

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO BÁSICO DE UMA MICROTURBINA À GÁS DE 5KW COM
REGENERADOR

MARCELO YUTAKA NAGAYAMA

SÃO PAULO

2008

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO BÁSICO DE UMA MICROTURBINA À GÁS DE 5KW COM
REGENERADOR**

Trabalho de formatura apresentado à escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Marcelo Yutaka Nagayama

Orientador: Eitaro Yamane

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

SÃO PAULO

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Nagayama, Marcelo Yutaka

**Projeto básico de uma microturbina à gás de 5 kW com regenerador
/ M.Y. Nagayama. – São Paulo, 2008.**

53 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Projeto mecânico 2.Turbinas a gás I.Universidade de São
Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.**

Agradecimentos

Agradeço inicialmente ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pelo apoio e atenção durante este trabalho. Agradeço também à todos os meus parentes e amigos que me incentivaram durante esse projeto.

Resumo

O trabalho em questão é sobre o projeto básico da turbina de uma microturbina a gás com regenerador de 5kW. Essa potência é suficiente para uma residência comum, dada a possibilidade do uso dos gases exaustos com cogeração.

Atualmente há uma necessidade cada vez maior de geradores de energia que tornem a rede de distribuição de energia mais confiável. A crise energética de 2001 e suas conseqüências tornaram sua necessidade mais evidente. Deseja-se, com esse trabalho, realizar o dimensionamento da turbina de uma turbina a gás para satisfazer a necessidade de residência comuns.

Objetiva-se ainda com esse trabalho o aprofundamento dos conhecimentos relacionados a microturbinas a gás.

Abstract

This dissertation is about a basic project of a turbine of a 5kW gas microturbine with a regenerator. This power is enough to a common residence, because of the possibility of using the exhaust gas in cogeneration.

Currently, there is a crescent necessity of energy generators that makes the energy distribution net more reliable. The 2001's energy crisis and its consequences turned it more evident. This dissertation intent to obtain all dimensions of a turbine of a 5kW gas microturbine, to satisfy the necessity of the most commons residences.

This work's objective still includes the aim of increases the comprehension of microturbines.

Sumário

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE VARIÁVEIS

	PÁG
1. Introdução	13
2. Revisão do material técnico e desenvolvimento	15
2.1. Microturbina a gás	15
2.2. Ciclos termodinâmicos	16
2.2.1.1. Ciclo Brayton ideal sem regeneração	16
2.2.1.2. Ciclo Brayton real sem regeneração	19
2.2.1.3. Ciclo Brayton ideal com regeneração	21
2.2.1.4. Ciclo Brayton real com regeneração	24
2.3. Consideração dos gases de combustão	27
2.4. Triângulo de velocidades	30
2.5 Tipos de turbinas	32
2.6. Bocais e palhetas das turbinas	36
2.7. Materiais para turbina	37
2.8. Rotor da turbina	37
2.9. Perfil da palheta	38
3. Metodologia	38
3.1. Condições de operação inicial	38
3.2. Tipo de turbina escolhida	46
3.3. Aplicação da teoria de triângulo de velocidade	47
3.5. Esforços das palhetas	48
3.6. Esforços no rotor	50
3.7. Dimensões da palheta	50
4.0. Resultados	51
5.0. Conclusão	51
Bibliografia	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico da porcentagem de geração energia distribuída com relação do total de energia elétrica produzida.

Figura 2 - Microturbina a gás Capstone Turbine Corporation 30kW

Figura 3 - Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal sem regeneração.

Figura 4 - Rendimento e trabalho líquido do ciclo ideal sem regeneração em função da razão de pressão, para uma temperatura de entrada de 25°C e uma temperatura máxima de 600°C .

Figura 5 - Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton real sem regeneração.

Figura 6 - Rendimento e trabalho líquido do ciclo real sem regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=25^{\circ}\text{C}$, $T_3=600^{\circ}\text{C}$ e rendimentos de cada um dos componentes de 0,9.

Figura 7 - Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal com regeneração.

Figura 8 - Rendimento e trabalho do ciclo ideal com regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=298\text{K}$ e $T_3=873\text{K}$.

Figura 9 - Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal com regeneração.

Figura 10 - Rendimento do ciclo real com regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=298\text{K}$, $T_3=873\text{K}$ e rendimentos de cada componente 0,9.

Figura 11 - Eficiência e trabalho líquido em função da razão de pressão considerando gases de combustão.

Figura 12 – Triângulo de velocidades.

Figura 13 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

Figura 14 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do gás natural fornecido pela COMGÁS.

Tabela 2 - Componentes da compressão isentrópica.

Tabela 3 - Componentes do ar na entrada da câmara de combustão.

Tabela 4 - Componentes dos gases de combustão na saída da câmara de combustão.

Tabela 5 - Componentes dos gases de combustão na turbina.

Tabela 6 - Componentes do ar no regenerador.

Tabela 7 - Componentes dos gases de combustão no regenerador.

Tabela 8 - Componentes do ar no regenerador na troca de calor real.

LISTA DE VARIÁVEIS

A	Área de passagem de fluido [m ²].
a	Área de seção transversal [m ²].
α_0	Ângulo na entrada [°].
α	Ângulo de saída do bocal e ângulo na saída [°].
β	Ângulo de entrada da pá [°].
c	Comprimento da palheta [m].
c_p	Calor específico à pressão constante [kJ/(kg.K)].
c_{par}	Calor específico à pressão constante do ar [kJ/(kg.K)].
$c_{pgás}$	Calor específico à pressão constante dos gases de combustão [kJ/(kg.K)].
c_v	Calor específico à volume constante [kJ/(kg.K)].
c_{var}	Calor específico à volume constante do ar [kJ/(kg.K)].
$c_{vgás}$	Calor específico à volume constante dos gases de combustão [kJ/(kg.K)].
δ	Ângulo de saída da velocidade absoluta na saída da pá [°].
ε	Efetividade do trocador de calor [Ad].
F	Força [N].
$F.S.$	Fator de segurança [Ad].
γ	Ângulo de saída da pá [°].
GR	Grau de reação [Ad].
h	Altura da pá [mm].
h_0	Entalpia na entrada do bocal [kJ/kg].
h_1	Entalpia na saída do bocal [kJ/kg].
h_2	Entalpia na saída da pá [kJ/kg].
k	Razão entre o calor específico à pressão constante e o calor específico à volume constante [Ad].
k_{ar}	Razão entre o calor específico à pressão constante e o calor específico à volume constante do ar [Ad].
$k_{gás}$	Razão entre o calor específico à pressão constante e o calor específico à

	volume constante dos gases de combustão [Ad].
$\dot{m}_{ar}$	Fluxo de massa de ar [kg/s].
$\dot{m}_c$	Fluxo de massa de combustível [kg/s].
$\dot{m}_{gás}$	Fluxo de massa de gases de combustão [kg/s].
n	Rotação [rad/s].
η	Eficiência [Ad].
η_{comb}	Eficiência da câmara de combustão [Ad].
η_{comp}	Eficiência do compressor [Ad].
$\eta_{estágio}$	Eficiência do estágio [Ad].
η_{turb}	Eficiência da turbina [Ad].
$\eta_{idealsemreg}$	Eficiência do ciclo Brayton ideal sem regenerador [Ad].
$\eta_{idealcomreg}$	Eficiência de variante do ciclo Brayton ideal com regenerador [Ad].
$\eta_{realcomreg}$	Eficiência de variante do ciclo Brayton real com regenerador [Ad].
$\eta_{realsemreg}$	Eficiência do ciclo Brayton real sem regeneração [Ad].
p	Pressão [Pa].
PCI	Poder calorífico inferior [kJ/kg].
q_{Comb}	Energia específica (por unidade de massa) fornecida na câmara da combustão [kJ/kg].
r	Raio [mm].
r_e	Raio externo [mm].
r_i	Raio interno [mm].
r_p	Razão de pressão, razão entre a maior e a menor pressão no ciclo Brayton e suas variantes [Ad].
R_a	Resultante axial [N].
R_t	Resultante tangencial [N].
ρ	Densidade [kg/m³].
s	Espaçamento entre palhetas [mm].

σ	Tensão [MPa].
t	Espessura da palheta [mm].
T	Temperatura.
T_1	Temperatura na entrada do ciclo.
T_2	Temperatura na saída do compressor ideal.
$T_{2'}$	Temperatura na saída do compressor real.
T_3	Temperatura máxima do ciclo.
T_4	Temperatura na saída da turbina ideal.
$T_{4'}$	Temperatura na saída da turbina real.
T_5	Temperatura do ar na saída do regenerador ideal.
$T_{5'}$	Temperatura do ar na saída do regenerador real.
$T_{6'}$	Temperatura do gás na saída do regenerador real.
V_1	Velocidade absoluta na saída do bocal [m/s].
V_{1R}	Velocidade radial da pá [m/s].
V_2	Velocidade absoluta na saída da pá [m/s].
V_{2R}	Velocidade relativa na saída da pá [m/s].
V_B	Velocidade da pá [m/s].
V_c	Velocidade crítica [m/s].
W	Trabalho [kJ].
w	Trabalho específico [kJ/kg].
w_{Comp}	Trabalho específico (por unidade de massa) ideal do compressor [kJ/kg].
$w_{Compreal}$	Trabalho específico real (considerando rendimento isentrópico) do compressor [kJ/kg].
w_{Turb}	Trabalho específico (por unidade de massa) ideal da turbina [kJ/kg].
$w_{Turbreal}$	Trabalho específico real (considerando rendimento isentrópico) da turbina [kJ/kg].

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de geração de energia distribuída mostram-se cada vez mais como uma boa alternativa para atender às necessidades atuais. Eles fornecem maior confiabilidade ao sistema de distribuição de energia, além de descongestionar a rede elétrica. Na Geração de energia centralizada ocorre ainda perda de parte da energia durante a transmissão. Com isso, microturbinas a gás vêm sendo cada vez mais utilizadas, como forma de geração de energia própria.

As primeiras turbinas foram criadas por Hero da Alexandria por volta de 120 a.C. [2]. Desde então sua tecnologia tem evoluído bastante. Entre 900 a 1100 d.C. surgem as primeiras turbinas eólicas [2]. Entretanto, apenas no século dezenove, turbinas com princípio de funcionamento similar aos atuais foram construídas [1].

Durante o fim do século dezenove e início do século vinte, turbinas a vapor ainda eram bem mais utilizadas que turbinas a gás. Entretanto, com a segunda guerra mundial, turbinas a gás passam a serem cada vez mais empregadas, devido a sua necessidade em aviões a jato. Turbinas a gás, ao contrário de turbinas a vapor, têm seus gases de combustão injetados diretamente na turbina. Devido a isso, são menores e mais leves para a mesma potência, aplicados a casos como em aviões a jato. Na década de 50, as turbinas a gás ampliam sua área de aplicação para outras de modo competitivo [3].

A partir da década de 90 as turbinas a gás passaram a serem utilizadas para a geração de energia elétrica distribuída de pequeno porte, como estabelecimentos comerciais e residências – as microturbinas. Tais equipamentos têm tipicamente uma potência inferior a 350kW [2], e necessitam de um tamanho reduzido, além de um baixo custo de fabricação, alta eficiência, silenciosa operação, baixo tempo para início do funcionamento e baixa emissão de poluentes.

Atualmente, o mercado de equipamentos para a geração de energia distribuída está em expansão [4]. A falta de necessidade de linhas de transmissão, além da confiabilidade da rede elétrica têm aumentado a sua utilização da geração de energia distribuída. Em muitos países, a possibilidade de venda de energia elétrica para a rede tem incentivado a utilização desses equipamentos. Na figura 1 podem ser

observados dados da WADE de 2006 sobre a porcentagem de geração da energia distribuída no mundo [5].

