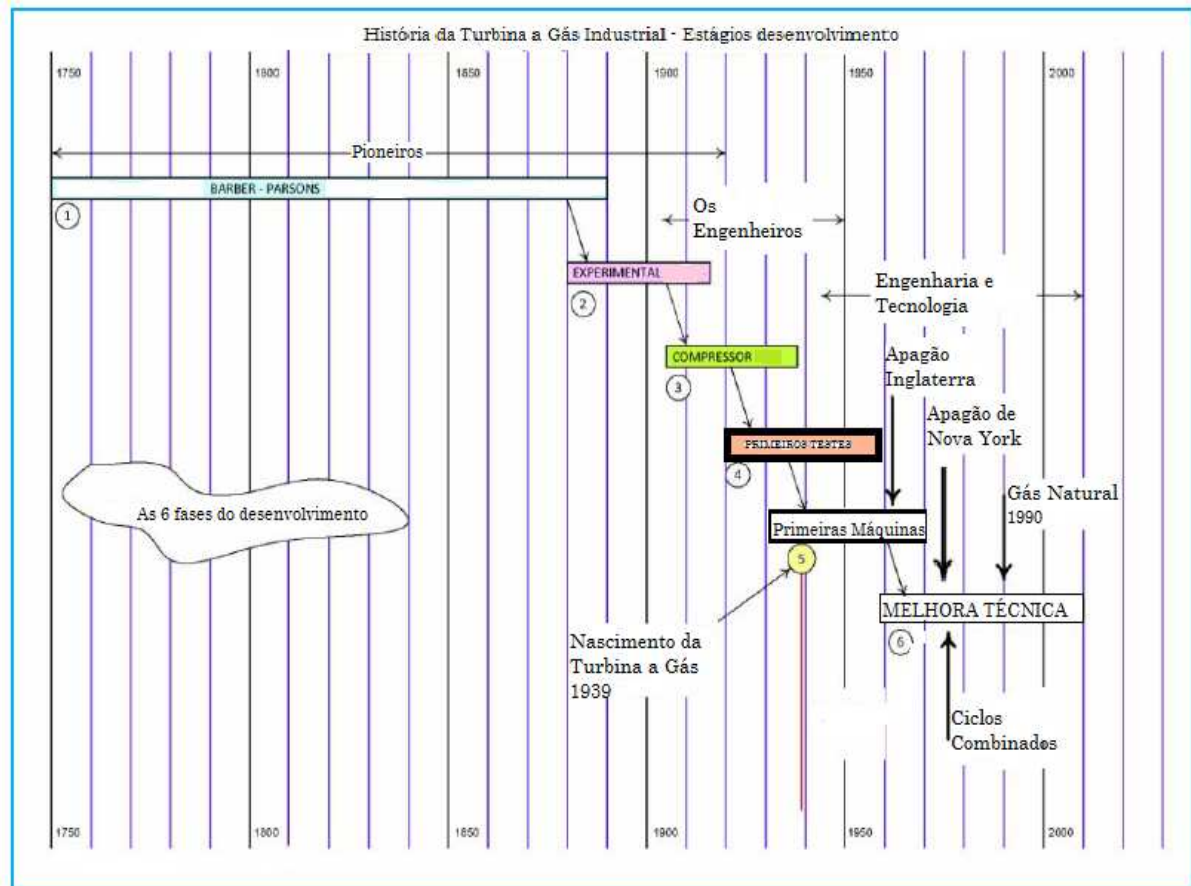
F

Fonte: (ALSTOM (Switzerland) Ltda, 2007).

A unidade da Brown Boveri foi projetada como gerador de reserva ou apoio. No ano de 1953, por exemplo, só operou por 1.200 horas, por esta condição (BATHIE, 1996).

Após a entrada em operação da turbina de Neuchâtel, muitas outras tecnologias e pesquisas foram realizadas no sentido de operar mais turbinas industriais. Tal situação foi descrita em diversos artigos ao longo dos anos. A Figura 7 mostra os estágios de desenvolvimento que a turbina a gás teve ao longo de sua história (HUNT, 2011).

Figura 7: Os 6 estágios do desenvolvimento da Turbina a gás



Fonte (HUNT, 2011)

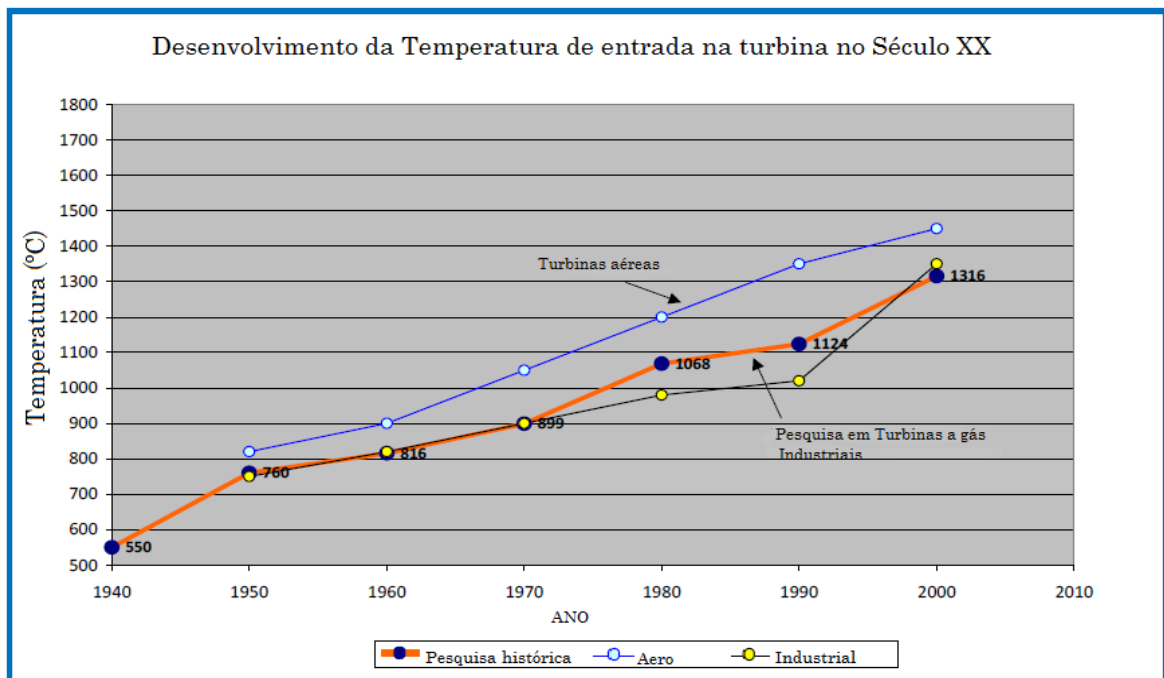
O período entre 1800 até 1920 foi uma fase somente de experimentos visando obter a tecnologia necessária para operar de forma econômica a turbina a gás – fase dos pioneiros. De 1920 até meados da década de 1950 – fase dos primeiros testes – as primeiras turbinas industriais entraram em operação de forma econômica. Já em 1954, no Rio de Janeiro, foi apresentado na Conferência Mundial de Energia, um relato desde a época de John Barber até Charles Parsons, descrevendo o desenvolvimento das turbinas a gás na geração de potência para tração, motores automotivos e turbinas para aviões (HUNT, 2011). Na fase seguinte – a da melhoria técnica – havia dúvidas e ocorreram debates para saber até que ponto a turbina a gás era economicamente viável. Pouco tempo depois, já se reconhecia que os resultados que a turbina a gás poderia alcançar eram espetaculares. Na década de 1960, Dr. Seippel introduziu os ciclos combinados gás-vapor.

É conhecido que, desde os primeiros experimentos, aumentar a eficiência está diretamente ligado a aumentar a temperatura de entrada da turbina (TET).

Desde o princípio acreditava-se que uma combinação entre materiais resistentes, revestimentos térmicos e tecnologia de resfriamento poderia levar a turbina a gás em direção a uma eficiência maior. Uma revisão da escalada do aumento da TET pode ser vista na Figura 8.

Em 1939, o Dr. Meyer declarou que era absolutamente seguro uma turbina operar com os materiais existentes à época numa temperatura de 538°C e que poderia atingir uma temperatura máxima de 816°C. Por quase 20 anos, a barreira dos 816°C foi um “tabu”. Até que a *SIEMENS* a quebrou em 1957, conforme a Figura 8.

Figura 8: Histórico do desenvolvimento da Temperatura de Entrada na Turbina



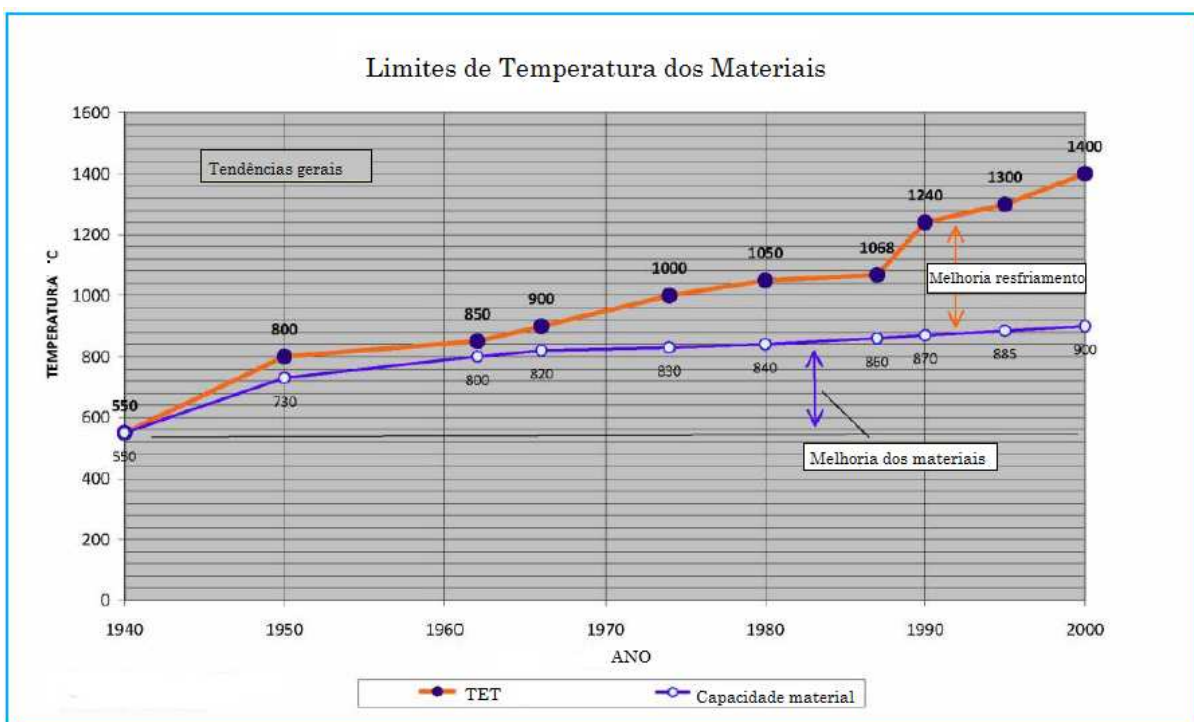
Fonte: (BOYCE, 2002)

A questão principal para a melhoria da eficiência térmica reside em como o primeiro estágio da turbina poderia resistir a altíssimas temperaturas. Conforme foi mencionado, a combinação de materiais resistentes, revestimentos térmicos e tecnologia de resfriamento seriam a solução para este fator limitante. O progresso destes fatores é mostrado na Figura 8.

Devido à complexidade das ciências dos materiais e das ciências metalúrgicas é somente possível fazer um breve histórico do impacto que o desenvolvimento dos materiais teve na tecnologia da Turbina a gás (HUNT, 2011). Porém um novo rumo

teve o desenvolvimento do aumento da TET: em 1953, a *National Gas Turbine Establishment (NGTE)*, desenvolveu experimentos utilizando a tecnologia de resfriamento das pás do primeiro estágio da turbina, estabelecendo os métodos até hoje utilizados para resfriamento, fator fundamental para atingir altos níveis de eficiência. A Figura 9 mostra como, a partir de meados da década de 1960, o aumento relativo da tecnologia de resfriamento foi muito maior do que a melhoria metalúrgica.

Figura 9: Influência do resfriamento no aumento da TET



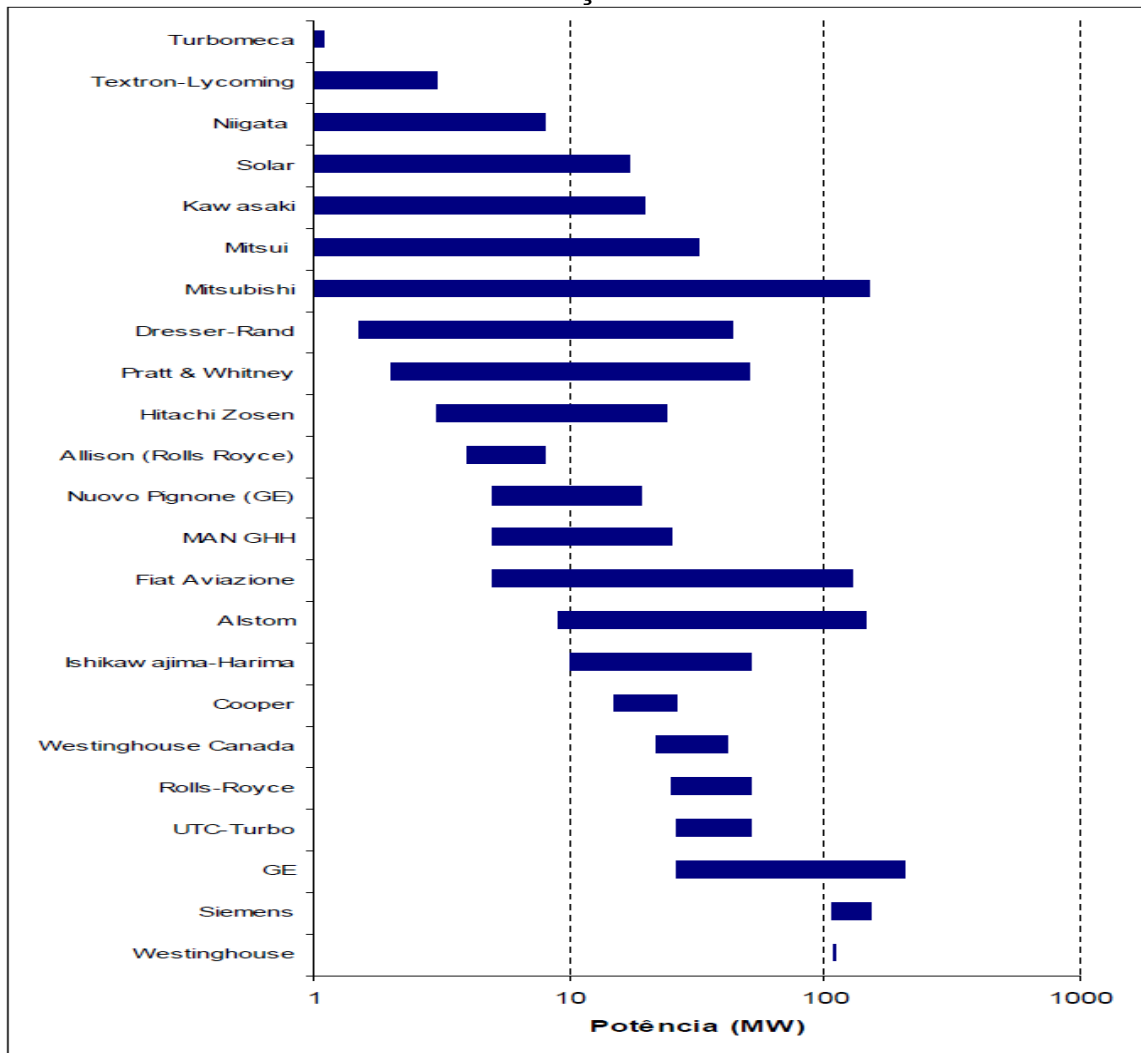
Fonte: (HUNT, 2011)

2.4 Turbina a gás no mercado de hoje

Atualmente o mercado mundial de turbinas a gás de grande porte é dominado por quatro grandes empresas: a americana General Electric, a germano-americana Siemens, a francesa Alstom e a japonesa Mitsubishi. Além dessas empresas, pode-se acrescentar outras importantes fabricantes mundiais, como a italiana Nuovo Pinone, a britânica Rolls-Royce, a suíça ABB, a alemã MANN Turbomaschinen AG/GHH BORSIG e a chinesa Bancor (SILVA; FURTADO, 2005).

A Figura 10 mostra a relação entre os fabricantes de turbinas a gás e o intervalo de potência no qual trabalham:

Figura 10: Principais fabricantes de turbinas a gás no mundo e sua faixa de atuação



Fonte: (FUNDAÇÃO GETÚLIO VARGAS, 2003)

A partir da Figura 10, pode-se verificar que o mercado de turbinas a gás é bastante concentrado para determinadas faixas de potência e mais concorrido para outras. Por exemplo, na fabricação de turbinas acima de 100 MW, existem 5 empresas fabricantes para atender toda a demanda mundial e na faixa de pequenas turbinas (abaixo de 10 MW) existem várias. Esta concentração se deveu a um grande movimento de fusões e aquisições no mercado de fabricantes de turbinas. Dois dos maiores fabricantes – GE e Alstom - procuraram adquirir empresas fabricantes de turbinas com faixas de potências diferentes, geralmente menores, com intuito de diversificar o portfólio e atender o mercado numa faixa maior de abrangência. (FUNDAÇÃO GETÚLIO VARGAS, 2003).

2.5 Turbina a gás e Outras Tecnologias Geradoras de Potência

Até agora foi visto como as turbinas a gás se desenvolveram ao longo dos dois últimos dois séculos e como foi grande o desenvolvimento da tecnologia em Turbinas a Gás durante a II guerra e principalmente nos últimos 20 anos. (BOYCE, 2002).

Podem-se classificar as turbinas a gás em dois tipos: as aero derivadas, já citadas, e as turbinas a gás industriais. Até os anos 1980, as aero derivadas tinham uma alta relação potência-peso comparadas às turbinas industriais. As turbinas industriais eram bem mais robustas, porém as turbinas aero derivadas tinham um custo de manutenção superior às turbinas industriais. A partir dos anos 1990 o quadro mudou e a diferença entre os dois tipos praticamente acabou (BOLLAND, 2008). O largo orçamento que a área militar dispunha foi a motivação para os primeiros desenvolvimentos nas turbinas aero derivadas e a partir da tecnologia das turbinas de aviões, as turbinas aero derivadas se desenvolveram e apresentaram maior confiabilidade operacional devido ao maior número de horas testadas, menor consumo específico, maior facilidade de manutenção, menor custo de instalação e tem grande facilidade de peças de reposição no mercado (SANTOS, 2006).

É necessário fazer a distinção entre as turbinas a gás, utilizadas na propulsão aérea, e as turbinas para utilização industrial. São três as razões para esta distinção (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996):

- a) A vida útil numa planta industrial é da ordem de 100.000 horas. Não se espera que uma turbina de avião tenha tamanha duração.
- b) Limitações de tamanho e peso em uma aeronave são muito mais importantes do que no caso de aplicações industriais.
- c) As turbinas de aeronaves fazem uso da energia cinética dos gases que deixam a turbina, o que é um desperdício nas turbinas industriais e devendo ser mantida tão baixa quanto possível.

Quando as turbinas a gás foram originariamente propostas para aplicações industriais, a potência das unidades não passava de 10 MW e mesmo com trocadores de calor, a eficiência girava em torno de 28 a 29%. A tecnologia que liderou o rápido crescimento da tecnologia das turbinas a gás nos últimos 20 anos foi

a tecnologia de materiais e esquemas de resfriamento associados para fabricação de câmaras de combustão e partes da turbina. Isto, associado com o aumento da razão de compressão de compressores, aumentou a eficiência térmica das turbinas a gás de 15% para mais de 45% (BOYCE, 2002), colocando-a numa posição de destaque entre as tecnologias de geração de energia. A tabela 1 mostra uma comparação econômica sobre várias tecnologias de geração de energia desde o custo inicial até o custo de operação. Como a geração de energia é muito dependente do local onde a unidade geradora de energia se encontra, o custo de instalação também variará e a justificativa de qual tipo de unidade utilizar também. Assim, ao analisar os dados da tabela 1, poderia se esperar, por exemplo, que uma unidade geradora que utiliza a força eólica seria a melhor escolha, já que possui uma eficiência que chega a 55%. Porém, se no local onde estiver tal unidade eólica não houver disponibilidade de ventos a ponto de gerar energia de forma econômica, então tal unidade não é a mais indicada.

Tabela 1: Comparação entre várias tecnologias de geração de energia

	Motor Diesel	Turbina a gás	Célula de Combustível	Célula Fotovoltaica	Vento	Biomassa	Energia de Rios
Faixa de tamanho (kW)	20 a 25.000	50 a 450.000	50 a 1.000	1 a 2	10 a 2.500	SI	+20
Eficiência (%)	36 – 43	21 – 45	35 – 54	15 – 25	45 – 55	25 – 35	60 – 70
Custo Instalação (\$/kW)	125 – 300	300 – 600	1.500 – 3.000	5.000 – 10.000	700 – 1.300	800 – 1.500	750 – 1.200
Custo de O & M (\$/kWh)	0,007 – 0,015	0,003 – 0,008	0,005 – 0,01	0,001 – 0,004	0,007 – 0,012	0,006 – 0,011	0,005 – 0,01

Fonte: (BOYCE, 2002)

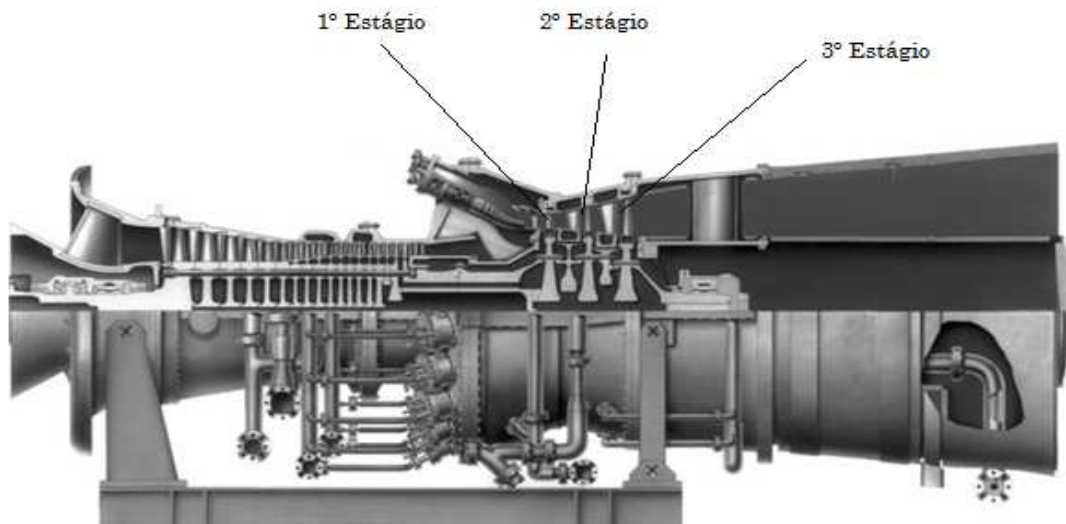
Ao se analisar a melhor escolha sobre qual forma de geração de energia utilizar, agora não mais levando em consideração o local de instalação, a economia de geração de energia depende do custo de combustível, da eficiência operacional, do custo de manutenção e do custo inicial, nesta ordem (BOYCE, 2002). Assim, pela tabela 1, numa unidade geradora de 1 MW, a turbina a gás teria uma posição intermediária quanto a eficiência e seria a segunda melhor opção quanto a custo de O & M (operação e manutenção) e custo de instalação (inicial). Tais posições

colocam a turbina a gás em posição de destaque como opção de unidade geradora de energia.

2.6 Principais Partes da Turbina a gás

As modernas turbinas a gás industriais com tecnologia aero derivada empregam compressores e turbinas de fluxo axial, em que os compressores têm entre 15 e 18 estágios; com combustores tubo anulares múltiplos cada um conectado ao outro por tubos sobre-cruzados. Tais tubos ajudam na propagação das chamas do queimador para outras câmaras e assegura uma equalização da pressão entre cada câmara de combustão. A Figura 11 mostra uma secção transversal de uma turbina a gás da GE que possui combustores múltiplos. Os Expansores da Turbina consistem numa turbina de fluxo axial de 2 a 4 estágios (BOYCE, 2002). No caso da Figura 11, vê-se uma turbina em 3 estágios de expansão.

Figura 11: Seção transversal de uma turbina a gás com combustores tubo anulares

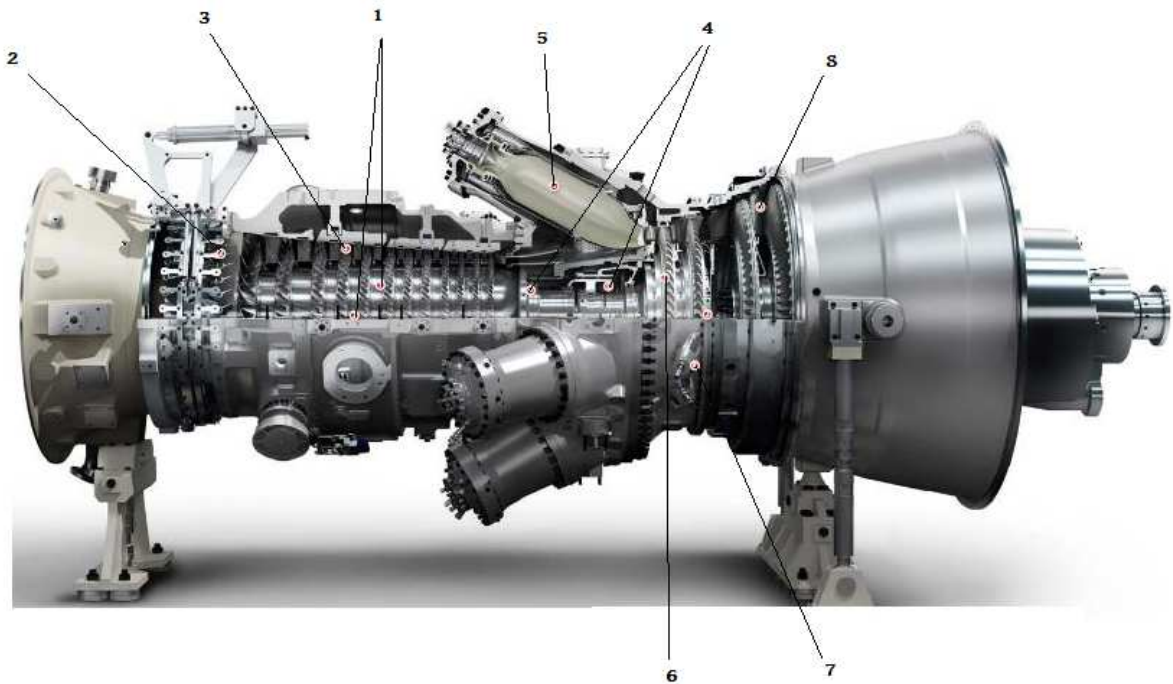


Fonte: (BOYCE, 2002) – com permissão da GE Power Systems.

