



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

**PROJETO DE UMA MICROTURBINA PARA POTÊNCIA INFERIOR
A 5 kW**

Edvard Jovanini Jr.
Sandro Kojiro Kurauchi

São Paulo
2007

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UMA MICROTURBINA PARA POTÊNCIA INFERIOR A 5 kW

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em
Engenharia.

Edvard Jovanini Jr.
Sandro Kojiro Kurauchi

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Eitaro Yamane

São Paulo
2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Kurauchi, Sandro Kojiro

**Projeto de uma microturbina para potência inferior a 5 kW /
S.K. Kurauchi, E. Jovanini Júnior. -- São Paulo, 2007.
80 p.**

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

**1.Microturbinas a gás I.Jovanini Júnior, Edvard II.Universida-
de de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Enge-
nharia Mecânica III.t.**

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pela atenção e apoio durante a orientação. Agradecemos aos nossos pais que sempre nos apoiaram e nos incentivaram com seus conselhos e experiências, ajudando em nossos estudos. Devemos lembrar também o nosso amigo Daniel Barreto que nos auxiliou de maneira fundamental em nosso trabalho.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o projeto uma microturbina a gás para potência inferior a 5 kW. Esta microturbina tem como aplicação a geração de energia elétrica em residências utilizando o gás natural encanado. Apesar de o conjunto microturbina compreender o compressor, câmara de combustão e a turbina, o foco foi sobre o estudo termodinâmico do ciclo e sobre a turbina. Dentro disso, foram analisados o rendimento e o trabalho líquido do ciclo, bem como as características técnicas (dimensões e geometria) das palhetas da turbina e os efeitos do escoamento dos gases sobre estas.

ABSTRACT

This work presents the design of a gas microturbine for power lower than 5 kW. The microturbine's application is the generation of electric power in residences using the canalized natural gas. Although the microturbine consists of the the compressor, combustion chamber and turbine, the focus was given to the thermodynamics studies of the cycle and on the turbine itself (nozzles and blades). The efficiency and the net work of the cycle were analyzed, as well as the technical characteristics (dimensions and geometry) of the turbine's blades and the effect of the gases flow on these.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Trabalho Líquido, Rendimento e Pressão máximos para diferentes combinações de rendimento da máquinas térmicas sem Regenerador	24
Tabela 2: Temperatura T_2 como função das combinações de rendimentos do compressor e turbina	25
Tabela 3: Trabalho Líquido w_L Máximo com seus respectivos Rendimentos e Razões de Pressão para diferentes combinações de eficiências térmicas	31
Tabela 4: Rendimento Máximo do Ciclo η_t com seus respectivos Trabalhos e Razões de Pressão para diferentes combinações de eficiências térmicas	32
Tabela 5: Expressões para Gás Perfeito e Gás Real	33
Tabela 6: Comparativo entre ar como gás perfeito e ar como gás real	34
Tabela 7: Composição Volumétrica / Molar do Gás Natural – Comgás	35
Tabela 8: Composição da mistura dos produtos da combustão na base mássica ...	36
Tabela 9: Propriedades dos gases de combustão.....	37
Tabela 10: Resumo do ciclo considerando uma mistura de gases.....	40
Tabela 11: Valores possíveis de Mach na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β	56
Tabela 12: Valores possíveis de Mach na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β	57
Tabela 13: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ	58

Tabela 14: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ	58
Tabela 15: Eficiência do estágio em função de δ e γ	60
Tabela 16: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – raiz da palheta.....	63
Tabela 17: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – raiz da palheta.....	64
Tabela 18: Eficiência do estágio em função de δ e γ – raiz da palheta.....	64
Tabela 19: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – topo da palheta.....	65
Tabela 20: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – raiz da palheta.....	66
Tabela 21: Eficiência do estágio em função de δ e γ – topo da palheta	66
Tabela 22: Comparação entre os diversos tipos de mancais rotativos.....	73

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Cronograma Atual	03
Figura 2: Comparação entre o Gás Natural e outras fontes de Energia	05
Figura 3: Sistema de Distribuição de Gás Natural na área de concessão da Comgás	09
Figura 4: Ciclo Brayton: Princípio de funcionamento das turbinas a gás	12
Figura 5: Rendimento Térmico do Ciclo em função da Razão de Compressão p_2 / p_1 (caso ideal) sem Regenerador	16
Figura 6: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no trabalho líquido do ciclo sem Regenerador	22
Figura 7: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo sem Regenerador	23
Figura 8: Turbina a gás com regenerador.....	27
Figura 9: Diagrama T – s para uma turbina a gás com regenerador.....	26
Figura 10: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo com Regenerador $\eta=100\%$	28
Figura 11: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo com Regenerador $\eta = 90\%$	30
Figura 12: Gráfico T x s do ciclo da turbina a gás	34
Figura 13: Representação tridimensional de uma microturbina a gás comercial.....	41

Figura 14: Esquema de uma turbina radial.....	43
Figura 15: Esquema de uma turbina axial de um único estágio.....	44
Figura 16: Estágio de ação.....	45
Figura 17: Estágio de reação.....	46
Figura 18: Layout de uma microturbina a gás.....	48
Figura 19: Triângulo de velocidades.....	50
Figura 20: Eficiência de um estágio de ação e reação ideal em função de V_B/V_C	53
Figura 21: Twist na palheta.....	67
Figura 22: Vista em perspectiva (a).....	67
Figura 23: Vista lateral.....	68
Figura 24: Vista de frente.....	68
Figura 25: Vista em perspectiva (b).....	69
Figura 26: Vista em 2D.....	69
Figura 27: Diagrama de Corpo Livre do conjunto eixo/turbina.....	71
Figura 28: Palhetas de turbinas produzidas através de solidificação direcional.....	76

1 INTRODUÇÃO	01
1.1 Objetivos	01
1.2 Descrição das Etapas a Serem Desenvolvidas	02
1.3 Cronograma	03
2 ESTUDO DE VIABILIDADE.....	04
2.1 Gás Natural	04
2.2 Estudo Breve de um caso de aplicação do Gás Natural como fonte de energia	06
2.3 Combustível - Gás Natural.....	08
2.3.1 Seleção do Combustível.....	09
3 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	11
3.1 Ciclo Padrão a Ar	11
3.2 Ciclo Brayton – O Ciclo Ideal da Micro-Turbina a Gás	11
3.3 Desenvolvimento e Resultados	19
3.4 O Ciclo da Micro-Turbina a Gás com Regenerador	25
3.4.1 Ar – Gás Perfeito	27
3.4.2 Ar – Gás Não-Perfeito.....	33
3.4.3 Ar / Combustível – Mistura de Gases	35
4 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DAS TURBINAS A GÁS.....	41
5 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS.....	43
6 DIMENSIONAMENTO DA MICRO-TURBINA.....	48
6.1 Layout.....	48
6.2 Desenvolvimento do Projeto da Turbina.....	49
6.2.1 Determinação dos Parâmetros Relativos ao Dimensionamento das Palhetas	51
6.2.2 Dimensionamento das Palhetas.....	62
6.2.3 Dimensionamento do eixo.....	70
6.3 Mancais.....	73
7 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MATERIAIS.....	75
8 CONCLUSÕES.....	77
9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79

1. INTRODUÇÃO

Atualmente existem diversas formas para geração de energia elétrica, mas as turbinas a gás apresentam uma solução alternativa viável técnica e economicamente, devido a sua maior razão potência / peso, o que oferece maior facilidade no aspecto logístico do conjunto, custo inferior ao de motores alternativos e menores gastos com matéria prima [1].

Deve-se levar em conta, como ocorre em qualquer equipamento, que existem também desvantagens nas turbinas, tais como: menor potência líquida fornecida e maior sensibilidade à qualidade do combustível [1], porém são irrelevantes frente às vantagens.

Além disso, deve-se levar em conta que a geração de energia elétrica a partir de turbinas hidráulicas (usinas hidrelétricas) carece de alternativas, uma vez que já vem se mostrando ineficiente frente à demanda, o que pode ser verificado pela recente crise energética.

Fazendo uma breve análise das micro-turbinas a gás natural, verifica-se que elas foram desenvolvidas a partir de 1996-7, e desde o início pareceram oferecer grandes atrativos para aplicações em geração distribuída. Além de emissões de NOx relativamente pequenas, baixa manutenção, tamanho reduzido e operação silenciosa, as micro-turbinas possibilitam aplicação em pequenos sistemas de cogeração, tendo em vista a temperatura de seus gases de escape, entre 230 e 350°C [3].

1.1. Objetivos

Este trabalho destina-se a confecção de um projeto de uma micro-turbina a gás com potência inferior a 5kW para ser aplicada, dentre outras formas, na geração de energia elétrica para residências, utilizando como fonte de energia o gás natural disponibilizado nos encanamentos dos domicílios. Vale ressaltar que neste trabalho será feito um estudo especializado na turbina, e não no sistema como um todo que compõe o ciclo da micro-turbina.