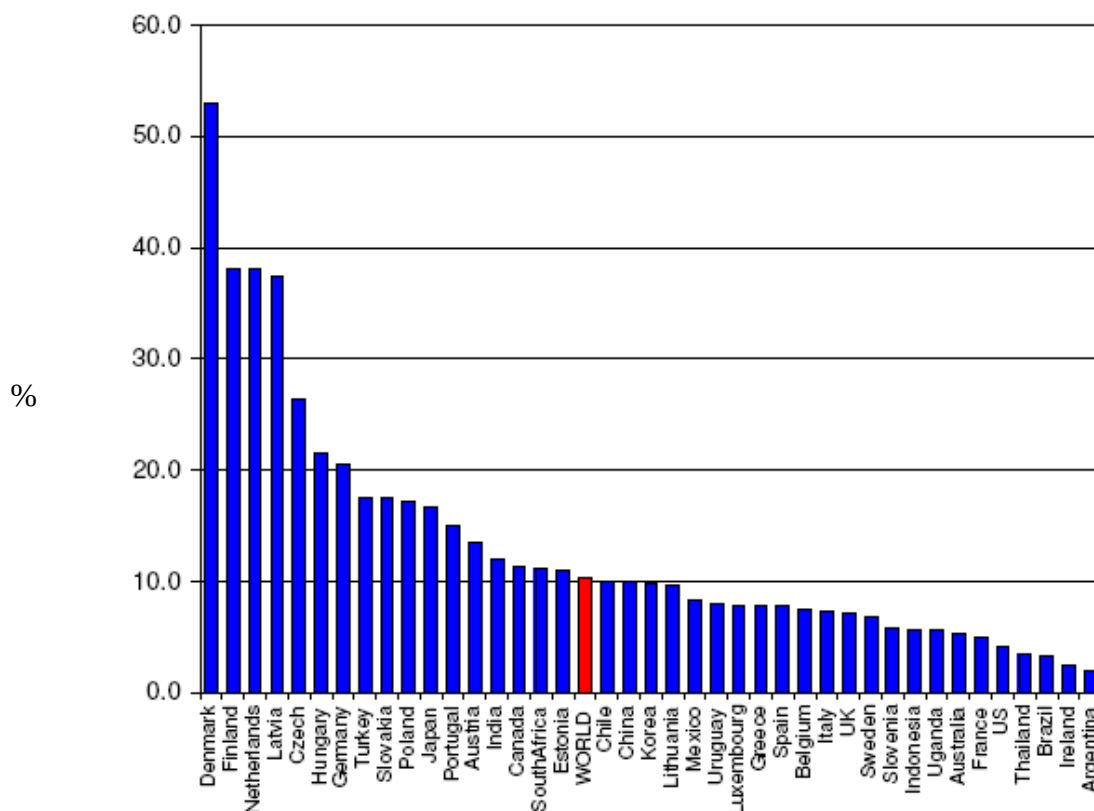


Figura 1 - Gráfico da porcentagem de geração energia distribuída com relação do total de energia elétrica produzida. [5]

No Brasil, a geração de energia é predominantemente fornecida por usinas hidrelétricas, sendo a geração de energia distribuída utilizada em uma quantidade bem menos significativa. Em 2002, quase 85% da energia elétrica era de origem hidráulica, segundo Eletrobrás [6]; e ainda segundo informações da ANEEL, aproximadamente 75% das usinas em operação são hidrelétricas [7]. Esse tipo de energia, apesar de apresentar algumas vantagens, torna a sua distribuição bastante dependente de fatores climáticos, gerando falta de confiabilidade à rede.

Esse foi um dos motivos para a crise energética em 2001. Tal crise interrompeu o crescimento econômico brasileiro, que de 1998 para 1999 era de 11,8%, de 1999 para 2000 era de 6,2%, e devido à crise, de 2000 para 2001 ocorreu uma queda no crescimento de 8,7% [8].

Tem-se então uma necessidade crescente para a utilização de microturbinas a gás.

2. REVISÃO DO MATERIAL TÉCNICO E DESENVOLVIMENTO

2.1. MICROTURBINA A GÁS

As turbinas a gás são compostas basicamente de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. Podem ainda fazer parte do equipamento um regenerador, outras turbinas, entre outras variações.

Para que ocorra a geração de trabalho é realizada a expansão dos gases de combustão na turbina. Um compressor é utilizado para succionar e comprimir o ar para a microturbina.

Após passar pelo compressor o ar passa pela câmara de combustão, onde ocorre o processo de combustão.

Os gases de combustão seguem então para os bocais da turbina, onde são expandidos, aumentando sua velocidade, e são direcionados para as palhetas. A passagem dos gases então movimentam a pá, de modo a fornecer um movimento de rotação na turbina. O trabalho gerado por tal rotação é então utilizado pelo compressor e para a geração de energia elétrica.

Para um maior rendimento, um regenerador é utilizado. Os gases de combustão provenientes da turbina passam por um trocador de calor – o regenerador – onde ocorre transferência de calor para o ar antes da combustão. Isso faz com que menos combustível deva ser utilizado para que os gases de combustão atinjam determinada temperatura.

A seguinte figura ilustra uma microturbina a gás:

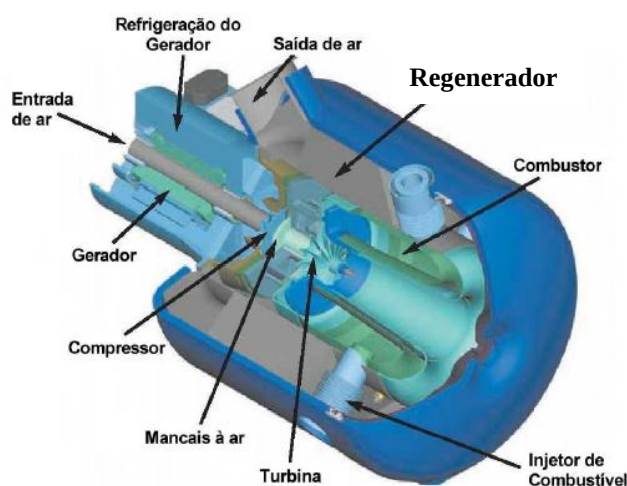


Figura 2 - Microturbina a gás Capstone Turbine Corporation 30kW. [9]

Diversas vantagens tornam as microturbinas a gás uma boa opção para diversas aplicações:

- Poucos problemas com balanceamento, baixo consumo de óleo de lubrificação e boa confiabilidade devido à baixa quantidade de interligações e grande atrito entre as peças [3].
- Tamanho e pesos reduzidos, para uma dada potência [2].
- Facilidade de trabalhar com diversos tipos de combustíveis [2].
- Podem ser utilizadas para uma ampla faixa de potências.[10]

2.2. CICLOS TERMODINÂMICOS

As turbinas a gás funcionam segundo o ciclo Brayton. Para uma melhor compreensão das turbinas a gás serão estudados então: o ciclo Brayton ideal sem regeneração, o ciclo Brayton real sem regeneração, o ciclo Brayton ideal com regeneração e o ciclo Brayton real com regeneração. Uma melhor explicação sobre cada ciclo será dada posteriormente.

Para o estudo dos ciclos serão consideradas as seguintes hipóteses:

- a relação combustível-ar, ou seja, a razão entre a vazão de combustível e a vazão de ar, é desprezível.
- c_p (calor específico á pressão constante) constante.
- regime permanente.
- variação de energia potencial gravitacional desprezível.
- variação de energia cinética desprezível.

2.2.1.1. CICLO BRAYTON IDEAL SEM REGENERAÇÃO.

No ciclo Brayton ideal sem regeneração o ar ambiente sofre compressão isentrópica, por meio de um compressor. O ar comprimido recebe então, calor através do processo de combustão isobárico na câmara de compressão. Por fim, ocorre uma expansão isentrópica na turbina, com a geração de potência na ponta de eixo da turbina. Tal trabalho é responsável pelo acionamento do compressor, e geração de energia elétrica com o excedente de trabalho.

Os gases de combustão então são expelidos para a atmosfera. O ciclo pode ser representado por um rejeito de calor da saída da turbina para a entrada do compressor, num processo a pressão constante.

Para uma melhor compreensão do ciclo, tem-se a seguinte figura:

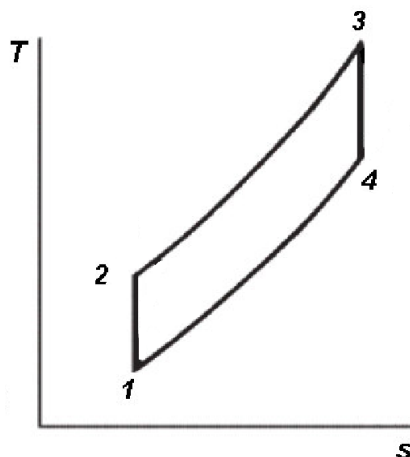


Figura 3 – Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal sem regeneração.

Temos que o rendimento desse ciclo é dado por:

$$\eta_{idealsemrg} = \frac{w_{Turb} - w_{Comp}}{q_{Comb}}$$

Pela 1ª lei da termodinâmica, trabalho por unidade de massa fornecido pela turbina é:

$$w_{Turb} = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

Da mesma maneira, o trabalho por unidade de massa consumido pelo compressor é:

$$w_{Comp} = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Dessa forma o trabalho líquido por unidade de massa é:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))$$

Utilizando os processos isentrópicos para compressão no compressor e expansão na turbina, considerando os calores específicos constantes:

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

Obtém-se o trabalho líquido:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right) \right)$$

O calor fornecido por unidade de massa é obtido pela primeira lei da termodinâmica, é tal que:

$$q_{Comb} = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

Através dos trabalhos da turbina, do compressor, e do calor fornecido pela câmara de combustão, tem-se que o rendimento do ciclo:

$$\eta_{idealsemreg} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Utilizando as relações de compressão no compressor isentrópica e expansão na turbina isentrópica, obtém-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \Rightarrow \frac{T_3 - T_2}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_1} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Obtém-se então um rendimento do ciclo:

$$\eta_{idealsemreg} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

Pode-se obter um gráfico do rendimento do ciclo em função da razão de pressão. Pode-se obter também um trabalho líquido em função da razão de pressão para uma dada temperatura de entrada e uma dada temperatura máxima do ciclo. Para uma temperatura de entrada de 25° C e uma temperatura máxima do ciclo de 600° C, tem-se o seguinte gráfico do trabalho e do rendimento em função da razão de pressão:

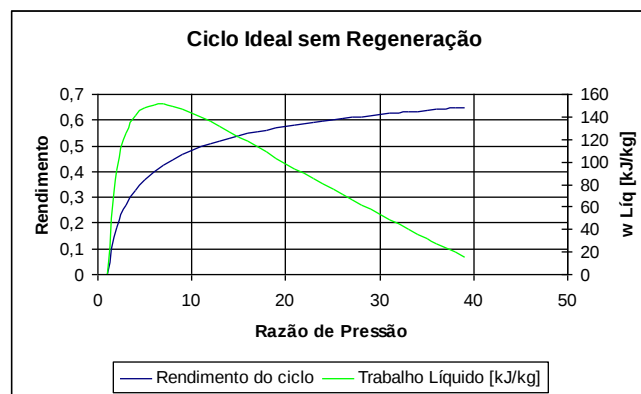


Figura 4 - Rendimento e trabalho líquido do ciclo ideal sem regeneração em função da razão de pressão, para uma temperatura de entrada de 25° C e uma temperatura máxima de 600° C.

2.2.1.2. CICLO BRAYTON REAL SEM REGENERAÇÃO

Nesse ciclo serão considerados os rendimentos da turbina, do compressor e da câmara de combustão.

