



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL

RELATÓRIO DE ESTÁGIO PROFISSIONAL

**ESTUDO DE MÉTODOS DE OPTIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR
DE UMA TURBINA A GÁS *LM6000PF*, DA CTM-EDM**

Autor:

Manuel, Absalome Martinho

Supervisor:

Doutor Paxis Roque, Eng^o

Maputo, Junho de 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL

RELATÓRIO DE ESTÁGIO PROFISSIONAL

ESTUDO DE MÉTODOS DE OPTIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR DE UMA TURBINA A GÁS *LM6000PF*, DA CTM-EDM

Autor:

Manuel, Absalome Martinho

Supervisores:

Doutor Paxis Roque, Eng^o

Eng^o.Jorge Nhancume

Maputo, Junho de 2024



**ESTUDO DE MÉTODOS DE OPTIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR DE
UMA TURBINA A GÁS LM6000PF, DA CTM-EDM**
Absalome Martinho Manuel

LOMBADA

Contents

DEDICATÓRIA	v
ÍNDICE DE TABELAS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIÇÕES	x
RESUMO	xi
CAPÍTULO I. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Contextualização e Delimitação do Tema	1
1.2. Problemática	2
1.2.1. Problema	2
1.3. Objectivos.....	3
1.3.1. Objectivo geral.....	3
1.3.2. Objectivos específicos.....	3
1.4. Motivação da escolha do tema.....	3
1.5. Metodologia.....	4
CAPÍTULO II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. Turbina a gás	5
2.2. História da turbina a Gás	5
2.3. Classificação das turbinas a gás (TG).....	6
2.4. Composição de uma turbina a gás	7
2.4.1. Câmara de combustão.....	8
2.4.2. Turbina.....	18
2.4. Classificação dos compressores	20
2.5. Princípio de funcionamento de uma Turbina a gás (TG)	26
2.6. Ciclos de uma turbina a gás.....	26
2.6.1. Ciclo de Brayton	26
CAPÍTULO III. CONTEXTUALIZAÇÃO DA INVESTIGAÇÃO.....	35
3.1.1 DESCRIÇÃO DO LOCAL	35
3.2.1.1 Perda de eficiência por falhas.....	39
3.3. Perda de eficiência causada pela temperatura ambiente.....	43
CAPÍTULO IV. APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	45
4.1. Proposta de solução para os problemas.....	45
4.1.1. Temporização das lavagens <i>off-line</i>.....	45
4.1.2. Temporização da limpeza manual das pás do compressor (<i>Hand Clean</i>)	47
4.1.3 Instalação de um sistema de Chiller para o melhoramento da temperatura de entrada do ar no compressor de baixa pressão (<i>LPC</i>).	47
CAPÍTULO V: CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	49

5.1. Conclusões	49
5.2. Recomendações	50
CAPÍTULO VI: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	51

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar ao criador que permitiu que fosse possível chegar até aqui. Ao meu pai e à minha mãe , que sempre estiveram do meu lado me apoiando e me dando forças para que eu realizasse os meus sonhos sem nunca medir esforços. Aos meus irmãos que estiveram ao meu lado durante essa jornada. À faculdade, em especial aos professores e colegas que muito contribuíram para a minha formação pessoal e acadêmica nesses anos de faculdade. Aos meus chefes e colegas de serviço que sempre apoiaram em todos aspectos possíveis, tangíveis e não tangíveis. Ao meu supervisor pelo apoio e suporte na elaboração do presente trabalho, Aos meus amigos que sempre estiveram do meu lado me dando forças e confiança para que tudo isso fosse possível.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Martinho Manuel e Felizarda A. Tanque.

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Absalome Martinho Manuel, declaro por minha honra que o presente relatório de estágio profissional é exclusivamente da minha autoria, não constituindo cópia de nenhum trabalho realizado anteriormente e as fontes usadas para a realização do trabalho encontram-se referidas na bibliografia.

(Absalome Martinho Manuel)

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas a gás de acordo com os aspectos construtivos.....	7
Tabela 2.2 - Chapa característica da turbina a gás M6000PF.....	7
Tabela 2.3 - Ponto de fulgor (temperatura) dos combustíveis.	10
Tabela 2.4 - Ponto de autoignição de combustíveis mais conhecidos.....	10
Tabela 2.5 - Algumas temperaturas das chamas dos combustíveis mais comuns.....	11
Tabela 2.6 - Temperatura de chama adiabática.....	12
Tabela 2.7 - Valores de energia calorífica dos combustíveis comparados com a gasolina.....	13
Tabela 2.8 - Informações e valores de energia calorífica dos combustíveis mais comuns.....	13
Tabela 2.9 - Peso atômico de alguns elementos na tabela ao lado.....	14
Tabela 2.10 - Vantagens e as desvantagens dos combustores anulares.....	16
Tabela 2.11 - Relação entre as vantagens e as desvantagens dos combustores distribuídos uniformemente.....	17
Tabela 2.12 - Vantagens e as Desvantagens dos Combustores tubulares de tubos individuais.....	18
Tabela 2.13 - Materiais usados em turbinas a gás.....	26

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura2.1 - Turbina a gás.....	5
Figura 2.2 - Esquema da turbina a gás.....	7
Figura2.3 - Câmara de combustão tubular.....	15
Figura 2.4 - Combustores tubulares distribuídos uniformemente dentro de uma câmara anular...16	
Figura2.5 - Combustores tubulares de tubos individuais.....	17
Figura2.6 - Turbina a gás industrial.....	18
Figura2.7 - Turbina a vapor.....	19
Figura2.8 - Compressor de uma turbina a gás.....	20
Figura2.9 - Classificação dos compressores.....	20
Figura2.10-Compressor axial de uma trbinaa gás	22
Figura-2.11- Compressor centrífugo.....	22
Figura2.12-Compressor de palhetas.....	24
Figura2.13- Compressor de parafusos.....	25
Figura2.14-Compressor de lóbulos.....	26
Figura2.15 - Esquema básico de brayton.....	27
Figura3.1-Perspectiva da Casa de Filtros de Entrada de ar.....	39

INDICE DE GRÁFICOS

Gráfico2.1 - Excesso de ar.....	15
Gráfico2.2-Ciclo de Brayton e variação da eficiência pela relação de pressão.....	28
Gráfico2.3- Diagramas termodinâmicos da turbina a gás.....	29
Gráfico2.4- Diagrama de calor específico do ar.....	34
Gráfico 3.1- Espectro de EDX com os componentes depositados na superfície das palhetas de um compressor.....	40
Gráfico3.2-Eficiência da turbina a gás em relação aos tipos de degradação.....	41
Gráfico3.3-Demonstração da influência da temperatura em turbinas a gás.....	42
Gráfico3.4-Demonstração de perda de eficiência de uma central de ciclo combinado.....	43

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

η - Rendimento

w_{liq} - Trabalho líquido realizado pela máquina

q_h - Calor fornecido pela fonte quente

q_l - Calor fornecido pela fonte fria

h_i - Entalpia específica no ponto

C_p - Calor específico a pressão constante

R - Constante universal dos gases

C_{p0} - Calor específico a pressão constante

C_{v0} - Calor específico a volume constante

r_c - Caixa de compressão

t - Coeficiente de temperatura

C_p - Calor específico a pressão constante

C_v - Calor específico a volume constante

η_t - Rendimento térmico

w_{liq} - Trabalho líquido

TG – Turbina a gás

kJ – Quilo joule

HR – Poder calorífico (*heat rate*)

kWh - Quilowatt-hora

RESUMO

O presente trabalho traz propostas para o problema de baixa eficiência da turbina a gás (TG) oriunda da queda de performance do compressor da turbina e também das influências das elevadas temperaturas e conseqüente baixa umidade relativa do ar.

Tendo-se verificado ao longo do tempo que esta situação é recorrente, desencadeou-se um estudo pelo método da análise descritiva por meio de relatórios escritos aquando destes acontecimentos e por meio de mapas de produção e gráficos do histórico comportamental da umidade relativa do ar e temperatura ambiente e seus impactos na produção diária.

Feito o estudo propõe-se como soluções:

- Temporização das lavagens *off-lines*,
- Temporização da limpeza das pás do compressor ,e
- Instalação de um sistema de refrigeração (*Chiller*) para o melhoramento da temperatura de entrada do ar no compressor de baixa pressão (*LPC*).

Palavras chave: Turbina, Compressor, Temperatura.

CAPÍTULO I. INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização e Delimitação do Tema

O aumento da utilização das turbinas a gás para geração de energia, tem se destacado a nível mundial concretamente em Moçambique, notando-se assim uma grande adesão dessas tecnologias no país. Com menor custo de operação, além de menores níveis de emissão de gases prejudiciais ao meio ambiente, o que gera mais flexibilidade e fiabilidade na gestão da matriz energética. Desta forma, o compressor é um dos componentes cruciais para o funcionamento pleno de uma turbina a gás visto que, este é responsável pela sucção do ar da atmosfera, passando pelo processo de compressão e posteriormente descarregado uma parte para a câmara de combustão e o restante para o sistema de resfriamento e vedação. A perda de eficiência deste componente compromete diretamente a eficiência da turbina a gás (TG) que traduz-se em perdas económicas para a organização. De referir que essas perdas, segundo estudos de vários autores podem chegar até 10% da eficiência total da turbina.

O desempenho de uma turbina a gás se deteriora ao longo da sua vida útil devido à degradação dos seus componentes. Essa degradação acarreta em mudanças no seu desempenho termodinâmico, mensurado em termos de eficiências e vazões volumétrica dos seus componentes, as quais produzem mudanças nos parâmetros observados na turbina, tais como temperatura, pressão, velocidade de rotação e consumo específico de combustível.

A eficiência térmica da turbina a gás é definida como sendo a potência gerada pela turbina a gás dividido pela quantidade de calor fornecida pelo combustível, enquanto que o *heat rate (HR)* de uma turbina a gás traduz a eficiência da unidade térmica em transformar combustível em eletricidade. É definido como o número de unidades térmicas do sistema internacional (kJ) do combustível necessário para gerar um quilowatt-hora (kWh) de eletricidade.

Fatores como degradação por acúmulo de impurezas e alteração da temperatura ambiente, jogam um papel importante negativamente, visto que é responsável por cerca de 70 a 85 % de toda a perda acumulada de performance da TG durante toda a sua vida operacional, de acordo com MEHER-HOMJI *et al.*

1.2. Problemática

Com o tempo de operação tem-se notado alguns desvios de produção devido a baixa eficiência da turbina a gás que é oriunda de vários fatores desde os ambientais até aos técnicos do equipamento. Todavia, existem soluções diversas para resolver este tipo de problemas cabendo a cada empresa estudar as melhores e as adequadas em função das variáveis que criam maior impacto no funcionamento normal e adequado da central em seu todo. A central térmica de Maputo, enfrenta problemas como:

- A redução eficiência das turbinas;
- Desvios de produção;
- Redução da disponibilidade da central.

O tema em estudo, poderá trazer algumas soluções viáveis para a resolução dos problemas notados ou enfrentados pela central térmica de Maputo.

1.2.1. Problema

Nota-se desvios de produção ligados a fatores como alterações da temperatura e umidade relativa do ar e também o acúmulo de impurezas nas pás do compressor que fazem com que a eficiência do compressor baixe e conseqüente queda de eficiência de toda turbina em geral o que cria prejuízos enormes para a empresa.

1.3. Objectivos

1.3.1. Objectivo geral

- Estudar métodos de optimização da eficiência do compressor da turbina a gás LM6000PF, da CTM-EDM

1.3.2. Objectivos específicos:

- Descrever a composição e o princípio de funcionamento da turbina a gás LM6000PF;
- Identificar os factores que promovem a redução da eficiência do compressor,
- Propor soluções para os problemas.

1.4. Motivação da escolha do tema

Como descrito na introdução, a turbina em alusão tem aplicações diversas na indústria e é composta por três componentes fundamentais que são o compressor de ar, a câmara de combustão e a turbina propriamente dita. A função do compressor é de succionar e comprimir o ar em devidas proporções e ceder para a câmara de combustão onde ocorrerá a mistura e queima do combustível (gás natural) e por sua vez através de canais próprios o produto da queima é direccionado até a turbina a gás propriamente dita que esta ligada através do veio de baixa pressão (*LPC*) ao gerador (*GTG*). O compressor tem uma função crucial no desempenho das turbinas o que torna sempre necessária uma intervenção cuidadosa no mesmo. Este componente é que define na maior das vezes a eficiência de toda turbina, visto que quanto melhor compressão for feita melhor será a eficiência da turbina. Entretanto, se o oposto ocorre por fatores internos ou mesmo externos leva a um mau desempenho da máquina. Sendo assim, o estudo de métodos de optimização da eficiência do compressor da turbina a gás será de mais-valia para a empresa.

1.5. Metodologia

Para a elaboração do presente relatório recorrer-se-á a:

Método de Abordagem

- Método Indutivo, cuja aproximação dos fenómenos caminha geralmente para planos cada vez mais abrangentes, indo das constatações mais particulares as leis e teorias (Conexão procedimento), (Lakatos e Marconi,1992);
- Procedimentos Técnicos;
- Pesquisa Bibliográfica, busca o levantamento e análise crítica dos documentos publicados sobre o tema a ser pesquisado com o intuito de actualizar, desenvolver o conhecimento e contribuir com a realização da pesquisa, (Bocato, 2006);
- Técnica de Coleta de dados;
- Entrevista, é uma conversão efectuada face a face, de maneira metódica; proporciona ao entrevistador, verbalmente, a informação necessária, (Lakatos e Marconi,1992). Análise de dados;
- Analisar dados qualitativos significa “ trabalhar” todo o material obtido durante a pesquisa, ou seja, os relatos das observações, as transcrições de entrevista, as análises de documentos e as demais informações disponíveis. (André e Ludke, 1986).

CAPÍTULO II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Turbina a gás

O desenvolvimento das turbinas a gás começou paralelamente ao desenvolvimento do motor a vapor. A primeira patente relativa ao antecessor da moderna turbina a gás foi concedida em 1791. No entanto, a turbina a vapor se difundiu no mercado enquanto a turbina a gás enfrentou problemas tecnológicos decorrentes da falta conhecimentos sobre aerodinâmica, necessários para o projeto de compressores eficientes, e decorrentes da inexistência de materiais adequados para resistir às altas temperaturas. Somente a partir da década de 30, a turbina a gás se tornou um produto comercial impulsionada pela indústria aeronáutica em desenvolver propulsão com menor relação peso/potência.