Um corte de perfil de uma turbina a gás SGT 750 da *SIEMENS* é mostrado na Figura 12 (SIEMENS ENERGY, 2010). Esta turbina a gás, alimentada com gás natural, tem uma potência de saída nominal de 37 MW e 40% de eficiência térmica. Neste corte se identifica as partes de uma turbina a gás:

- a) Sistema rotor-estator do estágio de compressão;
- b) Controlador de fluxo de ar para as pás do compressor;
- c) Compressor axial com 13 estágios de compressão e razão de compressão de 24:1;
- d) Rotor do compressor;
- e) Câmara de Combustão;
- f) Turbina geradora de gás de 2 estágios utilizada para a compressão;
- g) Sistema de monitoramento da Turbina;
- h) Turbina livre de 2 estágios utilizada para geração de energia.

Figura 12: Corte da turbina a gás SGT 750



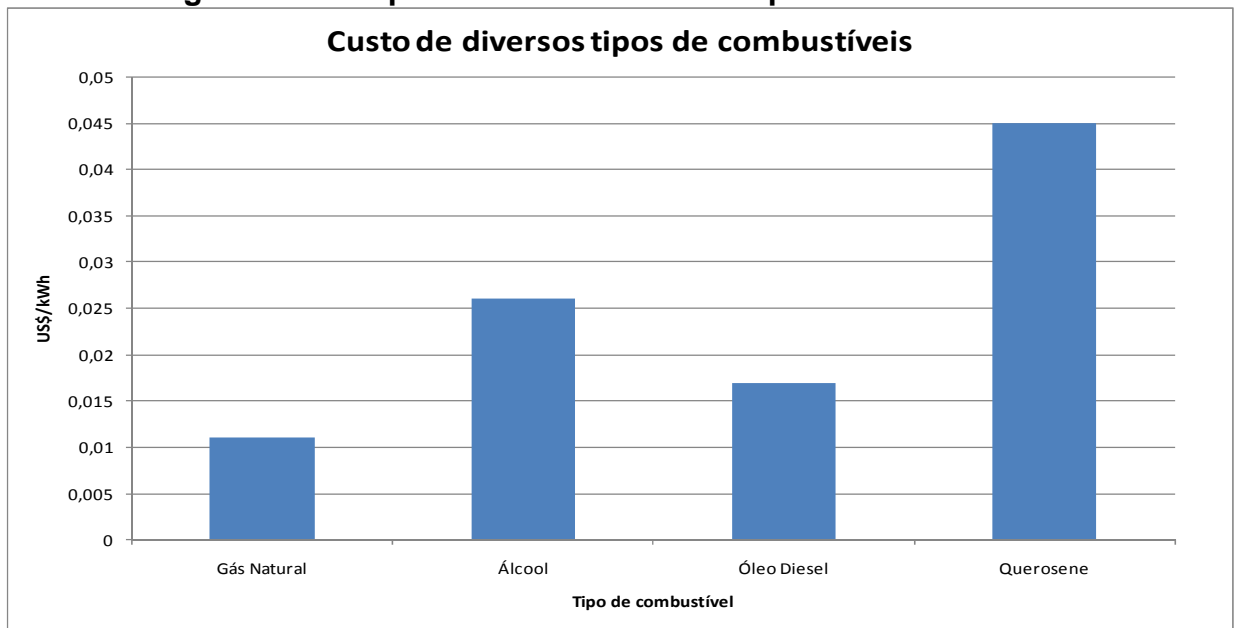
Fonte: (SIEMENS ENERGY, 2010)

Até então, foram apresentados os tipos de turbinas, suas principais partes e características e as vantagens da turbina a gás em relação a outros transformadores de energia. Nas próximas seções ver-se-á como é modelado o funcionamento da turbina, os cálculos dimensionais de suas principais partes, características do combustível utilizado e o ciclo termodinâmico utilizado.

2.7 Gás natural, combustível das Turbinas a Gás

O gás natural é a escolha preferencial como combustível para qualquer que seja o tipo de turbina a gás industrial. Isto se deve por ser um combustível de queima limpa e com o melhor custo comparativo entre outros combustíveis. A Figura 13 mostra um comparativo entre os principais combustíveis passíveis de serem utilizados numa turbina a gás.

Figura 13: Comparativo entre diversos tipos de combustível



Fonte: (SILVEIRA; GOVÊA, 2004)

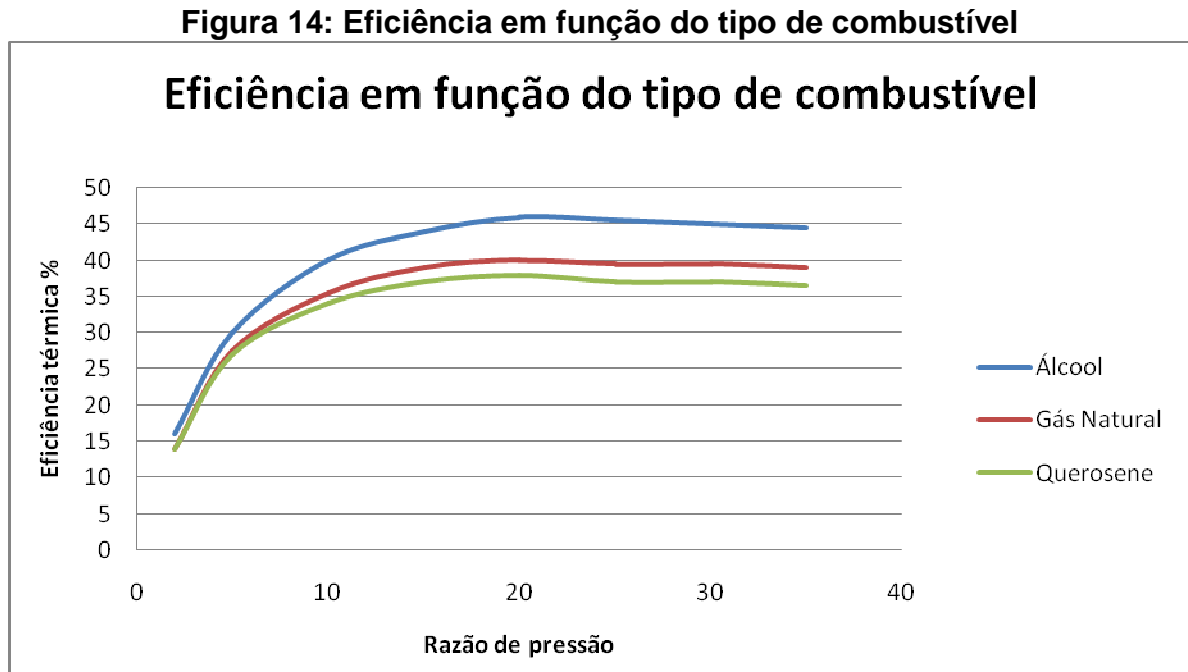
Vê-se claramente o menor custo do Gás natural em relação aos demais combustíveis que poderiam ser utilizados numa Turbina a gás.

Porém, recentemente a utilização de Etanol tem despertado algum interesse por proporcionar aumento da eficiência geral da turbina a gás. Uma análise de desempenho foi realizada por Nascimento & Electo (2004) comparando 3 tipos de combustíveis: Etanol, Querosene e Gás natural. Nesta análise, no ponto de projeto, foram mantidos fixos os seguintes parâmetros:

- a) Pressão de entrada no compressor = 1 bar;
- b) Temperatura de entrada no compressor = 288 K;
- c) Rendimento politrópico do compressor = 88%;
- d) Rendimento politrópico da turbina = 90%;

e) Temperatura de entrada da turbina (TET) = 1300 K.

Os resultados obtidos são mostrados na Figura 14.



Fonte: (NASCIMENTO; ELECTO, 2004)

A composição do combustível afeta as propriedades da chama incluindo velocidade da queima (cinética da reação), valor de aquecimento e temperatura adiabática da chama. Estas propriedades têm um efeito pronunciável na dinâmica da chama. A dinâmica da chama é responsável pelas perturbações acústicas (VANDSBURGER; HENDRICKS, 2007).

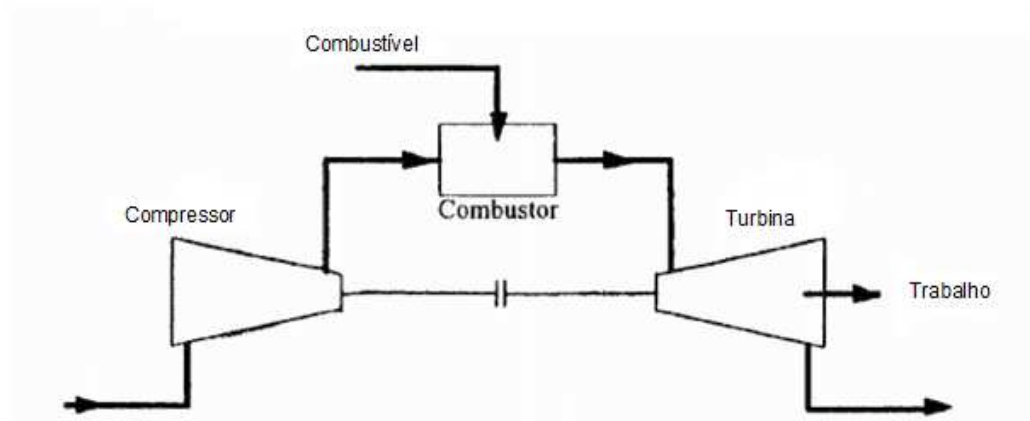
Além de afetar as propriedades da chama, os diferentes tipos de combustíveis afetam também a eficiência térmica do ciclo. A razão da superioridade do Etanol, conforme visto na Figura 14 em relação aos demais combustíveis advém da energia produzida por mol de etanol associado à quantidade de gases produzidos na combustão.

2.8 Ciclos a ar, o ciclo Brayton

Conforme reportado no item 2.6, um sistema simples de turbina a gás consiste de um compressor, um combustor e uma turbina. Ar é comprimido e misturado com o combustível e queimado na câmara de combustão. Após deixar a câmara, os

produtos da combustão entram na turbina e produzem trabalho mecânico num processo de expansão (LI, 1996). Devido ao fato de que o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo, o ciclo opera segundo o chamado ciclo aberto (Figura 15).

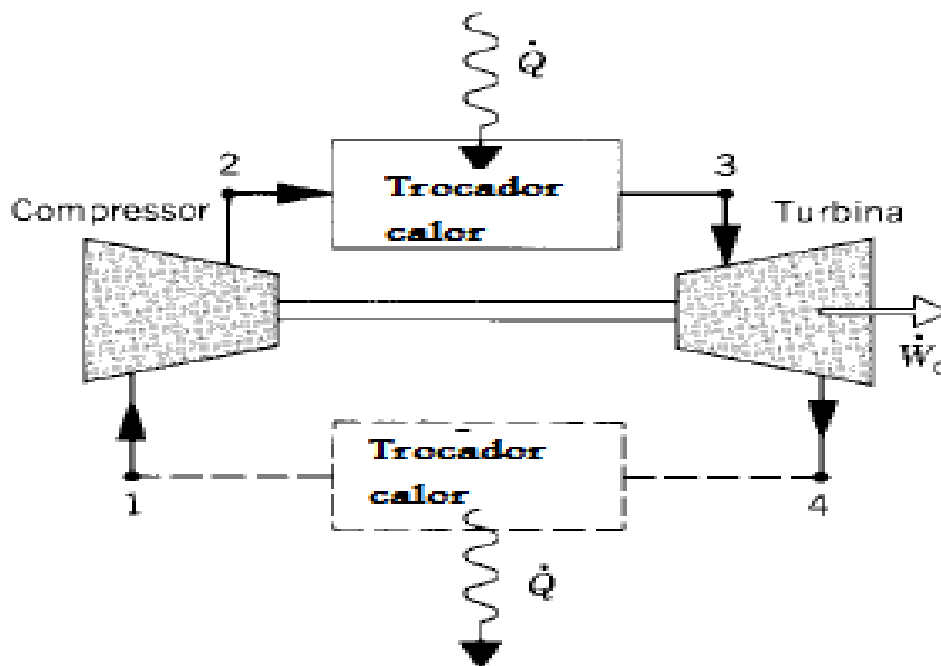
Figura 15: Diagrama esquemático de uma turbina a gás simples



Fonte: (LI, 1996)

Entretanto, para melhor análise é vantajoso conceber ciclos fechados que se aproximam dos ciclos abertos. O ciclo fechado é mostrado na Figura 16:

Figura 16: Ciclo Brayton fechado



Fonte: (KREITH, 2000)

Para tanto, as seguintes hipóteses são feitas (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2007):

- a) O fluido de trabalho é uma massa fixa de ar e este ar pode ser sempre modelado como um gás perfeito;
- b) O processo de transferência de calor de uma fonte externa é substituído por um processo de combustão;
- c) Os processos são internamente reversíveis;
- d) O ciclo é completado pela transferência de calor ao meio envolvente.

2.8.1 Capacidade Calorífica

A capacidade calorífica varia com a temperatura e com a pressão e é definida, a pressão constante, pela expressão:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{p=\text{cte}}$$

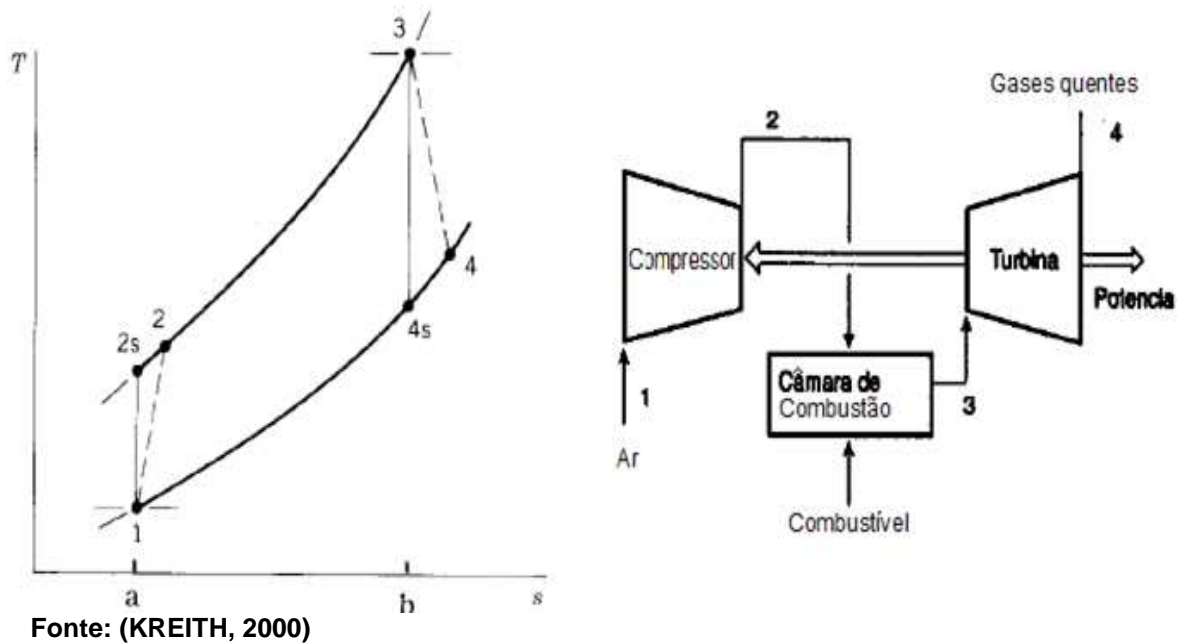
1

Como h , C_p e T são funções de estado, a equação 1 se aplica a qualquer processo no qual $P_s = P_e$, sendo ele conduzido ou não a pressão constante. Lembrando que, no caso de uma turbina a gás, conforme a Figura 15, a pressão de admissão $P_1 = P_e = P_{\text{atm}}$ e $P_s = P_4 = P_{\text{atm}}$.

2.8.2 Ciclo Brayton Ideal

O ciclo Brayton consiste, na sua forma ideal, de dois processos isobáricos e dois processos isoentrópicos. Os dois processos isoentrópicos representam o processo de compressão e o de expansão na turbina a gás. O processo de combustão e a etapa 4 – 1 (Figura 17), os processos isobáricos (BOYCE, 2002). A Figura 17 mostra o diagrama T-s para o ciclo Brayton Ideal. As linhas tracejadas, representam os processos reais no compressor (1→2) e na turbina (3→4).

Figura 17: Diagrama T-s para o ciclo Brayton ideal



Neste capítulo, quando não dito em contrário, todos os índices estarão referenciados na figura 17, assim o índice 1 será sempre relativo à temperatura de entrada do compressor, o índice 2 à temperatura de saída do compressor, o índice 3 à temperatura de entrada da turbina e o índice 4 a temperatura de saída da turbina.

Como se vê na Figura 17, os processos 1-2s e 3-4s são processos reversíveis isentrópicos, nestes processos, e partindo da primeira lei da termodinâmica, podem-se chegar a relações simples entre as variáveis temperatura, pressão e volume, válidas na compressão ou expansão adiabática de gases ideais: (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2007):

$$\int_{T_e}^{T_s} C_v dt = - \int_{V_e}^{V_s} P_{op} dV \quad 2$$

$$C_v \int_{T_e}^{T_s} dT = -RT \int_{V_e}^{V_s} \frac{dV}{V} \quad 3$$

$$C_v \int_{T_e}^{T_s} \frac{dT}{T} = -R \int_{V_e}^{V_s} \frac{dV}{V} \quad 4$$

$$\frac{\ln T_s}{T_e} = - \frac{R}{C_v} \ln V_s \quad 5$$

$$\frac{\ln T_s}{T_e} = - \frac{C_p - C_v}{C_v} \frac{\ln V_s}{V_e} \quad 6$$

$$\frac{\ln T_s}{T_e} = - \frac{(\gamma - 1) \ln V_s}{V_e} \quad 7$$

$$\frac{T_s}{T_e} = \left(\frac{V_e}{V_s} \right)^{(\gamma-1)} \quad 8$$

Que pode ser transformado para:

$$\frac{T_s}{T_e} = \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad 9$$

Onde $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$

Como existe variação de temperatura e pressão ao longo da transformação não se pode considerar γ uma constante, já que γ é função da capacidade calorífica e esta varia com a temperatura. Para considerar esta variação, utiliza-se a expressão, válida para gases ideais (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2007):

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R}{C_p} \quad 10$$

Séries de potências foram desenvolvidas para modelar a variação da capacidade calorífica com a temperatura. Estas séries têm, muitas vezes, a forma da equação 11. (McBRIDE; HEIMEL; EHLERS, 1963):

$$C_p = R (a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3) \quad 11$$

Os coeficientes da equação 11 são dados para uma ampla faixa de temperatura, portanto, tais coeficientes podem ser diferentes dependendo da faixa que representam. Quanto mais ampla for esta faixa, mais impreciso será o valor da capacidade calorífica.

A partir da equação 9 e utilizando os índices da Figura 17, chega-se à eficiência térmica, calculada pela primeira lei da termodinâmica, dada por (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNACKE, 2007):

$$\varepsilon_{\text{ciclo1}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad 12$$

Nas equações 9 e 12, a razão de compressão e a razão de expansão são consideradas equivalentes. Para calcular a eficiência pela segunda lei da termodinâmica, determina-se a disponibilidade de transferência associada com o calor introduzido no processo 2-3, que é (LI, 1996):

$$\varepsilon_{\text{ciclo2}} = \frac{\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) - \frac{T_0}{T_1} \ln\left(\frac{T_3/T_1}{T_2/T_1}\right)} \quad 13$$

Que se pode desenvolver para:

$$\varepsilon_{\text{ciclo2}} = \frac{\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)(T_3 - T_2)}{(T_3 - T_2) - T_0 \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)} \quad 14$$

Observa-se que a eficiência pela segunda lei é função de três variáveis: A temperatura de entrada na turbina (T_3), a razão isoentrópica de temperatura $\frac{T_3}{T_1}$ e a temperatura de referência (T_0). Se aumentar T_3 , a eficiência do ciclo irá aumentar também, porém numa turbina a gás real a temperatura máxima do gás que entra numa turbina é fixada por considerações metalúrgicas – a resistência do material à temperatura (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNACKE, 2007). No item 2.2 foi visto que o Me 262 teve problemas nas suas pás da turbina e a razão principal foi justamente esta, a temperatura T_3 que excedia o limite metalúrgico de construção. A equação 12 também pode ser escrita em função da eficiência da turbina e do compressor (BOYCE, 2002):

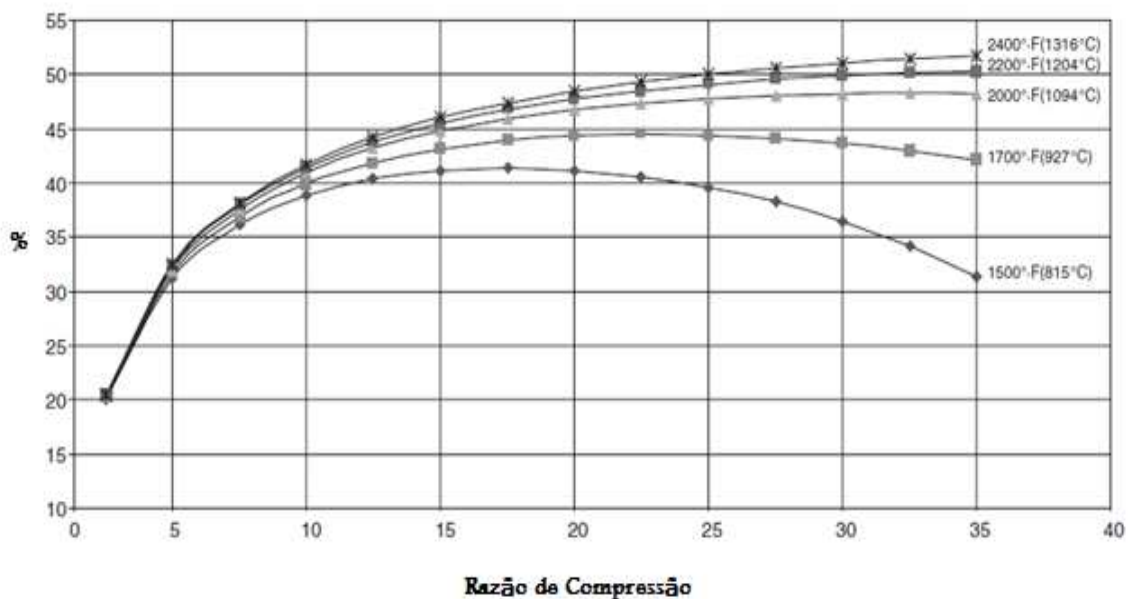
$$\epsilon_{\text{ciclo1}} = \left[\frac{\eta_t T_3 - \frac{T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}}{T_3 - T_1 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{1}{\eta_c}} \right] \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]$$

15

Nota-se pela equação 15, que além de T_3 , a razão de compressão também influencia na eficiência geral da turbina a gás. Porém, de acordo com a Figura 18, a partir de determinado ponto – para qualquer T_3 – pode ser observado, inclusive, uma queda na eficiência geral, com o aumento da razão de compressão.

A queda na eficiência a altas razões de compressão é devido ao fato que quando se aumenta a razão de compressão a temperatura de saída do compressor aumenta e, conseqüentemente, é necessária uma redução no suprimento de combustível para manter a temperatura de entrada na turbina (TET) num patamar fixo. A necessidade de energia para aumentar a razão de compressão requerida pelo compressor acaba sendo mais relevante do que esta queda no suprimento de combustível (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996).

Figura 18: Eficiência térmica geral em função da razão de pressão e da Temperatura de Entrada da Turbina (eficiência do compressor de 87% e eficiência da turbina de 92%).



Fonte: (BOYCE, 2002)

A equação que determina qual será a razão de compressão máxima para a máxima produção de energia (trabalho) é (BOYCE, 2002).

$$P_2/P_{1_{\max}} = \left[\frac{\eta_t T_3 \eta_c}{2T_1} + 0,5 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

16

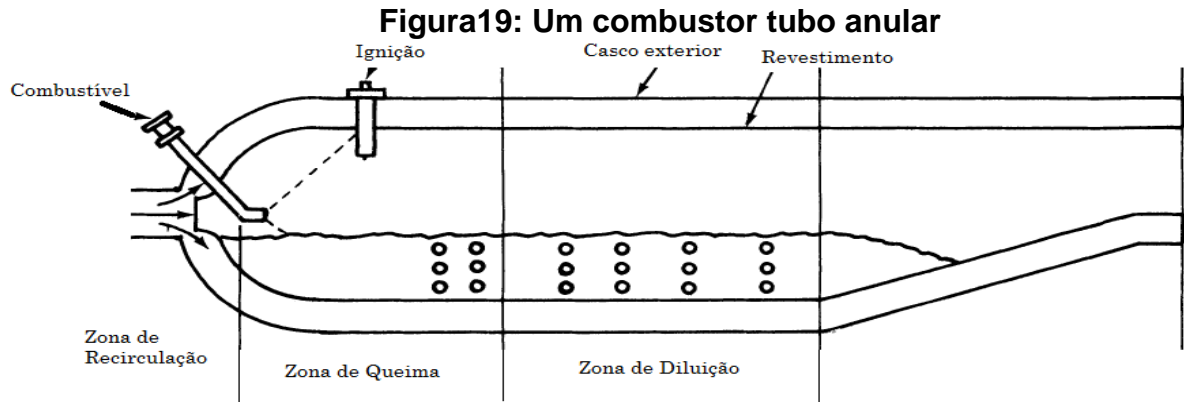
Entretanto, o valor obtido na utilização da equação 16 pode não ser o mais econômico, já que à medida que se aumenta a compressão, dependendo da temperatura de entrada da turbina, a eficiência pode até cair. (Figura 18).