Tem-se a seguinte figura para um melhor entendimento:

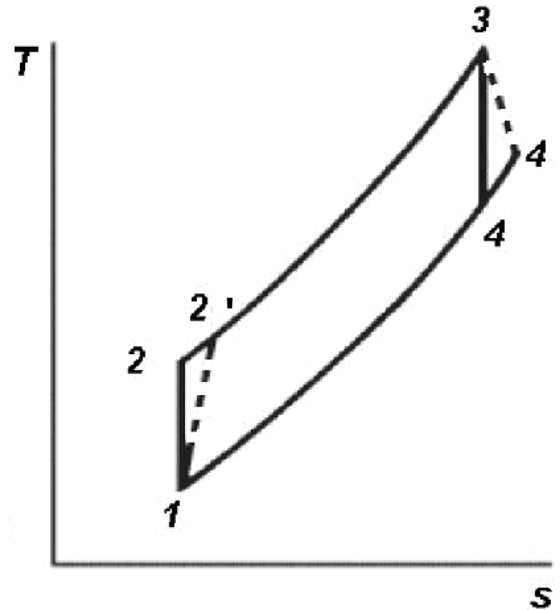


Figura 5 – Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton real sem regeneração.

O rendimento do ciclo é obtido por:

$$\eta_{realsemreg} = \frac{W_{Turb} - W_{Comp}}{Q_{Comb}}$$

O trabalho por unidade de massa da turbina é obtido pela primeira lei da termodinâmica, com a utilização de um rendimento isentrópico:

$$w_{turbreal} = c_p \cdot (T_3 - T_{4'}) = c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb}$$

O trabalho do compressor por unidade de massa com é obtido pela primeira lei da termodinâmica, com a utilização de um rendimento isentrópico, de modo que:

$$w_{Compreal} = c_p \cdot (T_{2'} - T_1) = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}}$$

O trabalho líquido é dado por:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot \left((T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb} - \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{comp}} \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow w_{Liq} = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para a câmara de combustão e considerando o rendimento dessa câmara de combustão, tem-se que o calor fornecido por unidade de massa é:

$$q_{Comb} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})}{\eta_{comb}}$$

O rendimento do ciclo é dado por:

$$\eta_{realsemreg} = \frac{w_{Turb} - w_{Comp}}{q_{Comb}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb} - \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}}}{\frac{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})}{\eta_{comb}}}$$

O valor de $T_{2'}$ é obtida pela definição de rendimento do compressor:

$$\eta_{comp} = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_{2'} - T_1)} \Rightarrow T_{2'} = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}} + T_1$$

Tem-se então que o rendimento do ciclo é dado por:

$$\eta_{realsemreg} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb} - \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}}}{\frac{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})}{\eta_{comb}}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \eta_{realsemreg} = \frac{c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)}{\frac{c_p \cdot \left(T_3 - \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}} + T_1 \right)}{\eta_{comb}}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \eta_{realsemreg} = \frac{c_p \cdot \left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)}{c_p \cdot \left(T_3 - \frac{c_p \cdot \left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} + T_1 \right)} \eta_{comb}$$

Pode-se então construir um gráfico do rendimento de do trabalho líquido em função da razão de pressão, para uma dada temperatura de entrada, uma temperatura de saída e rendimentos de cada componente. Para uma temperatura de entrada de 25° C, uma temperatura máxima do ciclo de 600° C, rendimentos de cada componente de 0,9, tem-se o seguinte gráfico:

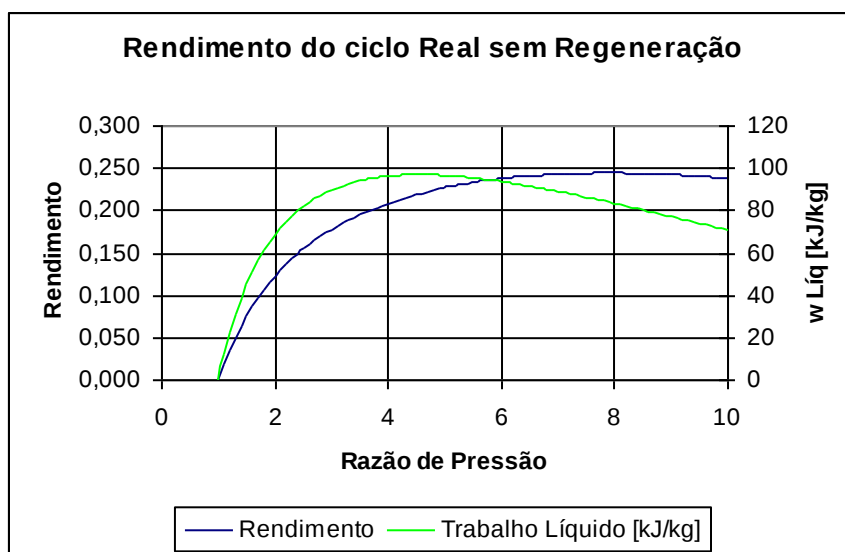


Figura 6 - Rendimento e trabalho líquido do ciclo real sem regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=25^\circ\text{C}$, $T_3=600^\circ\text{C}$ e rendimentos de cada um dos componentes de 0,9.

2.2.1.3. CICLO BRAYTON IDEAL COM REGENERAÇÃO

Nesse ciclo os gases provenientes da turbina são utilizados para o aquecimento do ar proveniente do compressor.

Tem-se a seguinte figura para esquematização do ciclo:

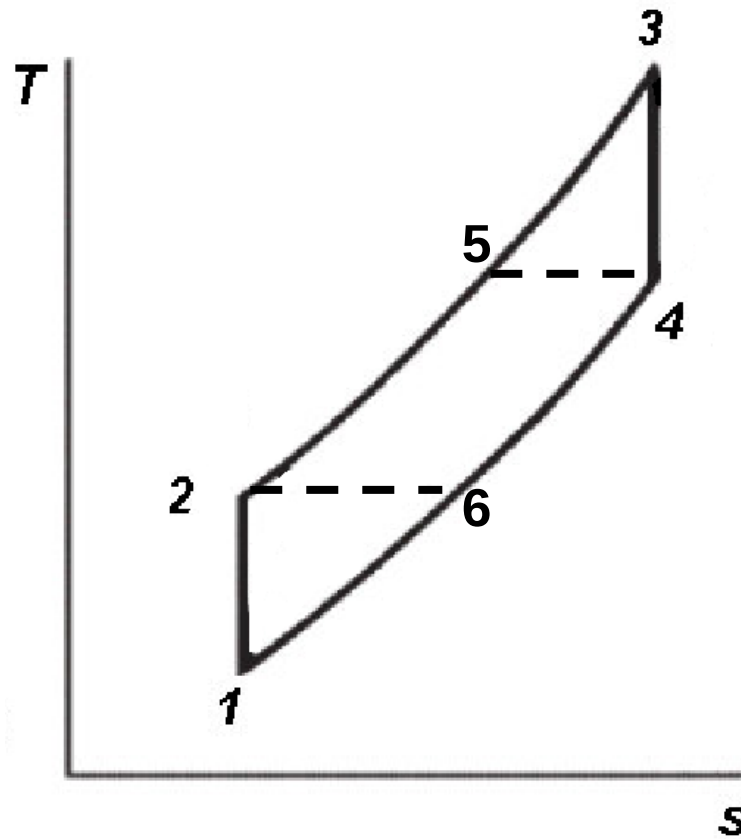


Figura 7 – Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal com regeneração.

Temos que o rendimento do ciclo é dado por:

$$\eta_{idealcomreg} = \frac{w_{Turb} - w_{Comp}}{q_{Comb}}$$

Pela primeira lei da termodinâmica, o trabalho da turbina por unidade de massa é dado por:

$$w_{Turb} = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

Da mesma maneira, o trabalho por unidade de massa consumido pelo compressor é:

$$w_{Comp} = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Dessa forma o trabalho líquido por unidade de massa é:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))$$

Utilizando os processos isentrópicos para compressão no compressor e expansão na turbina, considerando os calores específicos constantes, obtém-se o trabalho líquido:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right) \right)$$

Supondo que a troca de calor seja máxima, o ar na saída do compressor pode ser aquecido até no máximo na temperatura de saída da turbina. Sendo assim, pela primeira lei da termodinâmica, o calor a ser fornecido pela câmara de combustão por unidade de massa é:

$$q_{Comb} = c_p \cdot (T_3 - T_5) = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot \left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right)$$

A eficiência do ciclo então é:

$$\eta_{idealcomreg} = \frac{w_{Turb} - w_{Comp}}{q_{Comb}} = \frac{c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right) \right)}{c_p \cdot \left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right)}$$

Pode-se então construir o gráfico do trabalho líquido e do rendimento do ciclo em função da razão de pressão, para uma dada temperatura de entrada e uma temperatura máxima do ciclo. Para uma temperatura de entrada de 25° C e uma temperatura máxima de 600° C, tem-se o seguinte gráfico:

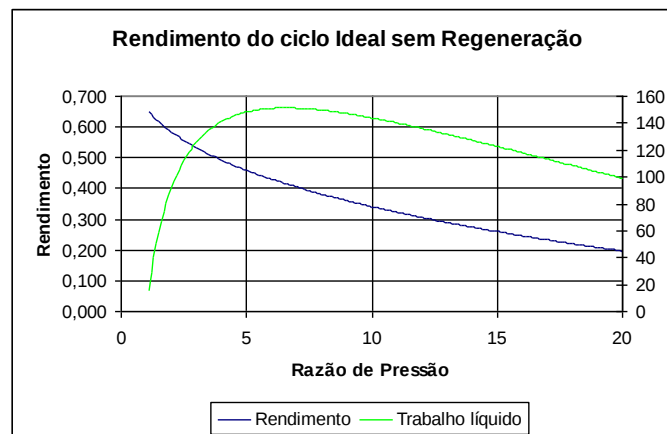


Figura 8 - Rendimento e trabalho do ciclo ideal com regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=298K$ e $T_3=873K$.

2.2.1.4. CICLO BRAYTON REAL COM REGENERAÇÃO

Neste ciclo serão considerados os rendimentos da turbina, do compressor, da câmara de combustão e do regenerador.

Tem-se a seguinte figura para esquematização do ciclo:

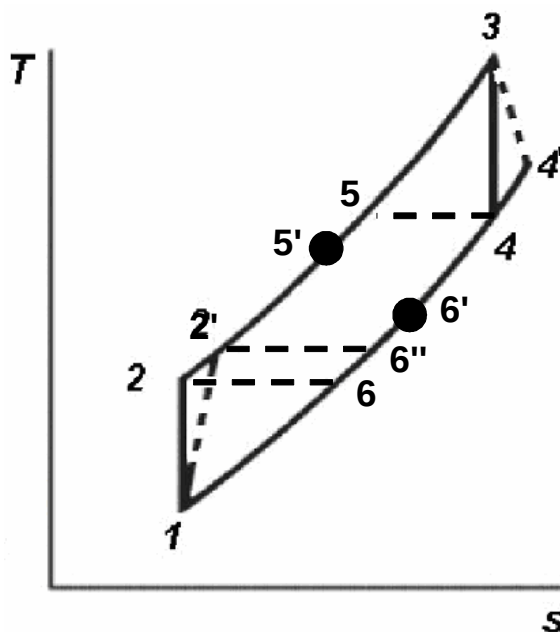


Figura 9 – Diagrama da temperatura em função da entropia em ciclo Brayton ideal com regeneração.