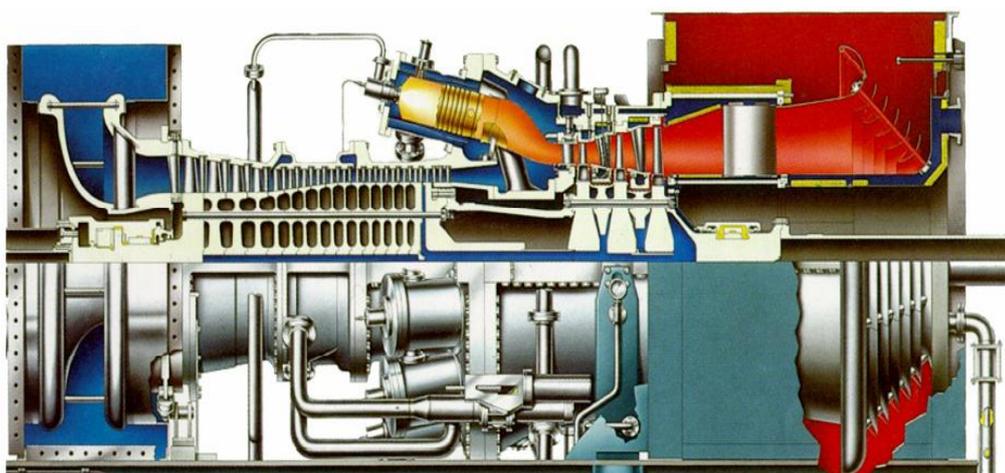


Figura 2.1 - Turbina a gás.
Fonte (linkedin)

2.2. História da turbina a Gás

- 1791 Primeira patente de uma turbina a gás (John Barber, Reino Unido);
- 1904 Projeto de turbina a gás sem sucesso de Franz Stolze em Berlim (primeiro compressor axial);
- 1906 TG por Armengaud Lemale na França (compressor centrífugo, sem potência útil);
- 1910 Primeira TG com combustão intermitente (Holzwarth, 150 kW, combustão de volume constante);
- 1923 Primeiro turbocompressor de gases de escape para aumentar a potência dos motores diesel;

- 1939 Primeira turbina a gás do mundo para a geração de energia (Brown Boveri Company), Neuchâtel, Suíça (queimador velox, aerodinâmica por Stodola).

2.3. Classificação das turbinas a gás (TG)

Atualmente, as turbinas a gás são classificadas, de acordo com a aplicação, em:

- Industriais;
- Aeroderivativas.

As turbinas industriais são mais robustas e podem ser encontradas com potências entre 10 kW e 350MW.

Quando comparadas com as turbinas aeroderivativas, as turbinas industriais apresentam as seguintes características:

- Mais pesadas;
- Mais robustas;
- Menos eficientes;
- Menor taxa de compressão;
- Manutenção mais simples;

Conforme o nome já diz, as turbinas a gás aeroderivativas se baseiam nas turbinas usadas na aviação.

Quando comparadas com as turbinas industriais, as aeroderivativas apresentam as seguintes características:

- Mais leves;
- Menos barulhentas;
- Mais eficientes;
- Maior taxa de compressão;
- Manutenção mais complexa e na fábrica;

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas a gás de acordo com os aspectos construtivos.

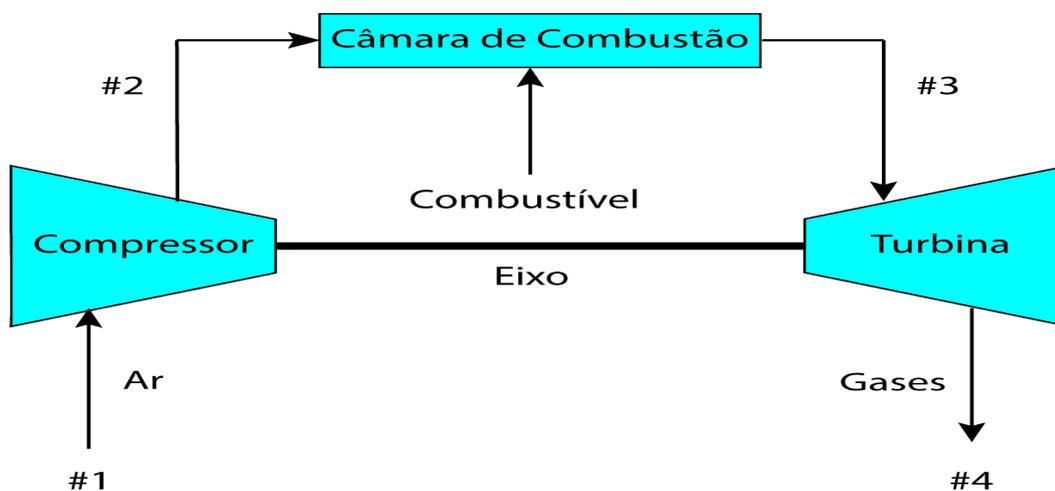
Eixo Simples	Regenerador
Eixo Duplo	Resfriador Intermediário
Compressor Dual	Compressor simples

Tabela 2.2 - Detalhes característicos da turbina a gás *LM6000PF-GE*.

MODEL	LM6000PF
OUTPUT	48,065 kW
SPEED	3628 rpm
Frequency	50-60 HZ

2.4. Composição de uma turbina a gás

Toda turbina a gás consiste basicamente em um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina propriamente dita, conforme mostra a figura a seguir.

**Figura 2.2** – Esquema da turbina a gás.

Fonte: (BORGNAKKE, C., SONNTAG, R.E., *Fundamentals of Thermodynamics*, 8 ed., Wiley, 2013)

Entretanto, a turbina a gás *LM6000PF*, desenvolvida pela *General electric*, é uma unidade com um histórico de aeroderivada com 30 anos de desempenho comprovado, esta turbina combina inovações recentes com as melhores tecnologias e experiência profissional de mais de 5000

motores de aeronaves totalizando 450 milhões de horas de voo e mais 1.300 unidades *LM6000* com mais de 40 milhões de horas operacionais nos últimos 30 anos, seguindo a *GE*.

2.4.1. Câmara de combustão

Combustível - todo material que pode ser queimado e tem como reação a liberação de energia é chamado de combustível. Os combustíveis mais comuns são os derivados dos hidrocarbonetos. Hidrocarbonetos existem em todas as fases (sólida, líquida e gasosa), como exemplo temos carvão, gasolina e gás natural. Para simplificar, a maioria dos combustíveis são tratados como únicos hidrocarbonetos, por exemplo:

- a) Gasolina - Octane (C_8H_{18});
- b) Diesel - Dodecane ($C_{12}H_{26}$);
- c) Kerosene ($C_{12}H_{24}$);
- d) Gas Natural (Mistura de 90% Methane CH_4 e 10% Ethane C_2H_6) - Methane CH_4 .

Oxidante - qualquer material que é rico em oxigênio pode ser utilizado como oxidante e o mais utilizado nos processos que necessitam de combustão é o ar por se tratar de um oxidante livre e que pode ser encontrado em qualquer lugar. No entanto, oxigênio puro é utilizado apenas em casos específicos, como processos de corte e solda onde o ar não pode ser utilizado (devido a impurezas).

Combustão - uma reação química onde o combustível é oxidado e uma grande quantidade de energia é liberada.

Reagentes da Combustão - componentes que existem antes da combustão

Produtos da Combustão - componentes que passam a existir depois da combustão. Qualquer combustível derivado de Hidrocarbonetos quando tem sua completa combustão, irão produzir dióxido de carbono, vapor de água e nitrogênio.

O nitrogênio geralmente é um gás inerte que entra e sai das reações sem reagir com nenhum outro elemento químico. Porém, conforme aumento da temperatura a valores superiores a 1300 °C (tal como máquinas de combustão interna), o nitrogênio começa a reagir com outros elementos e os produtos mais perigosos dessas reações são gerados quando o nitrogênio reage, com oxigênio e forma óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2).

Nitrogênio representa 78% do ar utilizado para a combustão. Ele entra na Câmara de Combustão em grande volume e baixa temperatura e sai a uma alta temperatura, conseqüentemente absorvendo grande porção da energia química gerada na combustão.

NO_x - expressão que representa a mistura de Óxidos de Nitrogênio (NO e NO_2)

SO_x - expressão que representa a mistura de Óxidos de Enxofre (SO_2 e SO_3)

Composição do ar seco (*Dry Air*) - o ar seco consiste em 20,9% de Oxigênio, 78,1% de Nitrogênio, 0,9% Argônio e 0,1% representa uma pequena parte de Dióxido de Carbono, Hélio, Neônio e Hidrogênio.

Ar Teórico - quantidade mínima de ar necessária para que a combustão seja completa.

Excesso de Ar - quantidade extra de ar adicionado ao processo de combustão com o objetivo de garantir a combustão completa ou resfriar a câmara de combustão.

Combustão Completa - é um processo de combustão onde todo o Carbono presente no combustível é oxidado e transformado em Dióxido de Carbono (CO_2), todo Hidrogênio é transformado em vapor de água (H_2O), e todo enxofre é transformado em Dióxido de Enxofre (SO_2).

Combustão Incompleta - o oposto da combustão completa, na combustão incompleta os produtos da reação possuem combustível não oxidado, componentes como Carbono (C), Hidrogênio (H_2), Monóxido de Carbono (CO) e Hidróxido (OH). Alguns casos responsáveis pela combustão incompleta são:

- a) Ar disponível para a reação não é o suficiente para uma combustão completa (Oxigênio insuficiente)
- b) Mistura insuficiente de ar-combustível nos queimadores da câmara de combustão.
- c) Desassociação dos elementos químicos a alta temperatura. Em altas temperaturas os produtos finais da combustão podem se decompor e se desassociar em outros elementos. Por exemplo, combustão completa de hidrocarbonetos com ar gera CO_2 , H_2O , N_2 como produto da reação, porém a desassociação dos mesmos em altas temperaturas após a combustão pode gerar na formação de outros elementos, tais como O, H, OH, N, NO e outros.

Oxigênio é mais fortemente atraído ao Hidrogênio do que ao Carbono, portanto o hidrogênio presente no combustível geralmente é queimado completamente formando H_2O , mesmo quando há menos oxigênio do que o necessário para uma combustão completa. Alguns carbonos acabam formando Monóxidos de Carbono ou apenas partículas de Carbono isoladas no produto final.

Ponto de Fulgor - o ponto de fulgor de um combustível é o valor da menor temperatura em que esse combustível começa a liberar vapor e que em mistura com o ar, possa sofrer ignição através de uma fonte externa de calor. O ponto de fulgor é utilizado para descrever características dos combustíveis, tais como:

- a) Gasolina é utilizada em máquinas com partida e ignição através de centelha. O combustível necessita ser pré-misturado com o ar e aquecido a um valor superior ao ponto de fulgor, então é ignizado através de uma vela. Gasolina possui um baixo ponto de fulgor e um elevado ponto de ignição.

b) Diesel é desenvolvido para utilização em máquinas de ignição por compressão. O ar é comprimido sofre aquecimento a uma temperatura superior a da autoignição do Diesel, então o combustível é injetado em um spray de alta pressão mantendo a mistura ar-combustível dentro dos limites de inflamabilidade do diesel. Neste caso não há fonte de ignição, portanto o diesel requer um ponto de fulgor mais alto e um ponto de autoignição mais baixo.

Tabela 2.3 - Ponto de fulgor (temperatura) dos combustíveis.

Combustível	Ponto de combustão (°C)
Gasolina	>45°
Diesel	>62°
Combustível de avião	>38°

Ponto de Ignição - é a temperatura em que ele mantém a queima por pelo menos 5 segundos. No ponto de fulgor, item mencionado anteriormente, os vapores são liberados a uma temperatura inferior, porém ao serem ignizados não conseguem manter a taxa de queima (ar-vapor de combustível) por muito tempo. No ponto de ignição o combustível ainda necessita de uma fonte externa de ignição para iniciar a reação.

Ponto de autoignição - é a menor temperatura onde um combustível irá iniciar a combustão (em condições atmosféricas normais), sem a necessidade de uma fonte externa para ignição, como uma chama ou faísca. Alguns pontos de ignição dos combustíveis mais conhecidos são mostrados na tabela abaixo.

Tabela 2.4 - Ponto de autoignição de combustíveis mais conhecidos.

Combustível	Temperatura de ignição (°C)
Gasolina	260
Carbono	400
Hidrogênio	580
Monóxido de carbono	610
Metano	630
Enxofre	243
Acetileno	482
Etano	538
Diesel	210
Combustível de avião	210

É importante ressaltar que para iniciar uma combustão, necessitamos não apenas de temperatura, fonte ignitora, como também uma correta mistura de ar-combustível. Por exemplo,

gás natural irá queimar apenas se percentagem de gás presente na mistura com o ar estiver entre 5% e 15% (por volume), para Hidrogênio essa percentagem é de 4% a 76% (por volume).

Temperatura da Chama (Adiabática) - É a maior temperatura que uma chama pode atingir em um processo de combustão se assumirmos que não há perda de calor proveniente do combustor para sua redondeza. A tabela abaixo mostra algumas temperaturas das chamas dos combustíveis mais comuns.

Tabela 2.5 - Algumas temperaturas das chamas dos combustíveis mais comuns.

Combustível	Temperatura da chama (°C)
Propano no ar	1980
Butano no ar	1970
Gás natural no ar	1950
Acetileno no ar	2500
Acetileno no oxigênio	3100
Metano no ar	1950

Assumindo condições atmosféricas a 1bar e 20°C.

Temperatura adiabática da chama sofre interferência da percentagem de ar utilizado no processo de combustão, por exemplo, se gasolina (Octano C_8H_{18}) for queimada com:

- Quantidade de ar teórica (quantidade mínima de ar exigida para a combustão), então a temperatura adiabática resultante da chama será de 2122°C.
- 400% excesso de ar, então a temperatura adiabática resultante da chama será de 689°C.
- Apenas 90% de ar teórico (deficiência de 10% de ar), então a temperatura será de 1936°C.

Importante ressaltar que a temperatura adiabática da chama sempre será maximizada quando utilizada a quantidade teórica de ar. No caso (b) a temperatura adiabática da chama é drasticamente reduzida devido ao excesso de ar que é quatro vezes maior que o necessário para a combustão completa.

Tabela 2.6 - Temperatura de chama adiabática.

Combustível	Oxidante	Temperatura de chama adiabática
Acetileno	Ar	2500
Acetileno	Oxigênio	3100
Butano	Ar	1970
Butano	Oxigênio	2718
Metano	Ar	1950
Gás natural	Ar	1950
Propano	Ar	1980
Propano	Oxigênio	2526

A tabela acima mostra algumas temperaturas de chama para os combustíveis mais comuns (para um volume constante) e também compara a utilização entre Ar e Oxigênio como oxidante no processo de combustão.

Poder Calorífico do Combustível - quantidade total de calor liberado pelo combustível após queimado.

Poder Calorífico Superior - mais conhecido como Higher Heating Value (HHV), é a quantidade total de calor liberada pelo combustível quando queimado completamente e a água como produto da combustão é liberada em forma líquida.

Poder Calorífico Inferior - mais conhecido como Lower Heating Value (LHV), é a quantidade total de calor liberado pelo combustível quando queimado completamente e a água como produto da combustão é liberada em forma de vapor.

*A relação entre HHV e LHV se dá por: $HHV = LHV + m * hfg$

m (Kg) = massa de água como produto da combustão

hfg (KJ/Kg) = Calor latente de vaporização da água.

Tabela 2.7 - Valores de energia calorífica dos combustíveis comparados com a gasolina.