2.9 Características dos Componentes Principais da Turbina a gás

2.9.1 Câmara de combustão

A câmara de combustão é a parte da turbina a gás onde acontece a combustão do combustível alimentado em conjunto com uma grande quantidade de ar proveniente do compressor e libera a energia fruto desta reação. Como já foi discutido, a quantidade de energia liberada sofre a limitação do material de construção da turbina. As câmaras de combustão industriais são consideravelmente mais simples do que as aeronáuticas por causa da combustão a altas pressões (baixas altitudes) (LEFEBVRE, 1983).

A despeito das várias diferenças de projetos, todas as câmaras de combustão de turbina a gás têm 3 partes: uma zona de recirculação, uma zona de queima e uma zona de diluição (Figura 19). Na zona de recirculação o combustível é preparado para uma rápida combustão dentro da zona de queima. No fim da zona de queima, todo o combustível deve ou deveria estar totalmente convertido e a função da zona de diluição passa a ser tão somente de misturar os gases quentes com o ar comprimido provindo do compressor e com o ar de diluição, que é necessário para baixar a temperatura da câmara (BOYCE, 2002). A Figura 19 mostra um combustor do tipo tubo anular e suas respectivas partes:

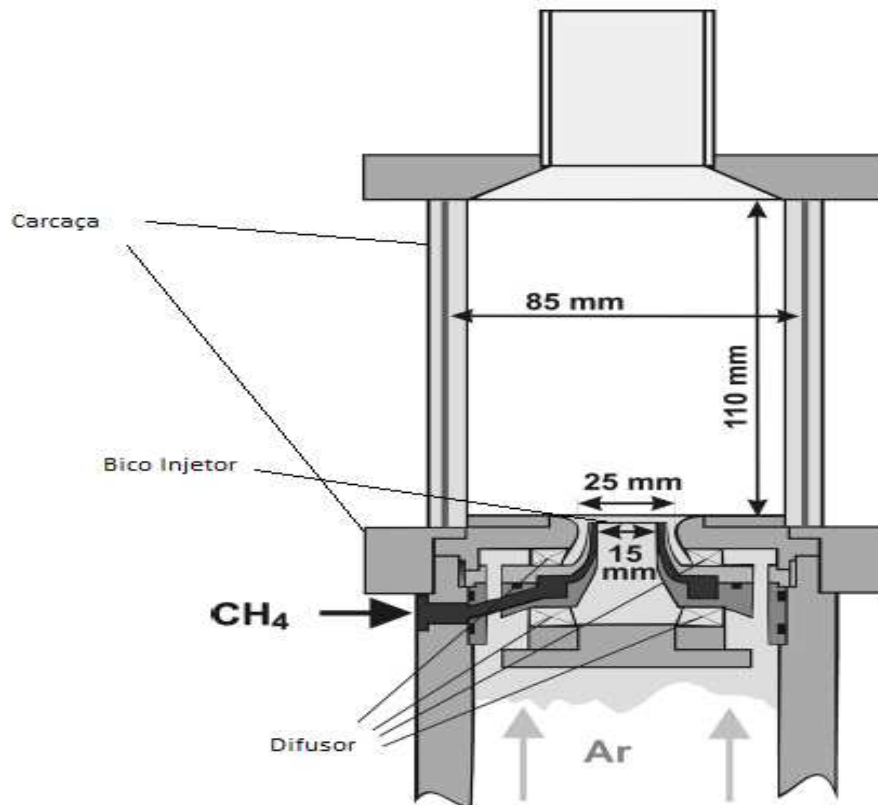


Fonte: (BOYCE, 2002)

Na zona de queima, os bicos injetores desenvolvem importante papel de nebulizar o combustível e ao mesmo tempo diluí-lo na câmara de combustão.

Na Figura 20, vê-se o desenho genérico esquemático de um combustor. O ar seco alimenta a chama através de um bocal central de 15 mm e um bocal anular de 25 mm. Neste esquema, metano é alimentado formando um anel entre os bocais de ar (WEIGAND; MEIER; DUAN, 2006).

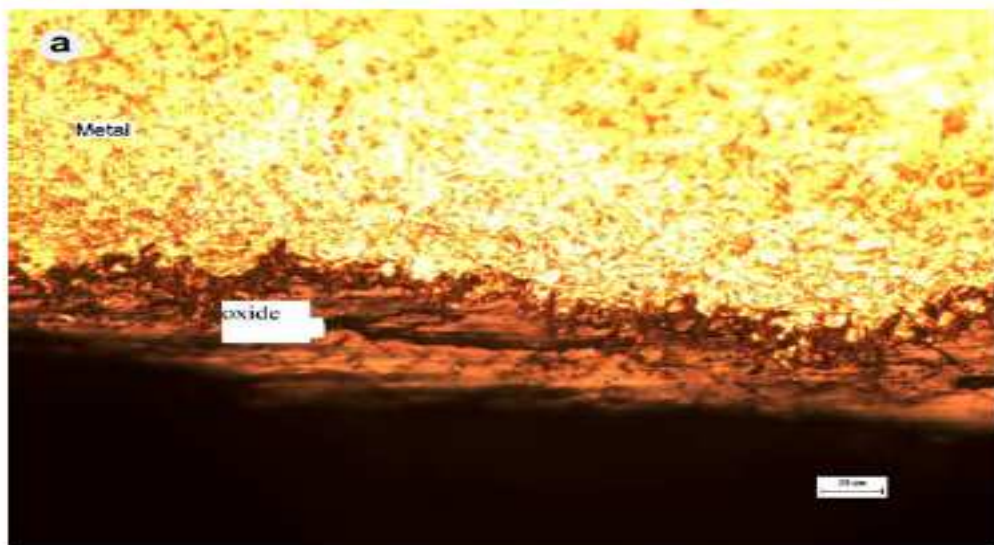
Figura 20: Desenho esquemático de um modelo de combustor



Fonte: (WEIGAND; MEIER; DUAN, 2006)

Altas temperaturas são desenvolvidas nas câmaras de combustão, entretanto se tal nível de aquecimento atinge partes auxiliares da turbina fora da câmara, estragos permanentes podem ocorrer. Não é evidente como as chamas atingem estas partes e causam super aquecimento. Técnicas de metalografia são usadas para observar a seção transversal da câmara e os danos causados pelas chamas. Estes estudos revelaram que tais partes atingiram temperaturas superiores a 973 K devido à camada de óxido formado. A Figura 21 mostra a camada de óxido logo acima do metal (SIERRA; KUBIAK; GONZÁLEZ, 2005).

Figura 21: Observação de uma seção danificada por superaquecimento por chamas



Fonte: (SIERRA; KUBIAK; GONZÁLEZ, 2005)

As investigações mostraram que uma das causas ao superaquecimento de partes fora da câmara de combustão – como mostrado na Figura 21 – pode ser atribuída a pequenas flutuações na pressão de entrada de ar na câmara que podem ocorrer em condições normais de operação (SIERRA; KUBIAK; GONZÁLEZ, 2005).

Quanto mais elevada for a temperatura dos gases de combustão na saída do combustor, maior a energia útil e a eficiência da turbina. A temperatura limite, como já foi dito, é a temperatura de resistência do material de construção da turbina, particularmente onde ocorre o primeiro contato entre os gases de exaustão e o primeiro local fora da câmara que são as lâminas do primeiro estágio da turbina de expansão. Uma vez que esta temperatura depende da taxa de transferência de calor dos gases, quaisquer meios de reduzir a taxa de transferência e de resfriar as

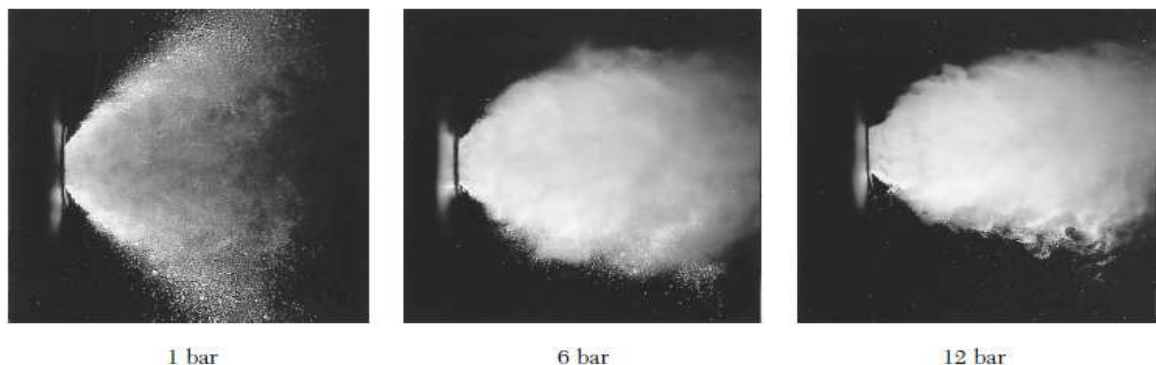
lâminas permitem a operação com temperaturas mais elevadas do gás (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2007).

2.9.1.1 Eficiência da Combustão na Câmara – Conversão

Três aspectos importantes podem ser tratados quanto à eficiência da queima de combustível na câmara de combustão: a influência da pressão do ar no spray, a influência da vazão de combustível no spray e a influência da composição do gás combustível (ZHENG; JASUJA; LEFEBVRE, 1996).

Zheng *et al.* fizeram alguns experimentos para dimensionar tais aspectos. Inicialmente, manteve-se a vazão de combustível em 35 g/s (metade do consumo regular de uma turbina aeronáutica, por exemplo) e variando a pressão da vazão de ar de 1 a 12 bar e ainda utilizando lasers pulsantes para iluminar o spray, as seguintes fotografias foram obtidas (Figura 22):

Figura 22: Influência da pressão do ar na estrutura do spray

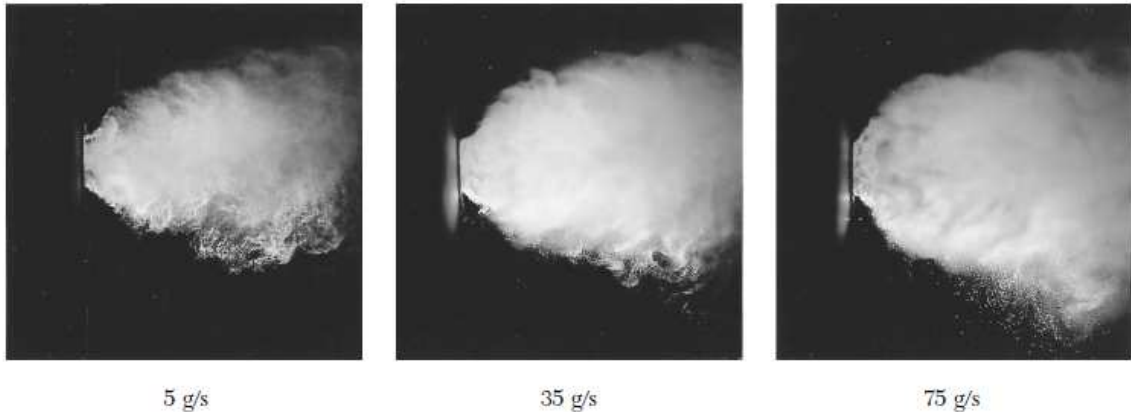


Fonte: (ZHENG; JASUJA; LEFEBVRE, 1996)

A observada redução no diâmetro do spray com o aumento da pressão do ar não é devida a nenhuma mudança nos padrões do fluxo do ar, já que o número de Reynolds é sempre alto ($\gg 10^6$), mas pela redução da quantidade de movimento da vazão do ar. Um considerável número de evidências indica a enorme importância da quantidade de movimento da mistura ar-combustível no volume do spray. Por exemplo, a Figura 23 mostra o efeito na dimensão do spray quando se aumenta a vazão de combustível de 5 até 75 g/s enquanto se mantém a pressão do ar constante em 12 bar. A Figura mostra que o aumento da quantidade de combustível causa o aumento da quantidade de movimento e assim grandes volumes de sprays.

Este aumento do volume do spray também é benéfico para reduzir a emissão de óxidos nítricos em altas pressões de combustão.

Figura 23: Influência da vazão de combustível na estrutura do volume do spray

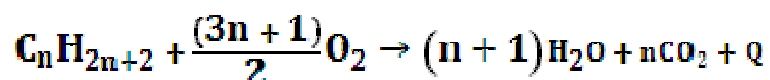


Fonte: (ZHENG; JASUJA; LEFEBVRE, 1996).

A composição do combustível afeta as propriedades das chamas de várias maneiras incluindo desde velocidade de queima até o calor liberado. Estas propriedades têm um efeito pronunciável na dinâmica da chama. A dinâmica da chama é responsável pelas perturbações acústicas. A instabilidade da chama, causada por pulsação termoacústica levou a realização de trabalhos na expectativa de entender melhor este processo. As pulsações termoacústicas podem ter sérias conseqüências para a vida útil dos componentes de uma turbina a gás com conseqüente impacto na disponibilidade e na confiabilidade. A investigação na absorção das ondas acústicas axiais em um duto com um forro com fluxo polarizado tem sido utilizada para controlar e prever tais impactos (KELSALL; TROGER, 2004).

2.9.1.2 Química da Combustão – Efeitos Térmicos

A combustão do Gás natural é uma reação química que ocorre entre carbono, hidrogênio e oxigênio (BOYCE, 2002). O resultado desta reação é calor liberado de acordo com a reação genérica ¹:



¹ Desenvolvimento do autor

O calor liberado da equação 17 (Q) é o objeto principal deste estudo, pois quanto mais aproveitado ele for, maior será a energia produzida na turbina. Este calor é comumente analisado pelos efeitos que tem sobre as substâncias que recebem esta energia (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2007). A quantidade deste calor capaz de elevar uma parcela infinitesimal de temperatura dT de um determinado material, gás, sólido ou líquido é chamada de *capacidade calorífica*. Traduzindo de forma matemática (PERRY; GREEN, 1984):

$$\Delta H = \int C_p dT \quad (\text{qdo } P = \text{constante}) \quad 18$$

$$\Delta U = \int C_v dT \quad (\text{qdo } V = \text{constante}) \quad 19$$

O Quadro 2 mostra os valores das constantes da equação 11 para a faixa de temperatura que vai de 273K até 1.500K. Como C_p varia com a temperatura, é necessário introduzir na equação 18 a equação 11. Porém, as constantes da equação 11 foram estabelecidas para 25°C e como invariavelmente isto não ocorre nos processos industriais, é necessário descer a temperatura até 25°C:

$$\Delta H_R = \sum_{n=1} \int_{T_2}^{298} (a + bT + cT^2 + dT^3) dT \quad 20$$

Após esta etapa, calcula-se o calor sensível até a temperatura final:

$$\Delta H_P = \sum_{n=1} \int_{298}^{T_3} (a + bT + cT^2 + dT^3) dT \quad 21$$

O valor de “n” nas equações 20 e 21 é o mesmo valor de “n” na equação 17. A variação da entalpia total será, portanto:

$$\Delta H_{TOT} = \Delta H_R + Q + \Delta H_P = 0 \quad 22$$

Quadro 3: Valores das constantes da equação 11 (cal/mol.K)

GÁS	a	B	c	d
CH ₄	4,750	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$3,03 \cdot 10^{-6}$	$-2,63 \cdot 10^{-9}$
C ₂ H ₆	1,648	$4,124 \cdot 10^{-2}$	$-1,53 \cdot 10^{-5}$	$1,74 \cdot 10^{-9}$
C ₃ H ₈	-0,966	$7,279 \cdot 10^{-2}$	$-3,755 \cdot 10^{-5}$	$7,58 \cdot 10^{-9}$
C ₄ H ₁₀	0,945	$8,873 \cdot 10^{-2}$	$-4,38 \cdot 10^{-5}$	$8,36 \cdot 10^{-9}$
C ₅ H ₁₂	4,895	$9,011 \cdot 10^{-3}$	$-2,804 \cdot 10^{-5}$	
H ₂ O	7,700	$4,594 \cdot 10^{-4}$	$2,521 \cdot 10^{-6}$	$-8,587 \cdot 10^{-10}$
CO ₂	5,316	$1,429 \cdot 10^{-2}$	$-8,362 \cdot 10^{-6}$	$1,784 \cdot 10^{-9}$
O ₂	6,085	$3,631 \cdot 10^{-3}$	$-1,709 \cdot 10^{-6}$	$3,133 \cdot 10^{-10}$
N ₂	6,093	$-3,753 \cdot 10^{-4}$	$1,93 \cdot 10^{-6}$	$-6,861 \cdot 10^{-10}$

Fonte: (HIMMELBLAU; RIGGS, 2006)

O calor liberado (Q) na reação de combustão que ocorre como representado na equação 17 é chamado de calor de combustão. Os valores em cal/mol em base seca para os componentes mais comuns do gás natural estão no quadro 4.

Quadro 4: Calor de Combustão para gases presentes no gás natural

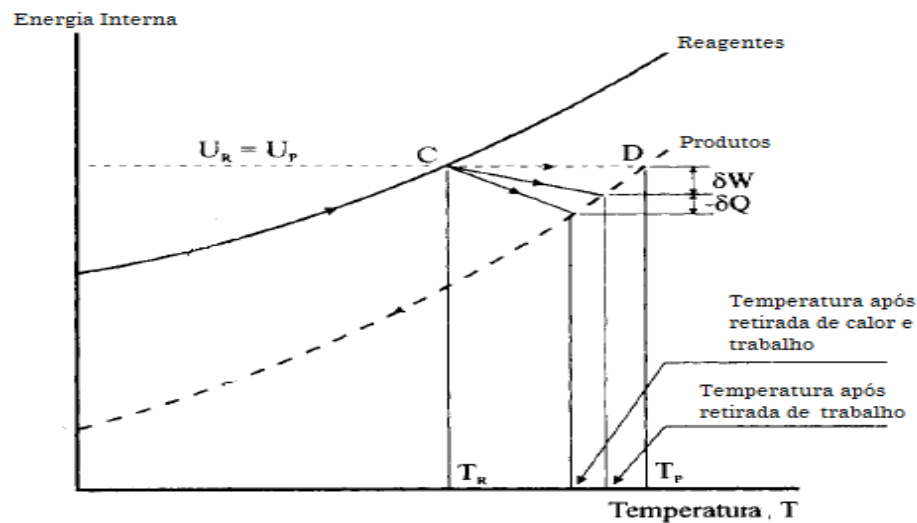
COMPONENTE	ΔH Combustão (kJ/mol)
CH ₄	- 802,856
C ₂ H ₆	- 1.428,791
C ₃ H ₈	- 2.045,365
C ₄ H ₁₀	- 2.660,225
C ₅ H ₁₂	- 3.274,245

Fonte: (PERRY; GREEN, 1984)

2.9.1.3 Química da Combustão – Transferência de Calor e Trabalho

Sob a ótica da primeira lei da termodinâmica, se existe transferência de calor ou produção de trabalho num processo de combustão então o diagrama entalpia-temperatura pode ser representado conforme a figura 24 (WINTERBONE, 1997)

Figura 24: Combustão com transferência de calor e produção de trabalho útil



Fonte: (WINTERBONE, 1997)

Pela Figura 24, caso não houvesse produção de trabalho e calor, a variação da energia interna (ΔU) da combustão levaria o processo ao caminho C – D, atingindo a temperatura T_P . Porém, havendo produção de trabalho e transferência de calor a temperatura atingida é $< T_P$, conforme mostra a Figura 24 (WINTERBONE, 1997). A equação da primeira lei fica assim representada:

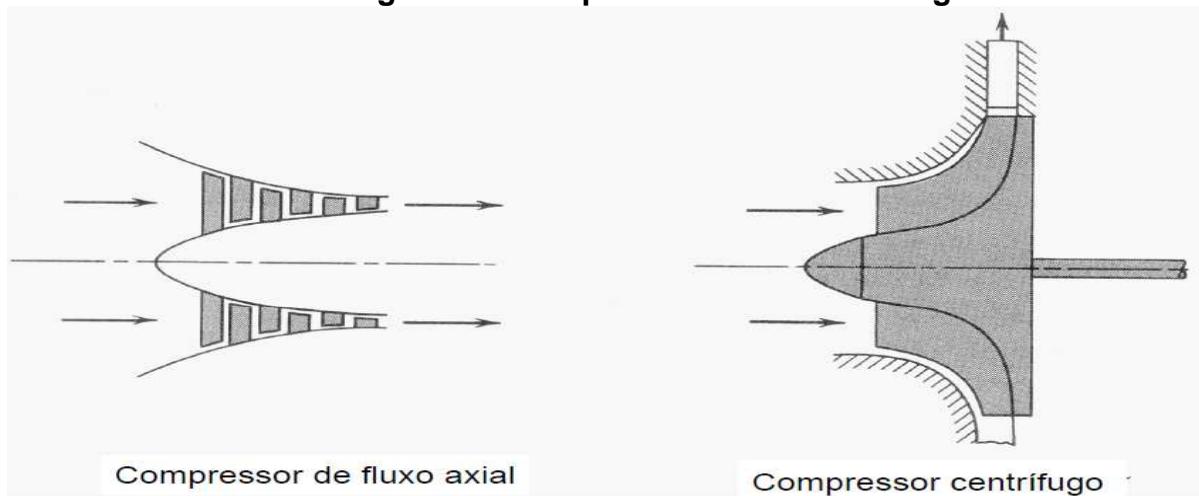
$$U_P = U_R + Q - W \quad 23$$

Onde U_P é a energia interna dos produtos, U_R a energia interna dos reagentes, Q calor e W trabalho.

2.9.2 Compressor

Os compressores de uma turbina a gás são, na sua grande maioria, do tipo fluxo axial. Os compressores de fluxo axial são aqueles em que o escoamento acontece na direção do eixo do rotor, construídos normalmente com múltiplos estágios - entre 8 e 18 (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996). Algumas turbinas - de pequeno porte - utilizam compressores de fluxo centrífugo que se caracterizam pelo escoamento que entra no rotor paralelo ao eixo e sai dele perpendicular ao mesmo - estas não serão objeto deste estudo. A Figura 25 mostra estes dois tipos.

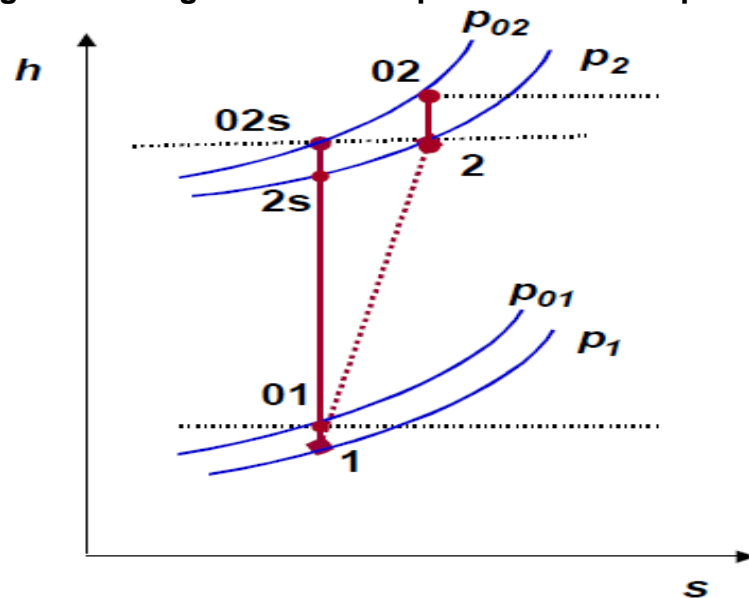
Figura 25: Compressor axial e centrífugo



Fonte: (NEBRA, 2009)

A função de um compressor é aumentar a pressão do fluxo de ar num processo basicamente adiabático. Em conjunto com o aumento da pressão, a entalpia do gás também aumenta, conforme a Figura 26:

Figura 26: diagrama h-s num processo de compressão



Fonte: (NEBRA, 2009)

Na Figura 26, o estado 1 é a condição da entrada do ar no compressor. O estado 01 é a condição de estagnação. Feita a compressão a condição 2 é a condição final na saída do compressor e 02 a de estagnação. Vê-se que 2s seria a entalpia caso o processo fosse isentrópico, o que não acontece devido à viscosidade do gás e outros fatores de perda de eficiência no processo.

É considerada a condição de estagnação porque o ar está inicialmente em repouso e no final ele pode perder boa parte de sua energia cinética nos dutos de admissão e exaustão do compressor. Como o processo é basicamente adiabático, a equação 9 se aplica para modelagem do compressor;

O fluxo de ar num compressor é altamente turbulento e instável devido às interações entre o estator e o rotor. Um bom prognóstico das fases de transição do fluxo de ar no compressor poderia ser muito útil para o projeto de palhetas do compressor e eficiência dos estágios de compressão. Porém, este processo de transição sob influência da instabilidade já mencionada torna o prognóstico não muito confiável. (SCHOBELI; CHAKKA, 2002).

2.9.2.1 Cálculo da Eficiência

Considerando um compressor com um número de sucessivos estágios, se as palhetas de cada estágio são iguais é razoável assumir que a eficiência isoentrópica de cada estágio permanece a mesma para todo o compressor. Porém, conforme a Figura 26, a entropia aumenta em cada estágio e a soma de todos os estágios é maior que a soma linear. Isto se deve ao efeito do “pré-aquecimento” (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996). Uma explicação física é que o aumento da temperatura devido à fricção de um estágio resulta em mais trabalho requerido para o próximo. Assim a eficiência de um estágio é maior do que a eficiência total do compressor. Devido a isto, quanto maior o número de estágios, e conseqüentemente a razão de compressão, menor será a eficiência.