O rendimento do ciclo é dado por:

$$\eta_{realcomreg} = \frac{w_{Turb} - w_{Comp}}{q_{Comb}}$$

Pela primeira lei da termodinâmica e pela definição de rendimento isentrópico da turbina, tem-se que trabalho da turbina por unidade de massa é dado por:

$$w_{turbreal} = c_p \cdot (T_3 - T_{4'}) = c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb}$$

De maneira análoga o trabalho necessário para o compressor por unidade de massa é dado por:

$$w_{Compreal} = c_p \cdot (T_{2'} - T_1) = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{comp}}$$

O trabalho líquido é dado por:

$$w_{Liq} = w_{Turb} - w_{Comp} = c_p \cdot \left((T_3 - T_4) \cdot \eta_{turb} - \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{comp}} \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow w_{Liq} = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)$$

Pela primeira lei da termodinâmica e pelo rendimento da câmara de combustão, o calor fornecido pela câmara de combustão é dado por:

$$q_{Comb} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_{5'})}{\eta_{comb}}$$

A eficiência da troca de calor no regenerador é dada por:

$$\eta_{troca} = \frac{T_{5'} - T_{2'}}{T_{4'} - T_{2'}} \Rightarrow T_{5'} = (T_{4'} - T_{2'}) \cdot \eta_{troca} + T_{2'}$$

A partir da definição do rendimento isentrópico da turbina:

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} \Rightarrow T_{4'} = T_3 - \eta_{turb} \cdot (T_3 - T_4) = T_3 \cdot \left(1 - \eta_{turb} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{4'} = T_3 \cdot \left(1 - \eta_{turb} \cdot \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right)$$

A partir do rendimento isentrópico do compressor:

$$\eta_{comp} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \Rightarrow T_{2'} = \frac{T_2 - T_1}{\eta_{comp}} + T_1 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\eta_{comp1}} \right) = T_1 \cdot \left(1 + \frac{r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{comp1}} \right)$$

O rendimento do ciclo então é dado por:

$$\begin{aligned}
\eta_{realcomreg} &= \frac{W_{Turb} - W_{Comp}}{q_{Comb}} = \frac{c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)}{c_p \cdot (T_3 - T_{5'})} \Rightarrow \\
&\quad \eta_{comb} \\
\Rightarrow \eta_{realcomreg} &= \frac{c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)}{c_p \cdot (T_3 - (T_{4'} - T_{2'}) \cdot \eta_{troca} + T_{2'})} \Rightarrow \\
&\quad \eta_{comb} \\
\Rightarrow \eta_{realcomreg} &= \frac{c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{turb} - \frac{\left(T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_{comp}} \right)}{c_p \cdot \left(T_3 - \left(T_3 \cdot \left(1 - \eta_{turb} \cdot \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right) - T_{2'} \right) \cdot \eta_{troca} + T_{2'} \right)} \\
&\quad \eta_{comb}
\end{aligned}$$

Com $T_{2'}$ sendo:

$$T_{2'} = T_1 \cdot \left(1 + \frac{r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{comp}} \right)$$

Pode-se então construir um gráfico do trabalho líquido e do rendimento do ciclo em função da razão de pressão, para uma dada temperatura de entrada, uma temperatura de saída e rendimentos para cada componente.

Tem-se que para uma temperatura de entrada de 25° C, uma temperatura máxima de 600° C e rendimentos de cada componente de 0,9, tem-se o seguinte gráfico do rendimento do ciclo e do trabalho líquido em função da razão de pressão:

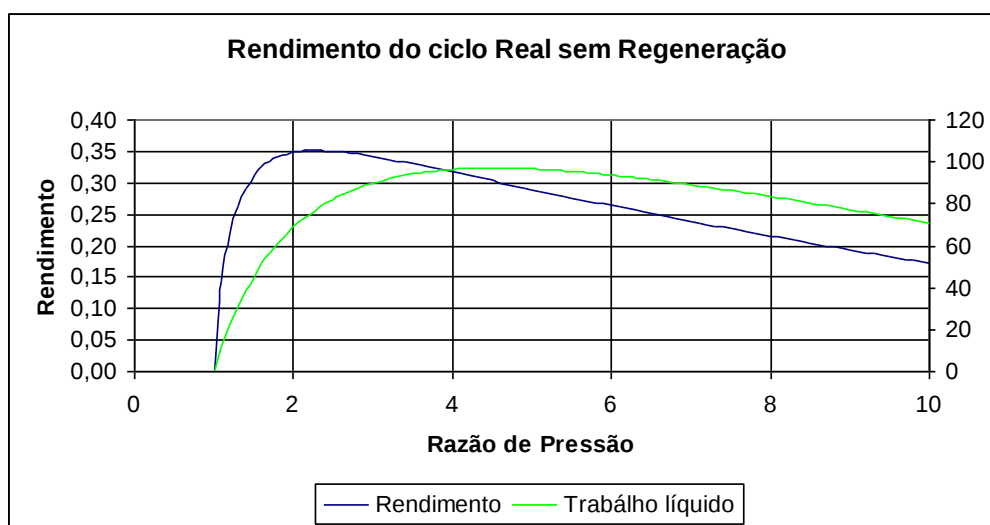


Figura 10 - Rendimento do ciclo real com regeneração em função da razão de pressão, com $T_1=298K$, $T_3=873K$ e rendimentos de cada componente 0,9.

2.3. CONSIDERAÇÃO DE COMBUSTÍVEL E GASES DE COMBUSTÃO NA MICROTURBINA

Até o momento foi considerado que o ar não era modificado com a inclusão de combustível, mantendo a mesma composição, calor específico e vazão de ar inicial. Será estudado então o efeito dos gases de combustão.

Deseja-se obter o rendimento e o trabalho líquido em função da razão de pressão para o ciclo com regeneração. Esses valores serão obtidos em função das condições de entrada da turbina (ar a 25° C e 1 atm), da temperatura máxima do ciclo, das eficiências dos equipamentos e de dados do combustível.

No compressor, têm-se como parâmetros na entrada admitidos a temperatura ambiente a 25° C e a pressão de entrada a 1 atm. A pressão de saída é dada pelo produto da razão de pressão pela pressão de entrada. A temperatura isentrópica de saída é obtida por:

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} \cdot T_1$$

Onde k_{ar} é c_{par}/c_{var} do ar, com c_{par} admitido como valor médio entre as temperaturas. Note que o processo isentrópico poderia ser obtido considerando a variação de c_{par}/T com a temperatura, com pequena melhoria de precisão nos

cálculos. O valor do c_{par} variando com a temperatura foi obtido em [11]. Esses valores não incluem variação de entalpia devido à diferença de pressão.

Foi admitido também que o ar ambiente está a uma composição volumétrica de 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio.

Note também que como c_{par} está em função da temperatura foi necessário um processo iterativo.

O valor da temperatura real de saída é dado pela definição de rendimento isentrópico:

$$\eta_{comp} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \Rightarrow T_{2'} = \frac{T_2 - T_1}{\eta_{comp}} + T_1$$

Note que o calor específico médio entre as temperaturas no processo isentrópico foi admitido como sendo igual ao calor específico médio entre as temperaturas do processo real. Isso é possível devido à proximidade dos valores das temperaturas.

Para a câmara de combustão foi utilizado como composição do gás natural, a composição fornecida pela COMGÁS [13]:

Componente	% em volume
CH ₄	89
C ₂ H ₆	6
C ₃ H ₈	1,8
C ₄₊	1,0
CO ₂	1,5
N ₂	0,7

Tabela 1 – Composição do gás natural fornecido pela COMGÁS [13].

A COMGÁS define C₄₊ como uma mistura de cadeias orgânicas com 4 ou mais carbonos, em maioria C₄H₁₀. Temos que C₄₊ será modelado como C₄H₁₀, dado que maior parte é formada por esse componente e dado que sua participação no total de componentes do gás natural é baixa.

O valor do PCI do combustível e sua densidade também foi obtido por valores fornecidos pela COMGÁS [13]. Tem-se então que o valor do poder calorífico

inferior é 9.400 kcal/m³, numa condição onde a densidade é 0,766 kg/m³ (51.378 kJ/kg).

Foi admitido que o gás natural entra na microturbina aproximadamente na temperatura ambiente de 25° C. Tem-se então o seguinte balanço de energia na câmara de combustão:

$$\dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_{comb} + \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{5'} - 25) = \dot{m}_{gás} \cdot c_{pgás} \cdot (T_3 - 25)$$

Note que o valor da temperatura de entrada do ar na câmara de combustão pode ser obtido a partir das condições no regenerador e de sua efetividade, como será mostrado em equações posteriores.

Note também que o fluxo de combustível é limitado pela temperatura máxima do ciclo, em função de um dado fluxo de ar. O fluxo de ar é limitado pelo trabalho líquido do ciclo. Ou pode-se impor um fluxo de ar e obter um trabalho líquido, para uma dada condição a ser analisada.

A temperatura ideal na saída da turbina pode ser obtida por:

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{kgás-1}{kgás}}}$$

O valor de kgás é igual a c_{pgás}/c_{vgás}, pela composição dos gases de combustão. O valor da temperatura real de saída dos gases é obtido por:

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} \Rightarrow T_{4'} = T_3 - \eta_{turb} \cdot (T_3 - T_4)$$

Com isso tem-se a temperatura de entrada no regenerador, tanto do gás como do ar. Para uma dada efetividade, tem-se que o calor trocado é dado por:

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{\min} \cdot (T_{4'} - T_{2'})}$$

Note que C_{mín} é calculado com os calores específicos entre as temperaturas de entrada dos fluidos, dado que C_{mín} é utilizado para calcular a troca máxima de calor.

A partir do valor de Q, pode-se calcular a temperatura de saída do ar por:

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{5'} - T_{2'}) \Rightarrow T_{5'} = \frac{Q}{\dot{m}_{ar} \cdot c_{par}} + T_{2'}$$

Com o calor específico do ar como sendo o calor específico médio entre T_2 e T_5 . O valor da temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina pode ser obtido por:

$$Q = \dot{m}_{gás} \cdot c_{pgás} \cdot (T_{6'} - T_{4'}) \Rightarrow T_{6'} = \frac{Q}{\dot{m}_{gás} \cdot c_{pgás}} + T_{4'}$$

Com essas equações pode se construir um gráfico da eficiência do ciclo e do trabalho líquido específico em função da razão de pressão. Será imposto um fluxo de ar de 200 kg/h para obter o trabalho líquido do ciclo. Para ar na entrada do compressor na temperatura de 25° C e pressão 1 atm, eficiências de cada componente de 0,9, temperatura máxima do ciclo de 600° C e um fluxo de ar de 200 kg/h, obtém-se o seguinte gráfico:

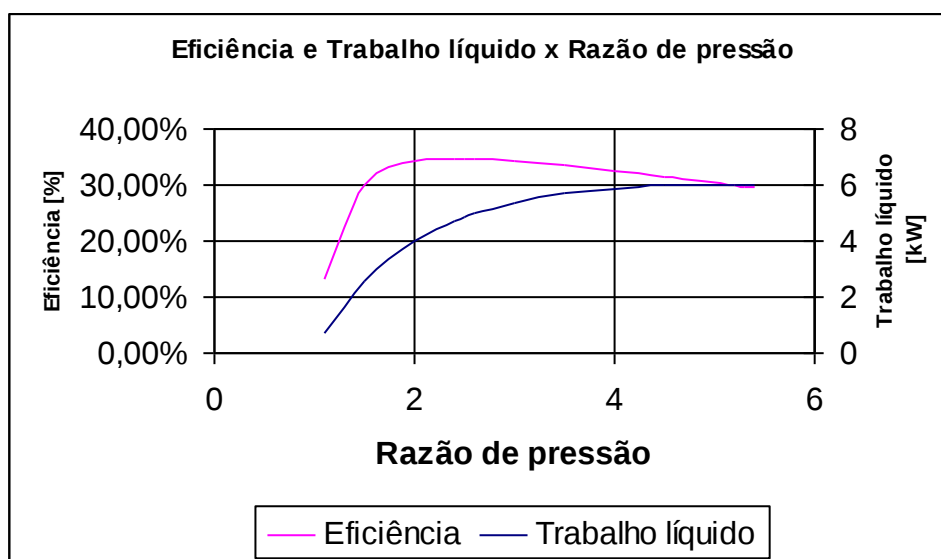


Figura 11 – Eficiência e trabalho líquido em função da razão de pressão considerando gases de combustão.