Fuel	Energy content kJ/L	Gasoline equivalence,* L/L-gasoline
Gasoline	31,850	1
Light diesel	33,170	0.96
Heavy diesel	35,800	0.89
LPG (Liquefied petroleum gas, primarily propane)	23,410	1.36
Ethanol (or ethyl alcohol)	29,420	1.08
Methanol (or methyl alcohol)	18,210	1.75
CNG (Compressed natural gas, primarily methane, at 200 atm)	8,080	3.94
LNG (Liquefied natural gas, primarily methane)	20,490	1.55

*Amount of fuel whose energy content is equal to the energy content of 1-L gasoline.

Fonte (Wikipédia.pt.wiki.com)

Tabela 2.8 - Informações e valores de energia calorífica dos combustíveis mais comuns.

Fuel (phase)	Formula	Molar mass, kg/kmol	Density ¹ , kg/L	Enthalpy of vaporization ² , kJ/kg	Specific heat ¹ , C_p kJ/kg · °C	Higher heating value ³ , kJ/kg	Lower heating value ³ , kJ/kg
Carbon (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Hydrogen (g)	H ₂	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Carbon monoxide (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Methane (g)	CH ₄	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Methanol (ℓ)	CH ₄ O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Acetylene (g)	C ₂ H ₂	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Ethane (g)	C ₂ H ₆	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Ethanol (ℓ)	C ₂ H ₆ O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Propane (ℓ)	C ₃ H ₈	44.097	0.500	420	2.77	50,330	46,340
Butane (ℓ)	C ₄ H ₁₀	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
1-Pentene (ℓ)	C ₅ H ₁₀	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Isopentane (ℓ)	C ₅ H ₁₂	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Benzene (ℓ)	C ₆ H ₆	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Hexene (ℓ)	C ₆ H ₁₂	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexane (ℓ)	C ₆ H ₁₄	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Toluene (ℓ)	C ₇ H ₈	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500
Heptane (ℓ)	C ₇ H ₁₆	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Octane (ℓ)	C ₈ H ₁₈	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
Decane (ℓ)	C ₁₀ H ₂₂	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Gasoline (ℓ)	C _n H _{1.87n}	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Light diesel (ℓ)	C _n H _{1.8n}	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Heavy diesel (ℓ)	C _n H _{1.7n}	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Natural gas (g)	C _n H _{3.8n} N _{0.1n}	18	—	—	2	50,000	45,000

¹At 1 atm and 20°C.

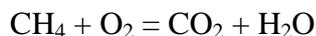
²At 25°C for liquid fuels, and 1 atm and normal boiling temperature for gaseous fuels.

³At 25°C. Multiply by molar mass to obtain heating values in kJ/kmol.

Fonte (Wikipédia.pt.wiki.com)

Relação Ar/Combustível - é a relação entre a massa de ar e a massa de combustível no processo de combustão. É utilizado para determinar quantos Kg de ar é necessário para reagir a 1 Kg de um determinado combustível. Maiores relações entre ar-combustível reduz a temperatura da chama, como visto anteriormente. Uma seleção cuidadosa da relação ar-combustível deve ser feita para que evitar a ocorrência de combustão incompleta.

Exemplo:



Equação após balanço ficaria da seguinte forma: $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$

(Combustão estequiométrica significa que 1 kmol de CH_4 reage com 2 kmol de O_2 resultando em 1 kmol de CO_2 + 2 kmol de H_2O)

$N = m/M$; onde N = quantidade de Kilo moles, m = Massa em Kg, M = Massa molecular em Kg/Kmol

Tabela 2.9 - Peso atômico de alguns elementos na tabela ao lado

Elemento	Símbolo Químico	Peso atômico
Carbono	C	12
Hidrogênio	H	1
Nitrogênio	N	14
Oxigênio	O	16
Enxofre	S	32

a) Massa de $\text{CH}_4 \rightarrow m = N * M \rightarrow 1 * [12 + (4*1)] = 16 \text{ Kg CH}_4 \rightarrow 1 \text{ Kmol de CH}_4 = 16 \text{ Kg de CH}_4$

b) Massa de O_2 necessária para a combustão $\rightarrow 2 * [(16 * 2)] = 64 \text{ Kg de O}_2$

O ar é composto de 21% de Oxigênio, logo a quantidade de ar necessária será $\rightarrow 64 * (100/21) = 305 \text{ Kg de ar}$ (Teórico, ou seja, a quantidade mínima para uma combustão completa) para 16Kg de CH_4

Relação Ar-Combustível = Massa de Ar / Massa de Combustível $\rightarrow 305/16 = 19$. Logo, para cada Kg de combustível (CH_4) é necessário 19Kg de ar.

Taxa de Excesso de Ar (λ) - É a relação entre o ar disponível e o ar necessário para a combustão. É um ponto extremamente importante para análise do processo de combustão.

Não existe processo de combustão tão perfeito que precise apenas do volume de ar teórico (mínimo necessário). Todo processo de combustão requer Excesso de Ar para garantir a completa combustão. Outros motivos para a utilização do Excesso de Ar é a redução da temperatura dos produtos da combustão.

Relação de excesso de ar

$$\lambda = \frac{\text{ar disponível}}{\text{ar requerido para combustão completa}}$$

Para processos de combustão que usem quantidade mínima necessária, o valor para o excesso de ar será $\lambda=1$.

Turbinas a Gás são conhecidas por utilizarem uma alta taxa de excesso de ar.

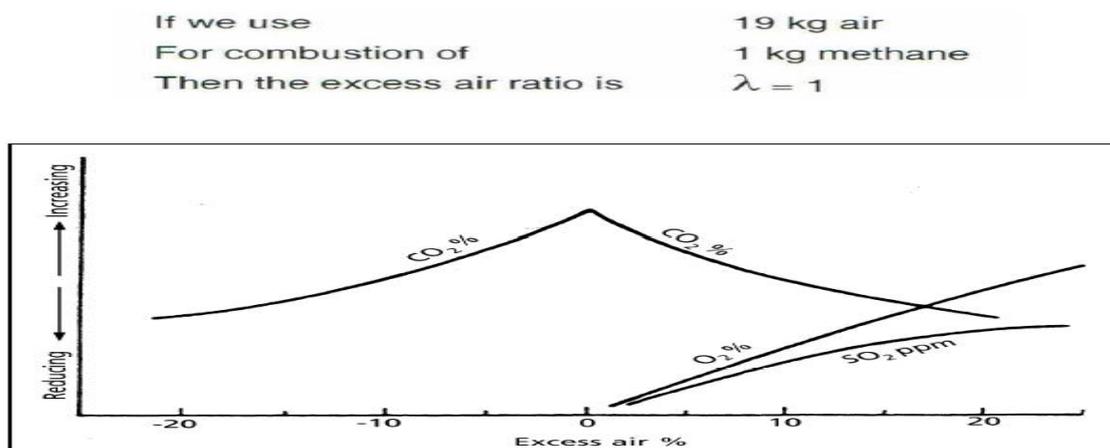


Gráfico 2.1 - Excesso de Ar.

Fonte: (Wikipédia.pt.wiki.com)

2.4.1.1. Principais tipos de Câmaras de Combustão utilizados nas Turbinas a Gás

a) **Tubular (*Can Type*)** - ar ao sair do compressor é dividido em fluxos que irão alimentar as câmaras separadamente. As câmaras são espaçadas ao redor do eixo conectando o compressor a turbina. Cada câmara possui seu próprio alimentador de combustível que é fornecido por uma linha comum.



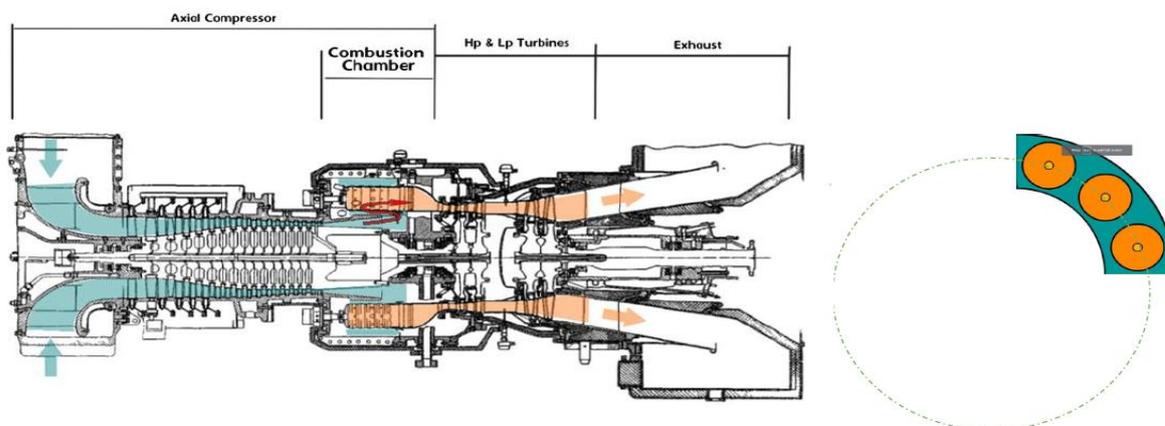
Figura 2.3 – Câmara de combustão tubular.

Fonte (linkedin)

Tabela 2.10 - Vantagens e as desvantagens dos combustores anulares.

Tubular (CAN TIPE)	Vantagens	Desvantagens
1	Leve e pequeno, Pode ser usado em aeronaves	Perda da pressão (passagem) do compressor para a câmara)
2	Pode ser montado ao redor do eixo, reduz as dimensões e tem melhor aproveitamento no formato aerodinâmico Jet Engine.	Mal funcionamento de um tubo (câmara de combustão) poderá danificar a turbina, uma vez que provocará um distúrbio na distribuição de calor
3	Fácil manutenção	Distribuição de calor desigual
4	Perdas mínimas de transferência de calor por radiação	Mais compatível com compressores radiais onde o fluxo é separado nos difusores

b) Tubo-Anular (*Cannular Type*) - combustores tubulares que são distribuídos uniformemente dentro de uma câmara anular. Esse sistema utiliza um arranjo de fluxo reverso o que permite uma redução significativa no comprimento do eixo turbina-compressor e também permite um fácil acesso aos injetores de combustíveis e aos combustores tubulares no interior da câmara para manutenção.

**Figura 2.4** - Combustores tubulares distribuídos uniformemente dentro de uma câmara anular.

Fonte (linkedin)

Tabela 2.11 - Relação entre as vantagens e as desvantagens dos combustores distribuídos uniformemente.

Tubo anular	Vantagens	Desvantagens
1	Redução do comprimento do eixo	Aumento do volume, peso e área frontal
2	Fácil manutenção	Aumento da perda de pressão

c) Anular (*Annular Type*) - a configuração ideal em termos de dimensões compactas é a câmara de combustão anular, em que é feito o máximo uso do espaço dentro de um diâmetro específico. Isso deve reduzir a perda de pressão e resulta em uma máquina de diâmetros menores. A combustão não ocorre em tubos individuais, mas em uma região anular em torno de todo o equipamento.

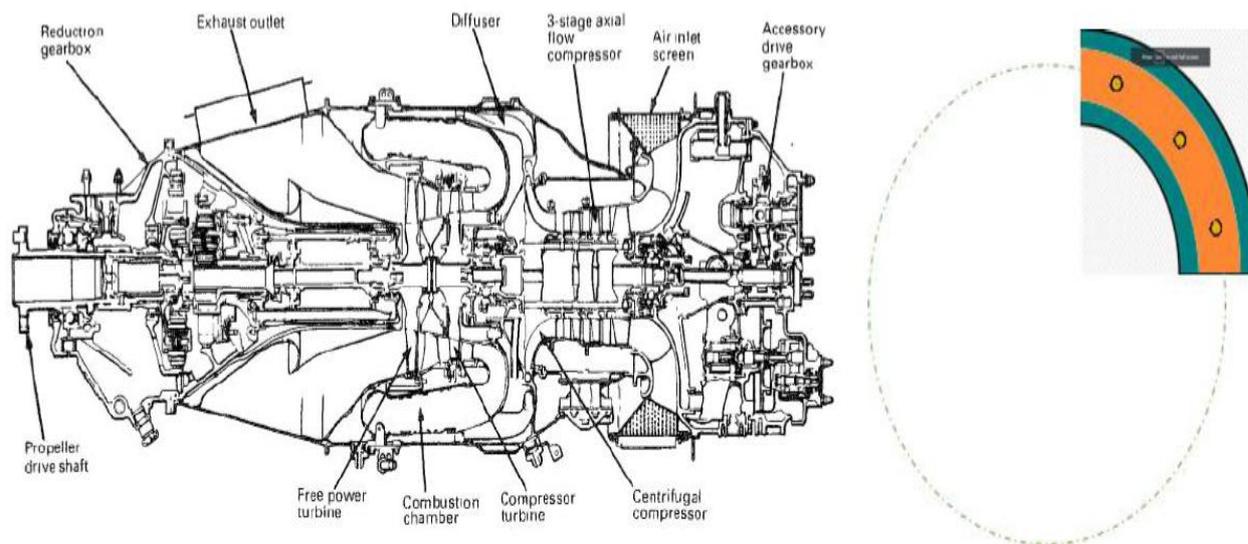


Figura 2.5 - Combustores tubulares de tubos individuais.

Fonte (linkedin)

Tabela 2.12 - Vantagens e as Desvantagens dos Combustores tubulares de tubos individuais.

Anular	Vantagens	Desvantagens
1	Cerca o equipamento completamente	A turbina sofre com a exposição directa ao calor pela exposição à chama. Transferência de calor por radiação o que reduz a vida

		útil da turbina
2	Perda da pressão reduzida	A quebra de qualquer item dentro da câmara de combustão irá acertar diretamente as aletas da turbina resultando em um dano catastrófico às partes da turbina
3	Redução do tamanho do equipamento	Possibilidade de danos por calor às demais partes da turbina
4	Distribuição uniforme de calor (Temperatura de entrada na turbina)	Os furos de acesso do ar para resfriamento são mais propícios ao entupimento
5	Provê o melhor formato aerodinâmico, portanto é o tipo mais utilizado na aviação	Dificuldade de manutenção

d) Silo/Cilíndrico (*Silo Type - Cylindrical*) - turbinas a gás industriais de maiores dimensões onde o espaço requerido pelo sistema de combustão é o menor problema e utiliza uma ou duas câmaras de combustão cilíndricas grandes. Esses combustores maiores permitem velocidade de fluido reduzidas, conseqüentemente perda de pressão e são capazes de queimar combustíveis de baixa qualidade.



Figura 2.6 - Turbina a gás industrial.

Fonte (linkedin)

2.4.2. Turbina

Nas turbinas a gás, são gerados gases quentes que acionam a turbina pela combustão de um combustível, a exemplo do gás natural. O processo de expansão dos gases direciona as pás da turbina, originando energia mecânica que é então transformada em eletricidade e como . No caso

das turbinas a vapor, o vapor de água é enviado para o rotor da turbina, onde a energia térmica do vapor é transformada em energia mecânica de rotação. O rotor, que é formado por lâminas ou pás, gira em enorme velocidade e envia energia ao eixo do gerador, o qual gera eletricidade por meio de indução eletromagnética.