A eficiência isoentrópica de um compressor pode ser escrita em termos da pressão total e da temperatura como a seguir. (BOLLAND, 2008):

$$\eta_c = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right]}$$

24

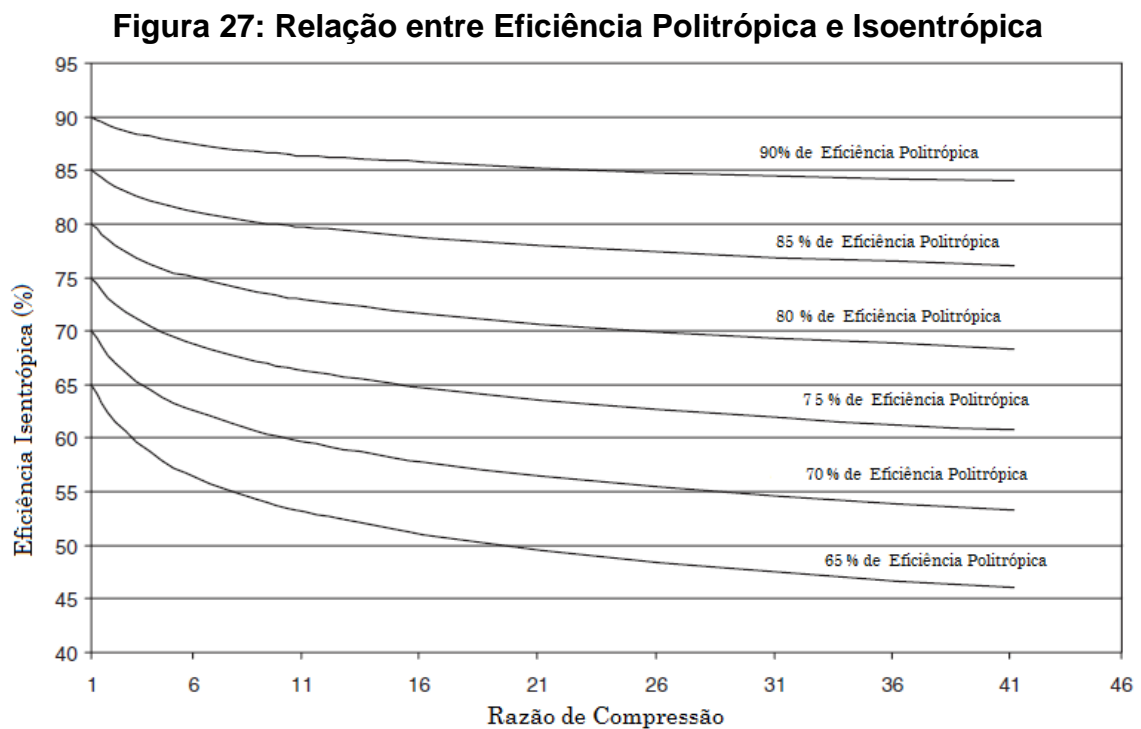
A eficiência politrópica é outro conceito de eficiência frequentemente usado em cálculos de compressores. É a verdadeira eficiência aerodinâmica exclusiva dos efeitos da razão de compressão (BOYCE, 2002), já que é definida como a eficiência

de um estágio elementar – *small-stage* – constante para todo o processo (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996). A relação entre a eficiência politrópica e a eficiência isoentrópica é dada por (BOLLAND, 2008):

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_{pc}\gamma}} - 1 = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]}{\eta_e}$$

25

A Figura 27 mostra a relação entre a eficiência politrópica e a correspondente eficiência isoentrópica em diversas razões de compressão



Fonte: (BOYCE, 2002)

Pela análise da Figura 27, quando, por exemplo, a eficiência politrópica for 85% com uma razão de compressão de 21, a eficiência Isoentrópica será de 78%.

Conforme foi explanado no item 2.8, γ varia com a temperatura. Para a faixa de temperatura do compressor se utilizará dos coeficientes da quadro 5 para a equação 11 (faixa de temperatura entre 300 e 1.000 K)² (McBRIDE; HEIMEL; EHLERS, 1963):

² Adaptada

Quadro 5: Coeficientes de temperatura para funções termodinâmicas

Composto	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄
Ar	2,5			
CO ₂	2,1701	1,0378115.10 ⁻²	-1,0733938.10 ⁻⁵	6,3459175.10 ⁻⁹
H ₂ O	4,1565016	-1,7244334.10 ⁻³	5,6982316.10 ⁻⁶	-4,5930044.10 ⁻⁹
N ₂	3,6916148	-1,3332552.10 ⁻³	2,65031.10 ⁻⁶	-9,7688341.10 ⁻¹⁰
O ₂	3,7189946	-2,5167288.10 ⁻³	8,5837353.10 ⁻⁶	-8,2998716.10 ⁻⁹

Fonte: (McBRIDE; HEIMEL; EHLERS, 1963)

2.9.2.2 Cálculo do Trabalho de Compressão

Para o cálculo do trabalho necessário de compressão adiabática e isoentrópica a seguinte expressão é válida (PERRY; GREEN, 1984):

$$W_{ad} = 2,78 \cdot 10^{-4} \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \dot{m}_{ar} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad 26$$

Onde \dot{m}_{ar} na equação 26 é a vazão de ar em m³/h e W_{ad} é obtida em J/s.

2.9.2.3 Influência da Altitude

Outro fator a ser considerado na admissão de ar do compressor é a altitude que se encontra a turbina a gás. Como é mostrado pela equação 26, a pressão de admissão - P₁ – pode variar de acordo com a altitude sendo, portanto, necessário o cálculo deste valor para alturas diferentes do nível do mar. O cálculo do balanço de forças num elemento fluido estático é (WELTY; WICKS; WILSON, 1984):

$$\rho \cdot g = \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial P}{\partial z} = \nabla P \quad 27$$

Como o ar é um fluido compressível, ρ varia, daí é necessário substituí-lo por uma expressão em que haja alguma variável que seja função de ρ . Na equação 27 z é uma dimensão cartesiana de posição. No caso, considerando o ar um gás ideal, a

lei dos gases se aplica. Já as componentes x e y do gradiente de P não variariam, portanto:

$$\frac{P \cdot PM}{R \cdot T} g = \frac{\partial P}{\partial z} \quad 28$$

Separando as variáveis e integrando:

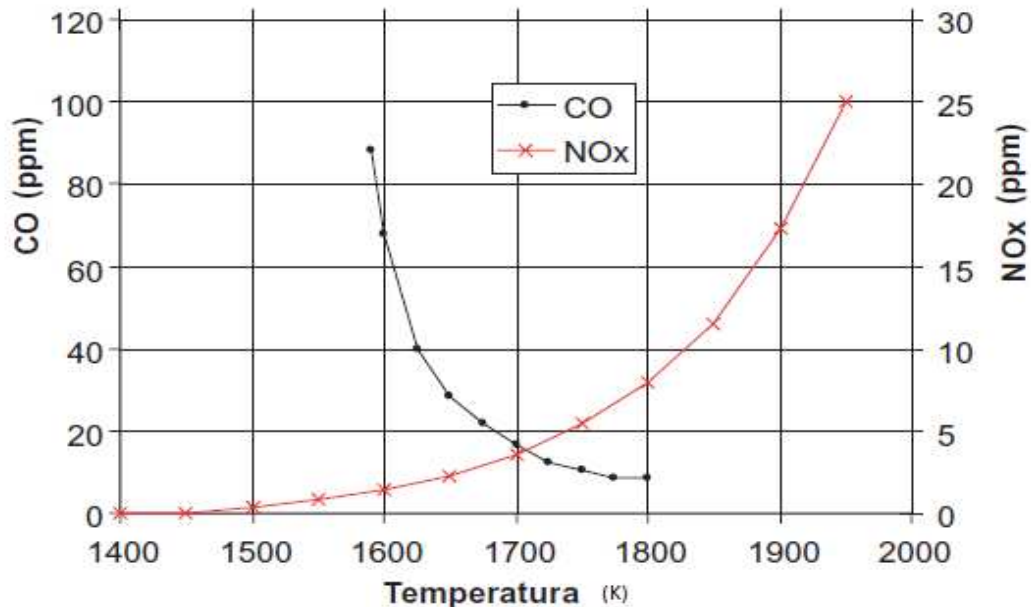
$$\int \frac{dP}{P} = \frac{PM \cdot g}{R \cdot T} \int dz \rightarrow P = P_{atm} e^{-\frac{PM \cdot g \cdot z}{R \cdot T}} \quad 29$$

2.9.3 Turbina

O projeto das modernas turbinas a gás industriais precisam satisfazer as exigências de eficiência, confiabilidade e custo. E ainda existe a necessidade para aumentar a flexibilidade de operação devido ao uso mais crescente de combustíveis alternativos (Biocombustíveis com baixo poder calorífico, por exemplo) (BONCINELLI, 2004). Os fabricantes de turbinas a gás estão continuamente trabalhando para aumentar a temperatura de operação objetivando aumentar a eficiência térmica. Com o crescente aumento da temperatura de operação, uma maior necessidade de resfriamento tem sido necessária para proteger os componentes que serão aquecidos. Novos materiais, projetos inovadores de resfriamento e barreiras térmicas têm sido historicamente o caminho para atingir tal objetivo. Entretanto, o uso do aumento da utilização do ar mais frio provindo do compressor tem causado problemas em termos de eficiência da turbina como um todo. Isto leva a crer que a redução do fornecimento de ar do compressor, particularmente na câmara de combustão (ar de diluição), pode ser um caminho chave para o desenvolvimento futuro de novos projetos.

A necessidade de um combustor mais frio, uma temperatura maior visando aumento de eficiência e também a redução do níveis de emissões poluentes leva a uma temperatura possível de operação da ordem de 1.700 K (Figura 28)

Figura 28: Esquema de geração de emissões durante a combustão



Fonte: (BARNARD; HENDERSON; RHODES, 2004)

A temperatura 1.400 °C (1.670K) é o limite nas simulações realizadas neste trabalho, já que, conforme a Figura 26 é a temperatura que confronta os menores índices de poluição, bem como também é um limite para a resistência dos materiais da Turbina – como se verá adiante.

Os objetivos para aumentar a eficiência da turbina seriam (BONCINELLI, 2004):

- a) Redução das perdas nas palhetas da turbina através de melhoramentos geométricos, objetivando aproveitar o máximo possível da energia cedida pela expansão dos gases;
- b) Obter melhores formas de prever as características de operação;
- c) Assegurar que o aumento do impacto dos gases em expansão nas palhetas da turbina e o aumento da flexibilidade na utilização de combustíveis alternativos não colocariam a confiabilidade em risco.

2.9.3.1 Cálculo da Eficiência

Conforme explanado no item 2.9.2.1 a eficiência do todo de um compressor é menor do que a somente de um só estágio. Porém, no caso das turbinas ocorre o contrário: o somatório das eficiências é menor do que a eficiência total. Neste caso,

o reaquecimento por atrito de um estágio é recuperado no próximo, somando-se as recuperações obtêm-se um valor maior para a eficiência global da turbina (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996).

A turbina não atinge os 100% de eficiência, porque no caso de uma turbina típica de 3 estágios, sofreria 3,5% por perdas aerodinâmicas nas palhetas, 4,5% por perdas aerodinâmicas no bocal, vazamentos, perdas no sistema de exaustão e imperfeições no escoamento. O que significa que a eficiência de uma turbina deveria girar em torno de 92% (NASCIMENTO; ELECTO, 2004).

A eficiência politrópica da turbina pode ser calculada similarmente ao cálculo feito para o compressor (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996):

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{1}{P_3/P_{amb}} \right)^{\frac{\eta_{pt}(\gamma-1)}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{1}{P_3/P_{amb}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}$$

30

Na equação 30, $P_{amb} = P_4$, pois se trata de um ciclo aberto.

Tendo em vista que o processo de expansão na turbina é essencialmente adiabático, o processo ideal é isoentrópico. Considerando que não houve mudanças na energia cinética do fluido entre a entrada e a saída na turbina, a temperatura de saída da turbina pode ser calculada por³ (BATHIE, 1996):

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_{amb}}{P_3} \right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{pt}}{\gamma}}$$

31

Na equação 31, os coeficientes da equação 11 necessários para se calcular γ , na faixa de temperatura de operação da turbina de expansão, estão alocados no quadro 5.

³ Modificada pelo autor

2.9.3.2 Cálculo Do Trabalho de Expansão

A lei da conservação da energia para um processo em escoamento são relações de energia apropriadas para um processo de expansão. Considerando o efeito nulo da energia potencial e as velocidades de entrada e saída (da turbina como um todo) serem aproximadamente iguais a equação da conservação de energia se reduz a:

$$\dot{w} = \dot{m}\Delta H \quad 32$$

Ao substituir a equação 32 na equação 18:

$$\dot{w} = \dot{m}\eta_t \int_{T_e}^{T_s} C_p dT \quad 33$$

O trabalho útil de uma turbina pode ser calculado pela expressão (NASCIMENTO; ELECTO, 2004):

$$W_{TG} = W_t - \frac{W_c}{\sigma_c} \quad 34$$

2.9.4 *Perdas nos componentes da turbina a gás*

O desempenho dos ciclos reais difere dos ideais por vários fatores, entre eles (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996):

- a) As velocidades dos gases na turbina são altas e, portanto, não são necessariamente negligenciáveis. Assim, as simplificações que são feitas para os cálculos de dimensionamento e eficiência das turbinas carregam um pequeno erro de valor;
- b) Atrito do fluido nas paredes da turbina causa perda de pressão;
- c) Uma potência maior do compressor do que a teórica será necessária devido ao atrito do eixo da turbina acoplado no compressor;

- d) Os valores de C_p e γ variam através do ciclo, devido a mudanças de temperatura, composição química, etc. Neste trabalho, porém, este fator de perda não foi negligenciado e todas as variações ocorridas em C_p e γ foram levadas em conta em todos os cálculos;
- e) Ainda que a vazão de combustível adicionada a câmara de combustível seja da ordem de 1 a 2% do fluxo mássico da vazão de gás, esta massa adicional causa algumas perdas que devem ser compensadas;

2.10 Ciclos Avançados

É possível aumentar, de diversas maneiras, a eficiência de uma turbina a gás Brayton (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2007). Diversos trabalhos foram desenvolvidos { (KRUZIC & al, (47) 1999), (KERRY; WINSTONE, 1995) e (BROOKS, 1998)} na melhoria de ligas baseadas em Titânio, Alumínio e Molibdênio que suportassem maiores temperaturas, chegando a bons resultados. Entretanto, a melhora da eficiência das turbinas pelo aumento da temperatura e da melhora dos materiais chega aos dias de hoje num impasse.

Outro caminho para melhorar a eficiência seria a recuperação do calor dos gases de exaustão; são os ciclos avançados (HEPPENSTALL, 1998). Tal caminho é quase “natural”, já que a temperatura T_4 (temperatura na saída da turbina) é muito alta. O estudo dos chamados ciclos avançados é muito vasto e nesta seção somente será dada uma introdução a tal assunto já que o foco deste trabalho é o *ciclo simples da Turbina a gás*. A tabela 2 dá uma dimensão do quanto tais ciclos melhoram em eficiência e em produção de energia o Ciclo Brayton.

Tabela 2: Comparativo das várias técnicas para melhorar o desempenho das Turbinas a Gás simples.

Tipos de Processos	Aumento na Potência (MW)	% Aumento na Potência	% Aumento na Eficiência Geral
Evaporativos com resfriamento	3,69	3,3	0,4
Resfriamento inter estágios do compressor	17,41	15,7	14,2
Injeção de ar comprimido	23,44	21,1	21,3
Injeção de Vapor	10,11	9,1	22,1
Evaporativo: Resfriamento + Injeção de Vapor	13,97	12,6	24,0

Fonte: (BOYCE, 2002)

A Tabela 2 é baseada numa turbina a gás operando com uma potência de 110MW, $T_1 = 32^\circ\text{C}$ e eficiência térmica = 33%.

Os ciclos com recuperação de calor podem ser agrupados em duas categorias:

- a) RECUPERATIVOS: Calor recuperado é utilizado no próprio ciclo da turbina a gás. Ex. Injeção de Vapor;
- b) BOTTOMING CICLOS: Gases de exaustão são utilizados como fonte de calor para outro ciclo. Ex. Ciclos combinados.

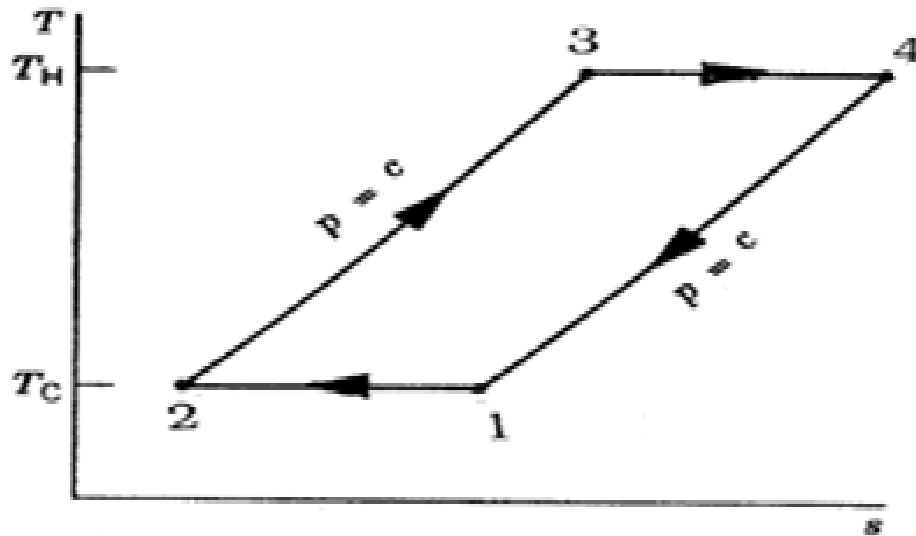
2.10.1 Ciclo Ericsson

Antes de se passar adiante no estudo dos ciclos avançados, porém, é necessário fazer uma breve introdução sobre o chamado ciclo de Ericsson.

O ciclo Brayton considera o compressor e a turbina adiabática e reversível numa situação de idealidade. Mas, o que aconteceria se trocássemos esses dois equipamentos por outros que operassem reversível e isotermicamente? (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2007).

O consumo de energia nos processos isotérmicos é menor do que nos processos adiabáticos. Então um ciclo que operasse com 2 processos isotérmicos teria um desempenho melhor do que com 2 processos adiabáticos. Este novo ciclo reversível composto por dois processos isotérmicos e dois isobáricos é o denominado ciclo de Ericsson (Fig. 29).

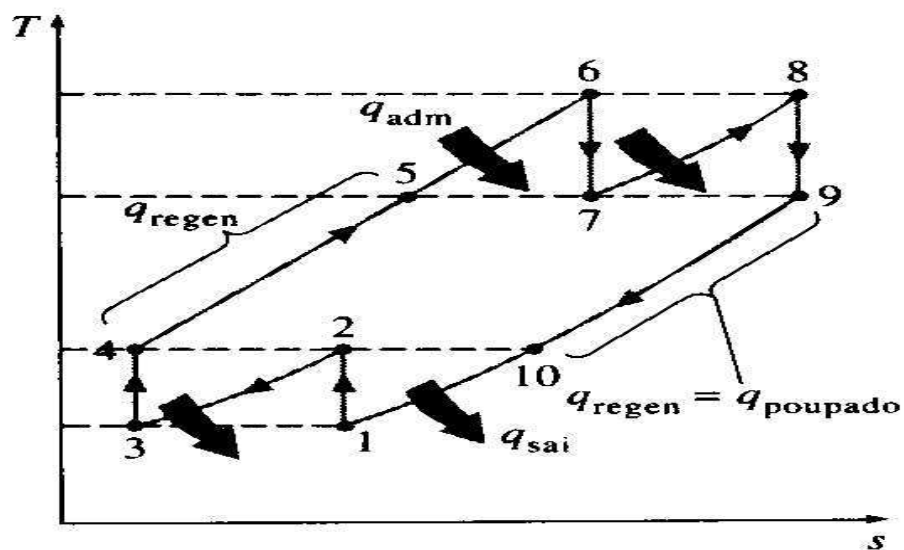
Figura 29: Ciclo de Ericsson



Fonte: (KREITH, 2000)

Uma modificação do ciclo Brayton que tende a mudá-lo em direção ao ciclo Ericsson é introduzir múltiplos estágios de compressão, com resfriamentos intermediários entre os estágios e expansão em vários estágios com aquecimento entre eles e um regenerador. A Figura 30 ilustra a situação para dois estágios de compressão, expansão em dois estágios e regeneração:

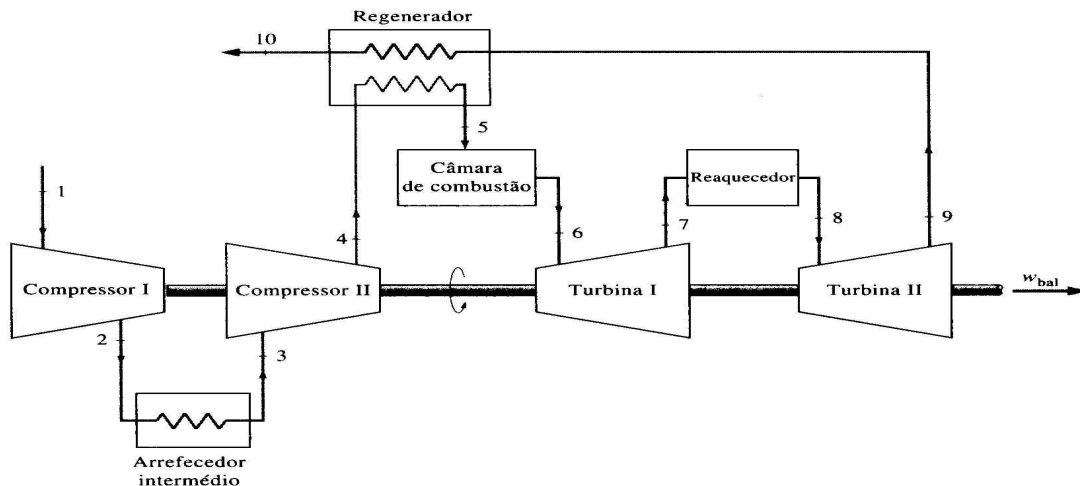
Figura 30: Ciclo Brayton com arrefecimento intermédio, aquecimento e regeneração



Fonte: (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996)

O ciclo Brayton da Figura 30 pode ser representado conforme a Figura 31:

Figura 31: Figura esquemática do ciclo Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração



Fonte: (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996)

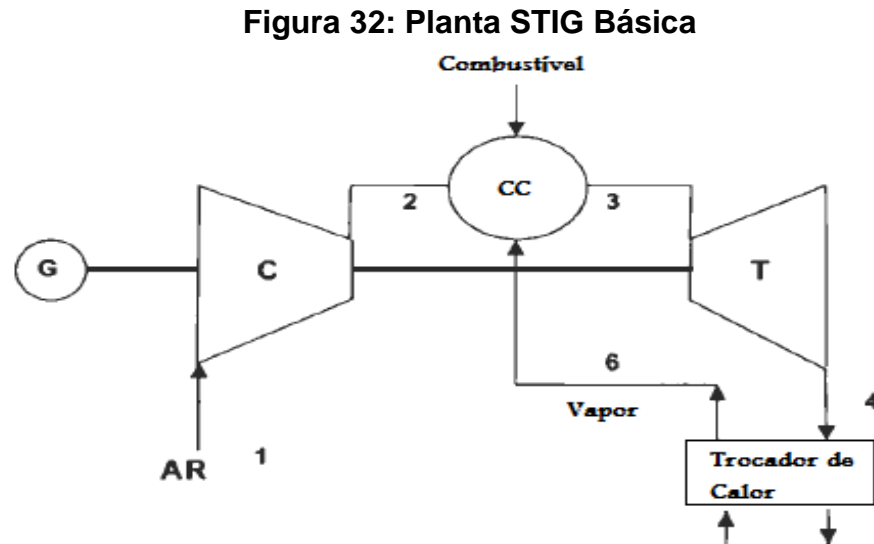
Num comparativo entre as Figuras 29 e 30, verifica-se que se ao introduzir mais estágios, o ciclo Brayton se aproxima do ciclo Ericsson, melhorando a eficiência do sistema como um todo (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2007).

Nos processos recuperativos exemplificados na tabela 1 foram mostrados alguns tipos de processos para melhorar a eficiência da turbina a gás. Nota-se que tais processos procuram, justamente, aproximar o ciclo Brayton do ciclo Ericsson.

2.10.2 Injeção de Vapor (STIG)

STIG é a sigla em inglês para *Steam Injected Gas Turbine*. Esta solução é uma boa opção para o aumento da potência da turbina a gás, além de ser uma boa resposta para os problemas de poluição. Conforme mostrado no item 2.10.1, a diminuição da temperatura na fase de compressão aproxima o ciclo do chamado ciclo Ericsson. A injeção de vapor no compressor, então, diminuiria a temperatura entre os estágios tendendo o ciclo para o ciclo Ericsson. O vapor também pode ser injetado na saída do compressor aumentando assim a vazão através da turbina (HORNER, 1994).

Além da injeção no compressor, há a possibilidade da injeção na câmara de combustão. A Figura 32 mostra esquematicamente como seria a injeção de vapor na câmara de combustão (CC na Figura 32).

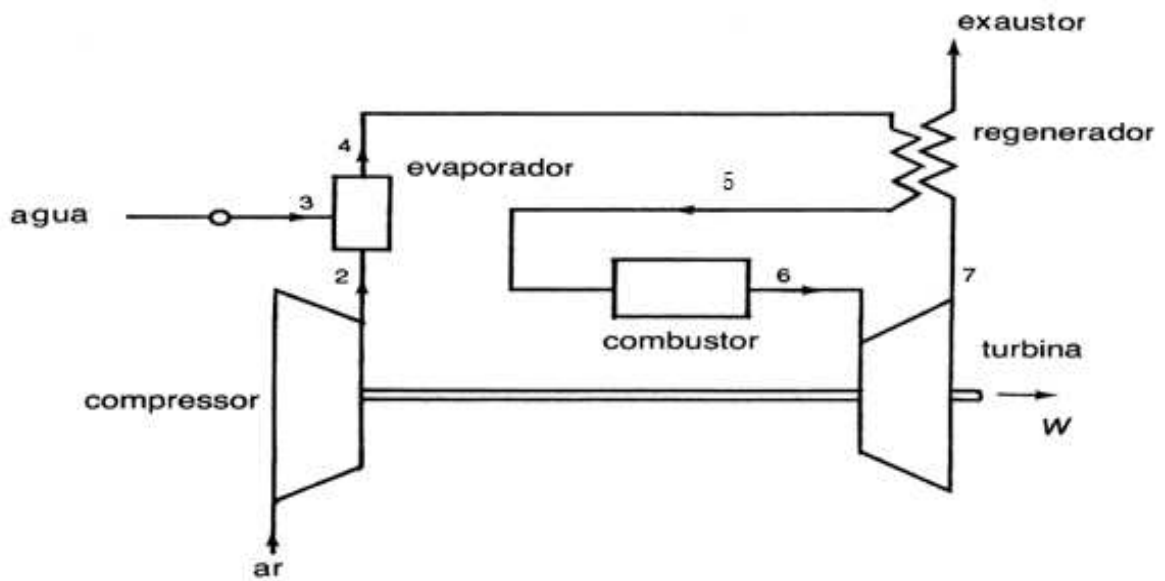


Fonte: (HORLOCK, 1995)

2.10.3 Ciclos Evaporativos

Este ciclo, também conhecido como ciclo de ar úmido, é mostrado na Figura 33. Teoricamente tem as vantagens do ciclo com injeção de vapor e do ciclo regenerativo e a potência produzida neste ciclo é a mesma atingida no ciclo com injeção de vapor, mas a eficiência térmica no sistema é muito maior (BOYCE, 2002).