2.4. TRIÂNGULO DE VELOCIDADES

Para o desenvolvimento da turbina a gás é necessário conhecer as relações entre as velocidades dos fluxos envolvidas na turbina. Para tal foi estudado durante a revisão do material técnico o triângulo de velocidades.

O triângulo de velocidades é constituído de uma velocidade absoluta de entrada na pá da turbina V_1 , uma velocidade da pá de V_B , uma velocidade relativa à velocidade da pá na entrada da turbina V_{1R} , uma velocidade absoluta na saída na pá

V_2 e uma velocidade relativa à pá na saída da pá V_{2R} . Um diagrama desse triângulo pode ser verificado na figura a seguir:

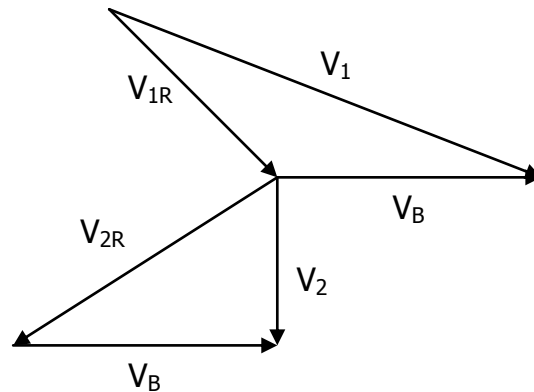


Figura 12 – Triângulo de velocidades.

Considerando o volume de controle limitado pela entrada de gás nas pás, saída de gás nas pás, e pelas próprias pás, tem-se pela primeira lei da termodinâmica para um referencial fixo que:

$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + W$, com h_1 a entalpia na entrada da pá, h_2 a entalpia na saída da pá e W o trabalho específico na pá.

Note que foi utilizada uma formulação de regime permanente sem considerar variações de energia potencial gravitacional. De maneira análoga, para um referencial solidário à pá, a aplicação da primeira lei da termodinâmica leva à:

$$h_1 + \frac{V_{1R}^2}{2} = h_2 + \frac{V_{2R}^2}{2}$$

A partir das duas equações obtém-se que $h_1 - h_2$ vale:

$$\begin{aligned} h_1 - h_2 &= \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} + W = \frac{V_{2R}^2}{2} - \frac{V_{1R}^2}{2} \Rightarrow W = \frac{V_{2R}^2}{2} - \frac{V_{1R}^2}{2} - \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right) = \\ &= \frac{(V_1^2 - V_{1R}^2) - (V_2^2 - V_{2R}^2)}{2} \end{aligned}$$

Será considerado α o ângulo formado entre a velocidade absoluta de entrada e a velocidade da pá, β o ângulo formado entre a velocidade relativa na entrada da pá e a velocidade da pá, δ o ângulo formado entre a velocidade absoluta de saída da pá e a velocidade da pá e γ o ângulo formado entre a velocidade relativa de saída da pá e a velocidade da pá.

Pela lei da conservação da quantidade de movimento para o referencial absoluto, tem-se que a força R_t exercida na pá é tal que:

$$R_t = \dot{m} \cdot (V_2 \cdot \cos \delta + V_1 \cos \alpha), \text{ onde } \dot{m} \text{ é a vazão mássica.}$$

De maneira análoga para um referencial móvel, tem-se que:

$$R_t = \dot{m} \cdot (V_{2R} \cdot \cos \gamma + V_{1R} \cos \beta)$$

A partir de conceitos de geometria aplicados ao triângulo de velocidades, obtém-se:

$$\begin{cases} V_1 \cdot \cos \alpha - V_B = V_{1R} \cdot \cos \beta \\ V_2 \cdot \cos \delta + V_B = V_{2R} \cdot \cos \gamma \end{cases}$$

A partir dessas duas expressões tem-se que V_B é tal que:

$$\begin{aligned} V_B &= V_1 \cdot \cos \alpha - V_{1R} \cdot \cos \beta = V_{2R} \cdot \cos \gamma - V_2 \cdot \cos \delta \Rightarrow V_1 \cdot \cos \alpha + V_2 \cdot \cos \delta = \\ &= V_{1R} \cdot \cos \beta + V_{2R} \cdot \cos \gamma \end{aligned}$$

Temos ainda que para um deslocamento da pá infinitesimal dx , ocorre um trabalho δW tal que:

$$\delta W = R_t \cdot dx \Rightarrow \frac{\delta W}{dt} = R_t \cdot \frac{dx}{dt} \Rightarrow \dot{W} = R_t \cdot V_B$$

A partir das expressões de R_t para um referencial absoluto e para um referencial solidário à pá, tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{m} \cdot V_B \cdot (V_2 \cdot \cos \delta + V_1 \cos \alpha) \\ \dot{W} &= \dot{m} \cdot V_B \cdot (V_{2R} \cdot \cos \gamma + V_{1R} \cos \beta) \end{aligned}$$

Para a força axial, tem-se que para um volume de controle na passagem total da pá, tem-se uma força $p_1 \cdot A_1$ na entrada, com pressão p_1 e área A_1 ; e uma força $p_2 \cdot A_2$ na saída, com pressão p_2 e área A_2 . Pela equação da quantidade de movimento:

$$\begin{aligned} R_a + p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 &= \dot{m} \cdot (V_2 \cdot \sin \delta - V_1 \cdot \sin \alpha) \Rightarrow \\ \Rightarrow R_a &= \dot{m} \cdot (V_2 \cdot \sin \delta - V_1 \cdot \sin \alpha) - (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2) \end{aligned}$$

2.5. TIPOS DE TURBINAS

Turbinas a gás podem ser classificadas quanto ao tipo radial ou axial. Em turbinas axiais o fluxo de gases entra na direção axial e sai na direção axial, enquanto que nas radiais o fluxo entra na direção axial e sai na direção radial.

As turbinas axiais são as mais utilizadas entre as turbinas em geral.

A turbina a gás propriamente dita recebe os gases de combustão que são expandidos em seu interior de modo a produzir trabalho e gases a uma temperatura inferior a de entrada da turbina. Nela os gases de combustão passam por bocais que os direcionam para as palhetas. Através da passagem de tais gases pelas pás ocorre o movimento das palhetas, e conseqüentemente a produção de trabalho na ponta de eixo em que se encontram tais palhetas. Durante o processo de passagem dos gases pela turbina ocorre queda de entalpia do fluido, para que ocorra um aumento na velocidade do mesmo, para ocorrer a transferência de energia do fluido para as palhetas.

Existem dois tipos de turbinas basicamente: as de ação e as de reação. Nas turbinas de ação, toda a queda de entalpia ocorre nos bocais da turbina, de modo que nas palhetas não ocorre queda de entalpia. Nas turbinas de reação, a queda de entalpia ocorre tanto nos bocais quanto nas pás da turbina, sendo comum a utilização de 50% de reação (50% da queda de entalpia ocorre nas pás). É importante observar que mesmo em turbinas de ação ocorre ainda uma pequena queda de entalpia nas pás, sendo, entretanto, bem menos significativa que nas turbinas de reação [1].

Utilizando o índice 0 para a entrada das palhetas fixas, 1 para a entrada das palhetas móveis, e 2 para a saída das palhetas móveis, define-se a eficiência das palhetas como sendo:

$$\eta_{estágio} = \frac{\dot{W}}{h_0 - h_2}$$
, onde $\dot{W}$ é o trabalho na turbina, h_0 é a entalpia na entrada das palhetas fixas e h_2 é a entalpia na saída das palhetas móveis.

Aplicando-se a primeira lei para volume de controle para o conjunto pá e bocal, tem-se:

$$h_0 = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + \dot{W}$$

Substituindo na expressão do rendimento do estágio, tem-se então:

$$\eta_{estágio} = \frac{\dot{W}}{h_0 - h_2} = \frac{h_0 - h_2 - \frac{V_2^2}{2}}{h_0 - h_2} = 1 - \frac{V_2^2}{2 \cdot (h_0 - h_2)}$$

Define-se a velocidade característica do estado, tal que:

$$V_c = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)}$$

Substituindo na expressão da eficiência tem-se:

$$\eta_{\text{estágio}} = 1 - \frac{V_2^2}{V_c^2}$$

A eficiência máxima do estágio ocorre então para $V_2 = 0$.

Para uma turbina de ação tem-se que:

$h_1 + \frac{V_{1R}^2}{2} = h_2 + \frac{V_{2R}^2}{2}$, e como não ocorre queda de entalpia nas palhetas móveis de um estágio de ação (ou são muito pequenas em estágios reais), tem-se que $V_{1R} = V_{2R}$.

Para um estágio de ação idealizado, com velocidade de saída $V_2 = 0$, ângulos absolutos e relativos muito pequenos (aproximados por zero), tem-se que:

$$\begin{cases} V_1 \cdot \cos \alpha - V_B = V_{1R} \cdot \cos \beta \\ V_2 \cdot \cos \delta + V_B = V_{2R} \cdot \cos \gamma \end{cases} \text{ pode ser aproximado por } \begin{cases} V_1 - V_B = V_{1R} \\ V_B = V_{2R} \end{cases}, \text{ pelas simplificações acima.}$$

Com isso e com $V_{1R} = V_{2R}$, obtém-se que $V_B = V_1/2$.

Tem-se ainda que como num estágio de ação toda a queda de pressão ocorre

toda no bocal e que portanto: $\frac{V_1^2}{2} = h_0 - h_2 \Rightarrow V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} = V_c$

Portanto, num estágio de ação com ângulos relativos e absolutos pequenos (que normalmente são em palhetas reais) aproximados por 0° , velocidade de saída do estágio 0 (máxima eficiência), tem-se que a velocidade da palheta é $V_B = V_1/2$.

Para um estágio de reação, inicialmente define-se o grau de reação como sendo:

$$GR = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2}$$

Considerando um triângulo de velocidades de referência com velocidade relativa na entrada igual a zero, pá de ângulos pequenos, aproximados por zero, velocidade de saída $V_2 = 0$ (eficiência máxima), grau de reação 1/2 (boa parte das turbinas tem velocidades relativas por volta desse valor), tem-se pelo triângulo de velocidades que:

$$V_1 \cdot \cos \alpha - V_B = V_{1R} \cdot \cos \beta \Rightarrow V_1 - V_B = 0 \Rightarrow V_1 = V_B$$

Tem-se ainda que:

$$h_0 = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \Rightarrow V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)}$$

Tem-se então que:

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{V_B}{\sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)}} = \frac{V_B}{\sqrt{2 \cdot 2 \cdot (h_0 - h_1)}} = \frac{V_B}{V_1 \cdot \sqrt{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

Nota-se com tal análise que para se atingir a máxima eficiência, um estágio de ação tem uma velocidade de pá menor que um estágio de reação. Como uma velocidade de pá leva a uma força centrípeta maior, existe uma limitação para a rotação dada a resistência da pá. Portanto, estágios de reação necessitam de maior robustez. Para que esse limite de resistência seja superado, pode-se utilizar mais estágios, tornando a mais longa.