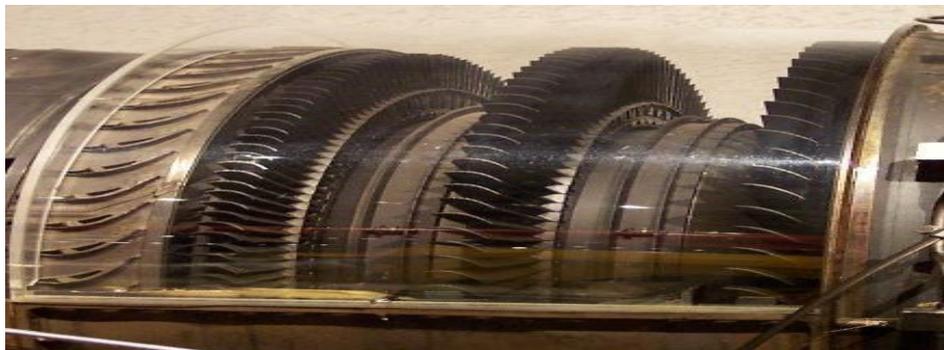


Figura 2.7 - turbina a vapor, Fonte (GE).

2.4.3. Compressor

O compressor é um equipamento industrial concebido para aumentar a pressão de um fluido em estado gasoso (ar, vapor de água, hidrogênio, etc.). Normalmente, conforme a equação de Clapeyron, a compressão de um gás também provoca o aumento de sua temperatura.

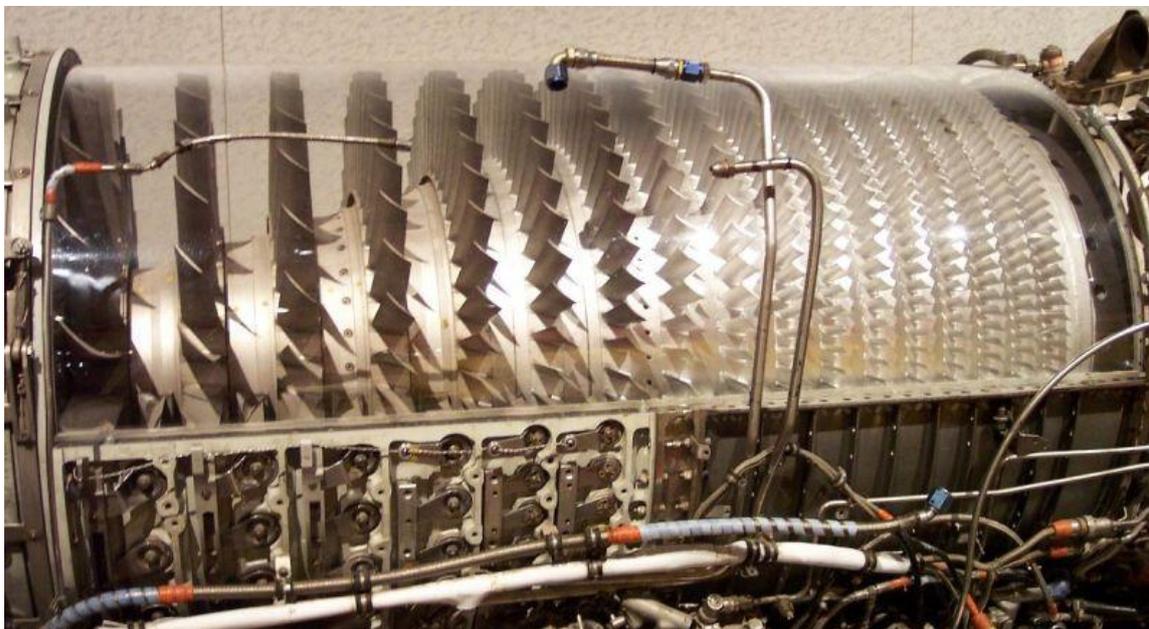


Figura 2.8 - Compressor de uma turbina a gás.

Fonte: (GE)

2.4. Classificação dos compressores

Os compressores podem ser classificados em 2 tipos principais, conforme seu princípio de operação que são:

- Volumétricos;
- Dinâmicos.

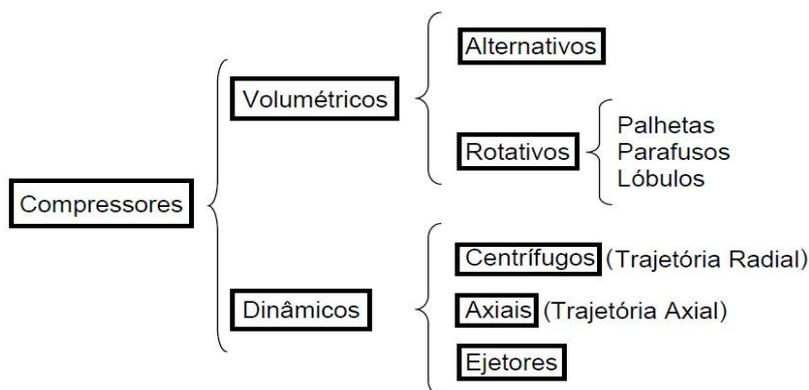


Figura 2.9 - Classificação dos compressores.

Fonte: (Wikipédia.pt.wiki.co)

2.4.1 Compressores dinâmicos

Compressores dinâmicos ou turbo compressores são baseados exclusivamente no princípio rotacional de trabalho. Para a geração de ar comprimido são usados:

Compressores de fluxo axial

Compressores de fluxo radial (Centrífugo)

Os compressores dinâmicos ou turbo compressores possuem duas peças principais: o impelidor e o difusor. O impelidor é uma peça rotativa munida de pás que transfere ao ar a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia se faz em parte na forma cinética e em outra parte na forma de calor. Posteriormente, o escoamento estabelecido no impelidor é recebido por uma peça fixa denominada difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do ar em calor, com conseqüente ganho de pressão. Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua e, portanto, correspondem exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controle.

2.4.1.1 Compressor de fluxo axial

Compressores de fluxo axial são máquinas dinâmicas onde o ar flui em direção axial, alternativamente via uma turbina rotativa com lâminas fixas. Primeiramente o ar é acelerado e depois comprimido. Os canais das lâminas formam um difusor, onde a energia cinética do ar criada pela sua circulação é desacelerada e convertida em energia pressurizada. As características típicas dos compressores de fluxo axial são:

- a) Fornecimento uniforme;
- b) Ar sem óleo;
- c) Sensível à troca de carga;
- d) Fornecimento de baixa pressão;

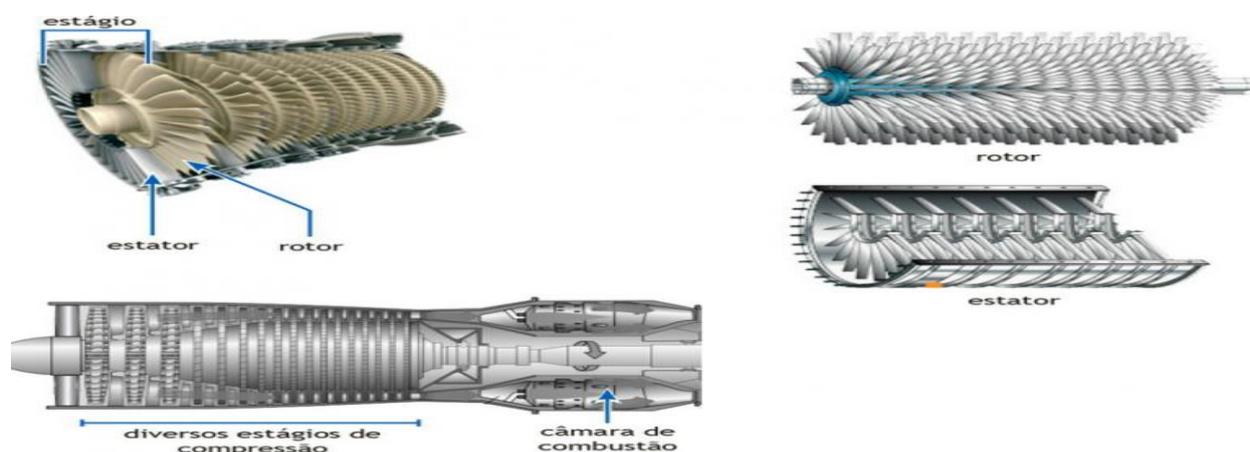


Figura 2.10 - Compressor axial de uma turbina a gás.

Fonte (GE)

2.4.1.2 Compressor de fluxo radial (centrífugo)

Compressores de fluxo radial são máquinas dinâmicas onde o ar é dirigido para o centro de uma roda de lâmina giratória (turbina). Por causa da força centrífuga, o ar é impelido para a periferia. A pressão é aumentada conduzindo o ar através de um difusor antes de alcançar a próxima lâmina. Assim, a energia cinética (energia de velocidade) é convertida em pressão estática. As características básicas dos compressores de fluxo radial são as mesmas do compressor de fluxo axial.

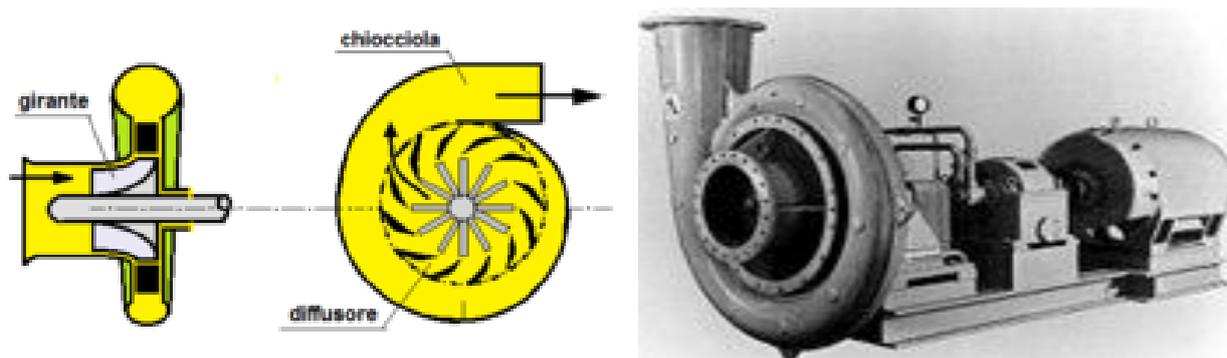


Figura 2.11 - Compressor centrífugo.

Fonte (GE)

2.4.2 Compressores de deslocamento positivo ou volumétrico

Os compressores de deslocamento positivo ou volumétrico trabalham com ajuda de rotação assim como do movimento alternado do pistão. Nesses compressores, a elevação de pressão é conseguida através da redução do volume ocupado pelo ar. Na operação dessas máquinas podem ser identificadas diversas fases, que constituem o ciclo de funcionamento: inicialmente, certa quantidade de ar é admitida no interior de uma câmara de compressão, que então é fechada e sofre redução de volume. Finalmente, a câmara é aberta e o ar liberado para consumo. Trata-se, pois, de um processo intermitente, no qual a compressão propriamente dita é efetuada em sistema fechado, isto é, sem qualquer contato com a sucção e a descarga. Conforme iremos constatar logo adiante, pode haver algumas diferenças entre os ciclos de funcionamento das máquinas dessa espécie, em função das características específicas de cada uma. Os tipos de compressores mais usados nesta categoria são:

- a) Compressores de palhetas;
- b) Compressores de parafuso;
- c) Compressores de lóbulo;
- d) Compressores de anel líquido.

Eles são caracterizados pelo largo processo de compressão contínua de ar, em alguns casos com pulsação mais ou menos distintiva. Os tipos comuns de construção de compressores com o princípio de movimentos alternados são:

- a) Compressores de pistão;

b) Compressores de diafragma;

c) Compressores sem pistão.

As características comuns de compressores do tipo deslocamento positivo ou volumétrico são suas pequenas capacidades volumétricas e fornecimento de altas pressões.

2.4.2.1 Compressor de palhetas

O compressor de palhetas possui um rotor ou tambor central que gira excentricamente em relação à carcaça. Esse tambor possui rasgos radiais que se prolongam por todo o seu comprimento e nos quais são inseridas palhetas retangulares. Quando o tambor gira, as palhetas deslocam-se radialmente sob a ação da força centrífuga e se mantêm em contato com a carcaça. O ar penetra pela abertura de sucção e ocupa os espaços definidos entre as palhetas. Devido à excentricidade do rotor e às posições das aberturas de sucção e descarga, os espaços constituídos entre as palhetas vão se reduzindo de modo a provocar a compressão progressiva do ar. A variação do volume contido entre duas palhetas vizinhas, desde o fim da admissão até o início da descarga, define, em função da natureza do ar e das trocas térmicas, uma relação de compressão interna fixa para a máquina. Assim, a pressão do ar no momento em que é aberta a comunicação com a descarga poderá ser diferente da pressão reinante nessa região. O equilíbrio é, no entanto, quase instantaneamente atingido e o ar descarregado. As principais características desse tipo de compressor são: baixo ruído, fornecimento uniforme de ar, pequenas dimensões, manutenção simples, porém de alto custo, baixa eficiência.



Figura 2.12 -Compressor de palhetas.

Fonte (Wikipédia.pt.wiki.co.)

2.4.2.2 Compressor de parafuso

Esse tipo de compressor possui dois rotores em forma de parafusos que giram em sentido contrário, mantendo entre si uma condição de engrenamento. A conexão do compressor com o sistema se faz através das aberturas de sucção e descarga, diametralmente opostas. O ar penetra pela abertura de sucção e ocupa os intervalos entre os filetes dos rotores. A partir do momento em que há o engrenamento de um determinado filete, o ar nele contido fica fechado entre o rotor e as paredes da carcaça. A rotação faz então com que o ponto de engrenamento vá se deslocando para a frente, reduzindo o espaço disponível para o ar e provocando a sua compressão. Finalmente, é alcançada a abertura de descarga, e o ar é liberado. A relação de compressão interna do compressor de parafuso depende da geometria da máquina e da natureza do ar, podendo ser diferente da relação entre as pressões do sistema. As características de um compressor de parafuso são:

- a) Unidade de dimensões reduzidas;
- b) Fluxo de ar contínuo;
- c) Baixa temperatura de compressão (no caso de resfriamento por óleo).



Figura 2.13 - Compressor de parafusos.

Fonte (GE)

2.4.2.3 Compressor de lóbulos ou roots

Esse compressor possui dois rotores que giram em sentido contrário, mantendo uma folga muito pequena no ponto de tangência entre si e com relação à carcaça. O ar penetra pela abertura de sucção e ocupa a câmara de compressão, sendo conduzido até a abertura de descarga pelos rotores. O compressor de lóbulos, embora sendo classificado como volumétrico, não possui compressão interna. Os rotores apenas deslocam o ar de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão. Essa máquina, conhecida originalmente como soprador “Roots”, é um exemplo típico do que se pode caracterizar como um soprador, uma vez que é oferecida para elevações muito pequenas de pressão. Raramente empregado com fins industriais, esse

equipamento é, no entanto, de baixo custo e pode suportar longa duração de funcionamento sem cuidados de manutenção. As características do compressor de lóbulos ou “roots” são:

- a) Não há pistão rotativo;
- b) Não necessita de lubrificação;
- c) O ar é isento de óleo;
- d) Sensível com pó e areia.