Figura 33: Ciclo Evaporativo e Regenerativo



Fonte: (BOYCE, 2002)

Um evaporador de alta pressão é colocado entre o compressor e o regenerador. Uma corrente de água é adicionada e o resultado é uma mistura com uma temperatura menor. Isto aumenta a diferença de temperatura entre o compressor e o regenerador (diferença entre T_4 e T_5 na Figura 33). Este aumento na diferença reduz a temperatura dos gases de exaustão consideravelmente (BOYCE, 2002), sendo que estes gases iriam para atmosfera, ou seja, quanto menor for a temperatura de saída da turbina menor será a perda de energia. A entalpia do gás que deixa o regenerador será dada por:

$$h_5 = h_4 + \eta_{reg}(h_7 - h_4)$$

35

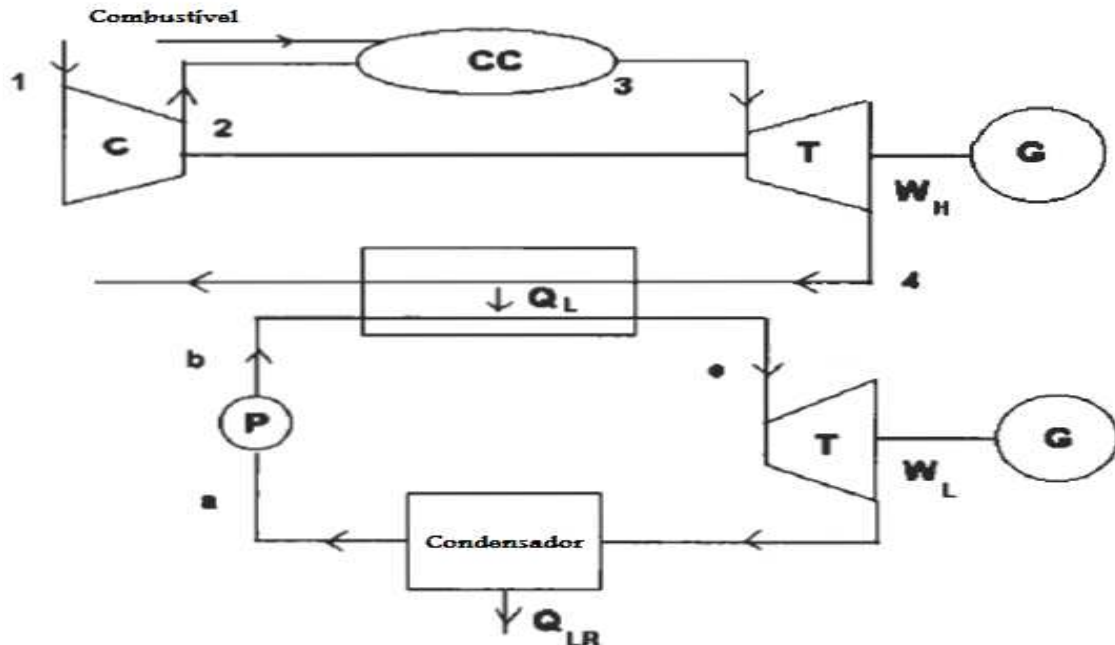
Os índices da equação 35 são referidos na Figura 33. Notar que quanto maior a diferença entre as entalpias nos pontos 7 e 4, maior será a entalpia no ponto 5.

2.10.4 Ciclos combinados

O mais desenvolvido e comumente usado dos ciclos combinados em plantas para geração de potência envolve a combinação entre um ciclo aberto de turbina a gás e um circuito fechado de turbina a vapor (HORLOCK, 1995).

Nestes ciclos os gases de exaustão da turbina a gás são usados para alimentar um ciclo rankine sem a utilização de combustíveis (Figura 34):

Figura 34: Ciclo combinado: turbina a gás e um ciclo fechado Rankine a Vapor



Fonte: (HORLOCK, 1995)

Na Figura 34: C é o compressor, CC é a câmara de combustão, T é a turbina, G é o gerador, W_h é o trabalho realizado pelo ciclo da turbina a gás, Q_L é o calor transferido para o ciclo Rankine, P é a bomba, Q_{LR} é o calor rejeitado e W_L é o trabalho realizado pelo ciclo Rankine. Vê-se que os gases que deixam a turbina (a uma temperatura T_4) fornecem a energia para movimentar um ciclo fechado rankine através da transferência de calor Q_L feita no trocador de calor. O resultado será um aumento da energia produzida:

$$W = W_{\text{ciclo Brayton}} + W_{\text{ciclo Rankine}}$$

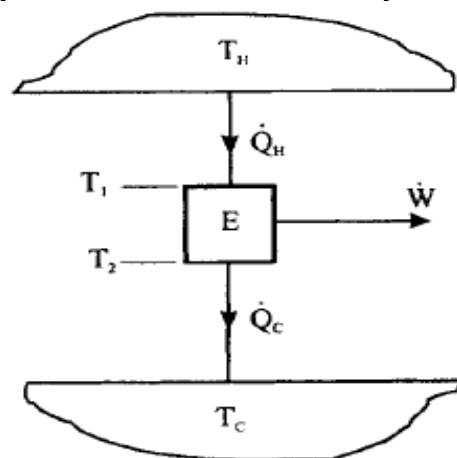
2.11 Máxima potência nas máquinas térmicas

A eficiência térmica de um ciclo de Carnot operando entre uma alta temperatura T_H e uma baixa temperatura T_C baseado na Figura 35 é:

$$\epsilon_{\text{ciclo1}} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

37

Figura 35: Máquina térmica reversível operando entre T_C e T_H



Fonte: (WINTERBONE, 1997)

O reservatório a T_H transfere calor (\dot{Q}_H) para a máquina através de uma resistência e este recebe o calor a uma temperatura T_1 . Claramente $T_1 < T_H$. E similarmente o mesmo acontece com T_C . Pode-se supor que o mecanismo em si é reversível e atua como um dispositivo de ciclo de Carnot.

Pelas primeira e segunda leis da termodinâmica e pela lei de transmissão de calor convectivo proposta por Newton, tem-se as seguintes expressões (os índices nas expressões são baseados na Figura 35) (WINTERBONE, 1997):

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad 38$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_1} = \frac{\dot{Q}_C}{T_2} \quad 39$$

$$\dot{Q}_H = \bar{h}_H A_H (T_H - T_1) \quad 40$$

$$\dot{Q}_C = \bar{h}_C A_C (T_2 - T_C) \quad 41$$

$$\tau = \frac{T_2}{T_1} \quad 42$$

Da equação 38:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_H} \right) \quad 43$$

Combinando a equação 40 e a equação 43:

$$T_2 = \frac{\dot{Q}_C}{\bar{n}_C A_C} + T_C \quad 44$$

Combinando a equação 41 com a equação 42:

$$T_1 = \frac{1}{\tau} \left[\left(\frac{\dot{Q}_C}{\bar{n}_C A_C} \right) + T_C \right] \quad 45$$

A partir das equações 43, 44 e 45 chega-se a expressão:

$$\frac{\dot{W}}{\bar{n}_H A_H \bar{T}_H} = \frac{(\tau - \varphi)}{\tau \left(1 + \frac{\bar{n}_H A_H}{\bar{n}_C A_C} \right) (1 - \tau)} \quad 46$$

Sendo $\varphi = \frac{T_C}{T_H}$.

Derivando a equação 46, tem-se (WINTERBONE, 1997):

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{1}{\tau} \left(1 + \frac{\bar{n}_H A_H}{\bar{n}_C A_C} \right) \left(-\tau + \frac{T_C}{\tau T_H} \right) = 0 \quad 47$$

As soluções para a equação 47 são: $\tau = \infty$ ou $\tau^2 = \varphi$.

O trabalho útil específico da turbina depende não somente da razão de pressões, mas também da temperatura máxima do ciclo T_3 (baseada na Figura 17) que pode ser calculado da seguinte forma (COHEN; ROGERS; SARAVANAMUTTOO, 1996) (índices baseados na figura 17):

$$w_{12} = -(h_2 - h_1) = -C_p(T_2 - T_1) \quad 48$$

$$w_{34} = (h_3 - h_4) = C_p(T_3 - T_4) \quad 49$$

O trabalho útil sendo a soma dos trabalhos do ciclo:

$$w = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) \quad 50$$

Que dividindo por $C_p \cdot T_1$:

$$\frac{w}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad 51$$

O valor máximo da razão de pressão P_2/P_1 em função do trabalho útil poderá ser calculado pela derivada da equação 51 e achando seu ponto de máximo.

Fazendo $\frac{w}{C_p T_1} = S_w$:

$$\frac{dS_w}{d\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} = \frac{T_3}{T_1} \frac{\gamma-1}{\gamma} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} - \frac{\gamma-1}{\gamma} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} = 0 \quad 52$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad 53$$

Se $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_*}$, então da equação 53:

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} \frac{T_3}{T_4} \quad \rightarrow \quad T_2 = T_4. \quad 54$$

A equação 54 revela que o trabalho específico útil máximo é atingido quando a razão de pressão é tal que a temperatura de saída do compressor e turbina são as mesmas.

2.11.1 Temperatura de Saída Compressor Ótima

Da equação 50 e considerando o calor adicionado pela combustão, pode-se escrever o trabalho útil específico somente em função das temperaturas (BATHIE, 1996):

$$w = C_p \left[T_3 + T_1 - T_2 - \left(\frac{T_3 T_1}{T_2} \right) \right] \quad 55$$

A produção máxima de energia ocorre quando a derivada segunda da equação 55 em relação a T_2 é negativa, indicando um ponto de máximo. A primeira derivada fornece:

$$\frac{\partial w}{\partial T_2} = C_p \left[\left(\frac{T_3 T_1}{T_2^2} \right) - 1 \right] \quad 56$$

A Segunda derivada sendo portanto:

$$\left(\frac{\partial w}{\partial T_2} \right)' = -C_p \frac{T_3 T_1}{2 T_2^3} \quad 57$$

Portanto o ponto de máximo será quando $\frac{\partial w}{\partial T_2} = 0$. Da equação 56:

$$T_2 = \sqrt{T_3 T_1} \quad 58$$

2.12 Análise Estatística – Análise de regressão

O termo regressão foi introduzido por Francis Galton em 1886, que verificou que, embora haja a tendência de pais altos terem filhos altos e pais baixos filhos baixos, a altura média tendia a se deslocar ou “regredir” até a altura média da população como um todo (Gujarati, 2000). A moderna interpretação da regressão é, porém, bem diferente: A análise de regressão estuda a dependência de uma variável – a dependente – em relação a uma ou mais variáveis – as explicativas, com o objetivo de estimar ou prever⁴ a média da dependente em relação às explicativas. Para um modelo *linear* (expectativa condicional de que a variável dependente é uma função linear da(s) variável(is) dependente), a função de regressão assume a equação de uma reta (Gujarati, 2000):

$$E(x_i) = \beta_1 + \beta_2 x_i \quad 59$$

Por ser uma estatística (estimativa) é natural que haja desvios em torno do valor esperado. Este *desvio* é uma variável aleatória não observável que pode assumir valores positivos ou negativos. Tecnicamente o desvio u_i é conhecido como termo de erro estocástico. Assim, a equação 59 ganha um novo termo:

$$E(X_i) = \beta_1 + \beta_2 X_i + u_i \quad 60$$

O termo u_i surge numa avaliação estatística, se não, a equação 59 seria uma função de reta determinada em que o valor resposta esperado seria exatamente a função $E(X_i)$. As razões para o surgimento do termo u_i podem ser:

- a) Imprecisão da teoria: Pelas muitas considerações que foram feitas nas deduções das equações desenvolvidas neste trabalho. Como exemplo, o comportamento adiabático do compressor e da turbina.
- b) Indisponibilidade de dados: Alguns dados que são essenciais para a determinação da resposta de uma turbina não foram completamente

⁴ Grifo do autor

desenvolvidos neste trabalho. O exemplo seria o perfil de velocidades do ar dentro do compressor.

- c) Variáveis essenciais versus variáveis periféricas: Outras variáveis de menor importância podem afetar, ainda que de forma muito pequena, o resultado geral de uma simulação, por exemplo.
- d) Variáveis *Proxy* fracas: Erros de medidas na indústria são comuns e isto afeta o resultado final.

Para se estimar a função de regressão, o método mais utilizado é o método dos mínimos quadrados de autoria em 1821 de Carl Friedrich Gauss. Para o caso de uma função linear, os valores de β_1 e β_2 seriam assim determinados (Farias; Soares; César, 2003):

$$\beta_2 = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \quad 61$$

$$\beta_1 = \overline{E(X_1)} - \beta_2 \bar{X}_1 \quad 62$$

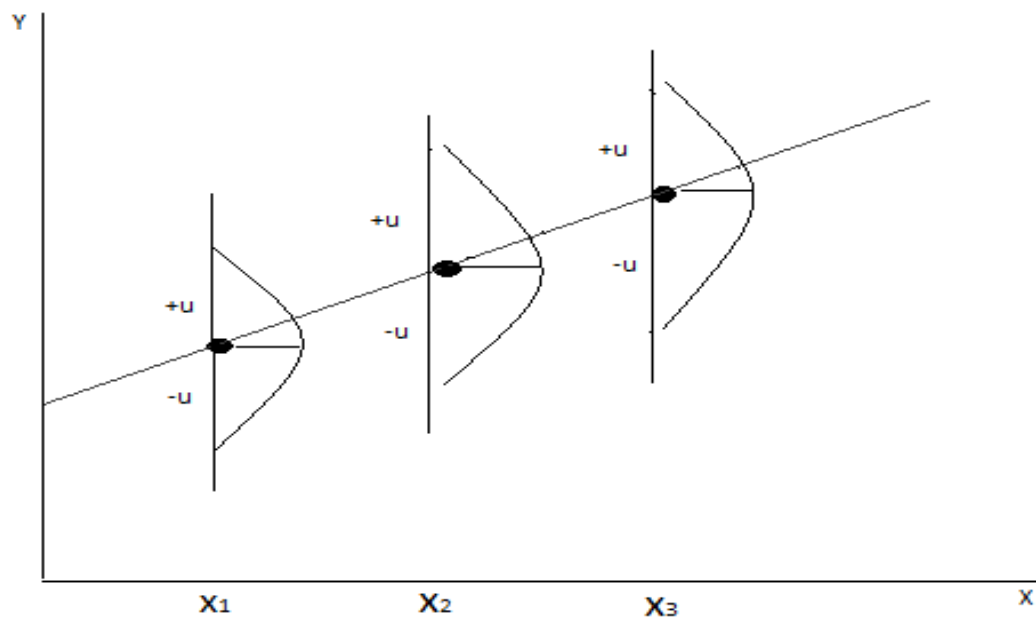
Onde:

$$S_{xx} = \sum_{i=1} X_i^2 - n\bar{X}^2 \quad 63$$

$$S_{xy} = \sum_{i=1} X_i [E(X)_i] - n\bar{X}E(X) \quad 64$$

A Figura 36 mostra o comportamento da média dos i valores da variável explicativa em torno do termo de erro estocástico que pode ser homocedástico, quando as variâncias de X_i forem a mesma tanto para $+u$ quanto para $-u$ e heterocedástico, quando as variâncias X_i forem diferentes.

Figura 36: Distribuição condicional dos erros estocásticos



Fonte: (Gujarati, 2000).

O comportamento dos valores em torno dos valores de X_i podem ou não assumir um valor normal. Em torno da média dos valores de X_i pode-se construir um intervalo em que se possa dizer o quão próximo é um valor $\hat{\beta}_2$, por exemplo, de β_2 . A este intervalo se dá o nome de intervalo de confiança, que pode ser representado da seguinte forma (Farias, Soares, & César, 2003):

$$\left[\beta_2 - t_{\left(n-2, \frac{\alpha}{2}\right)} \frac{s}{\sqrt{S_{XX}}}; \beta_2 + t_{\left(n-2, \frac{\alpha}{2}\right)} \frac{s}{\sqrt{S_{XX}}} \right]$$

65

Na equação 65 utiliza-se a distribuição t de Student já que a variância não é conhecida com certeza e α é conhecido como *nível de significância*. Na equação 65, s é o desvio padrão amostral. O valor de α é o quão se deseja de precisão nas hipóteses para o valor de $\hat{\beta}_2$.

Para modelos não lineares, utiliza-se a análise de modelos de regressão múltipla. A análise de regressão seguindo modelos de regressão múltipla segue o mesmo princípio estatístico explanado nesta seção. Porém, a equação 60 passa a ter a forma de equações polinomiais, logarítmicas, exponenciais, etc.

3 METODOLOGIA

3.1 O Programa GATECYCLE

O *GateCycle* é um programa desenvolvido pela *Wyatt Enterprises, LLC*, empresa sediada nos EUA ao longo das últimas duas décadas capaz de simular qualquer planta térmica, tanto no ponto de projeto como fora. Modelos com altos níveis de complexidade para análise de processos termodinâmicos, de transferência de calor e de mecânica dos fluidos fazem parte da configuração do programa.

Entre as potencialidades do programa destaca-se a possibilidade de se fazer desenhos representativos das plantas e suas linhas (*flow-chart*). Ícones representam os diversos tipos de máquinas térmicas, como a turbina a gás, trocadores de calor, como as caldeiras, condensadores e aquecedores, bombas, linhas de tubulações, bocais, válvulas, expansores, compressores, filtros e outros equipamentos que podem compor algum tipo de ciclo termodinâmico. Entre estes ícones encontra-se também uma turbina completa (sem separar suas principais divisões: compressor, câmara de combustão e turbina) que pode ser uma turbina já existente ou uma fictícia em que se pode introduzir todos os seus parâmetros de ponto de projeto.

Conforme dito no parágrafo anterior, o *GateCycle* pode configurar uma planta de forma arbitrária. Desenha-se o ciclo e, de uma forma interativa, com procedimentos internos de lógica são verificadas as conexões. Feita a entrada de dados o programa realiza o balanço de massas e de energia, calculando-se a eficiência de toda a planta e a produção de energia esperada. Podem-se fazer estudos no ponto de projeto e fora dele, além de se poder criar, colar, recuperar e apagar modelos, assim como copiar dados entre eles.

É permitida também a escolha do método de cálculo a ser utilizado. Esta variabilidade permite fazer simulações mais flexíveis. Os resultados obtidos podem se exportados tanto em planilhas EXCEL quanto em arquivos de formato de texto.

O programa *GateCycle* foi usado para validar os resultados da planilha FONCE desenvolvida nesta dissertação e apresentada na sequência.

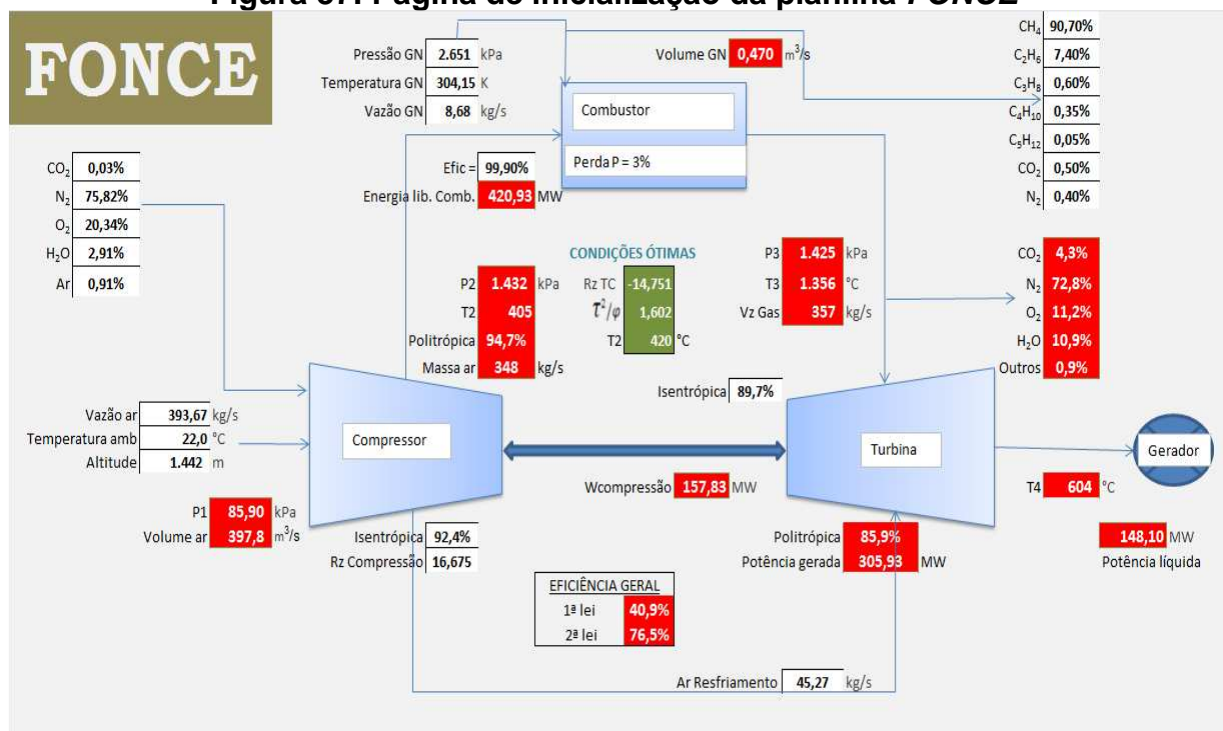
3.2 A Planilha FONCE

Para obter os resultados necessários deste trabalho, foi construída uma planilha que irá fazer as simulações devidas, mostrando como os parâmetros e variáveis se relacionam com o desempenho das turbinas e apontando aqueles que determinarão o melhor desempenho da turbina. O programa *Gatecycle* foi fundamental para contrabalançar tais resultados. Tal programa vem sendo desenvolvido por pesquisadores por duas décadas, o que o torna extremamente valioso. A planilha em questão será denominada doravante de *FONCE*.

Para a construção da planilha *FONCE*, este capítulo trará o conteúdo necessário para subsidiar a sua realização.

A página de inicialização da planilha *FONCE* é o ponto de partida para entrada dos dados que são estabelecidos para se realizar a simulação. A Figura 37 mostra a interface de entrada dos dados e os resultados que estes geram. Por apresentar um grande número de entradas e respostas a planilha será analisada em diferentes etapas, como se verá a seguir.

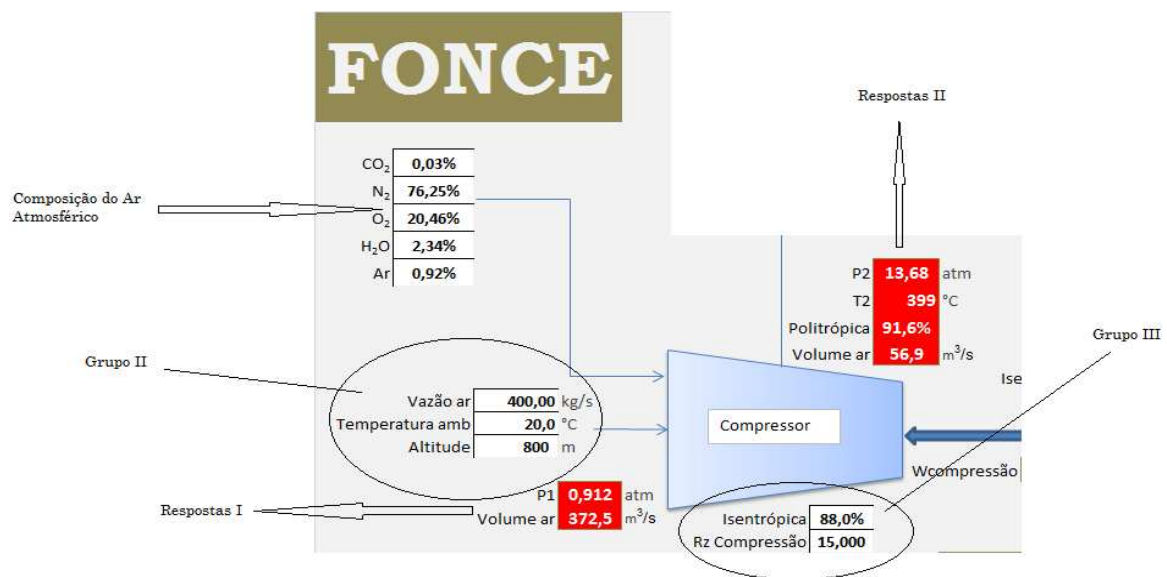
Figura 37: Página de inicialização da planilha *FONCE*



Fonte: Planilha *FONCE*

A Figura 38 mostra a parte relacionada com os dados de entrada e respostas do compressor. De acordo com a Figura 38, ao se iniciar a simulação, insere-se a composição do ar atmosférico. São indicados os 5 principais constituintes do ar atmosférico – Oxigênio, Nitrogênio, Dióxido de Carbono, Vapor de Água e Argônio - que devem ser inseridos na sua composição volumétrica percentualmente. A seguir, vê-se um círculo com a indicação *GRUPO II*. Neste círculo está assinalado um conjunto de 3 dados que são: a vazão de ar atmosférica na entrada do compressor – representado pela notação “Vazão ar” – dada em kg/s; a temperatura ambiente, assinalada por “Temperatura amb”, dada em °C e a Altitude em relação ao nível médio do mar que se realiza a simulação, representada na planilha pela palavra “Altitude” – dada em metros (m).