Em compensação, num estágio de reação, nota-se que como nem toda a entalpia é convertida em velocidade desde o início, fazendo com que as perdas por atrito sejam reduzidas.

Tem-se então que estágios de reação têm um rendimento melhor, dada a menor velocidade do escoamento. Entretanto, necessitam de maior espaço, e são mais caras. Como existe diferença de pressão entre as pás móveis, parte do fluido tende a passar pelo espaço entre as pás e a carcaça. Para evitar isso são necessários menores folgas e mecanismos como labirintos. Isso somado ao fato de essas turbinas serem maiores, tornam às mais caras.

Estágios de ação tendem a ser mais baratos e menores. São mais utilizados para aplicações de baixa potência, dado que um investimento inicial maior em turbinas com estágios de reação seriam mais difíceis de serem recuperados pelo ganho com sua eficiência.

Quanto ao número de estágios, a utilização de uma menor quantidade de estágios diminui o custo inicial do produto. Para microturbinas a gás, entretanto, turbinas com dois estágios podem ter vantagens sobre a de apenas um estágio, dado que pode-se utilizar dois estágios desacoplados, ou seja, cada um com uma rotação. Isso é especialmente útil para microturbinas devido ao fato de que esses equipamentos trabalham a uma alta rotação, dificultando a transmissão de energia para um gerador. Com a utilização de dois estágios desacoplados é possível utilizar o

primeiro estágio para transmitir potência para o compressor, enquanto que o segundo estágio pode ser dedicado à geração de energia elétrica.

2.6. BOCAIS E PALHETAS DAS TURBINAS

Bocais das turbinas são utilizadas para aumentar a velocidade de saída e direcionar a velocidade para as palhetas.

A velocidade na entrada dos bocais pode ser considerada nula na entrada. A velocidade na saída do bocal pode ser obtida aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no bocal. Tem-se então que a velocidade na saída do bocal V_1 é:

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta h}$$

Com Δh a queda de entalpia no bocal.

As palhetas da turbina devem resistir a esforços mecânicos. As palhetas sofrem esforços devido à diferença de velocidade axial e pressão entre o rotor, forças devido à mudança de direção do escoamento radial e forças centrífugas devido à rotação da turbina. Esse último tem efeito mais significativo em turbinas devido à sua alta rotação. Serão desconsiderados os outros efeitos.

O esforço devido à rotação centrífuga pode ser verificado considerando uma seção da palheta, de um raio r para um raio $r + dr$, que sofre uma força centrífuga tal que:

$$dF = \rho \cdot a \cdot n^2 \cdot r \cdot dr$$

Considerando a seção de área constante a , pode se integrar a força entre os raios da base da palheta e o raio mais externo da palheta, de modo que:

$$\int dF = \int_{r=r_i}^{r=r_e} \rho \cdot a \cdot n^2 \cdot r \cdot dr \Rightarrow F = \rho \cdot a \cdot n^2 \cdot \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_i^2}{2} \right) \Rightarrow \sigma = \frac{F}{a} = \rho \cdot n^2 \cdot \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_i^2}{2} \right)$$

Pode-se colocar a tensão de escoamento em função da área entre os dois raios:

$$\sigma = \rho \cdot n^2 \cdot \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_i^2}{2} \right) \cdot \frac{\pi}{\pi} = \frac{\rho \cdot n^2 \cdot A}{\pi}$$

Com A , a área de passagem do fluido na saída da palheta. Os ângulos a serem utilizados na saída da palheta são menores que os da entrada, como será verificado nos resultados obtidos, fazendo com que a saída requeira maiores alturas. A tensão

deve ser igualada com a tensão a que o material resiste para satisfazer às necessidades do projeto na dada condição dividida por um fator de segurança.

2.7. MATERIAIS PARA TURBINA

Para a determinação do material a ser utilizado para a microturbina, foi utilizada a referência [2].

Os materiais mais utilizados para microturbina são U-500, U-700, IN738 e GTD 111. O de menor resistência é o U-500, seguido do U-700, do N738 e do GTD-111.

Para que seja possível obter a resistência em função da temperatura de trabalho e do tempo de utilização, normalmente a tensão suportada é colocada em função do parâmetro de Larson-Miller. Tal parâmetro é dado por: $P_{LM} = T \cdot (20 + \log(t)) \cdot 10^{-3}$, com a temperatura T em Rankine e o tempo submetido àquela temperatura t em horas. Tal parâmetro é bastante utilizado para fluência, permitindo verificar a resistência do material com o passar do tempo.

Para o segundo estágio da turbina não é necessário um material tão resistente. O dimensionamento da turbina é limitado basicamente pela temperatura, que está relacionada com os esforços mecânicos a que está submetida à turbina e à queda da resistência dos materiais nessas temperaturas. Um material muito resistente tem potencial para reduzir o tamanho da turbina, suportando maiores rotações. Entretanto, o segundo estágio desacoplado tem como vantagem o fato de permitir rotações mais baixas para facilitar a transferência de potência para o gerador. Sendo assim, é preferível utilizar um material de menor resistência para não superdimensionar a turbina; ou para não torná-la uma turbina de alta rotação sem necessidade.

2.8. ROTOR DA TURBINA

O diâmetro do rotor será aproximado por um disco submetido à força centrífuga para o cálculo do diâmetro a ser utilizado [1]. É importante notar que

devido à alta rotação do rotor, esse se torna o critério mais importante. Tem-se que a força que tende a separar o disco em duas metades é tal que:

$$dF = w^2 \cdot r \cdot (\sin \theta \cdot dm)$$

Tal força tende a dividir o disco em duas partes. Com $dm = \rho \cdot r \cdot b \cdot dr \cdot d\theta$, tem-se que a integração da força ao longo da metade do disco que sofre o esforço é:

$$F = w^2 \cdot \rho \cdot (2 \cdot b \cdot r) \cdot r^2 / 3$$

Dividindo a força pela área resistente e utilizando que $v = w \cdot r$, tem-se que:

$$\sigma = V_B^2 \cdot \rho / 3$$

É importante notar que foi suposto que a espessura do rotor era constante para o cálculo das tensões. Será utilizado um coeficiente de segurança tanto para esses esforços, quanto para os esforços na pá.

2.9. PERFIL DA PALHETA

Perfil da palheta é de difícil obtenção, e devido a isso é necessário a utilização de algumas correlações para a sua definição.

A referência [2] apresenta uma correlação para a caracterização do perfil de palheta (“Solicity Ratio”):

$$\frac{c}{s} = 2,5 \cdot (\cot \alpha + \cot \alpha_0) \cdot \sin^2 \alpha$$

Através das referências [1], [2] e [3], verifica-se que a razão c/s está entre 1 e 2. Para a razão t/c (“thickness ratio”), um valor típico na literatura é 0,1, e para a razão h/c (“Aspect Ratio”), um valor típico é 1,5 segundo a bibliografia pesquisada.

Com isso têm-se as proporções das palhetas. As dimensões são obtidas pelos esforços nas palhetas.

3. METODOLOGIA

3.1. CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO INICIAL

Para a obtenção das condições de operação da turbina é necessário obter as eficiências isentrópicas da turbina, assim como outros dados.

Para estimativa das eficiências isentrópicas, baseou-se nos dados de fabricantes de microturbinas. Foram utilizados os dados da Capstone C-30 [13] de 30 kW com regenerador e da Elliot TA-100 [14] de 100 kW, também com regenerador.

Os dados utilizados da Capstone foram:

- Temperatura de saída de 275° C.
- Combustível utilizado é gás natural a 415 MJ/h.
- “Heat Rate” igual a 12,9 MJ/kWh.
- Temperatura de entrada de 15° C.
- Pressão de entrada de 14,696 psia.
- Fluxo de gases na saída de 0,31 kg/s.

Os dados da microturbina da Elliot foram:

- Temperatura dos gases de saída de 293° C.
- Combustível utilizado é gás natural a 1.180.000 Btu/h.
- “Heat Rate” a 11.800 Btu/kWh.
- Temperatura de entrada de 15° C.
- Pressão de entrada de 14,696 psia.
- Fluxo de gases na saída de 0,71 Nm³/s.
- Razão de pressão 4.

Foi aplicado o modelo do ciclo com consideração dos gases de combustão e foi verificado quais parâmetros atingiam essa configuração. Entretanto, foram necessárias mais algumas hipóteses. Foi utilizado que as eficiências da turbina, do compressor e do regenerador eram iguais. Foram desconsideradas perdas para o ambiente. Como o rendimento da câmara de combustão definido no trabalho é a fração de energia do combustível transferida para os gases (a energia não transferida para os gases é perdida para o ambiente), foram desconsideradas perdas no rendimento da câmara de combustão.

É importante notar que na microturbina da Elliot existe um dado a mais, a razão de pressão, que torna o problema junto com as hipóteses, com mais equações

que incógnitas. Entretanto, serão aplicadas as mesmas hipóteses adotadas para a turbina Capstone e verificado se o valor é coerente.

Para a turbina Capstone foram obtidos:

- Razão de pressão 5.
- Eficiência dos componentes 0,8.
- Temperatura de saída do compressor 222° C.
- Temperatura de saída do ar pelo regenerador 421° C.
- Temperatura de saída da turbina 470° C.
- Temperatura dos gases exaustos 277° C (0,8% de diferença com o fornecido).
- Fluxo de ar 1.108 kg/h (Valor obtido diretamente dos valores fornecidos).
- Fluxo de combustível 8,16 kg/h (1,1% de diferença com o necessário para igualar co os dados fornecidos).
- Temperatura máxima do ciclo de 743°.

Para a turbina da Elliot foi obtido:

- Razão de pressão de 4.
- Eficiência dos componentes de 0,779
- Temperatura de saída do compressor de 192° C.
- Temperatura de saída do ar pelo regenerador de 485° C.
- Temperatura de saída da turbina 565° C.
- Temperatura dos gases exaustos 284° C (3,0 % de diferença com o fornecido).
- Fluxo de ar 3.247 kg/h.
- Fluxo de combustível 24,8 kg/h (2,5% de diferença com valor obtido pelos valores fornecidos e densidade 1,28 kg/m³, obtida da composição dos gases nas condições normais de temperatura e pressão).
- Temperatura máxima do ciclo 813° C.

Foi obtida então uma eficiência dos componentes de 0,8 para microturbina da Capstone e 0,779 para a microturbina da Elliot. Os dois valores são bastante próximos, sendo então valores coerentes para serem utilizados como estimativa. Será

escolhida uma eficiência de 0,8 para os componentes do trabalho, dado que a potência da Capstone é mais próxima do projeto em questão.

É importante notar que as temperaturas máximas são coerentes com a referência [17] que admite uma temperatura máxima não ultrapassando 1750°F (954°C) para microturbinas. Em turbinas antigas a temperatura máxima era limitada a 600°C , dado que não se injetava ar para resfriamento, fato que também ocorre em microturbinas para não elevar em demasia o seu preço. Será admitida então uma temperatura máxima do ciclo então de 700°C , próximo ao valor obtido na microturbina Capstone (de potência mais próxima do projeto em questão), com alguma folga para segurança; relativamente próximo aos 600°C que limitava turbinas sem resfriamento; e inferior ao valor de 954°C , garantindo que existe material que suporte tal condição.

Definidas as eficiências dos componentes e a temperatura máxima, com a condição ambiental de ar a 25°C e 1 atm, pode-se construir um gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão. Note que pode se impor um trabalho líquido e obter um valor de fluxo de ar (impondo um trabalho líquido de 5kW), ou impor um fluxo de ar e obter variados trabalhos líquidos, para a construção de um gráfico.