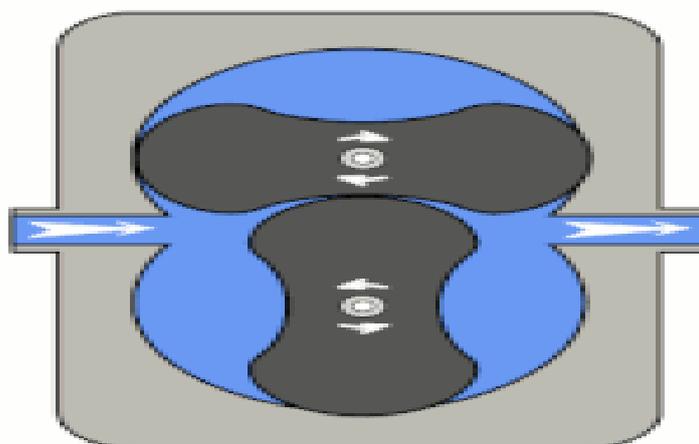


Figura 2.14 - Compressor de lóbulos.

Fonte (Wikipédia.)

Tabela 2.13 - Materiais usados em turbinas a gás.

MATERIAIS UTILIZADO EM TURBINA A GÁS	
Bellmouth, gearbox	Aluminum (AMS4026)
Bullet nose	Composite
Front frame	17-4PH
Stator cases	M152/Inco 718
Stator vanes: IGV, stg 1 & 2,3	Ti-6Al-4V
Rotor blades: stg 1-14	Ti6Al-4V
Rotor: stg 1-10 disks and spool	Ti-6Al-4
stg 11-16 spools, shaft	Inco 718
Compressor rear frame	Inco 718
Combustor	Hastelloy X & HS188

Fonte (Isaías machado,2012)

2.5. Princípio de funcionamento de uma Turbina a gás (TG)

O funcionamento da turbina a gás baseia-se no princípio do ciclo de Brayton, também conhecido como ciclo de ar padrão, para seu funcionamento. Em sua forma mais básica, uma turbina a gás consiste em três componentes principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina, já definidos anteriormente. São usados em uma ampla gama de aplicações devido à sua eficiência, confiabilidade e capacidade de resposta.

2.6. Ciclos de uma turbina a gás

2.6.1. Ciclo de Brayton

O Ciclo de Brayton é um ciclo termodinâmico no qual a adição de calor ocorre a pressão constante, utilizado no estudo das turbinas a gás. Ele é um ciclo ideal, uma aproximação dos processos térmicos que ocorrem nas turbinas a gás, descrevendo variações de estado (pressão e temperatura) dos gases.

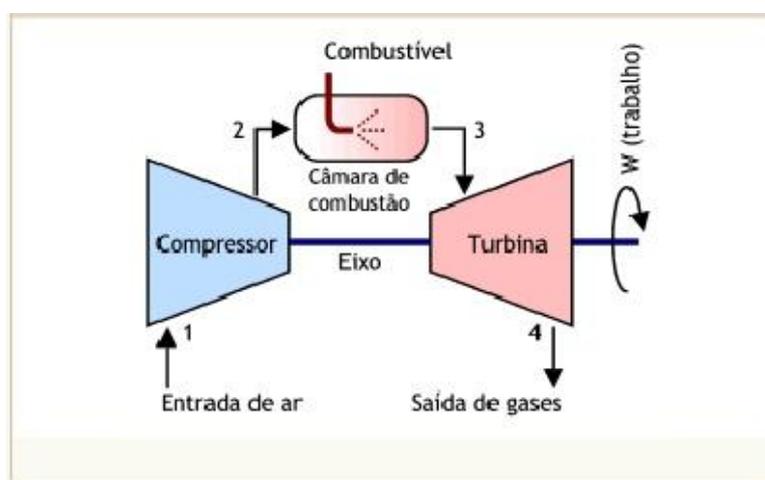


Figura 2.15 - Esquema básico do ciclo de Brayton.

Fonte: (Matebounifar, 2011)

O conceito é utilizado como base didática e para análise dos ciclos reais, que se desviam do modelo ideal, devido a limitações tecnológicas e fenômenos de irreversibilidade, como o atrito.

O ciclo se constitui de quatro etapas, como demonstrado em Esquema básico de Brayton.

O ciclo do motor é nomeado após George Brayton (1830-1892), coordenador americano que o desenvolveu originalmente para o uso nos motores de pistão, embora fosse proposto e patenteado originalmente por John Barber, inglês em 1791. Também é conhecido como o ciclo de Joule. O ciclo de Ericsson é semelhante ao ciclo de Brayton, mas usa calor externo e incorpora o uso de um regenerador. Há dois tipos de ciclos de Brayton, abertos à atmosfera e usando a câmara de combustão interna ou fechado e usando trocador de calor.

Uma turbina a gás também é um motor de Brayton, composto pelos itens acima já citados, onde o ar ambiente é aspirado para dentro do compressor, posteriormente pressurizado, se tratando de um processo isentrópico, o ar comprimido passa então através de uma câmara de combustão (Simples ou múltipla), onde mistura-se com o combustível (gás natural) e posteriormente queimado, aquecendo o ar - um processo de pressão constante, uma vez que a câmara está aberta para entrar e sair; um processo isobárico, o ar aquecido e pressurizado então fornece sua energia, expandindo-se através de uma turbina (ou série de turbinas). Parte do trabalho extraído pela turbina é usado para acionar o compressor; um processo isentrópico, e por fim rejeição de calor (na atmosfera); um processo isobárico.

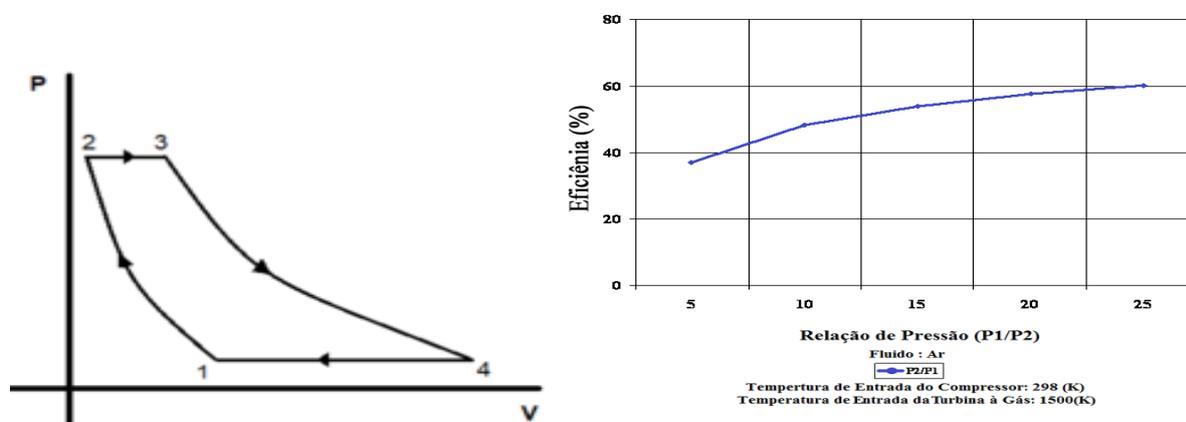


Gráfico 2.2 - Ciclo de Brayton e variação da eficiência pela relação de pressão.

Fonte: (Matebounifar, 2011)

Considerando a turbina a gás como sendo uma máquina térmica ideal, a Figura 2 mostra os quatro processos envolvidos no seu funcionamento:

- Compressão Isentrópica, 1-2;
- Adição de calor a pressão constante, 2-3;

- Expansão Isentrópica, 3-4;
- Retirada de calor a pressão constante, 4-1.

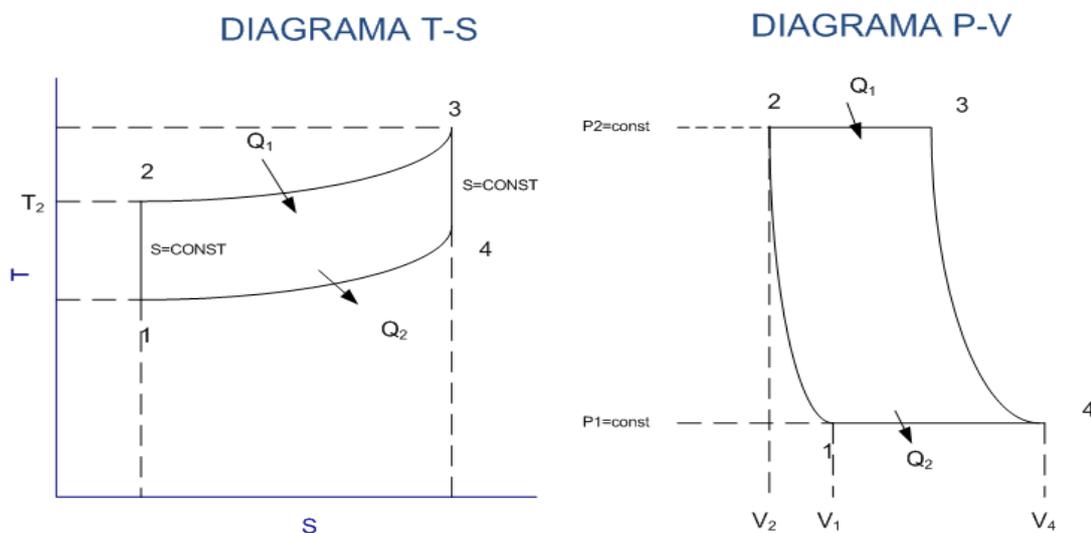


Gráfico 2.3 - Diagramas termodinâmicos da turbina a gás.

Fonte: (blog/geracao-de-energia-eletrica/geracao-termica/maquinas-termicas/turbinas-a-gas)

Este ciclo se assemelha ao ciclo de Rankine porque possui duas etapas isentrópicas e duas isobáricas.

Porém, a grande diferença consiste no fluido de trabalho e seu estado. No ciclo Rankine o fluido de trabalho – água- muda de fase, mas na turbina a gás o fluido de trabalho – ar e gases da combustão – se mantém no estado gasoso todo o tempo.

Denomina-se este ciclo termodinâmico de ciclo Brayton, que considera as seguintes hipóteses:

- O fluido de trabalho é um gás perfeito com calor específico e composição constantes;
- Os processos de compressão e expansão são reversíveis, isentrópicos e adiabáticos;
- As parcelas de energia cinética são desprezíveis;
- Não existem perdas de pressão;
- O fluxo de massa é constante em todo o ciclo;
- O processo de combustão é representado por um processo de transferência de calor a partir de uma fonte quente;
- O ciclo se completa através da transferência de calor para o meio ambiente – a fonte fria;
- Todos os processos são reversíveis;

A Equação que se segue, fornece a eficiência do ciclo.

$$\eta = \frac{\omega_{liq}}{q_h} = \frac{q_h - |q_l|}{q_h} \quad (1)$$

Onde:

- η é o rendimento;
- w_{liq} é o trabalho líquido realizado pela máquina;
- q_h é o calor fornecido pela fonte quente;
- q_l é o calor fornecido pela fonte fria.

Contudo, como o fluido de trabalho se encontra sempre na fase gasosa e o considerando um gás ideal com calor específico constante, a equação a seguir fornece o rendimento em função das entalpias.

$$\eta = 1 - \frac{q_l}{q_h} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2)$$

Onde:

- h_i é a entalpia específica no ponto i.

De acordo com a termodinâmica e considerando o calor específico constante, a variação de entalpia depende apenas da diferença de temperatura e do calor específico do fluido de trabalho, conforme mostra a seguir.

$$h_x - h_y = C_p \cdot (T_x - T_y) \quad (3)$$

Onde:

- C_p é o calor específico a pressão constante.

Substituindo a equação 3 na equação 2, obtém-se a seguinte expressão:

$$\eta = 1 - \frac{C_p \cdot (T_4 - T_1)}{C_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (4)$$

Esta é a equação do rendimento da Turbina a gás em função das temperaturas.

Como as pressões de admissão e exaustão da turbina se igualam à pressão atmosférica, a queda de pressão na turbina deve se igualar ao aumento de pressão no compressor. Desta maneira, a taxa de compressão na turbina será dada pela equação 5.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

(5)

A equação 5 fornece a relação de pressão

A equação a seguir fornece a variação de entropia no compressor para gases ideais.

$$\Delta_S = C_{p0} \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0$$

(6)

Rearrmando a equação 6, obtém-se a relação entre as relações de pressão e temperatura no compressor.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{R}{C_{p0}}}$$

(7)

A equação 8 apresenta a relação entre a constante dos Gases – R – e o Calor Específico a Pressão Constante de um gás ideal – C_{p0} .

$$\frac{R}{C_{p0}} = \frac{C_{p0} - C_{v0}}{C_{p0}} = \frac{k-1}{k}$$

(8)

$$k = \frac{C_{p0}}{C_{v0}}$$

(9)

Da equação 8 relação entre calores específicos de gás ideal

Onde:

- R é a constante universal dos gases;
- C_{p0} é calor específico a pressão constante;
- C_{v0} é o calor específico a volume constante.

A partir da equação 7, obtém-se-se a relação entre temperatura e pressão na turbina considerando o ar um gás ideal.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

(10)

Equação 9 relação entre as relações de temperatura e pressão

A partir das equações 9 e 5, mostra-se que $T_3/T_2 = T_4/T_1$.

Substituindo esta relação na equação 4, obtém-se o rendimento da turbina a gás a partir apenas das pressões P_1 e P_2 de acordo com a equação 10.

Observa-se que esse rendimento depende apenas da relação de compressão do compressor. Quanto maior a taxa de compressão, maior o rendimento.

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

(11)

Equação 11, fornece o rendimento do ciclo Brayton

A equação 11 apresenta o trabalho no compressor e na turbina.

$$\omega_c = h_2 - h_1$$

$$\omega_t = h_3 - h_4$$

Substituindo a equação 3 na equação 11, obtém-se a equação 12.

$$\omega_c = C_p \cdot (T_2 - T_1) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

$$\omega_t = C_p \cdot (T_3 - T_4) = C_p \cdot T_4 \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right)$$

(12)

Equação 12 fornece o trabalho no compressor e na turbina em função das temperaturas

Substituindo a equação 9 na equação 12, obtém-se a equação 13.

$$\omega_c = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = C_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1\right]$$

$$\omega_t = C_p \cdot T_4 \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right) = C_p \cdot T_4 \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1\right]$$

(13)

A equação 13 fornece o trabalho no compressor e na turbina em função das temperaturas e da relação de pressão.

Substituindo a equação 5 na equação 13, obtém-se a seguinte expressão:

$$\omega_c = C_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]$$

$$\omega_t = C_p \cdot T_4 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]$$

(14)

A equação 14 fornece o trabalho no compressor e na turbina em função da relação de pressão.