Figura 38: Dados de entrada e respostas do compressor na planilha FONCE



Fonte: Planilha FONCE

O círculo representado pelo *GRUPO III*, na Figura 38, é o conjunto de 2 dados em que um é a eficiência isoentrópica do compressor, representada pela palavra “Isentrópica” e o outro é a razão de compressão do compressor, ou seja a relação P_2/P_1 , que está representada pela notação “Rz Compressão”.

A planilha *FONCE* calcula as variáveis de resposta na mesma página das variáveis de entrada. Estas variáveis respostas são sempre representadas por um pequeno retângulo na cor vermelha, como indicado na Figura 38. O primeiro conjunto de respostas é mostrado pela seta de nome RESPOSTAS I. As duas variáveis resposta indicadas pela RESPOSTA I são a Pressão de entrada do

compressor (P_1), em *atmosferas*, que é dada pela equação 29 e o volume de ar atmosférico que entra por unidade de tempo (neste caso, por segundo) no compressor – que está representado por “Volume ar”. O volume de ar é função da Vazão mássica de entrada de ar no compressor, da composição atmosférica e da temperatura ambiente.

O segundo conjunto de respostas indicado pela seta RESPOSTAS II, é composto por 4 variáveis que são: A pressão do ar na saída do compressor (P_2), que é dada em *atmosferas* e é função da razão de compressão e da pressão do ar na entrada do compressor (P_1). A temperatura do ar na saída do compressor – denominado por T2 - é calculada pelas equações 9, 10 e 11 utilizando-se de métodos iterativos.

Neste trabalho, optou-se por obter da literatura valores para os coeficientes da equação 11 que fossem específicos para uma faixa de temperatura menor, já que nas 3 partes da turbina a gás (compressor, combustor e turbina) se opera com temperaturas distintas.

A eficiência Politrópica do compressor está sendo representada na planilha pela palavra “Politrópica”. A equação 25 pode ser rearranjada para se calcular a eficiência politrópica e ficar da seguinte forma⁵:

$$\eta_{pc} = \frac{(\gamma - 1) / \gamma \cdot \ln(P_2 / P_1)}{\ln \left[\frac{(P_2 / P_1)^{(\gamma - 1) / \gamma} - 1}{\eta_c} + 1 \right]}$$

66

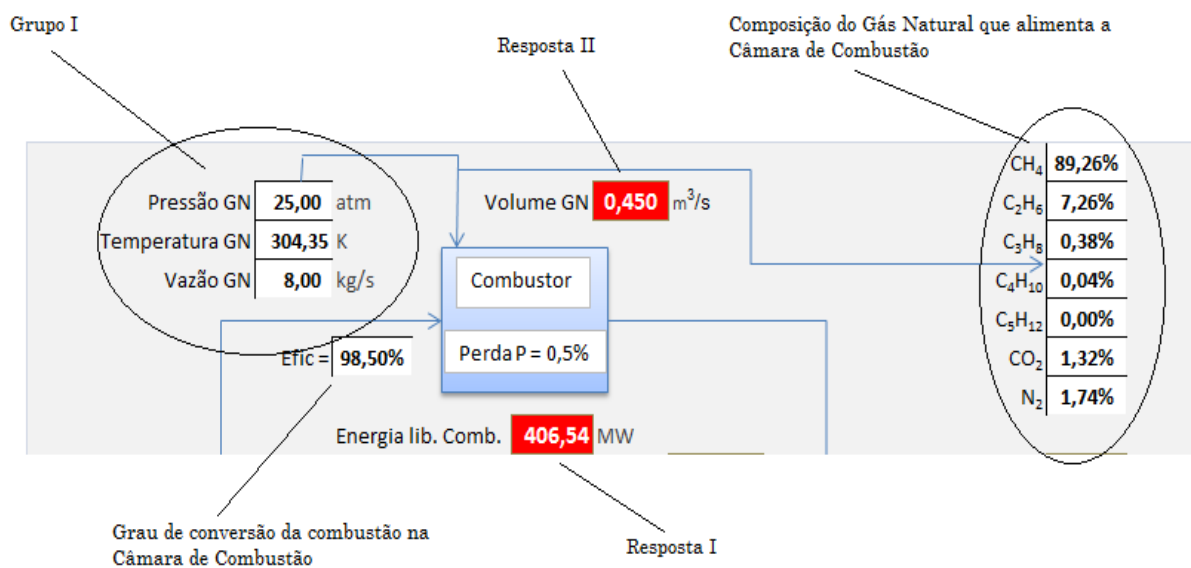
A eficiência politrópica é calculada pela equação 66. Por fim, tem-se o volume de ar por unidade de tempo que deixa o compressor, representado pela palavra “Volume ar”.

A Figura 39 mostra a parte do combustor na planilha *FONCE*. Após a inserção de dados relativa aos parâmetros e variáveis da parte do compressor da turbina a gás, agora se insere os dados da câmara de combustão. No círculo denominado GRUPO I, vê-se um conjunto de 3 variáveis. Estas 3 variáveis são assim explicadas:

⁵ Rearranjo do autor

- a) Pressão GN: Neste campo insere-se a pressão (em *atmosferas*) de entrada na câmara de combustão do Gás natural alimentado na câmara.
- b) Temperatura GN: Neste campo insere-se a temperatura (em K) de entrada na câmara de combustão do Gás natural que alimenta a câmara.
- c) Vazão GN: Insere-se neste campo a vazão de Gás natural que alimenta a câmara. A vazão deve ser dada em kg/s.

Figura 39: Dados de entrada do Gás natural a ser utilizado na Câmara de combustão



Fonte: Planilha FONCE

Como indicado na Figura 39, tem-se também o campo para introduzir o grau de conversão do gás natural na câmara. O grau de conversão mede o quanto de gás natural foi convertido em CO₂ e H₂O após a reação de combustão deste com o ar provindo do compressor.

Para finalizar os dados de entrada da parte do combustor, tem-se a composição química do gás natural que alimenta a câmara. Esta composição é dada em base molar.

As duas respostas geradas nesta etapa são a RESPOSTA I, a energia liberada na combustão, que é calculada da seguinte forma:

$$Q = \sum_{n=1}^B n \cdot H^n$$

Na equação 67, Q é o calor liberado na reação de combustão conforme estabelecido pela equação 17. H^n é a energia liberada para cada constituinte do gás natural de acordo com o quadro 4. O valor máximo da equação 67 é 5, pois, o Pentano é o hidrocarboneto de maior cadeia carbônica presente no gás natural. O valor calculado neste campo é, em tese, a energia máxima possível para se utilizar na realização de trabalho e é sobre este valor que se estabelece a eficiência térmica da turbina a gás. A RESPOSTA II é o volume por unidade de tempo de gás natural que entra na câmara de combustão.

A perda de pressão na câmara de combustão é informada no campo “P Pre” e deve ser informada em termos percentuais.

A Figura 40 mostra a parte da turbina de expansão da turbina a gás e os resultados finais da simulação. Após a inserção dos dados do compressor e da câmara de combustão se insere somente mais dois dados: a eficiência Isoentrópica da turbina de expansão (este campo é representado pela palavra “isentrópica”) e a vazão de ar de resfriamento proveniente do compressor. As respostas obtidas nesta parte da planilha são:

- a) O conjunto de respostas representado pelo círculo denominado RESPOSTAS I. Neste conjunto tem-se inicialmente a pressão de saída dos gases da câmara de combustão (P_3). A temperatura de entrada na turbina – chamada de TET – denominada de T_3 e dada em $^{\circ}C$ é calculada pela equação 22 como é descrito na seção 2.9.1.2, utilizando-se de métodos iterativos. E, finalmente, a Vazão dos gases no momento que deixam a câmara de combustão denominada de “Vazão Gas”, que é simplesmente a soma da vazão de ar com a vazão de gás natural;
- b) A composição química dos gases oriundos da combustão na câmara de combustão, que é calculada pela equação 17 em adição com a composição química de entrada de ar no compressor. Esta composição também está em base volumétrica;
- c) O campo denominado “Wcompressão” é a potência requerida pelo compressor para realizar o seu trabalho de compressão de P_1 até P_2 . O cálculo é realizado utilizando-se a equação 26 e a unidade é o MW;

- d) “Politrópica” é a eficiência politrópica da turbina de expansão. Ela é calculada ao se modificar a equação 30 para explicitá-la em função de η_{pt} que ficaria assim⁶:

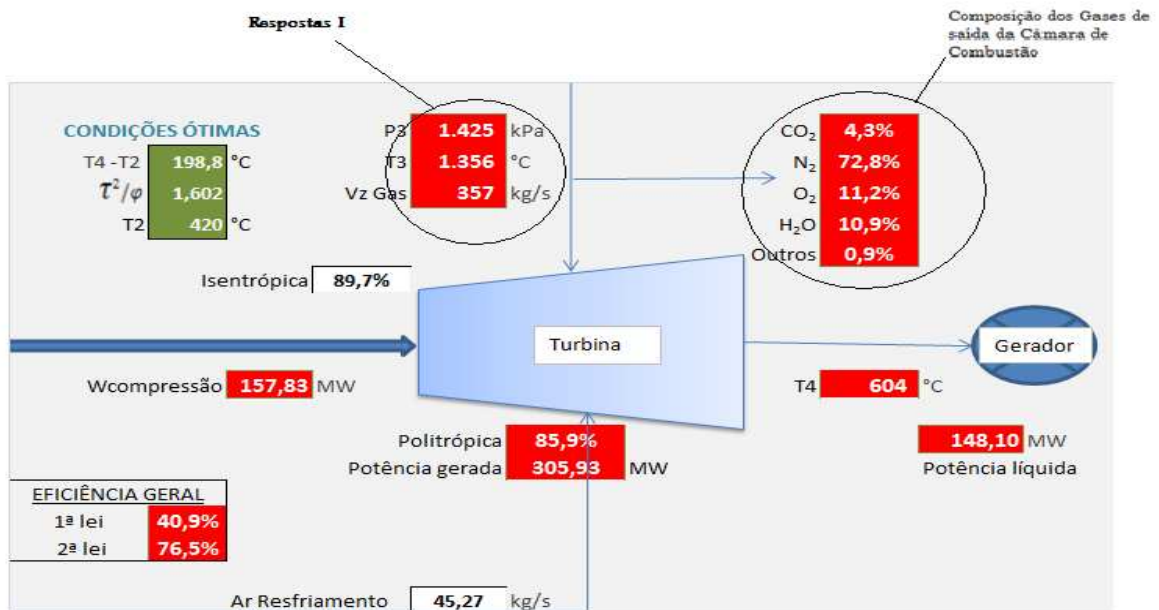
$$\eta_{pt} = \frac{\ln \left\{ 1 - \eta_t \left[1 - \left(\frac{1}{P_3/P_{amb}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}}{\ln \left(\frac{1}{P_3/P_{amb}} \right) \frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

68

- e) “T4” é a temperatura, dada em °C, de saída da turbina de expansão dos gases e é calculada pela equação 31, com auxílio das equações 9 e 10.
- f) “Potência Líquida” é o valor líquido de potência que esta turbina vai gerar (dado em MW).
- g) “Potência Gerada” é a potência líquida que a turbina gera. Pela soma da potência líquida com a potência de compressão obtêm-se a potência gerada pela turbina.
- h) O conjunto de células em verde, logo abaixo do termo “condições ótimas”, fornece três respostas: A primeira, representada pela expressão “T4 – T2”, é a diferença entre a temperatura de saída da turbina e a temperatura de saída do compressor. A segunda é a razão entre o quadrado de τ e φ (τ^2/φ) e a terceira a temperatura de saída do compressor ótima.

⁶ Modificação feita pelo autor

Figura 40: Dados de saída da turbina a gás



Fonte: Planilha FONCE

3.3 Máxima Produção de Energia

Considerando a Figura 35 e os índices da Figura 17, o resultado da equação 47 pode ser modificado para a condição da turbina a gás, e considerando que $T_H \approx T_1^7$:

$$\left(\frac{T_4}{T_3}\right)^2 = \frac{T_1}{T_3}$$

69

Este resultado tem o efeito de maximizar o fluxo de energia enquanto mantém a eficiência térmica num nível razoável.

Pela equação 46 vê-se que o trabalho útil da máquina térmica é função da razão de temperaturas dos reservatórios, da razão entre as temperaturas que são as efetivas na “superfície” da máquina térmica e da resistência à transferência de calor. Portanto, o maior trabalho possível atingível na máquina térmica será o melhor resultado para as três expressões:

⁷ Desenvolvimento do autor

$$\begin{aligned}
 \text{a) } & \frac{\partial W}{\partial \tau} = 0 \\
 \text{b) } & \frac{\partial W}{\partial \varphi} = 0 \\
 \text{c) } & \frac{\partial W}{\partial \frac{T_H A_H}{T_C A_C}} = 0 \rightarrow \frac{\partial W}{\partial L} = 0, \text{ com } L = \frac{T_H A_H}{T_C A_C}
 \end{aligned}$$

A primeira expressão foi desenvolvida na seção

Derivando-se a segunda expressão em relação à φ , tem-se:

$$\frac{\partial W}{\partial \varphi} = \tau^2 \left(1 + \frac{T_H A_H}{T_C A_C} \right) - \tau \left(1 + \frac{T_H A_H}{T_C A_C} \right) = 0 \quad 70$$

A solução para a equação 70 mostra que $T_1 (T_3) = T_2 (T_4)$, ou seja, produz a máxima transferência de calor, mas não produz trabalho.

Derivando a terceira expressão em relação à “L”, tem-se:

$$\frac{\partial W}{\partial L} = \varphi \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) + \tau = 1 \quad 71$$

A solução da equação 71 será:

$$T_H A_H = T_C A_C. \quad 72$$

3.4 Determinação de Ω

Foi visto que se podem estabelecer quatro parâmetros na busca do melhor desempenho para a turbina a gás:

$$\tau^2 = \varphi \quad (47)$$

$$U_H A_H = U_C A_C \quad (72)$$

$$T_2 = T_4 \quad (54)$$

$$T_2 = \sqrt{T_3 T_1} \quad (58)$$

Quando:

a) $\frac{\tau^2}{\varphi} = 1$

b) $T_4 - T_2 = 0$

c) $T_2(\text{dado pela eq. 58}) - T_2(\text{experimental}) = 0$

Têm-se a máxima eficiência e a máxima produção de energia. Para representar o valor destes quatro parâmetros estabeleceu-se o vetor Ω .

Por um processo de comparação entre os resultados gerados nas simulações, determinam-se aqueles que integrarão o conjunto de valores do vetor Ω .

Feito este processo, toma-se os valores obtidos e agrupa-os, conforme a equação mostra:

$$\Omega = [(\mathbf{E}_{j \max}^1 \& \dots \& \mathbf{E}_{j \max}^j)] \quad 73$$

O conjunto Ω será dado então por:

$$\Omega = \left[\frac{\tau^2}{\varphi}, T_4 - T_2, T_{2ot} - T_2, W_{\max} \right] \quad 74$$

Onde T_{2ot} é a temperatura de saída do compressor dada pela equação 58 e W_{\max} é a potência gerada na turbina de expansão máxima.

4 OBTENÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 Balizamento dos resultados da FONCE vs GateCycle

Foram realizadas simulações com o *GateCycle* e a planilha *FONCE* visando comparar resultados produzidos por ambos os programas. O objetivo nesta seção é verificar se os resultados comparativos alcançam valores que são estatisticamente significativos a ponto de validar as informações que serão geradas pela planilha *FONCE*. Os dados do quadro 6 representam os parâmetros de entrada fixos básicos que serão comuns a todas as simulações realizadas neste trabalho. As variáveis de saída escolhidas para comparação foram:

- a) a potência líquida da turbina,
- b) a eficiência politrópica do compressor,
- c) a eficiência térmica da turbina a gás,
- d) a temperatura de saída do compressor (T_2),
- e) a temperatura de entrada da turbina (T_3) e a
- f) pressão de saída do compressor.

Os parâmetros fixos de entrada de ambos os programas são:

Quadro 6: Dados fixos utilizados para balizar FONCE vs GateCycle.

PARÂMETRO	VALOR
Razão de Compressão	16,675
Altitude (m)	200
Vazão de entrada de ar no compressor (m^3/s)	400,26
Temperatura do GN ($^{\circ}C$)	31,2

Fonte: Dados da pesquisa

O quadro 7 traz os limites dos parâmetros que irão variar nas simulações que foram realizadas. Este trabalho procura encontrar a situação ótima de operação de uma turbina a gás e, logo não se está analisando uma turbina em específico e sim uma configuração (um *setup*) que reproduza qual seria esta condição. Assim, os dados que aparecem no quadro 7 não são necessariamente o de uma turbina específica e sim um limite de variação possível o qual se poderia construir qualquer turbina.

Quadro 7: Variáveis de entrada e seus limites nas simulações

PARÂMETRO	Menor	Maior
Eficiência Politrópica Compressor	88%	95%
Pressão do GN (kPa)	2.000	4.000
Vazão de GN (kg/s)	5,0	15,0
Temperatura ambiente (°C)	5	40

Fonte: Dados da pesquisa

4.1.1 GateCycle

No *GateCycle* após estabelecer-se as variáveis, tanto as de entrada quanto as de saída, que participarão da simulação através de uma caixa de diálogo, fixa-se um valor para uma variável alvo que será o objeto de estudo da simulação. Por exemplo: nas simulações realizadas, após a inserção dos dados do quadro 6 e a escolha de um determinado valor que está nos limites do quadro 7, fixa-se um valor, por exemplo, para a temperatura de saída da turbina (T_4) e realiza-se a simulação. O valor fixado para (T_4) foi de 612°C. Assim, todas as variáveis escolhidas para a simulação irão convergir de modo que T_4 atinja 612°C. Os resultados obtidos nestas simulações podem ser plotados numa planilha Excel.

Nas simulações realizadas neste trabalho, utilizou-se de um recurso do *GateCycle* que permite, após se estabelecer os parâmetros de entrada, e fixar a variável “alvo” fazer simulações aleatórias dentro de determinados parâmetros. Assim, convenientemente, escolheram-se os limites da quadro 7 e dentro destes valores, aleatoriamente, foram realizadas 100 simulações para uma turbina a 200 m de altitude e mais 100 simulações para a mesma turbina a 1.500 m.

O *GateCycle* tem em sua programação básica (*default*) diversos recursos que procuram balizar as reais condições de operação de uma turbina a gás, por exemplo. Assim, nas simulações que foram realizadas a temperatura de entrada da turbina (TET) – T_3 - não ultrapassou em nenhum momento o valor de 1.377°C, ainda que se aumentasse a vazão de gás natural para dentro da câmara de combustão. Isto acontece porque o programa “entende” que esta é a temperatura limite de resistência dos materiais que compõem a turbina escolhida nas simulações.

4.1.2 FONCE

A planilha FONCE “roda” já de uma forma bem mais simples. Basta-se introduzir os dados conforme explanado no item 3.2 e ela gerará os resultados na mesma tela que se introduziu os dados de entrada. A planilha FONCE tem um recurso de simulação na sua guia “SIMULAÇÃO”. Nesta guia, fixa-se qualquer uma de todas as variáveis possíveis de entrada e a partir dos limites escolhidos, obtém-se o comportamento geral de todas as demais variáveis de saída, além de um gráfico visualizador. Esta ferramenta da planilha FONCE é muito útil para se fazer as simulações que foram feitas pelo *GateCycle* de uma forma mais rápida.

A planilha FONCE tem diversos limites. Entre estes, pode-se citar:

- a) Ausência de um limite de resistência dos materiais que compõem a turbina. Assim, ao se aumentar a alimentação de gás natural na câmara de combustão a temperatura TET aumenta se não houver um limite pré-estabelecido;
- b) Opera somente no ponto de projeto, já que fora da condição de projeto seriam necessárias as características das linhas de rotação do compressor e da turbina.
- c) Somente opera para uma turbina simples de um eixo, não sendo possíveis outras configurações de turbina a gás ou combinações com outros equipamentos como turbinas a vapor, recuperadores de calor, etc.;
- d) A temperatura e a pressão do gás natural injetado influenciam a forma e a dinâmica da chama, conforme explanado no item 2.9.1.1. Porém, esta influência não é quantificada pela planilha, na forma, por exemplo, da perda do grau de conversão. Esta é uma das razões pela qual a temperatura T_3 calculada pela planilha FONCE é 1,5 % mais alta que a mesma temperatura calculada pelo *GateCycle*.
- e) Não possui filtro de ar na entrada do compressor. Assim perdas possíveis no filtro não são mensuradas.

4.1.3 Eficiência Politrópica do Compressor

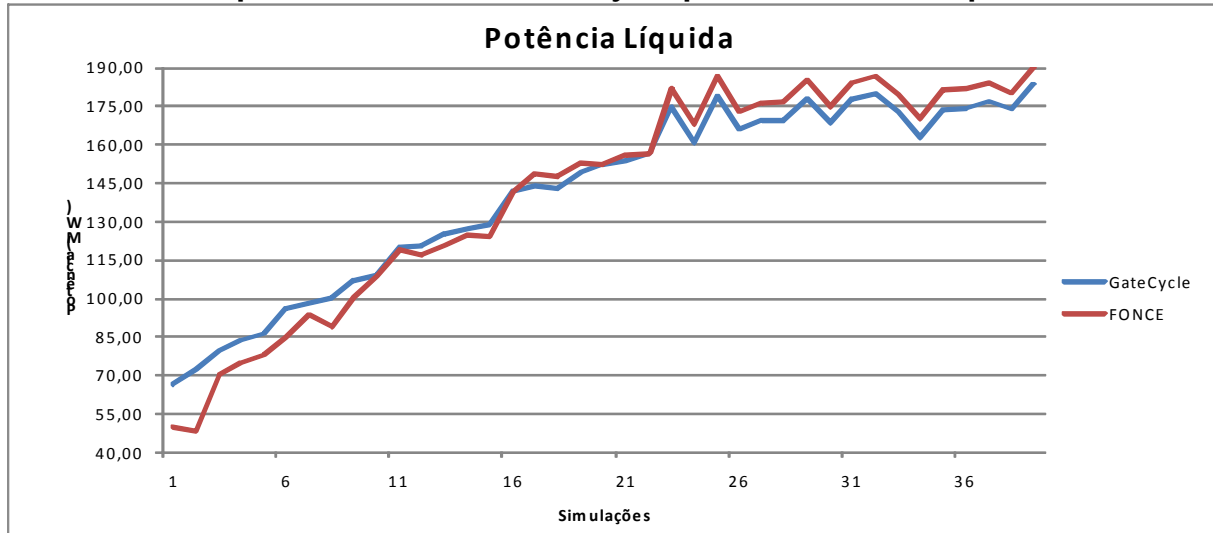
Os valores coincidiram em 100% dos casos não havendo diferenças entre os dados do *GateCycle* e da planilha FONCE. A razão desta coincidência está na forma direta que tanto o *GateCycle* quanto a planilha FONCE calculam a eficiência. A utilização de equações como a 25 é apenas uma aplicação direta da relação entre a eficiência politrópica e a eficiência isoentrópica. Porém, o cálculo da eficiência não é direto haja vista que a eficiência é dependente do coeficiente de arrasto total de cada uma das fileiras das pás dos estágios de compressão (COHEN, ROGERS, & SARAVANAMUTTOO, 1996).

4.1.4 Potência Líquida da Turbina

Para todos os resultados em que a potência da turbina foi superior a 40 MW, o erro médio foi de 5,6%, sendo praticamente inexistente quando a vazão de GN atingia a vazão necessária para atingir a temperatura limite. Os resultados são postos no Gráfico 2. O *Gatecycle* considera a temperatura de resistência máxima do material da turbina, assim a temperatura de 1.377°C era a máxima de todas as simulações. Os limites fixados para a vazão de GN, conforme está na quadro 7, estavam entre 5,0 e 15,0 kg/s, porém a partir de 9,7 kg/s a temperatura T_3 atingia 1.377°C, assim todos os dados gerados pelo *GateCycle* a partir deste valor praticamente coincidiam e 41 simulações das 100 realizadas foram desprezadas. Como a planilha FONCE não tem tais limites ainda foi possível realizar simulações com vazões de GN até 10,4 kg/s, variando-se a eficiência de conversão da combustão em função da potência bruta liberada (Resposta I da Figura 39 que neste caso procurava-se igualar o dado obtido pelo *GateCycle* e a planilha FONCE) . Antes de 6,7 kg/s, não se gerava potência suficiente para girar o compressor, portanto estas simulações também foram desprezadas, ou seja, mais 15 simulações. No gráfico 2 vê-se que entre a simulação 9 e 22 os resultados foram bem próximos uns dos outros entre a planilha FONCE e o *GateCycle*, pois exatamente entre estas simulações, a vazão de GN variou entre 8,5 kg/s e 9,8 kg/s. Entre estes dois limites, a temperatura T_3 aproximava-se, mas não atingia 1.377°C. A disposição do eixo das ordenadas colocando a potência líquida em ordem crescente foi feita apenas para melhor visualização de como a medida que a potência aumenta, os resultados tanto

da planilha FONCE quanto do *GateCycle* se tornam mais coincidentes, o que quer dizer que não necessariamente as simulações ocorreram na ordem apresentada no eixo das abscissas.