Para uma eficiência da turbina, do compressor e do regenerador igual a 0,8; uma temperatura máxima do ciclo de 700°C ; uma condição do ar de entrada de 25°C e 1 atm; e um fluxo de ar de 240 kg/h; tem-se o seguinte gráfico, com consideração dos gases de combustão:

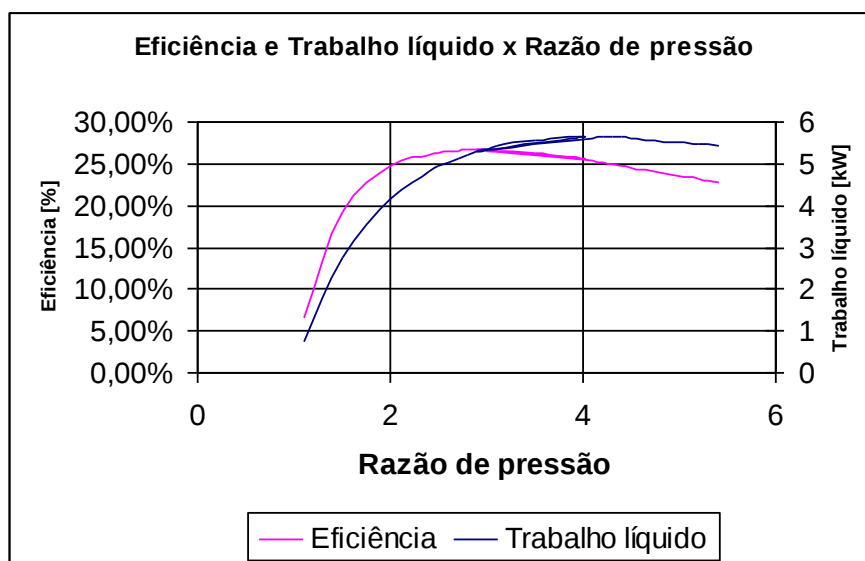


Figura 13 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

O valor de máximo trabalho líquido ocorre para razão de pressão igual a 4,1. O ponto de máximo rendimento ocorre para razão de pressão de 2,9. Dado que a microturbina é um equipamento estacionário será dimensionado para um ponto de máximo rendimento. Foi verificado com tal metodologia que a potência gerada pelo ponto de máximo rendimento é 5,64 kW e a potência gerada pelo ponto de máximo rendimento é 5,29 kW, para um mesmo fluxo de ar de 240 kg/h. Devido à proximidade das potências não espera-se que ocorra grande diferença de investimento inicial para as microturbinas. Será utilizada a potência de 5,29 kW para o dimensionamento, dado que este valor está próximo ao valor a ser projetado, e que tal valor fornece alguma margem de segurança (6%).

Em função dessa razão de pressão e do fluxo de ar, pode-se obter as condições operacionais da microturbina.

Através do método descrito anteriormente para utilização dos gases de combustão, obtém-se uma temperatura de saída isentrópica do compressor de 129,6°C, dado que:

Componente	Fração volumétrica [%]	Fração mássica [%]	c_p médio de 25°C a 129,6°C [kJ/kg]
N ₂	79	76,7	1,04
O ₂	21	23,3	0,93
Mistura	100	100	1,02

Tabela 2 - Componentes da compressão isentrópica

O valor de k é obtido por $k = c_{par}/c_{var} = c_{par}/(c_{par} - R)$, com R do ar valendo 0,287kJ/(kg.K) [11]. Obtém-se então um valor de $k = 1,39$.

Através das equações anteriormente desenvolvidas, com k valendo 1,39, T_1 valendo 25° C, razão de pressão de 2,9, obtém-se uma temperatura na saída de 129,6°C, confirmando a temperatura isentrópica na saída do compressor.

Com uma eficiência isentrópica de 0,8, obtém-se uma temperatura real na saída do compressor de 155,8° C.

Para a turbina, tem-se uma temperatura do ar após o regenerador de 445,7° C, como será verificado posteriormente. Note que aplicando as equações desenvolvidas na consideração dos gases de combustão dos ciclos termodinâmicos é possível

definir todos os parâmetros. Entretanto, é necessário que as variáveis sejam encontradas iterativamente.

Para encontrar a potência do ar na entrada foi utilizado que:

Componente	Fração volumétrica [%]	Fração mássica [%]	c_p médio de 25°C a 445,7°C [kJ/kg]
N ₂	79	76,7	1,07
O ₂	21	23,3	1,00
Mistura	100	100	1,05

Tabela 3 - Componentes do ar na entrada da câmara de combustão

A potência do ar na entrada da câmara de combustão, para a dada vazão de ar então é $240/3.600 \times 1,05 \times (445,7 - 25) = 29,2 \text{ kW}$.

Foi utilizada uma quantidade de combustível de 1,39 kg/h, que será confirmada com a temperatura máxima do ciclo.

A potência do combustível na câmara de combustão é dada por:

$$\dot{m}_c \cdot PCI = \frac{1,39}{3600} \cdot 51378 = 19,9 \text{ kW}$$

A potência dos gases de combustão é obtida através de:

Componente	Fração mássica [%]	c_p médio de 25°C a 700°C [kJ/kg]
CO ₂	1,55%	1,07
H ₂ O	1,18%	2,05
N ₂	76,26%	1,09
O ₂	21,00%	1,01
Mistura	100,00%	1,09

Tabela 4 - Componentes dos gases de combustão na saída da câmara de combustão

A potência dos gases de combustão então é tal que:

$$\frac{(240 + 1,39)}{3600} \cdot 1,09 \cdot (700 - 25) = 49,1 \text{ kW}$$

Note que a potência do ar na entrada e do combustível é igual a potência na saída dos gases, confirmando o fluxo de combustível.

A temperatura isentrópica na saída da turbina é 469°C , que pode ser confirmado através de:

Componente	Fração mássica [%]	c_p médio de 469°C a 700°C [kJ/kg]
CO_2	1,55%	1,19
H_2O	1,18%	2,20
N_2	76,26%	1,14
O_2	21,00%	1,06
Mistura	100,00%	1,14

Tabela 5 - Componentes dos gases de combustão na turbina.

Obtém-se com isso um valor de $k = 1,34$. Pelo processo isentrópico na turbina, com $k = 1,34$, $T_3 = 700^{\circ}\text{C}$, razão de pressão 2,9, obtém-se uma temperatura na saída da turbina de 469°C , confirmando tal temperatura.

Pela definição de rendimento isentrópico, com um rendimento da turbina de 0,8, uma temperatura de entrada de 700°C e uma temperatura isentrópica de saída de 469°C , obtém-se uma temperatura real na saída de $515,2^{\circ}\text{C}$.

Para o regenerador, tem-se que a temperatura de entrada do ar é $155,8^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de entrada dos gases de combustão é $515,2^{\circ}\text{C}$. Para encontrar o calor máximo, tem-se que para o ar:

Componente	Fração mássica [%]	c_p médio de $155,8^{\circ}\text{C}$ a $515,2^{\circ}\text{C}$ [kJ/kg]
N_2	76,7%	1,08
O_2	23,3%	1,01
Mistura	100,0%	1,06

Tabela 6 - Componentes do ar no regenerador.

O valor de $\dot{m}_{ar} \cdot c_{par} = 240 / 3600 \cdot 1,06 = 0,071 \text{ kW} / \text{K}$.

Para os gases tem-se que:

Componente	Fração mássica [%]	c_p médio de 155,8°C a 515,2°C [kJ/kg]
CO ₂	1,55%	1,07
H ₂ O	1,18%	2,02
N ₂	76,26%	1,08
O ₂	21,00%	1,01
Mistura	100,00%	1,08

Tabela 7 - Componentes dos gases de combustão no regenerador.

O valor de $\dot{m}_{gás} \cdot c_{pgás} = 241,4 / 3600 \cdot 1,08 = 0,072 \text{ kW} / K$, que é maior que o obtido para o ar.

Sendo assim, a troca de calor é dada por:

$$Q = \varepsilon \cdot (\dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{4'} - T_{2'})) = 20,4 \text{ kW}$$

Com a eficiência do trocador igual a 0,8.

A temperatura de entrada do ar na câmara de combustão é igual a 445,7° C, que pode ser confirmado pela troca de calor no regenerador:

Componente	Fração mássica [%]	c_p médio de 155,8°C a 445,7°C [kJ/kg]
N ₂	76,7%	1,07
O ₂	23,3%	1,00
Mistura	100,0%	1,05

Tabela 8- Componentes do ar no regenerador na troca de calor real.

A temperatura dos gases é dada por:

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{5'} - T_{2'}) \Rightarrow T_{5'} = 445,7^\circ \text{ C}$$

Isso confirma a temperatura de saída do ar.

Têm-se então como condições operacionais:

- Temperatura de entrada na turbina 25° C
- Temperatura de saída do compressor 155,8° C
- Temperatura de saída do ar no regenerador 445,7° C
- Temperatura máxima do ciclo 700° C
- Temperatura na saída da turbina 445,7° C

- Pressão na entrada do compressor 1 atm
- Razão de pressão 2,9

3.2. TIPO DE TURBINA ESCOLHIDA

Através do estudo bibliográfico descrito anteriormente, foi escolhida uma turbina do tipo axial de ação.

Turbinas axiais são o tipo mais comum de turbina e será utilizada para o projeto da microturbina em questão.

Turbinas de ação são o tipo mais barato de turbina, com tamanho reduzido, com características melhores para o projeto da microturbina em questão.

Pode-se obter a velocidade na saída do bocal por:

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} = \sqrt{2 \cdot c_{pgás} (T_3 - T_{4'})} = \sqrt{2 \cdot 1,14 \cdot 1000 \cdot (700 - 515)} = 650 \text{ m/s}$$

A velocidade do som calculada na saída do bocal é tal que:

$$V_{som} = \sqrt{k \cdot R \cdot T} = \sqrt{1,34 \cdot 289 \cdot (515 + 273,15)} = 553 \text{ m/s}$$

Nota-se que a velocidade na saída do bocal é supersônica, necessitando de um bocal convergente-divergente. Velocidades supersônicas podem gerar ondas de choque, aumentando as perdas do equipamento e fazendo com que o equipamento saia de seu ponto de operação.

Devido a isso, e devido às vantagens de se utilizar uma turbina com dois estágios desacoplados, foi escolhida esta configuração como a do projeto em questão, ao invés de uma turbina com apenas um estágio.

Utilizando as mesmas equações anteriormente utilizadas, com uma turbina recebendo os gases de combustão da outra turbina, obtém-se o seguinte gráfico de eficiência e potência em função da razão de pressão total (entre os dois estágios).

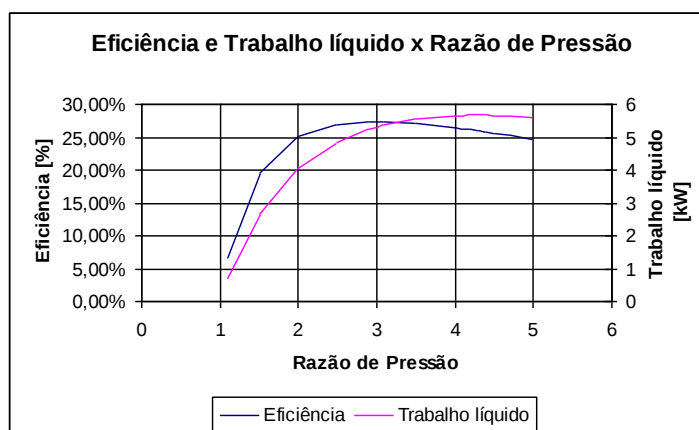


Figura 14 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

A partir da mesma metodologia anterior, têm-se então como condições operacionais:

- Temperatura de entrada na turbina 25° C
- Temperatura de saída do compressor 160,6° C
- Temperatura de saída do ar no regenerador 440,5° C
- Temperatura máxima do ciclo 700° C
- Temperatura na saída da 1ª turbina 580,8° C
- Temperatura na saída da 2ª turbina 507,8° C
- Eficiência do regenerador, compressor e turbina admitidos 0,8
- Pressão na entrada do compressor 1 atm
- Razão de pressão 3,0

A condição operacional foi escolhida com base na máxima eficiência como no caso anterior.