Por isso, o projeto das turbinas a gás apresenta dois parâmetros básicos:

- a taxa de compressão – r_c ;
- e coeficiente de temperatura – t .

A equação 15 fornece a definições desses parâmetros.

$$r_c = \frac{P_2}{P_1}$$

$$t = \frac{T_3}{T_1}$$

(15)

Onde a taxa de compressão consiste na relação entre a pressão na saída e na entrada do compressor e o coeficiente de temperatura na relação entre a temperatura na saída da câmara de combustão e a temperatura do ar na entrada do compressor, em graus Kelvin.

As turbinas aeroderivativas apresentam taxa de compressão entre 20 e 30 e o coeficiente de temperatura entre 5 e 5,5.

Em todos os casos, a temperatura máxima se limita à suportabilidade térmica dos materiais utilizados, que hoje se encontra na ordem de 1 500 °C.

Utilizando a equação 15 e a equação 14, calcula-se o trabalho líquido disponibilizado pela turbina da seguinte maneira:

$$\omega_{liq} = \omega_t - \omega_c = C_p \cdot (T_3 - T_4) - C_p \cdot (T_2 - T_1) \Leftrightarrow$$

$$\omega_{liq} = C_p \cdot (T_3 - T_2 + T_1 - T_4) \Leftrightarrow$$

$$\omega_{liq} = \left(T_3 - T_1 \cdot r_c^{\frac{(k-1)}{k}} + T_1 - \frac{T_3}{r_c^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) \Leftrightarrow$$

$$\omega_{liq} = C_p \cdot \left\{ T_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{r_c^{\frac{(k-1)}{k}}} \right] + T_1 \cdot \left[1 - r_c^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \right\} = \frac{C_p}{T_1} \cdot \left\{ \frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_t + 1 - r_c^{\frac{(k-1)}{k}} \right\} \quad (16)$$

O segundo termo da Equação 16 requer simplificação algébrica conforme a equação abaixo.

$$\frac{1-x}{1-\frac{1}{x}} = x \cdot \frac{1-x}{x-1} = -x \quad (17)$$

Aplicando a simplificação da equação 17 na equação 16, obtém-se a equação 18, que determina o trabalho líquido disponibilizado pela turbina e o rendimento.

$$\omega_{liq} = \frac{C_p}{T_1} \cdot \eta_t \cdot \left[t + r_c^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad (18)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

$$k = \frac{C_{p0}}{C_{v0}}$$

A equação 18 fornece o trabalho líquido e eficiência do ciclo Brayton

Onde:

- C_p é o calor específico a pressão constante;
- C_v é o calor específico a volume constante;
- η_t é o rendimento térmico;
- w_{liq} é o trabalho líquido

Deve-se observar que o rendimento depende apenas da relação de pressão e do calor específico e o trabalho depende também da relação de temperatura.

Estas expressões foram deduzidas considerando calor específico constante e o gás ideal.

Conforme mostra a que se segue 3, o calor específico do ar não pode ser considerado constante entre a temperatura ambiente e a temperatura máxima da turbina. Esta variação, de aproximadamente 16%, tem algum impacto nas análises anteriores.

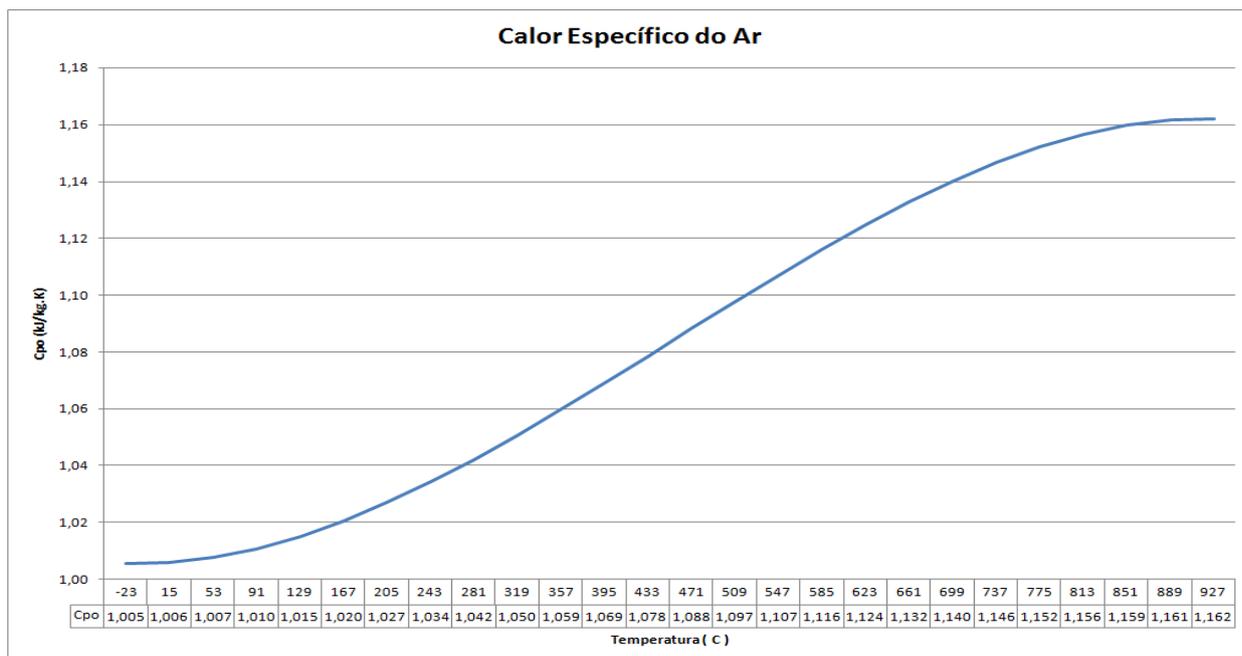


Gráfico 2.4 - Diagrama do calor específico do ar.

CAPÍTULO III. CONTEXTUALIZAÇÃO DA INVESTIGAÇÃO

3.1 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA E ESTUDO DE CASO

3.1.1 DESCRIÇÃO DO LOCAL

A Central Termoeléctrica de Maputo (CTM) localiza-se 6 km à noroeste da cidade de Maputo, capital de Moçambique.

A CTM pertence à Electricidade de Moçambique, *E.P. (EDM)*. A central foi construída sem custos adicionais e dentro do prazo, entre 17 de Fevereiro e 16 de Agosto de 2018, 30 meses.

A Central Termoeléctrica de Maputo é uma central térmica de ciclo combinado (ciclo de Brayton e Rankine) composta por duas turbinas à gás de 48MW cada (potência instalada) e uma turbina à vapor de 26 MW.

A central é composta pelos seguintes equipamentos principais:

- Dois geradores accionados por duas turbinas à gás;
- Duas caldeiras de recuperação do calor dos gases de escape (*HRSG*);
- Um gerador accionado por uma turbina à vapor;
- Um condensador refrigerado à ar e diversos equipamentos auxiliares.
- As turbinas à gás são do tipo *LM6000PF*, com injectores de baixa emissão (*DLE*) para redução de óxido de nitrogénio (*NO_x*).

A central com uma capacidade de 106 MW e 5,8 MGJ/ano, uma eficiência de 50,2% custou cerca de 172 *MUSD*. Teve como objectivo estabilizar e melhorar o fornecimento de energia eléctrica a região sul do país, onde a demanda cresceu significativamente, contribuindo também para o desenvolvimento económico e redução da pobreza na região.

A área de produção é composta essencialmente pela planta de tratamento do gás, área das turbinas à gás e *HRSG*, sala da turbina à vapor, condensador, área dos transformadores, sala eléctrica, sala electrónica, Subestação da central, planta de tratamento da água e a sala de controlo.

Na planta de tratamento do gás é feita a recepção e filtragem do combustível(gás natural) proveniente de Temane e fornecido pela Matola Gas Company, a filtragem do gás por meio de dois estágios – o primeiro de 13 micrometros e o segundo de 3 micrometros – e o controlo dos principais parâmetros – pressão, temperatura e vazão – que devem respeitar os limites contratuais de: 2,7 à 7 KPa para a pressão e 55 à 60 graus Celcius para a temperatura, sendo os

valores ideais de 4,2 KPa e 60 graus celsius mantidos amplamente constantes através de compressores, válvulas de alívio de pressão e aquecedores.

De seguida, o gás é conduzido às turbinas porém antes de entrar na câmara de combustão é feita uma verificação dos parâmetros. O ar ambiente admitido é filtrado e comprimido antes de entrar na câmara de combustão onde ocorre a queima da mistura (ar e gás) gerando calor (energia térmica) que é convertida em cinética que por sua vez faz girar o veio da turbina acoplado ao alternador para a geração de energia eléctrica. As turbinas à gás são do tipo *LM6000PF*, com injectores de baixa emissão (*DLE*) para a redução de óxidos de nitrogénio (*NOx*) e tem uma potência de 48 MW cada (potência instalada). Os gases de escape das turbinas à gás são reaproveitados, através da caldeira de recuperação de calor (*HRSG*) de dupla pressão, para produzir vapor e este, por sua vez accionar o veio da turbina à vapor acoplado ao alternador. Este grupo tem capacidade de gerar 26 MW.

O vapor na saída da turbina à vapor, à uma temperatura próxima de 60 graus Celcius, é condensado através de um condensador refrigerado à ar e depositado em um tanque (*condensate tank*) onde por meio de uma bomba (*condensate pump*) é transportado para o *HRSG* fazendo assim um ciclo fechado para a água de alimentação.

Cada um dos geradores, possui um *switchgear* (quadro com aparelhagem de comando e protecção) de onde é colectada a energia produzida até ao área dos transformadores, onde existem: dois transformadores elevadores (*Generator Step Up Transformer*) de 11/66 KV e 11/11/66 KV, com potências de 65 MVA e 95 MVA respectivamente, ligados à subestação da central, dois *UAT* (*Unit Auxiliary Transformer*) de 11/6,6 KV e 6,5 MVA que alimentam os quadros dos serviços auxiliares da central e quatro *LVT* (*Low Voltage Transformer*) de 6,6/0,4 KV e 2,3 MVA para alimentação dos circuitos de baixa tensão da central. Tem também um *EDG* (*Emergency Diesel Generator*) de 800kVA.

Todos os *switchgear* dos serviços auxiliares da central, estão na sala eléctrica, onde também estão os rectificadores controlados que alimentam os circuitos de corrente contínua e baterias. Na sala electrónica estão os *RTU* (*Remote Terminal Unit*), *DCS* (*Distributed Control System*), Relês de protecção da subestação da central e painéis de telecomunicações.

Na subestação da central, existem dois barramentos – um principal e outro de reserva – e três linhas por onde é escoada a energia produzida na central à rede eléctrica.

A planta de tratamento de água é munida de cinco reservatórios (tanques) de água. Um tanque com capacidade máxima de 2300 m³, dois tanques com capacidade máxima de 1200 m³, dois tanques com capacidade máxima de 1000 m³ 4 furos perto da central e água da rede.

Águas processadas, tais como a água desmineralizada, água potável, água para o combate á incêndio estão em tubagens separadas. Água desmineralizada é utilizada para abastecer a caldeira, para a refrigeração da entrada de ar na turbina à gás, para a refrigeração da máquina auxiliar.

Na sala de controlo é feito o monitoramento de todos os parâmetros da central, informação da carga e pontos de avaria, o controlo de todas as variáveis da central. A central está equipada do (“*Plant Control System (CSI-III+)*”) que é um sistema de controle geral que permite igualmente o controle remoto da central.

3.2. Apresentação do caso

Uma central de ciclo combinado é uma planta de geração de energia elétrica que utiliza tanto turbinas de gás como turbinas de vapor para produzir eletricidade. Aqui está como funciona:

- **Turbina de Gás:** O calor gerado pela combustão do gás natural ou do petróleo é usado para gerar energia mecânica em uma turbina de gás. Essa energia mecânica é convertida em eletricidade por meio de um gerador.
- **Turbina de Vapor:** O calor residual da combustão do gás é utilizado para produzir vapor em uma caldeira. Esse vapor alimenta uma segunda turbina de vapor, que também gera eletricidade por meio de outro gerador.

Vantagens de uma central de ciclo combinado:

- **Alta Eficiência Energética:** Essas centrais aproveitam mais de 60% da energia do gás natural queimado, em comparação com 30-40% em centrais térmicas convencionais.
- **Menor Emissão de Gases Poluentes:** Devido à maior eficiência, emitem menos dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa por unidade de energia produzida.
- **Flexibilidade Operacional:** Podem se adaptar rapidamente às mudanças na demanda de energia se adaptável.

Com essas vantagens, e como já apresentado na problemática do tema, uma central com essas características joga um papel preponderante no estabelecimento de uma alta confiabilidade e robustez da matriz energética moçambicana. Mas apesar de ter uma eficiência relativamente alta, factores como alterações climáticas (*EL Ninho*) que podem insidir directamente na temperatura e umidade relativa do ar, desbalança o comprometimento da central em cumprir com as suas obrigações e criando um impacto não menos notável na vida útil da central e obrigando o ajustamento do plano de produção frequentemente em função das condições de temperatura do dia, da semana e/ou do mês. O fenómeno climático conhecido como El Niño tem um impacto

significativo nas temperaturas globais e nos padrões de chuva em todo o mundo. Vamos explorar alguns pontos-chave:

El Niño e La Niña:

- O El Niño e o La Niña são estados opostos do fenômeno chamado El Niño Oscilação Sul (ENOS).
- Durante o El Niño, a água do oceano na zona equatorial está mais quente, afetando os padrões climáticos.

Efeitos nas Temperaturas Globais:

- Durante um episódio de El Niño, as temperaturas globais aumentam cerca de 0,2 °C.
- Isso ocorre porque a água quente se espalha com maior intensidade e fica mais próxima da superfície, liberando calor na atmosfera.
- O ano de 2016, o mais quente já registrado, foi um ano de El Niño.

Impactos Regionais:

- O El Niño traz riscos como chuvas fortes, secas, ondas de calor e tempestades tropicais.
- Por exemplo, o Atlântico tem mais furacões durante o La Niña e mais tempestades tropicais durante o El Niño.

Perspectiva Futura:

O El Niño contribui para o aquecimento global, e os cientistas esperam novos recordes de temperatura global nos próximos anos.

A atividade humana também influencia esses fenômenos climáticos como as queimadas não controladas, uso de combustíveis agressivos ao meio e mais. Em resumo, o El Niño afeta o clima global de maneira complexa, e monitorar seus efeitos é crucial para entender melhor as mudanças climáticas.

Tendo em conta que o objectivo principal de uma organização é necessariamente gerar lucros, métodos de melhoria de eficiência dos compressores das turbinas a gás vêm sendo estudados desde o início de operações dessas máquinas como fonte de produção de energia eléctrica de pico ou mesmo de base com avanços notáveis. Sendo assim, serão apresentados a baixo alguns factores que causam a redução de eficiência dos compressores para além da temperatura do ar e a umidade relativa do ar porém, sabendo que a altitude de sucção ou admissão do ar não altera a pressão sera dispresada no estudo.