1.2 Descrição das etapas do projeto

Inicialmente, foi analisado o ciclo padrão a ar, Ciclo Brayton, sem a presença de combustível, gerando assim uma simplificação necessária num primeiro momento. Na seqüência, foram realizadas simulações para observar o rendimento e o trabalho líquido do sistema em função de diferentes razões de pressão, valores de rendimentos das máquinas térmicas (componentes do sistema: compressor, trocador de calor / câmara de combustão e turbina) e valores de temperatura nas etapas do ciclo.

Foi verificado também o valor ótimo da pressão na saída do compressor que ofereça maior rendimento para o ciclo, comparando os valores em duas situações: com e sem regenerador.

Estudou-se a geometria das palhetas e sua influência na turbina a gás relacionado com outras grandezas pertinentes ao ciclo, ou seja, uma análise do “triângulo de velocidades” do fluido sobre as pás da turbina. Verificou-se a velocidade do escoamento e as dimensões da micro-turbina mais adequadas para o projeto.

1.3 Cronograma

Tarefa	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro
Parte I									
1 Estudo Bibliográfico	■								
2 Estudo de Viabilidade	■								
3 Estudo do Ciclo Bragton		■	■	■					
3.1 Análise do ciclo padrão a Ar - Gás Perfeito		■							
3.1.1 Com e Sem Regenerador		■							
3.2 Análise do ciclo padrão a Ar - Gás Real		■							
3.2.1 Com Regenerador		■							
3.3 Análise do ciclo com Mistura de Gases			■	■					
3.3.1 Com Regenerador			■	■					
4 Estudo dos Tipos de Turbina			■						
4.1 Classificação da Turbina			■		■				
5 Confeção do Relatório Parcial 1º Semestre			■						
5.1 Melhorias e Modificações			■						
6 Confeção do Relatório Final 1º Semestre				■	■				
7 Criação do Pôster				■	■				
8 Artigo Técnico					■				
9 Elaboração e Estudo da Apresentação					■				
Parte II									
8 Estudo do Escoamento Dentro da Turbina					■	■			
8.1 Análise Geométrica das Palhetas					■	■			
8.2 Seleção do Material das Palhetas						■			
9 Dimensionamento da Turbina							■	■	
9.1 Análise Computacional							■	■	
10 Confeção do Relatório Parcial 2º Semestre							■		
11 Otimização do Processo								■	
12 Elaboração de Desenhos Técnicos								■	■
13 Revisão do Projeto								■	■
14 Elaboração do Relatório Final									■

Figura 1: Cronograma

2. ESTUDO DE VIABILIDADE

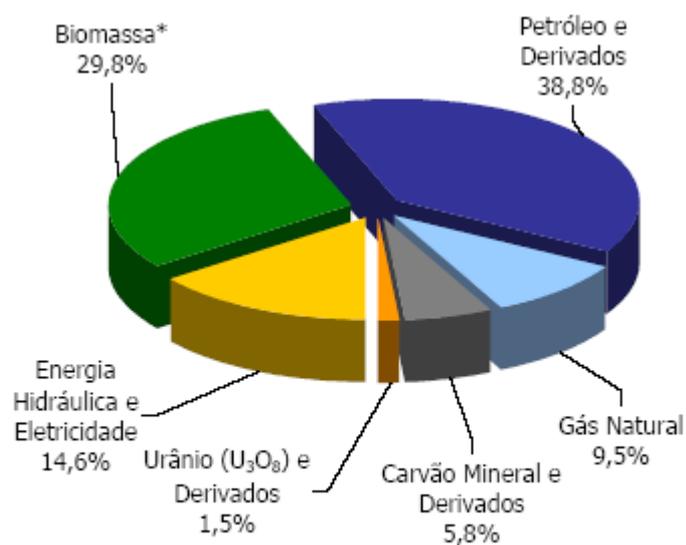
2.1 Gás Natural

Como este trabalho trata de uma fonte alternativa de geração de energia elétrica, é interessante fazer uma breve análise do panorama atual do Gás Natural (GN) no Brasil. Dentro deste aspecto vale comentar sobre a crise energética, a qual teve como principal causa o fato de a geração de energia elétrica no Brasil ser calcada em um parque predominantemente hidráulico, necessitando assim de uma diversificação do nosso parque gerador, quer seja através da incorporação imediata de termelétricas utilizando o gás natural, quer seja através da implantação de sistemas de cogeração e através da incorporação de energias renováveis, havendo também em paralelo medidas de racionalização e conservação. Como consequência, consegue-se aumentar a oferta de energia elétrica no país, tentando acompanhar satisfatoriamente a demanda, que desde o início da privatização do setor elétrico, 1995, tem acompanhado o crescimento do PIB [2].

Em contrapartida à energia hidráulica, o gás natural é o energético que vem apresentando as maiores taxas de crescimento na matriz energética, tendo mais que dobrado a sua participação na oferta interna de energia no Brasil nos últimos anos, passando de 3,7% (1998) para 9,5% (2006), o que pode ser verificado pela figura 3, além disso, o gás natural já responde por 10,5% da oferta interna de energia não renovável. [10]

Por estes aspectos, verifica-se que o gás natural vem se apresentando como uma fonte de energia bastante interessante economicamente, o que pode ser melhor visualizado pela figura a seguir:

ENERGÉTICO	2006	2005
ENERGIA NÃO RENOVÁVEL	55,6%	55,5%
PETRÓLEO E DERIVADOS	38,8%	38,7%
GÁS NATURAL	9,5%	9,4%
CARVÃO MINERAL E DERIVADOS	5,8%	6,3%
URÂNIO (U ₃ O ₈) E DERIVADOS	1,5%	1,2%
ENERGIA RENOVÁVEL	44,4%	44,5%
ENERGIA HIDRÁULICA E ELETRICIDADE	14,6%	14,8%
LENHA E CARVÃO VEGETAL	12,4%	13,0%
PRODUTOS DA CANA-DE-AÇÚCAR	14,4%	13,8%
OUTRAS RENOVÁVEIS	2,9%	2,9%



Nota: * Inclui lenha e carvão vegetal, produtos da cana-de-açúcar e outras renováveis.

Figura 2: Comparação entre o Gás Natural e outras fontes de Energia [10]

2.2 Estudo breve de um caso de aplicação do GN como fonte de energia

Para estudar sucintamente a viabilidade econômica deste projeto, que tem como meta a geração de energia elétrica para residências, será feito um cálculo do custo da energia produzida por um sistema de micro-turbina sem e com cogeração e depois comparado com o custo que se teria no método convencional, energia elétrica proveniente do sistema hidráulico.

Neste caso serão utilizadas micro-turbinas que produzam 5 kW de potência cada em uma residência de uma família de classe média composta por 4 pessoas, a qual, levando em conta todos os aparelhos elétricos utilizados, tem um consumo médio mensal em cerca de 375 kWh e com cerca de 15 kW de potência instalada.

Abaixo segue cálculo discriminado por etapas conforme [12]:

1) Para o cálculo do preço do kWh produzido pela micro-turbina a gás natural, e sabendo que o preço do gás natural é de, aproximadamente, 2 R\$ / m³ (valor médio consultado em Comgás [11]) e sabendo também que este gás natural tem um PCI de 37,9 MJ/m³ e a sua densidade é de 0,79 kg/m³, então o preço será de 2,5 R\$ / kg e o PCI de 47,974 MJ/kg, então:

$$\frac{2,5 \text{ R\$ / kg}}{47974 \text{ kJ / kg}} = 5,2 \times 10^{-5} \text{ R\$ / kJ} \quad , \text{ e como } 1 \text{ kW} = 1 \text{ kJ/s} \Rightarrow 1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ, ou seja:}$$

$$5,2 \times 10^{-5} \text{ R\$ / kJ} = 0,18 \text{ R\$ / kWh}_{GN}$$

2) Cálculo do custo do kWh_{elet} através do funcionamento em **micro-geração**

Como sabemos que a eficiência elétrica da micro-turbina é de cerca de 30%, tem-se que:

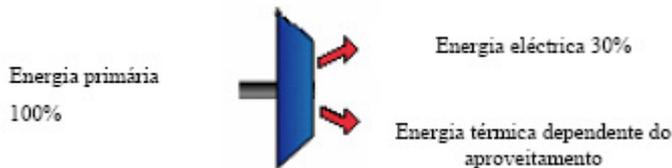
$$\eta = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{kWh_{elet}}{kWh_{GN}} \cong 30\% \Rightarrow 1 kWh_{elet} = 0,3 \times kWh_{GN}$$

isto é, são necessários $1 / 0,3 = 3,33 kWh_{GN}$ para produzir $1 kWh_{elet}$. Portanto,

$$3,33 \times 0,18 \text{ R\$ / kWh}_{GN} = \mathbf{0,62 \text{ R\$ / kWh}_{elet}}$$

Este será o custo do kWh_{elet} produzido pela micro-turbina.