Gráfico 2: Comparativo FONCE x *GateCycle* para a Potência Líquida da Turbina

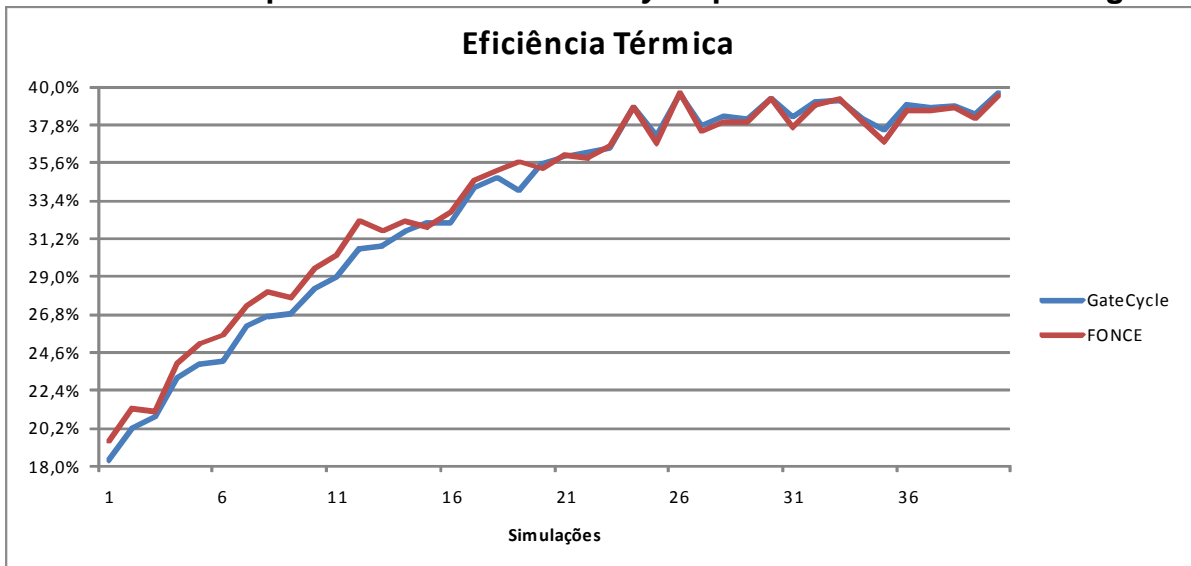


Fonte: Dados da pesquisa

4.1.5 Eficiência Térmica da Turbina

Para todos os resultados em que a eficiência térmica da turbina foi superior a 18%, o erro médio foi de 2,0%. O *GateCycle* calcula a eficiência térmica fazendo a razão entre a potência líquida da turbina e a potência bruta. Já a planilha FONCE calcula a eficiência térmica utilizando a equação 15. Ainda que os métodos de cálculos sejam diferentes, o erro médio de 2% atesta a confiabilidade da equação 15. A utilização de métodos diferentes é necessária em virtude das limitações descritas no item 2.9.1.2. Os resultados são mostrados no gráfico 3 e mais uma vez a disposição do eixo das ordenadas, colocando a eficiência térmica em ordem crescente, foi feita apenas para melhor visualização de como os resultados comparativos são praticamente coincidentes a partir do momento que a turbina atinge uma eficiência térmica da ordem de 32 %. Isto não quer dizer que as simulações ocorreram na ordem apresentada no eixo das abscissas.

Gráfico 3: Comparativo FONCE x GateCycle para a Eficiência Térmica geral

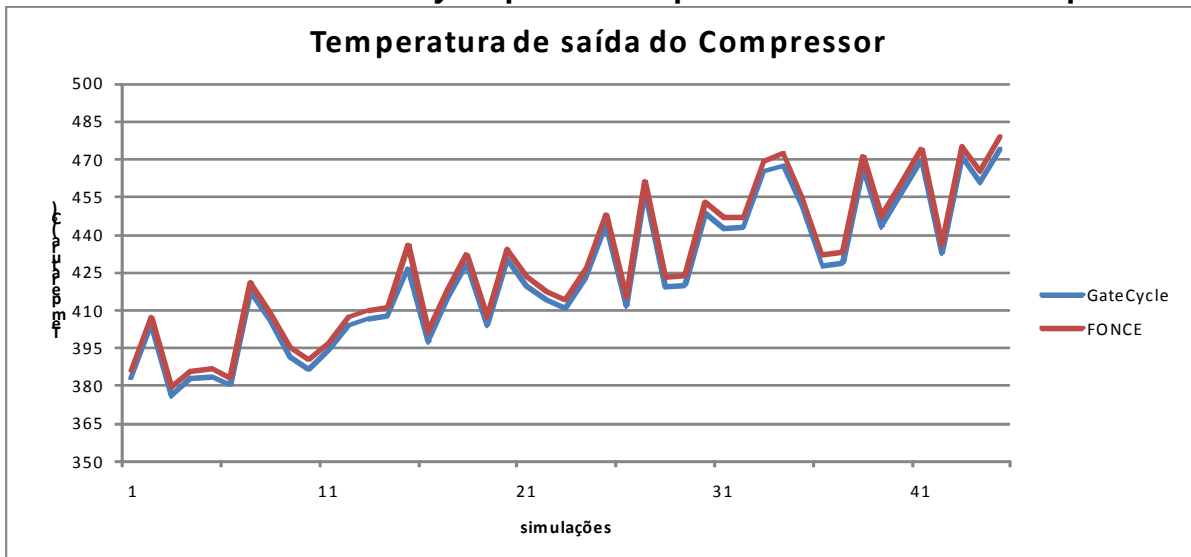


Fonte: Dados da pesquisa

4.1.6 Temperatura de Saída do Compressor – T_2

A comparação da temperatura de saída do compressor entre a planilha FONCE e o *GateCycle* mostrou um erro médio de 0,5%, ou seja, praticamente inexistente. Variando a diferença entre ambos entre 3°C e 5°C. O gráfico 4 mostra os resultados. Novamente, os dados plotados no eixo das ordenadas não foram necessariamente realizados na ordem que se apresentam, sendo colocados em função da ordem crescente das temperaturas de entrada na turbina (T_1). Esta diferença praticamente nula pode ser indício de que a utilização das equações 9, 10 e 11 são suficientes para estabelecer a realidade para qualquer compressor, ainda que seja sabido que outros fatores contribuem para se determinar T_2 .

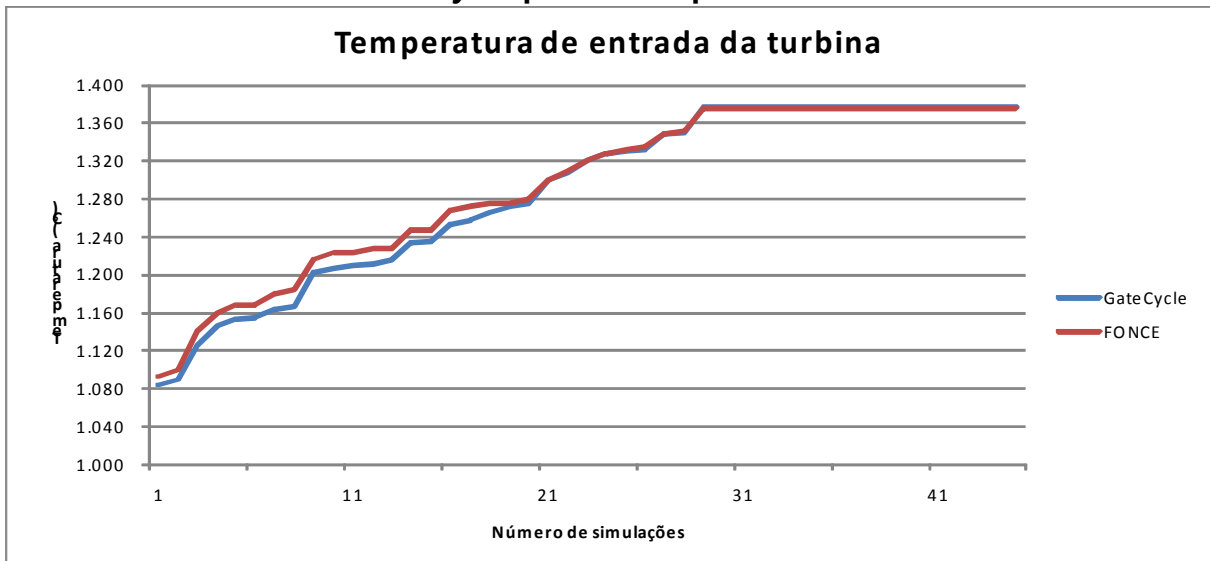
Gráfico 4: FONCE x GateCycle para a Temperatura de saída do Compressor



Fonte: Dados da pesquisa

4.1.7 Temperatura de Entrada da Turbina (TET) – T_3

A comparação da temperatura de entrada na turbina entre a planilha FONCE e o *GateCycle* mostrou um erro médio de 0,5% e os resultados são mostrados no gráfico 5. O *GateCycle* estabelece a temperatura de 1.377°C como limite de resistência do material de construção da turbina. Por isso, ao atingir a temperatura de 1.377°C, ainda que se aumentasse a vazão de GN – e consequentemente a relação ar/combustível –, o valor simulado ficaria nesse patamar. Assim, na bateria de simulações realizadas no *GateCycle* o número de simulações foi reduzido, justamente porque a todo momento em que se estabelecia uma determinada condição em que o resultado fosse a superação deste limite de temperatura, o resultado final seria sempre 1.377°C. Esta diferença de apenas 0,5% é impressionante, pois o valor que a TET atinge é função de pouquíssimas variáveis (pode se mencionar a vazão de GN e a eficiência de conversão da combustão como principais responsáveis). Sendo assim, a margem para erros é pequena e qualquer valor que a planilha FONCE atingisse que não fosse muito próximo do valor encontrado pelo *GateCycle* estaria incorreto.

Gráfico 5: FONCE x GateCycle para a Temperatura de Entrada da Turbina

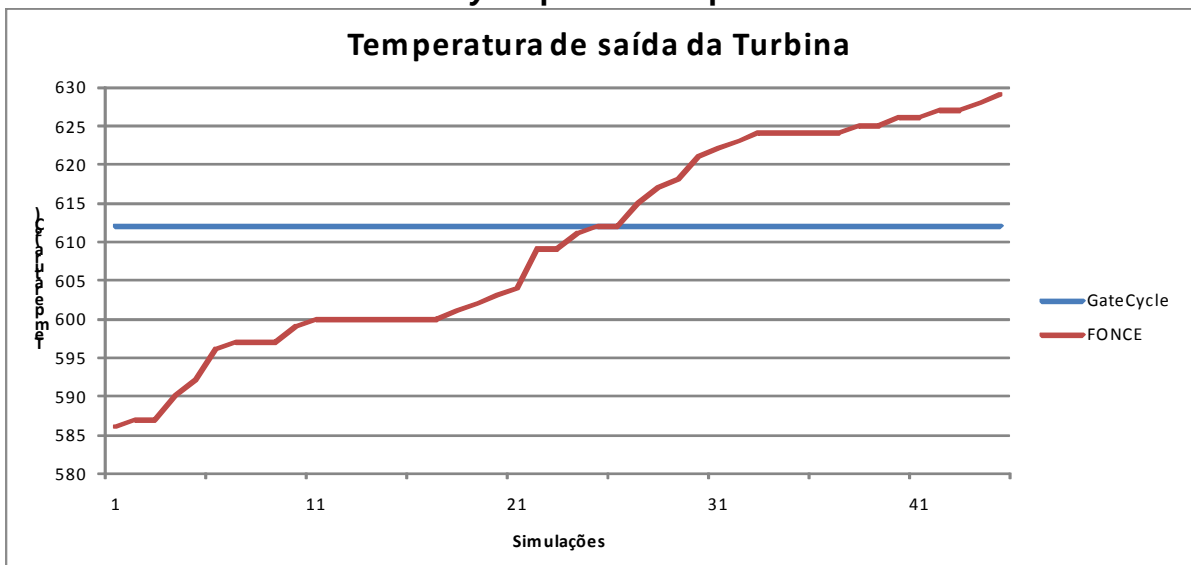
Fonte: Dados da pesquisa

4.1.8 Temperatura de Saída da Turbina – T_4

Conforme foi explanado no item 4.1.1, a temperatura T_4 foi escolhida como variável alvo nas simulações realizadas no *GateCycle*, portanto a temperatura de saída da turbina nas simulações do *GateCycle* sempre tinha o valor de 612°C. Entretanto, a planilha FONCE não tem tal rotina e retornará o valor calculado para as condições de projeto estabelecidas para determinada simulação. Como o objetivo era validar os cálculos da planilha, era de se supor que a temperatura T_4 calculada pela planilha FONCE convergisse para um valor próximo de 612°C. Foi o que aconteceu com um erro de 2,0%, como pode ser visto no gráfico 6.

As temperaturas inferiores a 612°C, calculadas pela planilha FONCE, ocorreram quando a vazão de GN era inferior a 8,4 kg/s. Entre 8,4 kg/s e 9,2 kg/s, novamente, praticamente se igualou e acima de 9,7 kg/s, a temperatura ficou acima de 612°C. Esta similaridade ocorreu como recurso para que outras variáveis respostas ficassem dentro do esperado, como, por exemplo, a eficiência térmica. O que não comprometeu em nada as simulações, já que como foi explicado, o erro da planilha FONCE em relação ao *GateCycle* para a temperatura de saída da turbina ficou em 2%. Ou seja, o que o *GateCycle* fez automaticamente, na planilha FONCE foi preciso fazer manualmente.

Gráfico 6: FONCE x GateCycle para a Temperatura de Saída da Turbina



Fonte: Dados da pesquisa

4.1.9 Pressão de Saída do Compressor – P_2

Os valores coincidiram com erros inferiores a 0,1%, o que torna os dois valores significativamente idênticos não havendo diferenças representativas entre os dados do *GateCycle* e da planilha FONCE. A coincidência deste valor atesta a validade, sobretudo, da equação 29, já que é a responsável por fornecer a pressão de entrada no compressor P_1 .

4.2 Desempenho da Turbina a gás

Uma vez que, conforme os resultados apresentados na seção anterior, a planilha FONCE assegura altas taxas de confiabilidade, foram feitas diversas simulações com a planilha FONCE com o intuito de atingir o objetivo deste trabalho: pesquisar qual condição de projeto deve se ter para se atingir o máximo de produção de energia útil e a máxima eficiência.

Os parâmetros de entrada fixos e os variáveis são os mesmos que estão nos quadros 6 e 7.

4.2.1 Temperaturas de entrada e saída do compressor

A primeira correlação que deve ser considerada a partir das simulações realizadas foi a relação direta existente entre a temperatura ambiente e a temperatura de saída do compressor.

Altas temperaturas do meio ambiente limitam o consumo de massa de ar, (o ar se torna menos denso) o que reduz a eficiência de turbinas a gás (ABDUSAMAD, 2008). Quanto mais baixa for a temperatura ambiente menor será a temperatura de saída do compressor. Esta correlação é claramente observada nos gráficos 7 e 8, porém os números obtidos não formam uma reta perfeita havendo picos nos dois gráficos. Não obstante, estes picos são exatamente correspondentes aos extremos postos nas variações da eficiência politrópica (que variou de 88% a 95%). Assim os picos acima da equação da reta são os de menor eficiência politrópica do compressor – 88% e 89% - e os pontos abaixo da reta são os de maior eficiência: 94% e 95%.

O gráfico 7 simula uma turbina a 200 m de altitude e o gráfico 8 a 1.500 m. Para verificar se havia diferença significativa em termos estatísticos nos resultados de ambos os gráficos, foi feita uma análise de regressão com análise de variância. O resultado encontrado foi que o gráfico 7 possui a seguinte reta inferida:

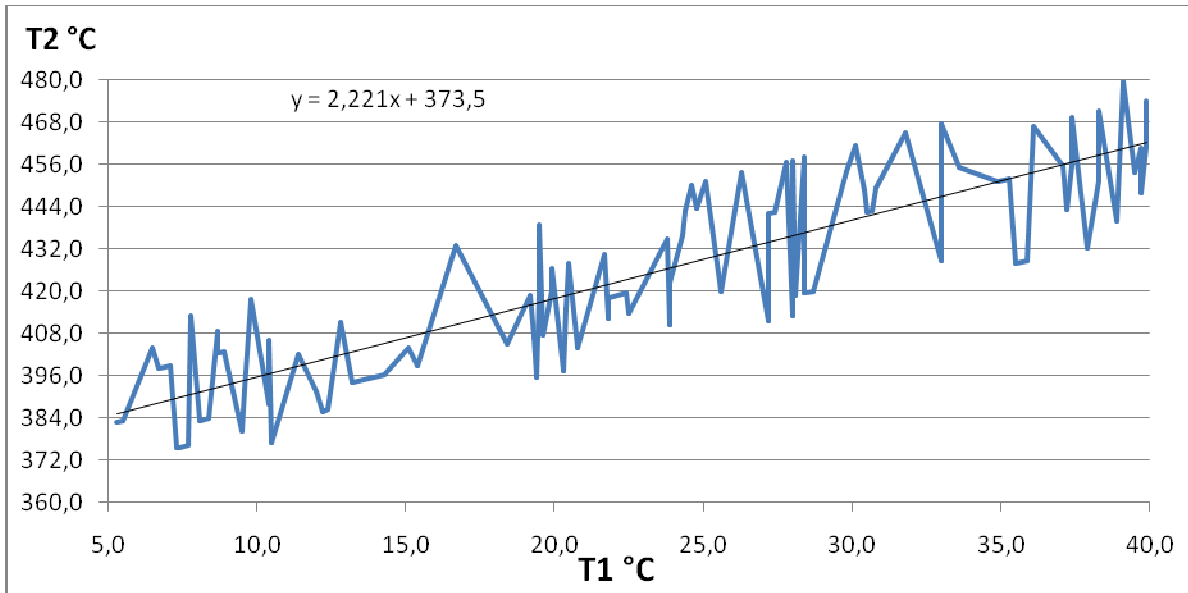
$$T_2 = 2,2212T_1 + 373,5 \quad 75$$

E o gráfico 8 possui a seguinte reta inferida:

$$T_2 = 2,1795T_1 + 373,7 \quad 76$$

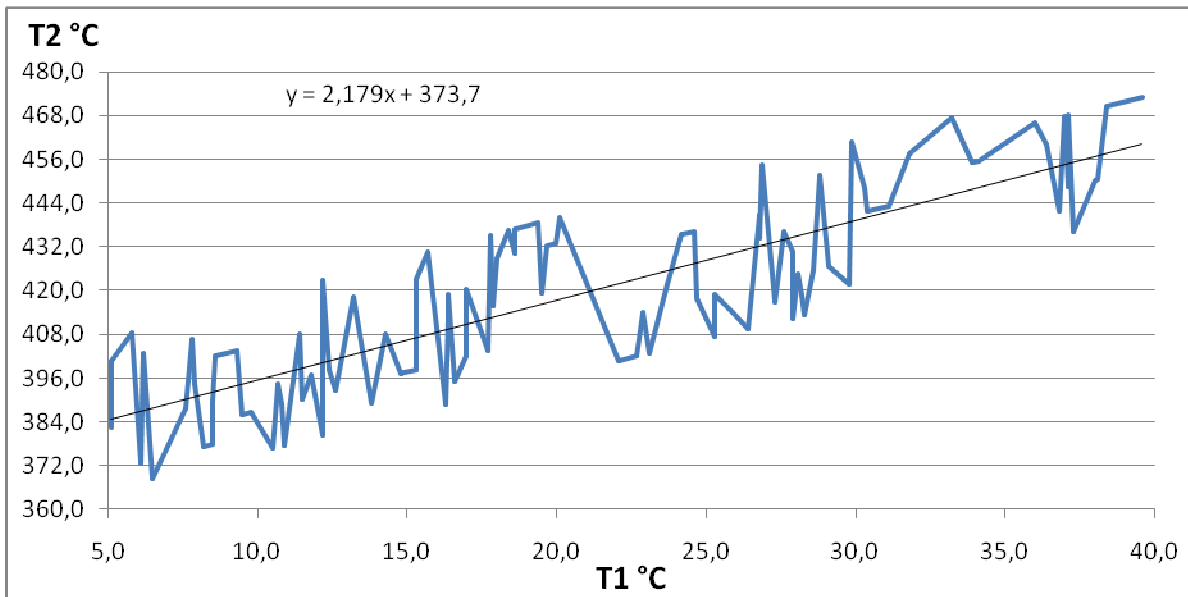
Havendo correspondência EXATA no ponto de intercepção do eixo das ordenadas (T_2), a derivada da equação 76 é ligeiramente menor do que a da equação 75, indicando a *possibilidade* de se estabelecer que turbinas postas em locais mais altos são mais eficientes. Porém, pela análise da variância, com uma certeza de 88%, não existe tal relação.

Gráfico 7: Temperatura ambiente x Temperatura de saída do compressor à altitude de 200 m.



Fonte: Dados da pesquisa

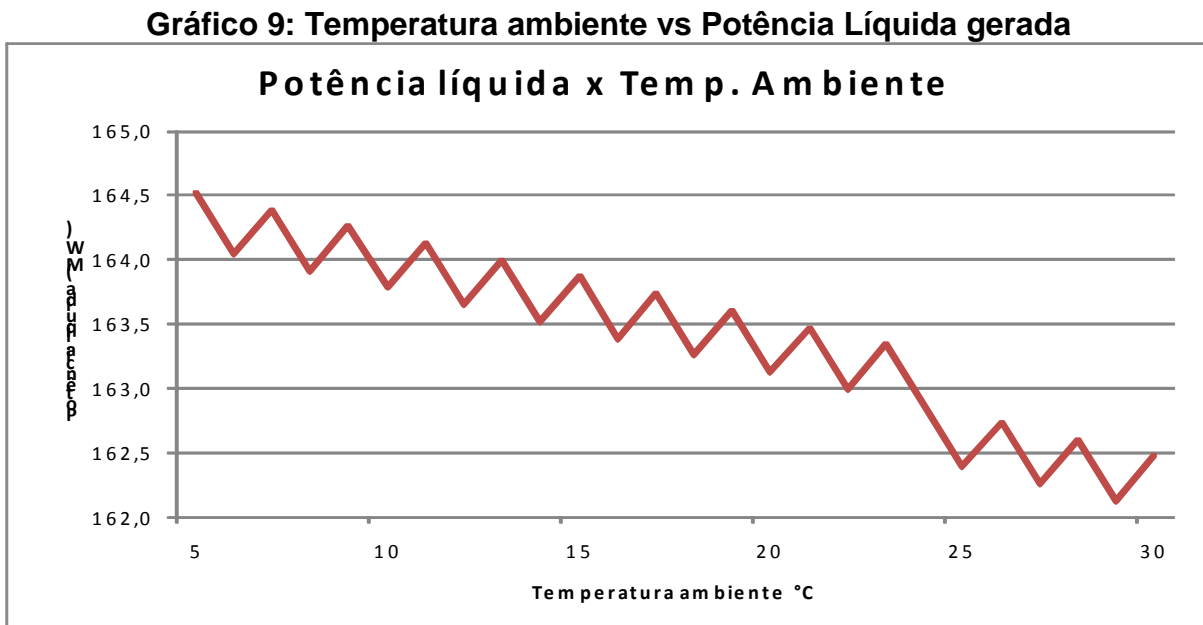
Gráfico 8: Temperatura ambiente x Temperatura de saída do compressor à altitude de 1.500 m.



Fonte: Dados da pesquisa

4.2.2 Temperatura ambiente vs Potência líquida gerada

Outra relação observada é a relação direta da temperatura ambiente e a potência líquida gerada. Vê-se pelo gráfico 9 que à medida que a temperatura aumenta a potência líquida diminui. Isto ocorre porque a energia necessária para compressão aumenta significativamente à medida que a temperatura ambiente aumenta. O fenômeno fundamenta-se na diferença de densidade do ar atmosférico com a variação da temperatura, já que com o aumento da temperatura a densidade diminui e assim uma maior vazão de ar é necessária. A equação 29 explica e reflete tal situação. O comportamento em “zigue-e-zague” do gráfico é relacionado a questões de truncamento da planilha FONCE.



Fonte: Dados da pesquisa

4.2.3 Vazão de Gás natural x Potência Líquida gerada

É sensível que à medida que se aumenta a vazão de gás natural na câmara de combustão, a energia liberada aumenta e conseqüentemente a potência líquida da turbina. No gráfico 10, vê-se este comportamento, entretanto alguns limites e tendências são destacáveis: o primeiro é que vazões de GN que estão acima de – dependendo das variáveis de entrada - 9,8 kg/s, fazem com que a temperatura de saída da câmara de combustão (T_3) atinja o valor limite de segurança (foi estabelecido um limite de 1.400°C, que é aproximadamente o valor ótimo possível

conforme explicado no item 2.9.3). Uma vez que a temperatura não sobe mais, a potência líquida gerada estagna-se num patamar.

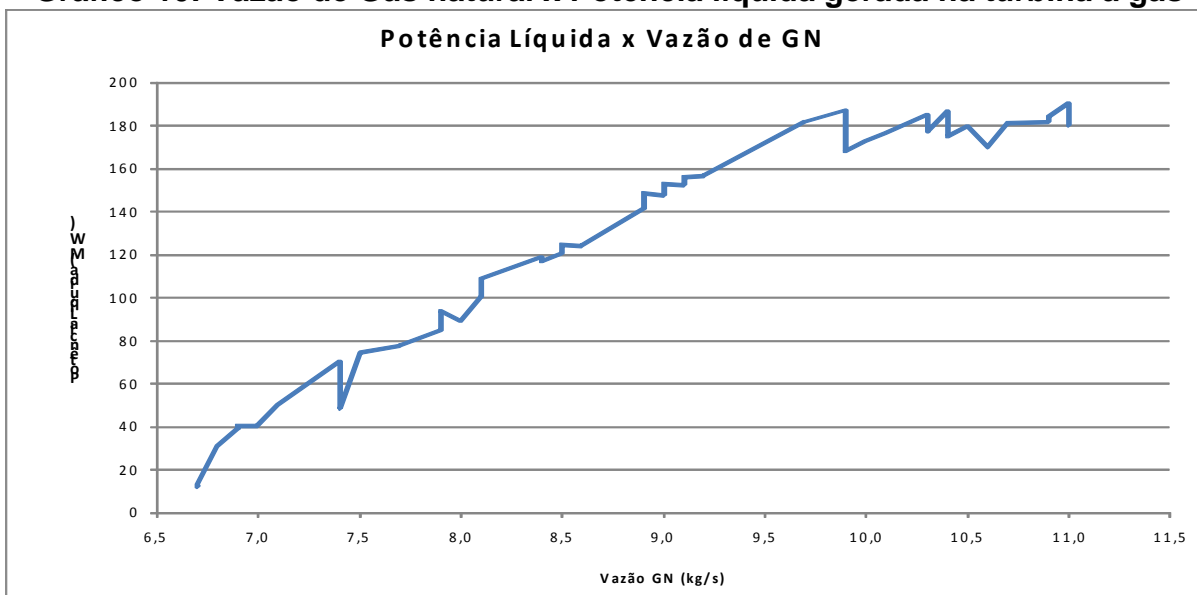
Existe uma relação linear na correlação entre o aumento da vazão e o aumento da potência líquida entre a vazão inicial de 6,7 kg/s de GN e o limite de 9,8 kg/s, a equação que estabelece esta relação é:

$$W = 44,063 \cdot \dot{m}_{GN} - 249,32$$

77

A Temperatura máxima possível é uma característica de fabricação. A discussão sobre a fadiga de materiais para turbinas a gás, entretanto, são assuntos muito complexos (KRUZIC & al, (47) 1999).