3.2.1 Factores que promovem a redução da eficiência do compressor

3.2.1.1 Perda de eficiência por falhas.

A turbina a gás LM6000PF, é um motor de turbina de eixo de acionamento concêntrico de rotor duplo, capaz de acionar uma carga a partir da parte frontal e/ou traseira do rotor de baixa pressão (LP). Os principais componentes consistem de um conjunto de pás fixas de admissão variável (VIGV), conjunto de estrutura de admissão, um compressor de baixa pressão de 5 estágios (LPC), um compressor de alta pressão (HPC) de geometria variável de 14 estágios, um combustor anular, uma turbina de alta pressão (HPT) de 2 estágios, uma turbina de baixa pressão (LPT) de 5 estágios, um conjunto de caixa de engrenagens e acessórios.

Como mencionado anteriormente, a performance de uma turbina a gás está diretamente ligada ao desempenho do seu compressor e é afetada pelo desgaste ao longo da sua vida operacional. KURZ e BRUN, listam as falhas que causam a degradação do compressor em turbinas a gás.

Essas falhas são classificadas da seguinte forma:

- **Não recuperáveis:** especialmente as que estão relacionadas na secção quente da turbina que necessitam de uma manutenção para recuperar a parte avariada ou a necessidade de substituí-la.
- **Recuperáveis:** são aquelas que podem ser solucionadas com uma pequena manutenção, como por exemplo, a lavagem do compressor.

As falhas mais comuns que causam a degradação do compressor de uma turbina a gás podem ser divididas da seguinte forma:

- **Acúmulo de impurezas no compressor (*Compressor fouling*):** pode ser definido como o acúmulo de depósitos nas superfícies das palhetas, que dá origem a um aumento da rugosidade, modificações nos perfis aerodinâmicos e redução da área da garganta no compressor.
- **Aumento da folga de topo (*Increased tip clearance*):** O aumento da folga entre as palhetas e a carcaça, tanto no compressor quanto na turbina, é causado pelo desgaste decorrente do contato entre a ponta das palhetas. Essa falha acarreta a diminuição da eficiência do compressor e/ou da turbina.
- **Corrosão:** Em turbinas a gás a corrosão pode causar perda de material dos componentes da turbina, em especial na sua seção quente, a qual está mais suscetível à corrosão. Isso ocorre devido à reação química do ar ou do enxofre presente no combustível com os componentes metálicos.

- **Erosão:** É causada por partículas duras que colidem com os componentes e removem o material da superfície do mesmo.
- **Danos por objetos estranhos ou domésticos:** O *foreign object damage* (FOD) e o *domestic object damage* (DOD) são avarias produzidas pelo impacto de objetos estranhos (admitidos na entrada do compressor) e domésticos (provenientes de materiais que desprendem da própria da turbina), respectivamente.

Estes problemas podem ser difíceis de diagnosticar quando a turbina está em operação. Para diagnosticá-los com precisão é necessário parar o equipamento e realizar uma boroscopia ou uma manutenção mais sofisticada com a desmontagem dos componentes. Os efeitos dessas falhas podem ser vistos com a perda da potência e o aumento do consumo específico do combustível.

3.2.1.2. Mecanismos e Acúmulo de Impurezas no Compressor

O acúmulo de impurezas no compressor causa uma diminuição na eficiência, na vazão volumétrica e na razão de compressão do compressor. De acordo com ZUÑIGA, a geração anual de energia de uma turbina a gás de 240MW é de 2.120.000 MWh. Este valor representa 106 milhões de dólares em venda de energia por ano. Se os efeitos do acúmulo de impurezas no compressor afetar em 1% a razão de pressão desse equipamento, os custos associados pela perda da potência devido a esse problema serão de 6,25 milhões de dólares por ano.

O estudo realizado por SÁNCHEZ *et al.* conclui que um bom calendário de manutenção pode economizar até 200 mil euros por ano por turbina a gás para as companhias de geração de energia. É natural encontrar acúmulo de impurezas nos compressores das turbinas a gás, pois as mesmas consomem um volume muito grande de ar. Uma turbina a gás típica de 7,5 MW em um ambiente com concentração de partículas de 1ppm pode admitir 5kg de poeira em apenas um dia. A passagem de grandes quantidades de impurezas reduz a vida operacional da turbina a gás. Portanto, é necessário ter um sistema de filtragem eficiente que possa evitar ou minimizar a passagem de partículas. A seleção do sistema de filtragem deve ser adaptada às condições ambientais da região que a turbina a gás será instalada .

3.2.1.3. Sistema de filtragem

A qualidade do ar pode ter um enorme impacto sobre o desempenho e a confiabilidade de turbinas a gás e é fortemente influenciada pelo ambiente em que a unidade está instalada. A fim de atingir o pleno potencial de desempenho e confiabilidade, e tornar cada unidade adaptável a uma variedade de condições do ar, é necessário tratar o ar que entra na turbina para remover os contaminantes.

O sistema de filtragem de uma turbina a gás industrial pode remover de forma eficiente as partículas de impurezas com $10\mu\text{m}$ ou mais, as quais geralmente são as que causam erosão significativa e o acúmulo de impurezas no compressor se estiverem presentes em quantidades suficientes.

A figura a seguir mostra a vista em perspectiva do compartimento de admissão de ar típico de uma turbina a gás industrial. O compartimento de admissão extrai o ar do ambiente, que é filtrado enquanto percorre os elementos filtrantes montados no interior do compartimento. O ar limpo é canalizado para a seção de transição e sai do compartimento de admissão de ar para o sistema de dutos de admissão, que por fim irá para dentro da turbina.

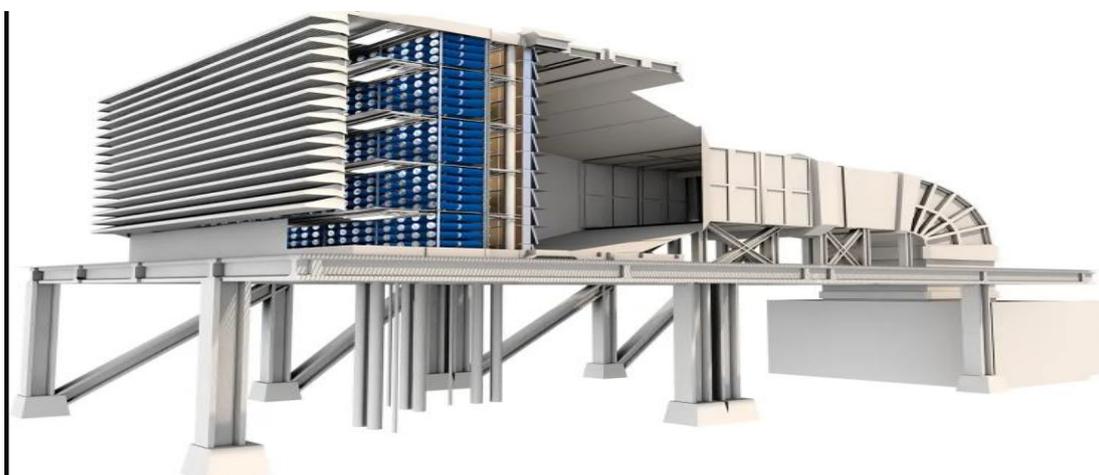


Figura 3.1 - Perspectiva da Casa de Filtros de Entrada de ar.

Fonte: (donalson filtration solutions)

3.2.1.4. Fontes de contaminantes.

O ar que é admitido pela turbina a gás contém uma certa quantidade de contaminantes. Estes contaminantes são produtos de aerossóis leves compostos por pequenas partículas de sujeira, poeira, pólen, insetos, vapor de óleo, sal proveniente da água do mar, vapor d'água, hidrocarbonetos não queimados, partículas de fuligem, etc.

A degradação do desempenho do compressor é devido a estas partículas que podem causar um problema temporário (acúmulo de impurezas) ou um problema permanente (erosão) nas palhetas. A camada de sujeira na superfície das palhetas é formada por 80% de impurezas encontrada nos filtros. Esta camada presente em muitos casos é uma combinação de contaminantes com resíduos de óleo ou névoa de água. O mecanismo do acúmulo de impurezas é acelerado sob condições não favoráveis como tempestades de areia ou em ambientes quimicamente agressivos. Por conta

disso, é importante considerar as condições ambientais para montar um planejamento adequado de manutenção a fim de reduzir a probabilidade de ter acúmulo de impurezas no compressor. A figura 10 mostra, através da técnica de espectroscopia de raios X por dispersão em energia(EDX), a caracterização química dos componentes depositados na superfície das palhetas de um compressor, demonstrando que a camada de sujeira é uma mistura de diferentes componentes.

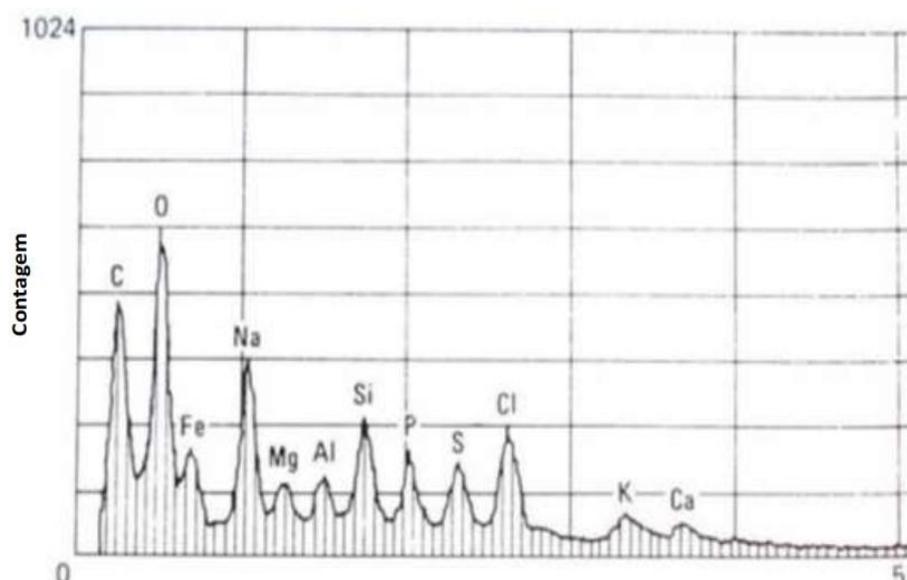


Gráfico 3.1 - Espectro de EDX com os componentes depositados na superfície das palhetas de um compressor.

Fonte: (www.antoniolima.co.br)

3.2.1.5. Degradação do Desempenho da Turbina a Gás Causada pelo Acúmulo de Impurezas no Compressor.

O acúmulo de impurezas no compressor causa uma diminuição da eficiência, da vazão volumétrica e da razão de compressão do compressor. De acordo com os resultados numéricos obtidos no estudo de *LAKSHMINARASIMHA et al*, o acúmulo de impurezas pode reduzir em até 5% o fluxo de massa, 2,5% a eficiência do compressor e 10% a potência da turbina. Para *ZWEBEK*, a redução do fluxo de massa devido a essa anomalia é de até 5% e o consumo específico do combustível pela turbina aumenta em até 2,5%. *MEHER-HOMJI E BROMLEY* sugerem que as perdas devido ao acúmulo de impurezas no compressor podem impactar em até 20% na potência da turbina, que corrobora com o estudo de *LEUSDEN, SORGENFREY e DUMMEL*, no qual 85% das perdas no compressor são atribuídas ao acúmulo de impurezas.

Segundo o estudo realizado por ZWEBEK e PILIDIS, mostrado na figura 11, 1% de degradação do compressor e da turbina são devido ao acúmulo de impurezas desses componentes e representam uma redução de 2% da eficiência da turbina a gás. No estudo de VIGUERAS esse problema pode afetar em até 3,5% na eficiência da turbina a gás. A figura 11 mostra um exemplo dos efeitos das impurezas do compressor no mapa das curvas características de um compressor genérico (onde η é a eficiência isentrópica do compressor, ma é o fluxo de massa do ar e R é a razão de pressão). A seta indica as mudanças das condições de trabalho causadas pelo acúmulo de impurezas, acarretando em perda da razão de pressão, do fluxo de massa do ar e da eficiência isentrópica.



Gráfico 3.2 - Eficiência da turbina a gás em relação aos tipos de degradação.

Fonte: (www.antoniolima.co.br)

3.3. Perda de eficiência causada pela temperatura ambiente.

As turbinas a gás sofrem grande influência das condições onde as mesmas estão instaladas. Por exemplo, o incremento de um grau centígrado na temperatura ambiente pode acarretar na diminuição de 0.8-2% da sua potência. A altitude também influencia negativamente a performance da turbina, tendo em vista que a pressão atmosférica diminui com a altitude, fazendo que o trabalho consumido pelo compressor seja maior para se atingir a mesma pressão de saída. A umidade relativa é outro fator de influência na potência da turbina a gás.

A potência de carga da turbina a gás depende diretamente da vazão mássica de ar, portanto quando temos um aumento na temperatura ambiente ocorre a diminuição da densidade do ar, ocasionando a redução da taxa de fluxo mássico. A experiência com turbinas a combustão de

ciclo simples na região central de Qaseem, na Arábia Saudita, mostrou que as altas temperaturas do meio-dia durante o verão podem causar uma diminuição de 24% na capacidade do sistema. (AL-IBRAHIM, 2010).

A figura a seguir representa o gráfico de performance típico das turbinas a gás em função da temperatura na entrada de ar do equipamento (GT).

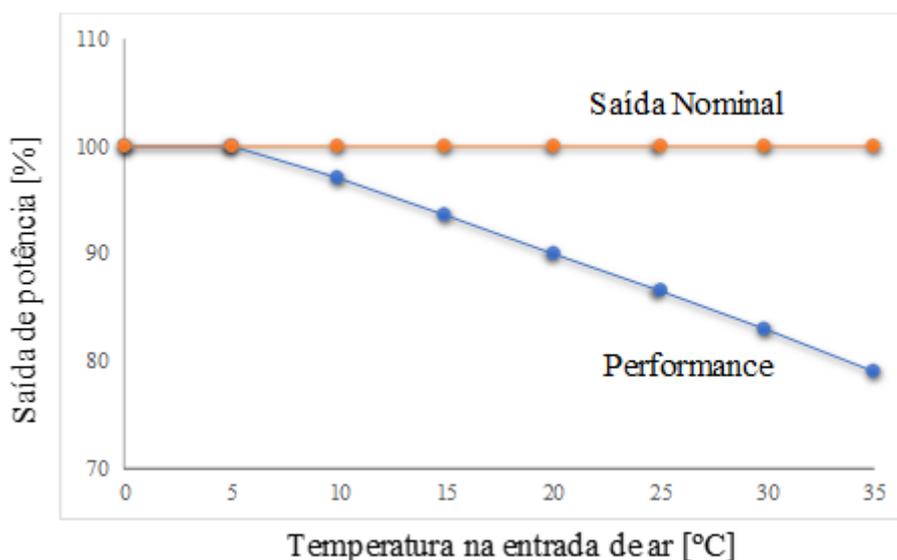


Gráfico 3.3 - demonstração da influência da temperatura em turbinas a gás.