3) Cálculo do custo do kWh_{elet} através do funcionamento em **micro-cogeração**



$$\eta = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{kWh_{térmico}}{kWh_{GN}} \cong 85\% \Rightarrow 1kWh_{térmico} = 0,85 \times 1kWh_{GN}$$

isto é, são necessários $1 / 0,85 = 1,18$ kWh_{GN} para produzir 1kWh_{térmico}. Portanto,

$$1,18 \times 0,18 \text{ R\$ / kWh}_{GN} = 0,21 \text{ R\$ / kWh}_{térmico}$$

Como sabemos (através do catálogo do fabricante GE [9]) que, no caso da micro-turbina Turbec T100, a eficiência total vai ser de 80 %, teremos, assim, uma eficiência térmica de $80-30=50\%$, ou seja:

$$0,18 \times 1 = 0,3 \times kWh_{elet} + 0,5 \times 0,21$$

Então, o kWh_{elet} produzido em micro-cogeração, no caso da micro-turbina Turbec T100, é de **0,25 R\$ / kWh_{elet}**

Para o caso da micro-turbina Elliot TA80 (GE), com uma eficiência total de cerca de 78% teremos uma eficiência térmica de $78-30=48\%$, ou seja:

$$0,18 \times 1 = 0,3 \times kWh_{elet} + 0,48 \times 0,21$$

Então, o kWh_{elet} produzido em micro-cogeração, no caso da micro-turbina Elliot Ta80, é de **0,26 R\$ / kWh_{elet}**

Apesar de ser uma análise superficial que não leva em conta alguns fatores pertinentes, é fácil perceber que a utilização da micro-turbina para a geração de energia elétrica apresenta um custo inferior (aproximadamente 0,25 R\$ / kWh_{elet}) que o valor atual cobrado pela companhia de energia elétrica (AES Eletropaulo - R\$ 0,28 R\$ /

kWh_{elet}), desde que seja utilizado este sistema em regime de micro-cogeração, o que já era de se esperar devido ao seu aumento de eficiência no ciclo.

2.3 Combustível – Gás Natural

Na turbina tem-se que levar em consideração o desempenho do combustível antes da entrada. A eficiência do processo, pressão e temperatura de entrada e nível de emissões são fatores cruciais para a seleção do combustível.

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves que, à temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso. É inodoro e incolor, não tóxico e mais leve que o ar. É uma fonte fóssil de energia limpa, encontrada em reservatórios freqüentemente acompanhada de petróleo. As reservas de gás natural são muito grandes e estão distribuídas por todos os continentes. Sua distribuição é feita através de uma rede de gasodutos e de maneira segura, pois não necessita de estocagem de combustível.

Proporciona uma queima completa, com reduzida emissão de poluentes e melhor rendimento térmico. Sua composição pode variar bastante, o gás metano é o principal componente; etano, propano, butano e outros gases em menores proporções. Além disso, apresenta baixos teores de dióxido de carbono (CO₂), compostos de enxofre, água e contaminantes como nitrogênio [15].

Entre outras, pode-se destacar as seguintes vantagens:

- **Baixo Impacto Ambiental:** é um combustível ecológico. Sua queima produz uma combustão limpa, melhorando a qualidade do ar, pois substitui formas de energias poluidoras como carvão, lenha e óleo combustível. Além de contribuir para a redução do desmatamento;
- **Facilidade de transporte e manuseio:** Sua rede de distribuição vem crescendo muito nos últimos anos, e a expectativa é de continuar nos anos seguintes. Além do gasoduto Brasil-Bolívia existem as reservas na bacia de Santos e no litoral do Espírito Santo.

Na figura a seguir é possível ter uma idéia da abrangência do Sistema de Distribuição de Gás Natural no Estado de São Paulo [14].



Figura 3: Sistema de Distribuição de Gás Natural na área de concessão da Comgás.

2.3.1 Seleção do Combustível

Pelos aspectos apresentados até aqui, verifica-se que o gás natural se apresenta viável do ponto de vista econômico, logístico e ambiental. Além de possuir uma extensa rede de distribuição e em expansão, está praticamente à porta de todos os principais centros econômicos do país, na região Sudeste e no Nordeste. As principais concessionárias de gás natural no Brasil oferecem descontos na tarifa para utilizações do combustível em cogeração.

Atualmente, já existem no Brasil quatro células a combustível que utilizam o gás natural como fonte de hidrogênio. Três células estão instaladas em Curitiba (Copel, Lactec e Hospital Erasto Gaertner) e a quarta no Rio de Janeiro (Cenpes, Petrobrás).

3. ANÁLISE TERMODINÂMICA

A operação básica de uma micro-turbina a gás é similar a do ciclo de potência a vapor, porém o fluido de trabalho utilizado é o ar. O ar atmosférico é aspirado, comprimido no compressor e encaminhado, a alta pressão, para uma câmara de combustão. Neste componente o ar é misturado com o combustível pulverizado e é provocada a ignição. Deste modo obtém-se um gás a alta pressão e temperatura que é enviado a uma turbina onde ocorre a expansão dos gases até a pressão de exaustão.

3.1 Ciclo Padrão a Ar

O Ciclo Padrão a Ar é uma simplificação no qual define-se que o fluido de trabalho na turbina a gás é o ar. Sendo assim, não deve haver a injeção de nenhum outro fluido, o que implica que o ar receberá energia não pelo processo de combustão, mas sim por um trocador de calor [1].

O ciclo Padrão a Ar é baseado nas seguintes hipóteses [4]:

- a) o fluido de trabalho é uma massa fixa de ar, que pode ser considerada como gás perfeito;
- b) o processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa;
- c) todos processos são internamente reversíveis;
- d) o ar apresenta calor específico constante.

3.2 Ciclo Brayton - O Ciclo Ideal da Micro-Turbina a Gás

O ciclo termodinâmico que descreve o funcionamento das turbinas a gás denomina-se ciclo Brayton e foi idealizado por George Brayton em 1870, recebendo seu nome em homenagem. Uma Turbina a gás convencional é composta por uma câmara de combustão, um compressor e uma turbina que são acoplados a um mesmo eixo. Este tipo de turbina utiliza o ciclo Brayton aberto, admitindo ar à pressão atmosférica e descarregando os gases de escape de volta para a atmosfera, ou seja, o ciclo-padrão a ar

Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples, sendo que o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase. (o fluido é sempre vapor). A figura 4 revela o ciclo Brayton aberto e os seus respectivos diagramas P-V e T-S.

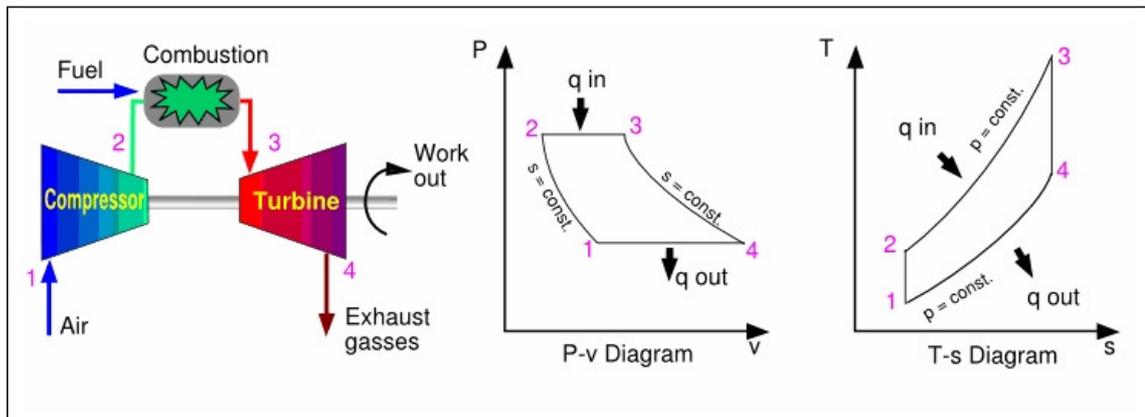


Figura 4: Ciclo Brayton: Princípio de funcionamento das turbinas a gás.

1-2 compressão, 2-3 troca de calor e 3-4 expansão.