Gráfico 10: Vazão de Gás natural x Potência líquida gerada na turbina a gás



Fonte: Dados da pesquisa

4.2.4 Razão de Compressão x Temperatura de Entrada da Turbina

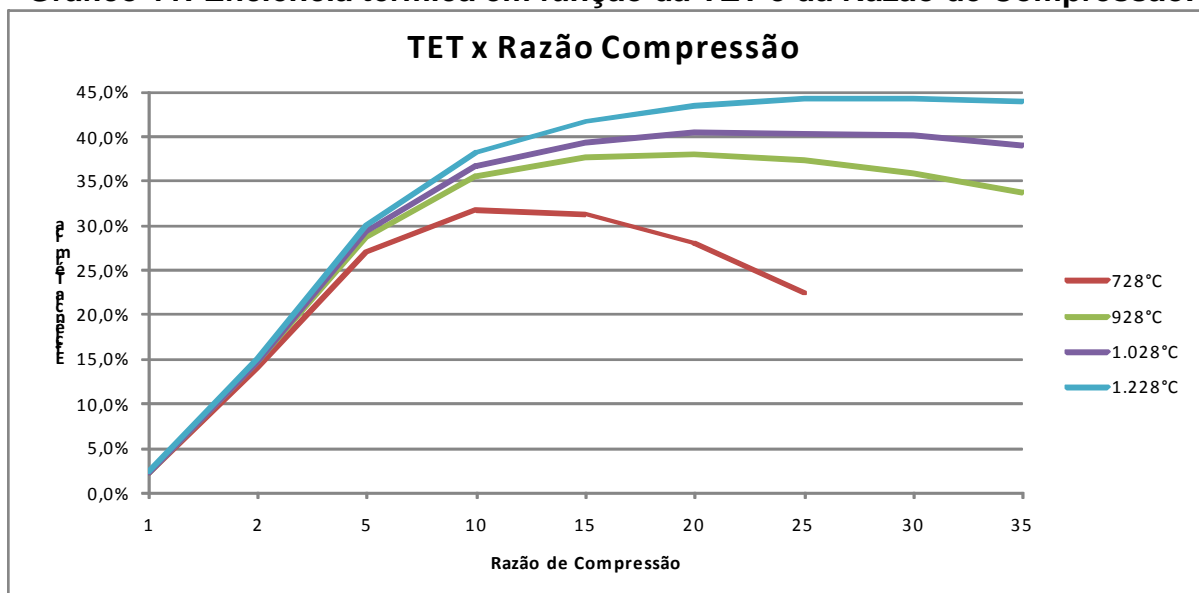
Conforme explicado no item 2.8.2, à medida que se aumenta a temperatura de entrada da turbina em conjunto com o aumento da razão de compressão, maiores valores de eficiência térmica são alcançados. O cálculo da eficiência térmica também pode ser calculado pela expressão (COHEN, ROGERS, & SARAVANAMUTTOO, 1996):

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

78

Conforme pode ser visto pela equação 78 a eficiência térmica depende somente da razão de compressão. Porém, existe um máximo ótimo para cada temperatura e não adiantaria aumentar-se indefinidamente a razão de compressão visando ganhar ainda mais eficiência térmica. O gráfico 11 foi obtido utilizando-se a planilha FONCE e por ele se pode comprovar o esperado, conforme explicado nesta seção e no item 2.8.2. Por exemplo, na temperatura de 928°C a eficiência térmica ótima ocorre na compressão 20 e não na compressão 30 ou 35. Vê-se também que o gráfico 11 é muito semelhante à Figura 18, atestando mais uma vez a confiabilidade da planilha FONCE.

Gráfico 11: Eficiência térmica em função da TET e da Razão de Compressão.



Fonte: Dados da pesquisa

4.3 Máxima Produção de energia e Máxima Eficiência

Nesta seção serão realizadas diversas simulações para detectar as condições que permitem a condição de máxima produção de energia e máxima eficiência. Com o intuito de tornar o trabalho mais real, serão utilizados dados de projeto e operação de uma turbina real da *General Electric*, a MS7001FA. Para tais simulações os parâmetros elencados no quadro 8 foram mantidos fixos, porém qualquer outra

situação seria válida, já que o conjunto do quadro 8 está intimamente relacionado com o local onde se encontra a turbina e a turbina utilizada.

Quadro 8: Parâmetros fixos de entrada para simulações

Parâmetro	Valor
Teor de Argônio na atmosfera	0,91%
Teor de Dióxido de Carbono na atmosfera	0,03%
Teor de Nitrogênio na atmosfera	75,82%
Teor de Oxigênio na atmosfera	20,34%
Teor de Água na atmosfera	2,91%
Pressão do Gás natural no Combustor	25 atm
Temperatura do Gás natural no Combustor	31,2°C
Eficiência do Combustor	99,9%
Combustível: Gás natural	48.820 kJ/kg

Fonte: Dados da pesquisa

Após a inserção dos dados do quadro 8, a planilha FONCE fornece os resultados da tabela 3. Comparando-os com as informações de projeto e operação da turbina da *GE*, têm-se:

Tabela 3: Comparativo Turbina *GE MS7001FA* e a planilha FONCE*.

Parâmetro		Projeto	Operação	FONCE	Diferença
Pressão atmosférica P_1	(kPa)	100,57	85,88	85,88	0,00 %
Altitude	(m)	744	744	1.442*	
Pressão saída Compressor P_2	(kPa)	1.574	1.432	1.433	0,07 %
Eficiência Isoentrópica Compressor	(%)	93,7	92,4	92,4	0,00 %
Eficiência Politrópica Compressor	(%)	-	94,7	94,7	0,00 %
Temperatura saída Compressor T_2	(°C)	359	402	405	0,44 %
Potência de Compressão	(MW)	-	155,62	157,78	1,37 %
Razão de Compressão		16,675	16,675	16,675	0,00 %
Vazão de Gás natural	(kg/s)	8,675	8,675	8,675	0,00 %
N_2 nos gases na saída Combustor	(%/Vol)	-	72,7	72,8	0,14 %
O_2 nos gases na saída Combustor	(%/Vol)	-	11,2	11,2	0,00 %
H_2O nos gases na saída Combustor	(%/Vol)	-	10,8	10,9	0,92 %
CO_2 nos gases na saída Combustor	(%/Vol)	-	4,3	4,3	0,00 %
Outros gases na saída Combustor	(%/Vol)	-	0,9	0,9	0,00 %
Energia liberada na combustão	(MW)	-	423,53	415,23	1,19 %
Pressão entrada da Turbina P_3	(kPa)	-	1.389	1.368	1,51 %
Temperatura entrada Turbina T_3	(°C)	1.406	1.325	1.348	1,41 %
Temperatura saída Turbina T_4	(°C)	608	612	609	0,30 %
Eficiência isoentrópica Turbina	(%)	92,3	89,7	89,5	0,28 %
Eficiência politrópica Turbina	(%)	-	87,0	85,7	1,49 %
Potência gerada na Turbina	(MW)	-	311,64	313,13	0,48 %
Potência Líquida gerada	(MW)	153,00	153,00	155,35	1,51 %

Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados da tabela 3 atestam outra vez a confiabilidade da planilha FONCE que a partir de agora será essencial para se encontrar a condição de operação desta turbina que estabeleça a máxima produção de energia e eficiência. O único erro acima de 2% é o da potência líquida gerada. A causa pode estar no ar que é adicionado na turbina (45,27 kg/s) que tem a função de resfriar as palhetas da turbina e que não é considerado nos cálculos da planilha FONCE.

Ainda que a turbina em análise esteja construída e em operação, é possível analisar qual seria a situação para melhor desempenho. A maioria das variáveis e parâmetros não são possíveis de variar em função da turbina já está construída. Portanto, com o auxílio da planilha FONCE, variou-se apenas as seguintes variáveis.

Quadro 9: Variações dos Parâmetros escolhidos.

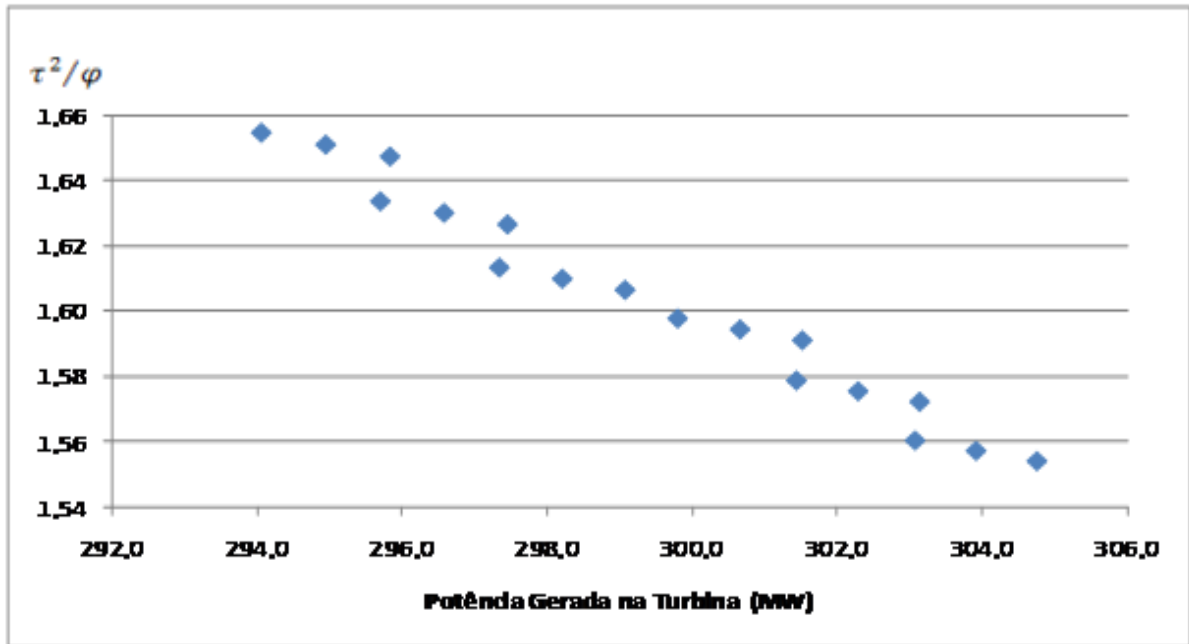
Temperatura ambiente	5°C a 30°C
Altitude	5m a 1.500m
Vazão de Gás natural	8,5 kg/s

Fonte: Dados da pesquisa

4.3.1 Determinação de Ω

Para a determinação de Ω , simulou-se na planilha FONCE os extremos do quadro 9. Os dados de entrada das simulações estão na tabela 3 e no quadro 8, com exceção obviamente das variáveis a serem examinadas. O gráfico 12 mostra a relação entre τ^2/φ e a potência líquida gerada pela turbina. A relação esperada, de acordo com o que foi explanado no item 3.3, é que quanto menor for o valor de τ^2/φ tendendo a um, maior deve ser o valor de W_t e foi o que exatamente o gráfico 12 revelou.

Gráfico 12: Relação entre W_t e τ^2/ϕ .



Fonte: Dados da pesquisa

Os dados que geraram o gráfico 12 estão na tabela 4:

Tabela 4: Variáveis resposta para determinação de \dot{U}

SITUAÇÃO	τ^2/ϕ	W_t (MW)	Temp. T_1 °C	Temp. T_3 °C	Dif. T_2 °C	Altitude (m)
I	1,554	304,7	30	1.352	- 6	1.500
II	1,557	303,9	30	1.352	- 6	750
III	1,560	303,1	30	1.352	- 6	5
IV	1,572	303,1	25	1.344	- 9	1.500
V	1,575	302,3	25	1.344	- 9	750
VI	1,579	301,4	25	1.344	- 9	5
VII	1,591	301,5	20	1.336	- 13	1.500
VIII	1,594	300,7	20	1.336	- 13	750
IX	1,598	299,8	20	1.336	- 13	5
X	1,606	299,1	15	1.324	- 15	1.500
XI	1,610	298,2	15	1.324	- 15	750
XII	1,613	297,3	15	1.324	- 15	5
XIII	1,626	297,5	10	1.316	- 18	1.500
XIV	1,630	296,6	10	1.316	- 18	750
XV	1,633	295,7	10	1.316	- 18	5
XVI	1,647	298,5	5	1.308	- 22	1.500
XVII	1,651	295,0	5	1.308	- 22	750
XVIII	1,654	294,1	5	1.308	- 22	5

Fonte: Dados da pesquisa

Para a obtenção de τ^2/φ , simplesmente foi utilizada a equação 47. Uma análise mais detalhada destes resultados se faz necessário pelas inúmeras informações que estão presentes. Inicialmente, vê-se que a potência líquida gerada é a da turbina e não a líquida (descontando-se a potência utilizada para girar o compressor). Isto acontece porque a análise termodinâmica realizada no item 3.3 foi feita considerando qualquer situação de ciclo termodinâmico. A energia descontada para compressão é energia provinda da energia gerada na turbina de expansão, portanto não deixa de ser energia total produzida pelo ciclo termodinâmico que a turbina realiza. Vê-se também que a diferença entre a temperatura ótima T_2 e a temperatura T_2 obtida na simulação vai aumentando à medida que τ^2/φ cresce. O que era de se esperar já que o ótimo ocorre quando estas diferenças estão se aproximando de zero.

Ainda assim perguntas permanecem. Foi visto no item 4.2.2 que a temperatura ambiente influi na geração líquida de potência da turbina a gás, ou seja, quanto maior a temperatura ambiente menor será a produção líquida de energia. Contudo, os resultados da tabela 4 mostram que à medida que a temperatura ambiente diminui o desempenho do ciclo diminui. Porém, como foi explicado, a análise se submete à energia líquida gerada pela turbina e a temperatura ambiente influi, somente, no desempenho do *compressor*, que afeta o desempenho global da turbina.

Foi visto que a altitude influi pouco no desempenho da turbina. Isto mais uma vez pode ser visto na tabela 4. Em nenhum momento uma altitude maior ou menor foi capaz de influenciar o desempenho do ciclo a ponto de ser mais significativo do que a variação de 5°C na temperatura ambiente.

Por fim, para ratificar a teoria apresentada, se por algum motivo, a eficiência Isoentrópica do compressor e da turbina abajassem para, por exemplo, 88% na situação VIII, os seguintes resultados seriam obtidos (tabela 5):

Tabela 5: Comparativo entre diferentes eficiências objetivando validar \dot{U} .

SITUAÇÃO	τ^2/φ	W_t (MW)	Temp. T_1 °C	Temp. T_3 °C	Dif. T_2 °C	Altitude (m)
η_c e η_t a 88%	1,661	291,1	20	1.352	12	750
VIII	1,594	300,7	20	1.336	- 13	750

Fonte: Dados da pesquisa

É evidente que se as eficiências da turbina e compressor diminuïrem o desempenho total diminui, daí o valor de τ^2/φ aumentar.

O valor de Ω representa a situaçã de máxíma produçã de energia e eficiêcia e será o representado, portanto, pela situaçã I

$$\Omega_1 = (1,554; 179^\circ\text{C}; -6^\circ\text{C}; 304,7 \text{ MW})$$

79

Onde no vetor Ω_1 :

- a) $\tau^2/\varphi = 1,554$;
- b) Diferença entre T_4 e $T_2 = 179^\circ\text{C}$ (calculado pela planilha FONCE);
- c) Diferença para a T_2 ótima = -6°C ;
- d) Potência Gerada na Turbina = 304,7 MW;

5 CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E SUGESTÕES

O estudo do desempenho de turbinas industriais a gás para geração de eletricidade a partir de gás natural permite estabelecer as seguintes conclusões:

- a) A determinação dos valores máximos de produção de energia e eficiência térmica foi realizada a partir de conceitos da transferência de calor em conjunto com os da termodinâmica, desenvolvendo-se modelos matemáticos que se mostraram eficientes e adequados para o cálculo de tais parâmetros;
- b) A planilha de cálculo FONCE que incorpora os modelos matemáticos mencionados permite realizar o cálculo de projeto de turbinas a gás de simples eixo para a geração de eletricidade a partir de gás natural. De acordo com a validação que o programa *GateCycle* proporcionou, pode-se afirmar que os resultados obtidos com a planilha têm uma estimativa de erro inferior a 3%, conforme confirmado através de análise de regressão com análise de variância;
- c) A análise de regressão e variância identificou as diversas correlações que existem entre variáveis e parâmetros que de fato afetam o desempenho de uma turbina a gás, entre eles a correlação entre a vazão de gás natural e a potência líquida gerada;
- d) A planilha desenvolvida, apresentou bons resultados para simular o comportamento de uma turbina a gás, comparando com resultados reais de uma turbina a gás, como a *General Electric MS7001FA*;
- e) Embora a planilha FONCE tenha sido desenvolvida com base em cálculos de projeto, possibilita a análise de turbinas a gás operando em situações reais, obtendo o desempenho térmico e a produção de energia de turbinas a gás de simples eixo;
- f) Pela análise de regressão é possível que haja uma correlação entre a relação entre T_1 e T_2 e a altitude que se encontra a turbina, ou seja, é possível que haja uma equação comum entre $T_1 \times T_2$ e qualquer altitude que uma turbina possa estar.
- g) O parâmetro Ω , um vetor que informa o grau de otimização da turbina de expansão, extrai a combinação de variáveis e valores que permitem obter o

desempenho máximo do expansor, ou seja, trata-se de uma ferramenta de análise que permite investigar quais seriam as condições ótimas locais de operação de determinado projeto.

5.1 Contribuições

O trabalho de modelagem de turbinas a gás industriais desenvolvido, encontra-se disponível na planilha FONCE que é uma das contribuições mais relevante deste trabalho, uma vez que a mesma é capaz de simular com relativa precisão o comportamento de uma turbina a gás e determinar quais são as condições ótimas para a simulação em questão e o quanto próxima ou afastada é uma situação em relação a outra que propicia a máxima produção de energia. Assim, portanto, é uma boa ferramenta para se utilizar em exercícios de projeto de turbinas, aulas da cadeira de Máquinas Térmicas e Termodinâmica.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como foi relatado, a planilha FONCE apresenta diversas limitações. Assim, as seguintes sugestões, entre outras, são sugeridas para trabalhos futuros:

- a) A introdução de filtros na entrada do compressor, para melhorar a simulação;
- b) A introdução de mapas de operação tanto para o compressor quanto para a turbina, iriam tornar ainda mais reais as simulações e a planilha poderia ser utilizada com mais precisão para situações fora de projeto;
- c) A construção de uma planilha que operasse não só com um ciclo simples, mas sim com ciclos recuperativos, evaporativos e/ou ciclo combinado tornaria a planilha ainda mais utilizável, tendo em vista que a grande maioria das plantas de potência utiliza algum tipo de melhoria para se aumentar o aproveitamento energético.

REFERÊNCIAS

ABDUSAMAD, J. A. **The effect of gas turbine inlet cooling on part load performance of benghazi/libya combined cycly power plant.** Newcastle: School of Mechanical and Systems Engineering, 2008.

AEGIDUS Elling. **Encyclopædia Britannica Online Academic Edition.** Encyclopædia Britannica, 2010. Disponível em: <<http://www.britannica.com/EBchecked/topic/185017/Aegidus-Elling>>. Acesso em 08 de março de 2010

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas fontes não renováveis.** Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas_par3_cap6.pdf>. Acesso em 26 de fevereiro de 2011

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. **Evolução da indústria brasileira de gás natural.** Disponível em: <<http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 22 de fevereiro de 2011

ALSTOM (Switzerland) Ltda. **The word's first industrial gas turbine set - GT Neuchâtel.** Disponível em: <<http://www.service.power.alstom.com>>. Acesso em 30 de março de 2011

BARBER, J. **Patent 1833: A method for rising inflammable air for the purposes of producing motion and facilitating metallurgical operations.** UK Patent. 1791

BARBER, J. Wikipedia. Disponível em: <<http://www.wikipedi.org.uk>>. Acesso em: 05 de março de 2010

BARNARD, P.; HENDERSON, M. P.; RHODES, N. CMC Integration and demonstration for gas turbine engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 1755-1764, 2004.

BATHIE, W. W. **Fundamentals of gas turbine.** Iowa: John Wiley, 1996.

BOLLAND, O. **Thermal power generation.** Trondheim. NTNU. 2008.

BONCINELLI, P. Design and off-design optimisation of highly loaded industrial gas turbine stages. **Applied Termal Engineering**, v. 24, p. 1735-1744, 2004.

BOYCE, M. P. **Gas turbine engineering handbook.** Houston: Gulf Professional Publishing. 2002.

BRASIL. Ministério das Minas e Energia. **Plano nacional de energia.** Brasília: MME, 2007.

BROOKS. Three dimensional finite element modelling of a titanium aluminde aerofoil forging. **Journal of Materials Processing Technology** , n. 80-81, p. 149-155, 1998.

COHEN, H.; ROGERS, G. F.; SARAVANAMUTTOO, H. I. **Gas turbine theory**. London: Longman Group, 1996.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço energético nacional**. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br>>. Acesso em: 10 de fevereiro de 2010.

FARIAS, A. A.; SOARES, J. F.; CÉSAR, C. C. **Introdução à estatística**. Belo Horizonte: Livros Técnicos e Científicos, 2003.

FUNDAÇÃO GETÚLIO VARGAS. **Estudo de viabilidade: turbina a gás**. São Paulo: FGV, 2003.

GUJARATI, D. N. **Econometria básica**. São Paulo: Makron Books. 2000.

HEINKEL He 178. Wikipedia. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Heinkel_He_178>. Acesso em: 05 de março de 2010.

HEPPENSTALL, T. Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, p. 837-846, 1998.

HIMMELBLAU, D. M.; RIGGS, J. B. **Engenharia química princípios e cálculos**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2006.

HORLOCK, J. H. Combined power plants: past, present and future. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, n. 117, p. 608-616, 1995.

HORNER, M. W. GE **Aeroderivative gas turbines**: design and operating features. 38th Germany: GE Turbine State-of-Art Technology Seminar, 1994.

HUNT, R. J. **The history of the industrial gas turbine**. the independent technical forum for power generation. Peterborough: IDGTE. 2011.

KELSALL, G.; TROGER, C. Prediction and control of combustion instabilities in industrial gas turbine. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 1571-1582, 2004.

KERRY, S.; WINSTONE, M. R. Creep behavior of γ -based titanium aluminide alloys containing molybdenum. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON HIGH TEMPERATURE INTERMETALLICS. **Materials science and engineering A** 3. v. A 192/193. p. 856-861. 1995

KREITH, F. **The CRC handbook of thermal engineering**. Boca Raton: CRC Press LLC, 2000

KRUZIC, J. J. et al. On the fatigue behavior of γ -based titanium aluminides: role of small cracks. **Acta Materialia**, v. 47, p. 801-816, 1999.

LEFEBVRE, A. H. **Gas turbine combustion**. Bedford, England: Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

LI, K. W. **Applied thermodynamics: availability method and energy conversion**. Washington, DC: Taylor & Francis, 1996.

McBRIDE, B. J.; HEIMEL, S.; EHLERS, J. **Thermodynamic properties to 6000 K for 210 substances involving the first 18 element**. Pasadena, Califórnia: NASA, 1963.

MESSERSCHMITT Me 262. Disponível em: <<http://www.luftwaffe39-45.historia.nom.br/aero/me262.htm>>. Acesso em: 05 de março de 2010.

NASCIMENTO, M. A.; ELECTO, E. S. **Geração terméletrica**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

NEBRA, S. A. **Máquinas térmicas**. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/7042733>>. Acesso em: 25 de maio de 2011.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's chemical engineers handbook**. Singapura: McGraw-Hill Chemical Engineering Series, 1984.

SANTOS, N. O. **Termodinâmica aplicada às termelétricas**. Rio de Janeiro: Interciência, 2006.

SCHOBEIRI, M. T.; CHAKKA, P. Prediction of turbine blade heat transfer and aerodynamics using a new unsteadys boundary layer transition model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 815-829, 2002.

SIEMENS ENERGY. **Siemens**. Disponível em: <<http://www.siemens.com/energy>>. Acesso em: 20 de maio de 2011.

SIERRA, F. Z.; KUBIAK, J.; GONZÁLEZ, G. Prediction of temperature front in a gas turbine combustion chamber. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 1127-1140, 2005.

SILVA, C. R.; FURTADO, A. T. Gás Natural no Brasil: a inserção da tecnologia de turbinas a gás num contexto de crise ambiental e energética. Disponível em: <http://www.ocyt.org.co/esocite/Ponencias_ESOCITEPDF/CIV5BRS028.pdf>. Acesso em: 31 de março de 2011.

SILVEIRA, J. L.; GOUVÊA, P. E. **Uso racional de energia**. Lorena: Faculdade de Engenharia Química de Lorena, 2004.

SIMON, P. C.; BLUME, L. **Matemática para economistas**. São Paulo: Artmed, 1994.

SMIL, V. **Prime movers of globalization: the history and impact of diesel engines and gas turbines**. Massachusetts: The MIT Press. 2010.

VAN NESS, H. C.; SMITH, J. M.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. Rio de Janeiro: Guanabara. 2007.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Blucher. 2007.

VANDBURGER, U.; HENDRICKS, A. G. The effect of fuel composition on flame dynamics. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v 32, p. 126-132, 2007.

WEIGAND, P.; MEIER, W.; DUAN, X. R. Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor. **Combustion and Flame**, v. 144, p. 205-224. 2006.

WELTY, J. R.; WICKS, C. E.; WILSON, R. E. **Fundamentals of momentum, heat and mass transfer**. Oregon: John Wiley & Sons, 1984.

WHITTLE, F. Historic Figures. Disponível em:
<www.bbc.co.uk/history/historic_figures/whittle_frank.shtml>. Acesso em: 05 de março de 2010.

WINTERBONE, D. E. **Advanced thermodynamics for engineers**. Londres: John Wiley & Sons, 997.

ZHENG, Q. P.; JASUJA, A. K.; LEFEBVRE, A. H. Influence of air and fuel flows on gas turbine sprays at high pressures. **Symposium International on Combustion**, volume, número, p. 2757-2762, 1996.