Fonte: (www.antoniolima.co.br)

Em uma planta de ciclo combinado como a Central Térmica de Maputo (CTM), esta perda de eficiência da turbina a gás reflete diretamente na eficiência geral do ciclo, como mostra a Figura 13.

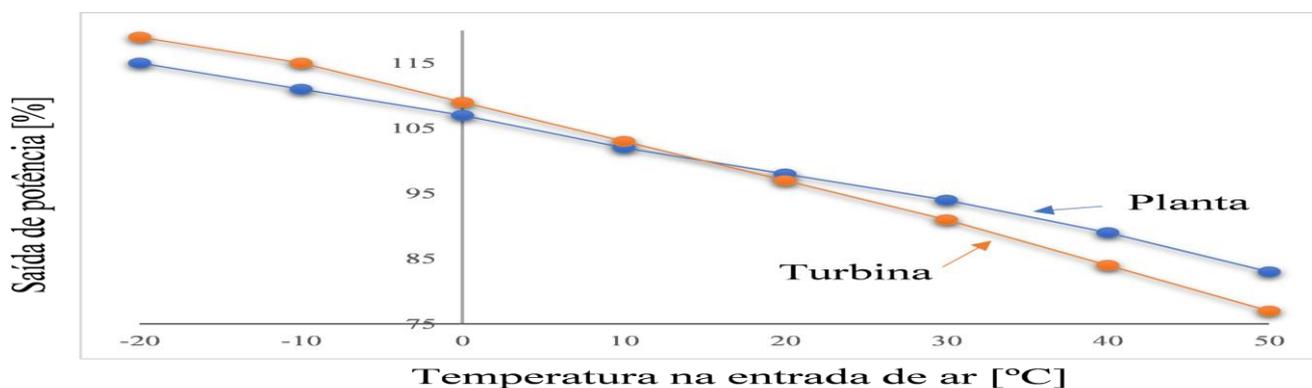


Gráfico 3.4 - Demonstração de perda de eficiência em central de ciclo combinado .

Fonte: (www.antoniolima.co.br)

CAPÍTULO IV. APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

4.1. Proposta de solução para os problemas

A potência da turbina a combustão a gás depende diretamente da vazão mássica de ar, portanto quando temos um aumento na temperatura ambiente ocorre a diminuição da densidade do ar, ocasionando a redução da taxa de fluxo mássico.

A experiência com turbinas a combustão de ciclo simples na região central de *Qaseem*, na Arábia Saudita, mostrou que as altas temperaturas do meio-dia durante o verão podem causar uma diminuição de 24% na capacidade do sistema (*AL-IBRAHIM, 2010*).

Do estudo feito com os dados obtidos na central, em dias muito quentes os desvios de produção aproximam aos 30% da potência solicitada, mesmo com a utilização do sistema *sprint* (*spray intercooler*) que é definido como um sistema usado para incrementar a potência de uma turbina a gás através de injeção ou pulverização de água na entrada do *LPC* e *HPC* (se instalada), o que reduz a temperatura do ar de combustão e aumenta a massa do fluxo de ar. Em contra parte certos desvios são uma combinação de elevadas temperaturas, baixa umidade relativa do ar e a não activação do sistema *sprint* devido ao baixo valor de descarga do compressor de alta pressão (*HPC*) mesmo depois de *lavagens on-line*. Para essas situações uma paragem é necessária para efetuar a lavagem *off-line*.

As soluções propostas são apresentadas a baixo:

- Temporização das lavagens *off-lines*;
- Temporização da limpeza das pás do compressor;
- Instalação de um sistema de refrigeração (*Chiller*) para o melhoramento da temperatura de entrada do ar no compressor de baixa pressão (*LPC*).

4.1.1. Temporização das lavagens *off-line*.

Na lavagem *offline*, a água desmineralizada é misturada com um detergente com características especiais. Essa mistura é injetada em formato de spray para dentro do compressor da turbina. Para essa lavagem, é necessário que a turbina esteja com rotação no eixo sem estar sincronizada para a geração de energia. É o método mais utilizado para a lavagem do compressor e se mostra com boa eficácia. Um estudo sobre optimização de lavagens *off-line* do compressor do Gunther Felício de Moraes sugere que durante um período (365 dias) sejam feitas 10 (dez) lavagens *offline*. Em contra partida, segundo SARAVANAMUTOO, (1989) o material depositado no compressores, normalmente é formado por poeira, insetos e pólen, que quando misturados com o

gás de escape do motor e os vapores de óleo, ambos de vazamentos internos e externos, formam uma massa pegajosa que adere nas pás. O depósito leva às reduções da vazão em massa e da pressão na saída do compressor, a uma queda na eficiência do compressor e, finalmente, à diminuição da potência e ao aumento do *Heat Rate* (MONTEIRO, 2010). Foi relatada (OGAJI et al., 2002a) a ocorrência de fuligem em até 50% dos estágios do compressor. Existe um limite para a quantidade de material que é depositado, o qual é determinado pelas forças aerodinâmicas que previnem depósitos nas pás. Pode-se recuperar o desempenho no motor devido ao *fouling*, realizando a lavagem dos compressores. De acordo com OGAJI et al., (2002) a limpeza é necessária quando a vazão em massa cai aproximadamente 2,5%. Entretanto, por formas económicas a *GE* recomenda uma lavagem a cada 2000 horas o equivalente a 4 lavagens ao ano.

No entanto, alguns indicadores indicativos podem indicar que o compressor precisa de limpeza:

Reduzida

- Capacidade total da turbina,
- Eficiência,
- Relação de pressão.

Aumento

- Velocidade,
- Temperatura de escape,
- Consumo de energia,
- Vibração, carga de rolamento de impulso,
- Balanceamento de pressão diferencial da linha,

Como regra geral, você deve limpar o compressor antes de notar qualquer um dos seguintes:

- Uma redução de 2% na potência da turbina a gás,
- Um aumento de 2% na temperatura de escape,
- Uma redução de 2% na pressão de descarga do compressor.

Martin Howarth, diz que qualquer um dos itens a cima é equivalente a uma redução dispendiosa de 4 - 5% na potência de saída.

4.1.2. Temporização da limpeza manual das pás do compressor (*Hand Clean*)

Hand Clean: A limpeza *hand clean* é literalmente a lavagem a mão do compressor. Essa lavagem é aplicável durante a revisão geral da turbina de 25 mil horas. É a técnica mais eficiente de lavagem.

4.1.3 Instalação de um sistema de Chiller para o melhoramento da temperatura de entrada do ar no compressor de baixa pressão (*LPC*).

Muitos pesquisadores têm estudado diferentes métodos de resfriamento para melhorar o desempenho de centrais termoelétricas a gás operando em condições de alta temperatura ambiente (compensação das Perdas).

Consta que em 1998, muitos sistemas de resfriamento como o *ice-based* (gelo) e *LNG-based* (gás natural líquido) já eram estudados e examinados como alternativa para a recuperação da capacidade das turbinas a gás. Na época, foram levantados dados de uma planta da *Chubu Electric Company* em conjunto com a *Mitsubishi Heavy Industries*, através do processo de liquefação do ar, onde foram alcançados resultados de até 20% de aprimoramento.

Porém com a evolução das tecnologias e necessidades, os estudos permitiram melhorar ainda mais a capacidade de recuperação de 20% para 30% das perdas.

Os sistemas de resfriamento de ar mais modernos, como o modelo YCP-2020 da YORK, são compostos por módulos de absorção, *chillers* e bombas de circulação, que, instalados na entrada de ar do compressor da turbina, resfriam o ar. O YCP-2020 ainda conta com controladores inteligentes que se ajustam as condições operacionais em tempo real, e prometem uma recuperação de até 30% das perdas decorrentes do clima. Quando a turbina a gás está equipada com o resfriador com um *chiller* de entrada, a temperatura de entrada do compressor é igual à temperatura de saída do resfriador ou *chiller*.

O sistema de resfriamento oferece as seguintes possibilidades:

- Flexível na operação;
- Adequado para ambientes com elevada temperatura ambiente e humidade relativa;
- Adequado para qualquer turbina a gás;
- Capacidade de arrefecimento de até 2800 RT por módulo (pode arrefecer um GT de 50MW em condições quentes e húmidas a menos de 15°C);
- Pode ser dimensionado facilmente para fornecer mais capacidade, conforme necessário;
- Ampla gama de temperatura de saída de água/salmoura;
- Água gelada: 3~14°C;

- Salmoura: tão baixa quanto -4°C ;
- Tensão de alimentação: 380 V / 415 V / 6.600 V / 10.000 V / 11.000 V para a fase 50 Hz;
- Dimensionamento flexível da bomba para conexão à torre de resfriamento dedicada ou da instalação;
- Controlo inteligente do sistema ligado ao *DCS* da instalação;
- Compacto para superar restrições de espaço;
- 75% menor do que o chiller GTIAC convencional;
- YCP2020 pode ser combinado para várias turbinas a gás ou máquinas maiores;
- Componentes de qualidade de fornecedores industriais de renome;
- Testado em fábrica de classe mundial em Wuxi, China, pela Johnson Controls com resultados excepcionais;

Os custos dos sistemas de resfriamento dependem do tipo e número de horas que se demanda da utilização do sistema, o custo de instalação varia entre \$260 e \$500 por kW, equivalente a \$ (1,248,000-2,400,000) pra 48MW de potencia instalada das GT da central, incrementado a geração da usina e os custos de manutenção variam entre 3% e 5% do custo de implantação, a depender do sistema utilizado.

CAPÍTULO V: CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

5.1. Conclusões

O presente trabalho teve como objectivo, estudo de métodos de optimização da eficiência do compressor de uma turbina a gás LM6000PF, da CTM-EDM.

- Relativo ao primeiro objectivo específico – Descrever a composição e o princípio de funcionamento da turbina a gás LM6000PF tinha a visão de fazer uma apresentação básica de como este equipamento é composto para facilitar a percepção dos fenómenos do objectivo específico segundo e conhecendo as partes existe maior probabilidade de entender com maior rapidez as falhas e outros factores intrínsecos a cada parte.
- Relativo ao segundo objectivo específico – Identificar os factores que promovem a redução de eficiência do compressor, foram detalhadamente descritos no relatório todos os factores dos quais a destacar : falhas recuperáveis (acúmulo de impurezas nas pás do compressor) e perda de carga causada por elevadas temperaturas e baixa umidade relativa de ar aspirado pelo compressor.
- Relativo ao terceiro objectivo específico – Propor soluções para os problemas foi concluído que a melhor forma de melhorar a eficiência do compressor é a temporização das lavagem *off-line* e limpeza *Hand cleaning*, e também a instalação de um sistema YCP-2020 para a recuperação das perdas por temperaturas elevadas e do ar admitido pelo compressor da turbina a gás, este tipo de chiller é recomendado devido a sua taxa de recuperação de perdas que é de 30% da potência perdida pela turbina a gás (TG) .

5.2. Recomendações

Realização de um estudo de viabilidade técnico-financeiro e ambiental.

Um estudo de viabilidade técnico, financeiro, ambiental e também uma visita em locais que estejam já a usar esses sistemas de refrigeração (chillers) é necessário com vista a determinar a sua viabilidade em função das condições de operação estabelecidas.

Na área da Engenharia Económica, quando se pretende realizar algum tipo de investimento, recomenda-se a elaboração de um projeto, que, é entendido por Woiler e Mathias (2008, p.15) “como um conjunto de informações coletadas e processadas, de modo que simulem uma dada alternativa de investimento para testar sua viabilidade”.

Casarotto Filho (2002, p. 13) utiliza o termo anteprojeto ou estudo de viabilidade, que “são denominações de uma ferramenta potencial para a utilização por empresários na tomada de decisão sobre implantações, expansões ou realocações empresariais...”. É considerado pelo autor citado como uma das etapas de um projeto de negócio (a outra etapa seria a definição das estratégias), e que serve de instrumento de avaliação e transformação da intenção de mudar em algo concreto, orientando as decisões sobre o investimento.

Uso de técnicas de diagnóstico de falhas em centrais termo-eléctricas.

Um estudo da possibilidade de uso de técnicas de diagnóstico de falhas em centrais termo-eléctricas a ciclo combinado tais como Fuzzy, Termoeconómico e simulação GSP para antecipar os problemas com as turbinas no seu todo.

Avaliar a efetividade do sistema de filtragem ou a eficiência do tipo de filtros utilizados actualmente para saber-se não seria a fonte de acumulo de impurezas nas pás do compressor.

Realização de teste EDX para aferir o tipo de contaminantes presentes das pás do compressor de forma a tomar medidas de correção em função desses contaminantes.

CAPÍTULO VI: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- (1) AL-IBRAHIM, A; VARNHAM, A. *A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia*. 2009. Energy Research Institute, Arábia Saudita, 2010.
- (2) ZWEBEK, A. *Engineering for Gas Turbines and Power and Combined Cycle Performance Deterioration Analysis*. Cranfield University, Cranfield, UK 2002,.
- (3) GE POWER & WATER, “7 FA Gas Turbine Training Manual”. 2013.
- (4) GREEN, S. *Achieving Optimal Economic Benefit from Air Inlet Cooling in Power Engineering Magazine*. Singapura: PennWell, 2015.
- (5) GOMES, CARLA G. S. *Noções de Geração de Energia Utilizando Algumas Fontes de Baixo Impacto Ambiental*. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2010.
- (6) KEHLHOFER, Rolf. *Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants*. Oklahoma PennWell, 1997.
- (7) KURZ, R., BRUN, K. *Degradation in gas turbine systems*. Germany, 2000.
- (8) MACHADO, ISAIAS A., *Treinamento Turbina a Gás GE LM6000*. PETROBRAS, Macaé, RJ, Brasil, 2014.
- (9) MAGNO, M. *Treinamento Turbo-Geradores LM6000*. PETROBRAS, Macaé, RJ, Brasil, 2013.
- (10) MEHER-HOMJI, C. B., BROMLEY, A. *Gas turbine axial compressor fouling and washing*. Texas, 2004.
- (11) PETCHERS, N. *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications*. Georgia: The Fairmont Press, Inc, 2002.
- (12) PETROBRAS. *Electrical output guarantee and heat rate guarantee test procedures*. Seropédica, RJ, Brasil, 2001.
- (13) SÁNCHEZ, D., CHACARTEGUI, R., BECERRA, J. A., SÁNCHEZ, T. *Determining compressor wash programmes for fouled gas turbine*.
- (14) SILVA, EDMUNDO A. P. *A Importância da Participação da Geração Térmica a Carvão Minerada*. Rio de Janeiro, 2011.
- (15) SILVA, M. P. *Aplicação de redes neurais e artificiais no diagnóstico de falhas de turbinas a gás*. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2010.
- (16) TANAKA, T; ISHIKAWA, A. *Gas turbine inlet air cooling system with liquid air*. 1998. Chubu Electric Power company, Nova Iorque: ASME, 1998.

- (17) ZUÑIGA, M. O. V. *Analysis of gas turbine compressor fouling and washing on line.*, Cranfield, UK, **2007**.

ANEXOS