O ciclo Brayton representa uma simplificação dos processos que ocorrem nas máquinas térmicas da turbina a gás quando se trata do ciclo padrão ar. Os processos de compressão e expansão são assumidos adiabáticos e reversíveis, ou em outras palavras, são processos isoentrópicos. Outra hipótese é que no trocador de calor, onde ocorre o fornecimento de energia ao ar, não há perda de pressão. Por fim, assume-se que a pressão de saída da turbina é a mesma da entrada do compressor [1, 5].

Deve-se ressaltar que toda análise a ser feita em seguida tomará o sistema operando em **Regime Permanente**, isto é, não será levado em conta as condições de partida e de parada.

Além disso, nos estudos a seguir será considerado o **ar** como **gás perfeito**.

De forma genérica, aplica-se a 1ª Lei da Termodinâmica para um estado inicial qualquer (i) e um final (f):

$$q_{i,f} - w_{i,f} = (h_f - h_i) + \left(\frac{V_f^2}{2} - \frac{V_i^2}{2} \right) \quad (1)$$

- onde:
- $q_{i,f}$: troca de calor específica entre os estados inicial e final;
 - $w_{i,f}$: trabalho específico realizado entre os estados inicial e final;
 - $h_{i,f}$: entalpia dos estados inicial e final;
 - $V_{i,f}$: velocidade do fluido dos estados inicial e final.

Considerando **calor específico** (c_p) à pressão **constante** e tratando o ar como **gás perfeito**, temos a seguinte expressão para entalpia em um estado qualquer (x):

$$h_x = c_p \cdot T_x \quad (2)$$

Utilizando-se a expressão (1) e (2) para cada etapa definida no ciclo dos diagramas da figura 1, vem:

- **Compressor**

Admitindo o compressor como adiabático e que a energia proveniente da variação de velocidade é desprezível,

$$w_C = w_{1,2} = h_1 - h_2 = c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

- **Turbina**

Hipóteses semelhantes ao compressor,

$$w_T = w_{3,4} = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (4)$$

- **Trocador de Calor**

Neste caso não há realização de Trabalho, portanto,

$$q_E = q_{in} = q_{2,3} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (5)$$

Como em nossa aplicação a turbina tem como objetivo acionar um gerador elétrico, o trabalho que será efetivamente aproveitado (trabalho líquido w_L) é dado pela soma algébrica dos trabalhos consumido no compressor ($w_C < 0$, pois $h_2 > h_1$; “sofre trabalho”) e fornecido pela turbina ($w_T > 0$, pois $h_3 > h_4$; “realiza trabalho”):

$$w_L = w_T + w_C \quad (6)$$

Substituindo as expressões (3) e (4) em (6), obtém-se:

$$w_L = c_p (T_3 + T_1 - T_4 - T_2) \quad (7)$$

Uma grandeza importante que será bastante utilizada ao longo deste projeto, uma vez que se visa maximizá-la, é o **rendimento térmico do ciclo** da turbina a gás, o qual é definido pela razão entre a energia efetivamente aproveitada e a energia total fornecida:

$$\eta_{T\acute{e}rmico} = \eta_t = \frac{w_L}{q_{in}} \quad (8)$$

Convenientemente podem-se substituir as expressões (5) e (7) em (8), pois assim trabalha-se com parâmetros conhecidos (temperatura e calor específico), então com algumas operações matemáticas [4], tem-se:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (9)$$

Após a utilização da 1ª Lei, cabe uma análise das expressões a partir da 2ª Lei da Termodinâmica que podem ser associadas com as já obtidas anteriormente para facilitar e auxiliar no estudo do ciclo. Trabalhando com as hipóteses de GP e processos de compressão e expansão isoentrópicos, pode-se definir para estados quaisquer **i** e **j** [4]:

$$\frac{T_j}{T_i} = \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (10)$$

onde $k = 1,4 \equiv$ constante isoentrópica do ar.

No ciclo Brayton assume-se as hipóteses de que não há variação de pressão no trocador de calor e de que a pressão de entrada no compressor é a mesma de saída na turbina ($p_1 = p_4$), ou seja, a razão de compressão no compressor é a mesma razão de expansão na turbina. Sendo assim pode-se utilizar a expressão (10) para relacionar as pressões e temperaturas de entrada e saída do compressor e da turbina:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (11)$$

$$\therefore T_3 = T_4 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (12)$$

e

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (13)$$

Substituindo e rearranjando as duas expressões acima na equação (9) do rendimento, tem-se:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_4 - T_1) \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \Rightarrow \therefore \eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (14)$$

A partir da expressão (14) pode-se concluir que o rendimento de uma turbina é diretamente proporcional com a razão de pressão, ou seja, aumentando-se a razão de compressão, aumenta-se o rendimento, o que pode ser verificado pelo seguinte gráfico:

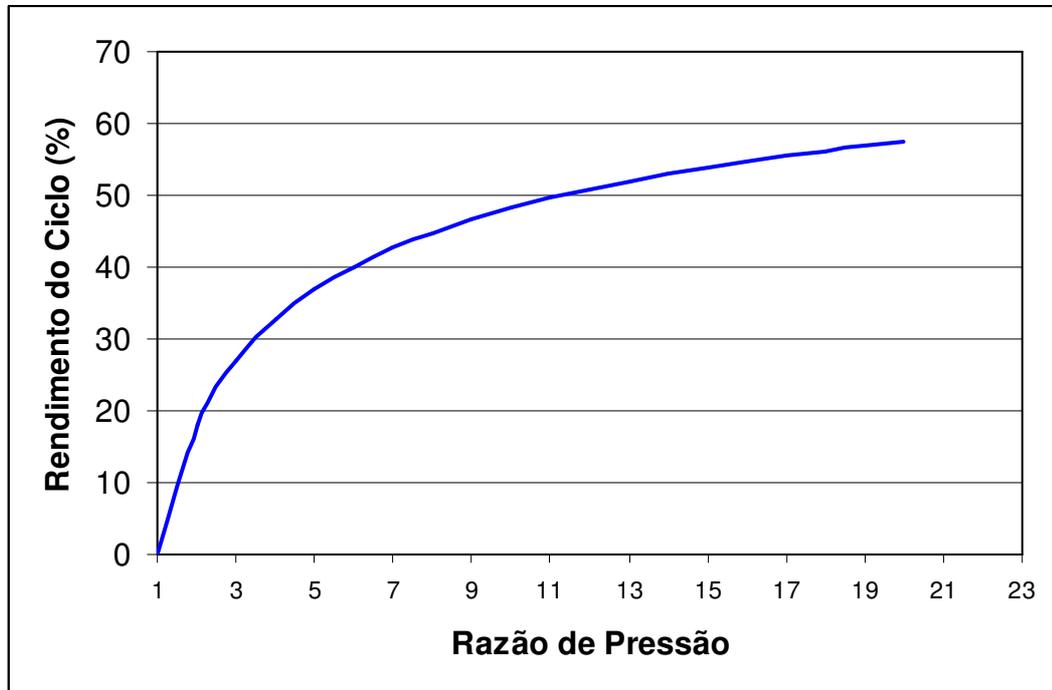


Figura 5: Rendimento Térmico do Ciclo em função da Razão de Compressão p_2 / p_1 (caso ideal) sem Regenerador

Deve-se ressaltar que a expressão (14) foi obtida a partir de um caso ideal, levando-se em conta uma série de hipóteses simplificadoras, além disso, apesar de o gráfico acima mostrar que um aumento indefinido da razão de pressão pode-se obter um aumento do rendimento, tendendo a 100%, isto não seria possível na prática. Um aumento da razão de pressão provoca um aumento na temperatura dos gases de saída do compressor (T_2), levando a um aumento na temperatura dos gases de entrada na turbina (T_3). Estas temperaturas acabam sendo limitadas pelo material aplicado na construção das paletas dos rotores da turbina.

Dentro deste aspecto, é bastante interessante descobrir qual razão de pressão ótima se obtém o maior rendimento possível do ciclo.

Como o rendimento está em função diretamente proporcional do trabalho líquido (expressão 8), alcançando-se o valor máximo deste, chega-se ao pico daquele. O que

garante o funcionamento do conjunto é o trabalho líquido gerado, o qual movimenta tanto o eixo do compressor quanto o gerador elétrico.

Como será analisada a razão de pressão que apresenta o melhor rendimento, defini-se a expressão do trabalho líquido em função da temperatura de saída do compressor T_2 , uma vez que esta temperatura é a única diretamente relacionada com a razão de pressão. Pela expressão (11), pode-se escrever T_4 em função das outras temperaturas da seguinte forma:

$$T_4 = T_1 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (15)$$

Substituindo (15) em (7):

$$w_L = c_p \cdot \left[T_3 + T_1 - \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \cdot T_1 - T_2 \right] \quad (16)$$

Deseja-se obter a maior temperatura T_2 , então se deriva a expressão acima do trabalho líquido em função desta temperatura e iguala-se a zero (ponto de máximo). Com alguns arranjos matemáticos, vem:

$$\frac{dw_L}{dT_2} = c_p \cdot \left(-1 + \frac{T_3 \cdot T_1}{T_2^2} \right) = 0 \quad (17)$$

Pela equação (17) é fácil perceber que:

$$-1 + \frac{T_3 \cdot T_1}{T_2^2} = 0 \Rightarrow \therefore T_2 = \sqrt{T_3 \cdot T_1} \quad (18)$$

Esta expressão representa o valor ótimo de T_2 para a ocorrência de trabalho máximo.