3.3. APLICAÇÃO DA TEORIA DE TRIÂNGULO DE VELOCIDADE

Numa turbina de ação toda a queda de entalpia ocorre no bocal. Desconsiderando a velocidade na entrada do bocal, tem-se então que a velocidade de saída do bocal ideal, ou seja, caso não ocorram perdas no bocal, é tal que:

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} = \sqrt{2 \cdot c_{pgás} (T_3 - T_{4'})} = 523,7 \text{ m/s}$$

Como toda a queda de entalpia ocorre no bocal, a temperatura na saída do bocal é $T_{4'}$. Sendo assim a velocidade do som na saída do bocal é:

$$V_{som} = \sqrt{k \cdot R \cdot T} = \sqrt{1,34 \cdot 290 \cdot (464 + 273,15)} = 574,7 \text{ m/s}$$

Para um ângulo de saída do bocal α , e uma velocidade da pá de V_B , tem-se pelo triângulo de velocidade e relações trigonométricas que:

$$V_{1R} = \sqrt{(V_1 \cdot \cos \alpha - V_B)^2 + (V_1 \cdot \sin \alpha)^2}$$

O ângulo de entrada da palheta pode ser obtido pelo triângulo de velocidades de modo que:

$$\beta = \arctg\left(\frac{V_1 \cdot \sin \alpha}{V_1 \cdot \cos \alpha - V_B}\right)$$

Para palhetas, sem perdas, a aplicação da primeira lei da termodinâmica no volume de controle solidário à passagem na palheta leva à: $V_{R2} = V_{R1}$.

A eficiência da palheta é dada por:

$$\eta_{estágio} = 1 - \frac{V_2^2}{2 \cdot (h_0 - h_2)}$$

Ou seja, quanto menor a velocidade de saída maior é a eficiência da pá. Para uma dada velocidade da pá, tem-se que o ângulo da velocidade absoluta de saída deve ser $\delta = 90^\circ$ pelo triângulo de velocidades, para minimizar a velocidade de saída.

Devido a isso e ao triângulo de velocidades, pode-se obter a velocidade real de saída de:

$$V_2 = \sqrt{V_{2R}^2 - V_B^2}$$

O ângulo de saída da pá é calculado pelo triângulo de velocidades:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{V_2}{V_B}\right)$$

Tem-se então que todos os ângulos em função da velocidade da pá e do ângulo de saída do bocal.

3.4. ESFORÇOS DAS PALHETAS

Devido às altas rotações do rotor, a força centrífuga é muito maior que outros esforços. Será utilizada então apenas a força centrífuga como limitante, desprezando-se outros esforços sobre a pá.

Para a escolha do material a ser utilizado, será utilizado como tensão de escoamento o material de menor resistência em favor da segurança. Caso haja

necessidade de um material mais resistente durante o projeto, esse material será utilizado.

Será utilizado um fator de segurança de $F.S. = 2$ para superar eventuais problemas tais como: lote de material de qualidade inferior, incertezas no modelo para a realidade, outras forças desprezadas, entre outros.

O tempo de funcionamento escolhido será baseado na referência [17], que diz que uma microturbina é projetada entre 40.000 e 80.000 horas. Serão escolhidas 80.000 horas, em favor de uma maior segurança da microturbina.

O parâmetro de Larson-Miller para as condições do projeto (700°C) é 43,62, e pela referência [2] a resistência do U-500 é de 317 MPa.

A densidade do U-500 é $8,07\text{g/cm}^3$ ou 8.070 kg/m^3 segundo a referência [16].

Aplicando-se a formulação desenvolvida no item referente aos materiais:

$$\frac{\sigma}{F.S.} = \frac{\rho \cdot n^2 \cdot A}{\pi}$$

A área A pode ser aproximada pela razão entre a vazão volumétrica e a componente axial da velocidade V_2 na saída da turbina, que foi definida como sendo perpendicular ao rotor para uma maior eficiência. Note que a saída foi escolhida como área para o cálculo. Isso porque normalmente essa área é a maior, tendo em vista que a velocidade axial tende a diminuir com a passagem pelas regiões.

Para uma dada velocidade de pá, com a rotação encontrada pela fórmula anterior, pode-se encontrar o diâmetro por:

$$D = \frac{V_B}{n}$$

É importante notar que a velocidade da pá muda com a distância do centro do rotor. Isso afeta o triângulo de velocidades. O ângulo da pá é maior quanto mais se aproxima da ponta do rotor. O diâmetro obtido será considerado como sendo o diâmetro médio, ou seja, que divide a área de passagem em duas áreas iguais. O diâmetro interno D_i então é tal que:

$$\frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{A}{2}$$

O diâmetro externo pode ser obtido por:

$$\frac{\pi \cdot D_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{A}{2}$$

A altura h vale então $h \leq D_e - D_i$, fixado o D_i , para suportar aos esforços.

É importante notar também que todos os dados foram obtidos a partir dos dados anteriormente obtidos (em função de V_B e de α).

3.5. ESFORÇOS NO ROTOR

Utilizando a fórmula desenvolvida anteriormente, pode-se obter a velocidade V_B , de modo que:

$$\frac{\sigma}{F.S.} = \frac{V_B^2 \cdot \rho}{3}$$

Tem-se então que todos os dados ficaram em função do ângulo de entrada da pá.

3.6. DIMENSÕES DA PALHETA

O perfil da palheta é aerodinâmico, de difícil obtenção teórica. Serão utilizadas então as correlações obtidas em bibliografia descritas anteriormente.

Da bibliografia foram obtidos os valores t/c , h/c e c/s . A partir do valor de altura encontrado, pode-se obter:

$$c = h / (h / c)$$

$$s = c / (c / s)$$

$$t = (t / c) \cdot c$$

A partir desse valor pode-se obter o número de pás por meio de:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s}$$

Os valores estão em função do ângulo de saída do bocal. Quanto menor tal ângulo, melhor a eficiência da turbina, pelo triângulo de velocidades. Entretanto, uma redução muito alta desse ângulo aumenta a altura da pá. Será admitido como valor mínimo, o valor fornecido pela referência [1], com um valor de 15° .

4. RESULTADOS

De acordo com a metodologia descrita, foi possível obter os parâmetros do projeto básico para cada uma das turbinas.

Para o 1º estágio foi obtido uma turbina com ângulo de saída do bocal de 15°, um ângulo de entrada da pá de 29° e um ângulo de saída da pá de 20°. O diâmetro da microturbina é de 64 mm (interno), a uma rotação de projeto de 72.700 rpm. O comprimento da pá é de 3,3 mm, com altura 4,9 mm, com espessura 0,7 mm e espaçamento médio entre as palhetas de 2,7 mm. O material selecionado para as palhetas e turbina é o Udimet-500. A eficiência isentrópica do estágio é de 0,8.

Para o 2º estágio foi obtido uma turbina com ângulo de saída do bocal de 15°, um ângulo de entrada da pá de 30° e um ângulo de saída da pá de 11°. O diâmetro da microturbina é de 120 mm (interno), a uma rotação de projeto de 30.925 rpm. O comprimento da pá é de 6,1 mm, com altura 9,2 mm, com espessura 1,2 mm, espaçamento médio entre as palhetas de 5,1 mm. O material selecionado para esse rotor é aço inoxidável 316L. A eficiência isentrópica é 0,8.

5. CONCLUSÕES

Foi possível obter todas as dimensões das palhetas, e do rotor, satisfazendo à critérios de esforços mecânicos e passagem de fluido. Foi utilizado também critérios relacionados ao triângulo de velocidades e aos perfis para uma melhor eficiência do projeto.

Foram utilizados fatores empíricos para que fosse possível obter as proporções do perfil da palheta. Isso foi necessário devido a dificuldades de realizar esse cálculo. Nota-se entretanto que não fazia parte do escopo do projeto se aprofundar nessa área.

Os resultados foram coerentes com a bibliografia. Os ângulos estavam dentro do esperado, quando comparados com referências como [1].

Conclui-se o objetivo do projeto, obtendo todos os dados esperados.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Lee, J. F., “THEORY and DESIGN of STEAM and GAS TURBINE”, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC., Estados Unidos, 1954.
- [2] Boyce, M. P., “Gas Turbine Engineering Handbook”, Gulf Professional Publishing, 3rd edition, 2006.
- [3] Saravamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., Cohen, H., “Gas Turbine Theory”, Prentice Hall, 5th edition, 2001.
- [4] Jardim, C. S., “A INSERÇÃO DA GERAÇÃO SOLAR FOTOVOLTAICA EM ALIMENTADORES URBANOS ENFOCANDO A REDUÇÃO DO PICO DE DEMANDA DIURNO”, Universidade federal de Santa Catarina, 2007.
- [5] Wade – Word Alliance of Decentralized Energy, “World Survey of Decentralized Energy”, 2006. Disponível em
http://www.localpower.org/docFuments/report_worldsurvey06.pdf Visitado em 10 de fevereiro de 2008.
- [6] Bona, F. S., “AS MICROTURBINAS E A GERAÇÃO DISTRIBUÍDA”, Unicamp. Disponível em www.demic.fee.unicamp.br/~siqueira/IE327/Trabalho%2053.pdf. Acessado em 10 de fevereiro de 2008.
- [7] ANEEL. Disponível em
[javascript:var%20teste;teste=window.open\('%20'http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.asp','Aplicação','width=600,height=400,toolbar=1,location=0,directories=0,status=1,menuBar=1,scrollBars=1,resizable=1'\);](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.asp?Aplicação,width=600,height=400,toolbar=1,location=0,directories=0,status=1,menuBar=1,scrollBars=1,resizable=1)teste.focus() Visitado em 10 de fevereiro de 2008.
- [8] Rodrigues, D. A., Cardoso, C. R., Cruz, N. R., “A VOLTA AO CRESCIMENTO ECONÔMICO SINALIZADA PELOS ANÚNCIOS DE INVESTIMENTOS EM 2004”, 2005. Disponível em
http://sistemasweb.desenvolvimento.gov.br/INVESTIMENTO_WEB/arquivos/invAnuBndes.pdf, visitado em 10 de fevereiro de 2008.
- [9] Bona, F. S., "As microturbinas e a geração distribuída", Unicamp, 2003.
- [10] Tamashiro, A. T., Nakabayashi, F. K., “Projeto básico de uma microturbina a gás de 30kW”, EPUSP, 2004.
- [11] Wylen, V. J., Sonntag, R.E., Borgnakke, C., "Fundamentos da Termodinâmica", Edgar Blücher LTDA, São Paulo, 2003.
- [12] Hawthorne, W. R., “Aerodynamics os Turbines and Compressors”, Princeton University Press, New Jersey, 1964.
- [13] Capstone. Disponível em: http://www.capstoneturbine.com/_docs/C30%20NATGA

S.pdf, acessado em 20 de novembro de 2008.

[14] Elliott. Disponível em http://www.elliottmicroturbines.com/pdfs/EESI_50-6.pdf, acessado em 20 de novembro de 2008.

[15] Vincent, B. E. T., “The Theory and design of turbines and jet engines”, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC., Estados Unidos, 1950.

[16] ASM International, “Metals Handbook Desk”, 2ª Edição, 1998.

[17] Soares, C., “Microturbines Applications for distributed energy systems”, B.H., 2007.