O objetivo é obter a razão p_2 / p_1 que ofereça o maior rendimento, portanto é interessante relacionar a T_2 ótima com a razão de pressões, isto é, expressões (12) e (13) com (18):

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2} \left(\frac{k}{k-1} \right)} \quad (19)$$

Sendo assim, a expressão acima possibilita descobrir a razão de pressão a ser aplicada no compressor com a finalidade de se obter o trabalho líquido w_L máximo para valores definidos de temperatura de entrada do compressor (T_1) e turbina (T_3).

Além disso, [19] mostra que a razão de pressão ótima aumenta com o aumento de T_3 , ou seja, se o material das paletas da turbina suportarem altas temperaturas, maior será a razão p_2 / p_1 e, por sua vez, maior será o rendimento térmico para o sistema, o que pode ser avaliado pela expressão (14).

Estabelecendo-se uma temperatura T_3 , definida pelo material da turbina, ao aumentar a razão de pressão acima da ótima, seria aumentado, com certeza, o rendimento térmico, pois a temperatura de saída do compressor T_2 seria mais alta e, portanto, menos calor seria transferido ao fluido pelo trocador de calor para atingir T_3 , o que pode ser verificado pela figura 4 que representa $T \times s$ com aumento na razão de pressão [8].

Note, entretanto, que uma vez que a temperatura de entrada da turbina é a mesma, não há aumento do trabalho fornecido pela turbina. Contudo, o aumento da razão de pressão aumenta o trabalho consumido pelo compressor. Essa dinâmica dos trabalhos implica, necessariamente, numa diminuição do trabalho líquido sempre que se aumentar a razão de pressão acima da ótima e mantendo a temperatura de entrada da turbina constante [8].

3.3 Desenvolvimento e Resultados

Eficiência 100% para a Turbina e para o Compressor

Conforme [8], para facilitar a visualização das grandezas analisadas até o momento, rendimento, razão de compressão de compressão e trabalho líquido, é conveniente construir curvas que as relacionem, para isso associou-se as expressões (13) e (16), colocando assim o trabalho líquido em função das temperaturas conhecidas e da razão de pressão:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{e} \quad w_L = c_p \cdot \left[T_3 + T_1 - \left(\frac{T_3}{T_2}\right) \cdot T_1 - T_2 \right] \quad (13) \text{ e } (16)$$

$$\xrightarrow{\text{substituiu do } T_2 \text{ em } w_L} \quad \therefore w_L = c_p \cdot \left[T_3 + T_1 - \left(\frac{T_3}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) - T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (20)$$

Vale ressaltar que a temperatura T_3 é a temperatura de entrada na turbina e, como mencionado anteriormente, ela depende do material do rotor. Os materiais que são empregados atualmente são aços ligados e forjados, ligas com altos percentuais de níquel, cromo ou molibdênio, como, por exemplo, a liga SAE 4340 (*). Baseado no Catálogo do Fabricante de Turbinas GE [9] e em informações sobre materiais de [10], chegou-se à conclusão de que a temperatura de entrada dos gases na turbina gira em torno de 600°C, logo será utilizado para efeito de estudo $T_3 = 800\text{K}$. Sendo assim, as temperaturas T_1 (Temperatura Ambiente de 27°C) e T_3 serão admitidas como requisitos de projeto.

Eficiências Reais para a Turbina e para o Compressor

Até o momento utilizou-se rendimento 100% para a turbina e para o compressor. Abaixo será descrito um desenvolvimento levando-se em conta o rendimento real das máquinas térmicas envolvidas no ciclo.

$$\text{Compressor: } w_c = \frac{c_p \cdot (T_1 - T_{2s})}{\eta_c}; \quad (21)$$

$$\text{Turbina: } w_T = \eta_T \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{4s}); \quad (22)$$

$$\text{Trocador de Calor: } q_{in} = \eta_{TC} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2s}). \quad (23)$$

Já se sabe que o trabalho líquido é a soma dos trabalhos realizados no ciclo, logo com (21) + (22) e arranjos matemáticos, vem:

$$w_L = \eta_T \cdot c_p \cdot \left(T_3 - T_4 + \frac{T_1 - T_2}{\eta_T \cdot \eta_c} \right)$$

Para eliminar a temperatura de exaustão T_4 , substitui-se (12) na expressão acima e obtém-se:

$$w_L = \eta_T \cdot c_p \cdot \left(T_3 - \frac{T_3}{T_2} \cdot T_1 + \frac{T_1 - T_2}{\eta_T \cdot \eta_c} \right) \quad (24)$$

A título de estudo, utiliza-se o trabalho líquido em função da razão de pressão, como já dito anteriormente:

$$w_L = \eta_T \cdot c_p \left[T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) + T_1 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_T \cdot \eta_c} \right) \right] \quad (25)$$

Pela definição de rendimento, que é a divisão entre o trabalho líquido do ciclo (24) e o calor fornecido ao ciclo (23), tem-se a seguinte expressão:

$$\eta_t = \frac{\eta_T}{\eta_{TC}} \cdot \frac{\left(T_3 - T_4 + \frac{T_1 - T_2}{\eta_T \cdot \eta_C} \right)}{T_3 - T_2} \quad (26)$$

Deixando-se a expressão acima em função de p_1 / p_2 e eliminando T_4 , tem-se:

$$\eta_t = \frac{\eta_T}{\eta_{TC}} \cdot \frac{\left[T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) + \frac{T_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\eta_T \cdot \eta_C} \right]}{T_3 - T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (27)$$

Neste caso, assim como em (17), também é necessário encontrar o trabalho líquido máximo, para tal, deriva-se a expressão (24) em função de T_2 e iguala a zero:

$$\frac{dw_L}{dT_2} = \eta_T \cdot c_p \cdot \left(0 - \frac{T_3 \cdot T_1}{(T_3)^2} - \frac{1}{\eta_T \cdot \eta_C} \right) = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{T_3 \cdot T_1}{(T_3)^2} - \frac{1}{\eta_T \cdot \eta_C} = 0$$

$$\therefore T_2 = \sqrt{T_3 \cdot T_1 \cdot \eta_T \cdot \eta_C} \quad (28)$$

Trabalho Líquido

Fundamentado nas expressões (20) e (25), traçou-se o gráfico abaixo com o trabalho líquido em função da razão de pressão, para rendimento 100% e para outros valores de rendimento para a turbina e para o compressor, lembrando que o trocador de calor não influencia no trabalho líquido, mas somente no rendimento térmico do ciclo. As hipóteses adotadas foram: $T_1 = 300\text{K}$, $T_3 = 900\text{K}$ (por considerações metalúrgicas *) e $\eta_{TC} = 100\%$.

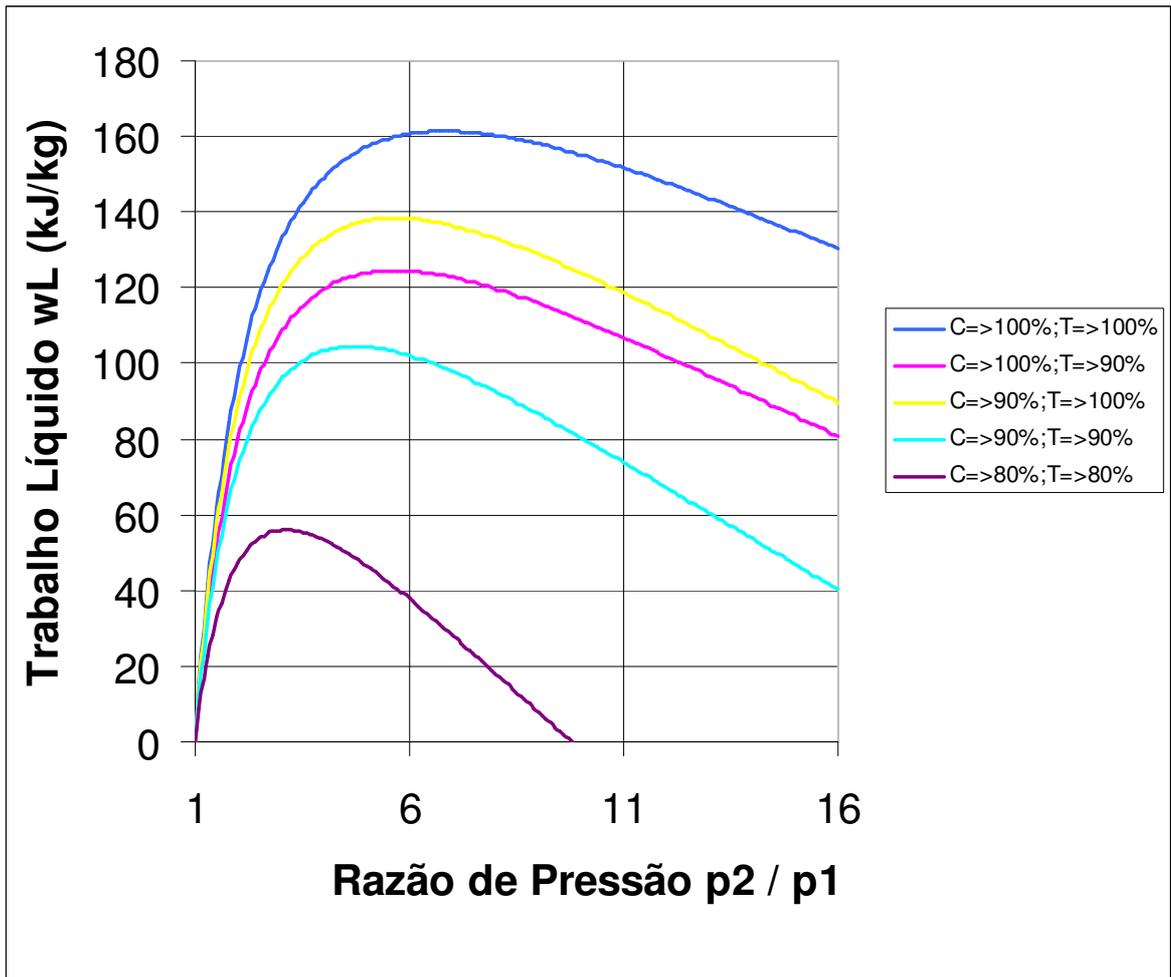


Figura 6: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no trabalho líquido do ciclo sem Regenerador

Do gráfico pode-se inferir algumas informações importantes. Quantitativamente nota-se que o trabalho líquido do ciclo é mais sensível às perdas de rendimento na turbina ao compressor.

Conclui-se então que a turbina é o componente mais crítico, pois suas perdas causam maior redução no trabalho líquido. Associado a essa idéia está a utilização das teorias de cogeração com o objetivo de aproveitar os gases de exaustão da turbina, melhorando assim o seu rendimento.

Rendimento do Ciclo

Agora utilizando as expressões (14) e (27), obteve-se a curva abaixo do rendimento do ciclo em função da razão de compressão para alguns valores de rendimento da turbina e do compressor, considerando o trocador de calor como ideal, isto é, rendimento 100%. As hipóteses adotadas para este caso foram: $T_1 = 300\text{K}$, $T_3 = 900\text{K}$ (por considerações metalúrgicas *) e $\eta_{TC} = 100\%$.

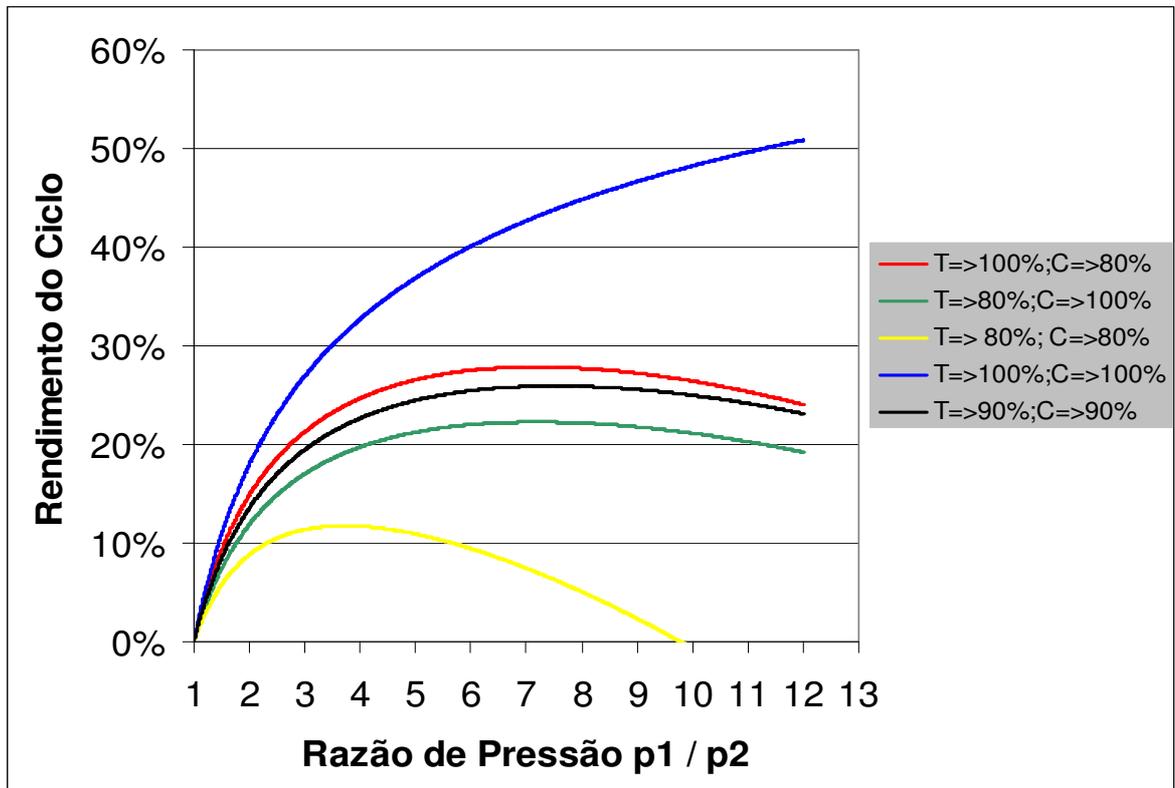


Figura 7: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo sem Regenerador

Da mesma forma que para o trabalho líquido, percebe-se que o rendimento da turbina afeta de forma mais expressiva o rendimento térmico do ciclo do que as perdas no rendimento do compressor.

Pela equação (27) verifica-se que o rendimento do ciclo térmico é inversamente proporcional ao rendimento do trocador de calor, ou seja, ao contrário da intuição, ao

diminuir-se η_{TC} o rendimento η_t seria aumentado. Um aumento das perdas no trocador de calor influenciaria a temperatura T_3 , abaixando-a. Porém, a título de análise, definiu-se a temperatura de entrada na turbina como fixa, logo as perdas no trocador representam apenas uma diminuição do calor fornecido ao sistema (menor q_{in}), o que leva a um aumento do rendimento total do ciclo.

Temperatura Ótima da Saída do Compressor (T_2)

Após ter analisado o trabalho líquido e o rendimento do ciclo frente à razão de pressão e aos rendimentos das máquinas térmicas envolvidas, seria interessante fazer um estudo da temperatura de saída do compressor que ofereça maior trabalho líquido ao sistema.

A partir dos gráficos anteriores (figuras 6 e 7) e com o auxílio do Excel, obteve-se os valores máximos (ótimos) do trabalho líquido w_L , rendimento do ciclo η_t e razão de pressão p_2 / p_1 para as possíveis configurações do sistema do ponto de vista do rendimento das máquinas térmicas (turbina e compressor). Isto pode ser visualizado na tabela 1 que vem na seqüência.

Tabela 1: Trabalho Líquido, Rendimento e Pressão máximos para diferentes combinações de rendimento das máquinas térmicas sem Regenerador

Rendimento do Compressor	Valores Máximos	Rend. Turbina		
		100%	90%	80%
100%	Trabalho Líquido (kJ/kg)	161,33	124,5	
	Rendimento	**	35,0%	
	Razão de Pressão*	6,8	5,7	
90%	Trabalho Líquido (kJ/kg)	138,4	104,5	
	Rendimento	44,2%	28,0%	
	Razão de Pressão*	5,7	4,7	
80%	Trabalho Líquido (kJ/kg)			56
	Rendimento			13,0%
	Razão de Pressão*			3,1

* Razão de Pressão que oferece o maior Trabalho Líquido

** Aumenta indefinidamente com o aumento de p_2 / p_1

Conhecido os pontos nos quais o ciclo oferece a melhor performance com relação ao trabalho líquido, pode-se calcular a temperatura ótima de saída do compressor T_2 para cada caso utilizando-se as seguintes expressões:

- Teórico: $T_2 = \sqrt{T_3 \cdot T_1 \cdot \eta_T \cdot \eta_C}$, onde $T_3 = 900\text{K}$ e $T_1 = 300\text{K}$;
- Gráfico: $T_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$, onde $T_1 = 300\text{K}$ e $k = 1,4$.

A tabela abaixo irá fazer uma comparação entre a temperatura T_2 obtida pela fórmula teórica e pelos gráficos, nos quais foram extraídos os pontos de máximo das funções.

Tabela 2: Temperatura T_2 como função das combinações de rendimentos do compressor e turbina

Rend. Comp.		Rendimento Turbina		
		100%	90%	80%
100%	T_2 teórico*	519,6	493,0	
	T_2 gráfico	519,1	493,5	
	p_2 / p_1	6,8	5,7	
90%	T_2 teórico*	493,0	467,7	
	T_2 gráfico	515,0	485,6	
	p_2 / p_1	5,7	4,7	
80%	T_2 teórico*			415,7
	T_2 gráfico			443,3
	p_2 / p_1			3,1

* Baseado na expressão (28)

3.4 O Ciclo da Micro-turbina a Gás com Regenerador

O rendimento do ciclo da micro-turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador, pois neste caso, os gases de exaustão são usados para aquecer o ar comprimido de entrada na câmara de combustão, reduzindo assim, a quantidade de combustível que é requerida para alcançar a temperatura especificada [6]. O esquema a seguir mostra o diagrama temperatura-entropia para definição da eficiência do regenerador.

apenas para aumentar a temperatura dos gases de T_x até T_3 ao invés de T_2 até T_3 , havendo economia de combustível.

Caso a temperatura dos gases na saída da turbina fosse igual à temperatura na saída do compressor, não seria possível o uso do regenerador.

3.4.1 Ar - Gás Perfeito

A seguir será analisado o ciclo considerando apenas a passagem de ar como gás perfeito.

Regenerador $\eta=100\%$

O rendimento do ciclo ideal com regenerador é obtido do seguinte modo:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{líq}}{q_H} = w_t - \frac{|w_c|}{q_H} \quad (8)$$

$$w_T = w_{3,4} = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (4)$$

$$q_h = c_p \cdot (T_3 - T_x) \quad (29)$$

Considerando um regenerador ideal, ou seja, com eficiência igual a 100%, $T_4 = T_x$ e, portanto, $q_h = w_t$:

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{|w_c|}{w_t} = 1 - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1 (T_2/T_1 - 1)}{T_3 (1 - T_4/T_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left[\frac{(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1}{1 - (p_1/p_2)^{(k-1)/k}} \right]$$

$$\therefore \eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (30)$$

Nota-se que ao contrário do ciclo sem regenerador, o rendimento térmico é inversamente proporcional à razão de pressões e depende das temperaturas máxima e mínima do ciclo.

Se o ciclo não for ideal e os rendimentos da turbina e compressor forem inferiores a 100%, mas ainda considerando um regenerador ideal, substituindo as eqs. (21) e (22) em (8), obtém-se:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{\eta_t \eta_c} \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (31)$$

Como T_1 e T_3 foram considerados dados de projeto ($T_1 = 300\text{K}$ - ambiente e $T_3 = 900\text{K}$ – por considerações metalúrgicas *), pode-se fazer uma análise do rendimento do ciclo para diferentes eficiências do compressor e da turbina.

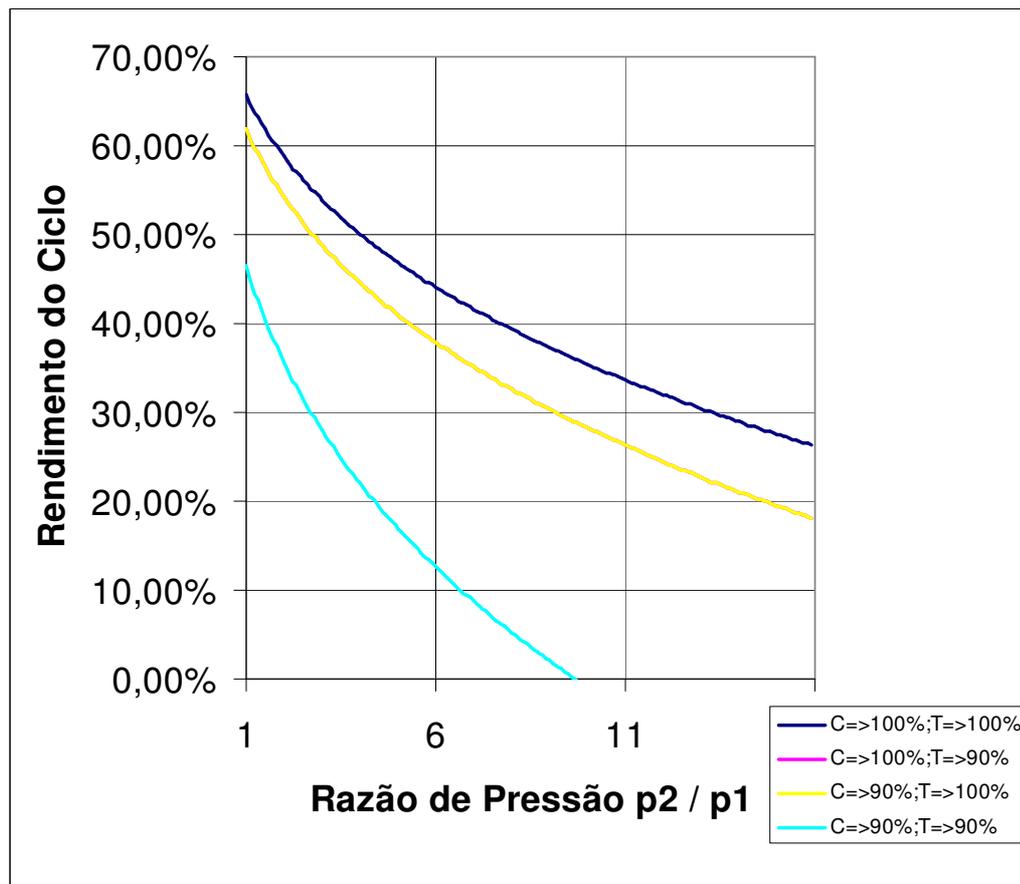


Figura 10: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo com Regenerador $\eta=100\%$

Pela figura 10, percebe-se que a eficiência do ciclo cai drasticamente com o aumento da razão de pressões, ou seja, quanto menor a razão de pressão ($r = 1$), maior o rendimento.

Devido a impossibilidade de se atingir um rendimento de 100% para o regenerador, será feito um novo estudo com este equipamento a 90%.

Regenerador Real $\eta = 90\%$

Para se obter o rendimento do ciclo em função das condições de projeto definidas (T_3 , T_1 e as eficiências das máquinas) e em função da razão de pressão p_2 / p_1 , levando em conta o rendimento do regenerador, foi necessário utilizar algumas equações já estudadas anteriormente, conforme descrito abaixo.

Com as expressões (3) e (21), chega-se a seguinte relação para T_2 :

$$w_c = \frac{c_p \cdot (T_1 - T_{2s})}{\eta_c} = c_p \cdot (T_1 - T_2)$$

$$T_2 = T_1 - \frac{(T_1 - T_{2s})}{\eta_c}, \text{ onde } T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (32)$$

Igualando as equações (4) e (22), obtém-se T_4 :

$$w_T = \eta_T \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{4s}) = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$\therefore T_4 = T_3 - \eta_T \cdot (T_3 - T_{4s}), \text{ onde } T_{4s} = T_3 \cdot \frac{T_1}{T_{2s}} \quad (33)$$

Avaliando a eficiência do regenerador e isolando T_x ,

$$\eta_{reg} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \Rightarrow T_x = \eta_R \cdot (T_4 - T_2) + T_2 \quad (34)$$

Agora que já são conhecidas todas as temperaturas envolvidas no ciclo, é possível obter o calor fornecido na câmara de combustão, bem como o rendimento do ciclo com o regenerador real.

Sendo assim,

$$q_{in} = c_p (T_3 - T_x) . \quad (35)$$

E, por definição, sabe-se que o rendimento é dado por:

$$\eta_t = \frac{w_L}{q_{in}} \quad (8)$$

Combinando todas expressões acima, é possível chegar a uma equação de rendimento em função das condições de projeto T_3 e T_1 , das eficiências das máquinas térmicas e da razão de pressão.

$$\eta_t = \frac{w_L}{T_3 \cdot \left[1 - \eta_R + \eta_T \cdot \eta_R \cdot \left(1 - \frac{T_3}{(p_2/p_1)^{k-1/k}} \right) \right] + T_1 \cdot \left[1 - \frac{1}{\eta_C} + \frac{1}{\eta_C} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot (\eta_R - 1)} \quad (36)$$

$$\text{onde, } w_L = \eta_T \cdot c_p \left[T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) + T_1 \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_T \cdot \eta_C} \right] \quad (25)$$

Sendo assim, pode-se analisar o rendimento térmico do sistema com regenerador em relação a razão de pressão a partir do gráfico a seguir.

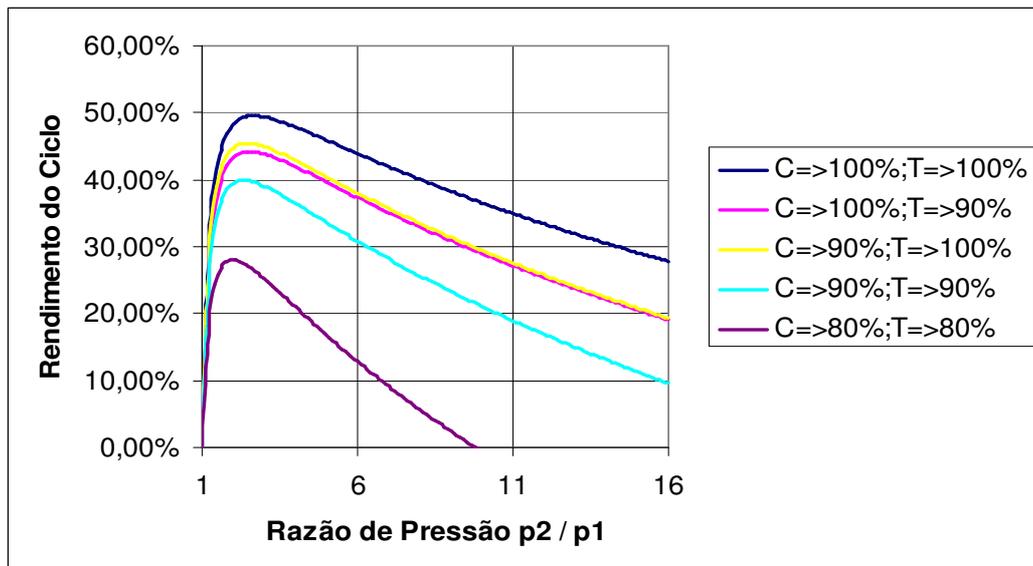


Figura 11: Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo com Regenerador $\eta = 90\%$

Verifica-se comparando as Tabelas 3 e 4 que, para as diferentes configurações de eficiência da turbina e do compressor, ao priorizar o máximo Trabalho Líquido, não se perde uma quantia significativa em rendimento, ou seja, com um compressor de $\eta_c = 90\%$ e uma turbina de $\eta_T = 90\%$ tem-se um trabalho de 104,5 kJ / kg de ar e um rendimento do ciclo de 34,5%, o qual é próximo do rendimento máximo de 40% nas mesmas eficiências. Vale lembrar que, nestas mesmas condições turbina - compressor, a temperatura T_2 (485,6 K) está ligeiramente superior a “Temperatura Ótima” (467,7 K) analisada anteriormente (Tabela 2), a qual oferece o maior trabalho líquido.

Tabela 3: Trabalho Líquido w_L Máximo com seus respectivos Rendimentos e Razões de Pressão

Rendimento do Compressor	Valores Máximos de Trabalho	Rend. Turbina		
		100%	90%	80%
100%	Rendimento	42,3%*	38%*	
	Trabalho Líquido (kJ/kg)	161,3	124,5	
	Razão de Pressão**	6,8	5,7	
	T_2 (K)	519	493,5	
	Calor q_{in} (kJ / kg)	381,3	327,6	
	Trabalho Compressor (kJ/kg)	219,8	194,2	
	Trabalho Turbina (kJ/kg)	381,1	318,7	
90%	Rendimento	38,7%*	34,5%*	
	Trabalho Líquido (kJ/kg)	138,4	104,5	
	Razão de Pressão**	5,7	4,7	
	T_2 (K)	515	485,6	
	Calor q_{in} (kJ / kg)	357,4	303,2	
	Trabalho Compressor (kJ/kg)	215,8	186,2	
	Trabalho Turbina (kJ/kg)	354,2	290,7	
80%	Rendimento			24,8%*
	Trabalho Líquido (kJ/kg)			56
	Razão de Pressão**			3,1
	T_2 (K)			443,3
	Calor q_{in} (kJ / kg)			255,6
	Trabalho Compressor (kJ/kg)			143,8
	Trabalho Turbina (kJ/kg)			199,8

Obs.: *regenerador 90%

** p_2 / p_1 onde o Trabalho é máximo

Porém, neste projeto será priorizado o rendimento máximo do ciclo, pois visa-se, devido a aplicação, uma economia de combustível.

Sendo assim, optou-se pela configuração destacada na Tabela 4, com eficiências de compressor de $\eta_c = 90\%$ e turbina de $\eta_T = 90\%$, o que oferece um rendimento global do ciclo $\eta_t = 40\%$ a uma razão de pressão $r = 2,3$ (p_2 / p_1).

Tabela 4: Rendimento Máximo do Ciclo η_t com seus respectivos Trabalhos e Razões de Pressão para diferentes combinações de eficiências térmicas.

Rendimento do Compressor	Valores Máximos de Rendimento	Rend. Turbina		
		100%	90%	80%
100%	Rendimento	49,5%	44,2%	
	Trabalho Líquido (kJ/kg)	124,3	97,2	
	Razão de Pressão	2,7	2,5	
	T ₂ (K)	398,6	399,9	
	Calor q _{in} (kJ / kg)	251,3	237,6	
	Trabalho Compressor (kJ/kg)	98,9	100,2	
	Trabalho Turbina (kJ/kg)	223,2	197,4	
90%	Rendimento	45,5%	40%	
	Trabalho Líquido (kJ/kg)	108,0	82,3	
	Razão de Pressão	2,5	2,3	
	T ₂ (K)	389,9	389,7	
	Calor q _{in} (kJ / kg)	219,8	206,3	
	Trabalho Compressor (kJ/kg)	90,2	90,0	
	Trabalho Turbina (kJ/kg)	198,2	172,3	
80%	Rendimento			28,1%
	Trabalho Líquido (kJ/kg)			47,4
	Razão de Pressão			2
	T ₂ (K)			382,2
	Calor q _{in} (kJ / kg)			168,9
	Trabalho Compressor (kJ/kg)			82,5
	Trabalho Turbina (kJ/kg)			129,9

Obs.: Regenerador 90%

** p₂ / p₁ onde o Trabalho é máximo

Tomar-se-á como base para efeito de cálculos nos próximos itens os seguintes parâmetros analisados anteriormente:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_T = 90\% \\ \eta_c = 90\% \\ \eta_{reg} = 90\% \end{array} \right\} w_L = 82,3 \text{ kJ / kg de ar, } \eta_t = 40\% \text{ e } T_2 = 389,7 \text{ K}$$

3.4.2 Ar - Gás Não-Perfeito

No item anterior, utilizou-se as propriedades para o ar como gás perfeito, então seria interessante fazer um comparativo entre os valores obtidos até aqui com o ar sendo tratado de forma mais real, não o considerando mais perfeito. Para que o confronto seja representativo, utilizou-se as mesmas temperaturas T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , T_x dentro da mesma configuração de maior rendimento do ciclo, $r = 2,3$.

As expressões utilizadas neste caso são as seguintes [4]:

Tabela 5: Expressões para Gás Perfeito e Gás Real

	Gás Perfeito	Gás Não-Perfeito
Trabalho Compressor	$w_c = c_p (T_2 - T_1)$	$w_c = h_2 - h_1$ (3)
Trabalho Turbina	$w_T = c_p (T_3 - T_4)$	$w_T = h_3 - h_4$ (4)
Trabalho Líquido	$w_{liq} = w_T - w_c $ (6)	
Calor Fornecido	$q_{in} = c_p (T_3 - T_x)$	$q_{in} = h_3 - h_x$ (35)

Tabela 6: Comparativo entre ar como gás perfeito e ar como gás real.

		Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	
		$T_1 = 300$	$h_1 = 300,5$	
		$T_2 = 389,7$	$h_2 = 390,9$	
		$T_3 = 900$	$h_3 = 933,2$	
		$T_4 = 728,3$	$h_4 = 744,1$	
		$T_x = 694,5$	$h_x = 707,7$	
		Gás Perfeito	Gás Real	$\Delta \%$
Trabalho kJ/kg de ar	Compressor	90	90,4	+0,4
	Turbina	172,3	189,1	+10
	Líquido	82,3	98,7	+20
Calor kJ/kg de ar		206,3	225,5	+9
Rendimento %		40	43,8	+3,8

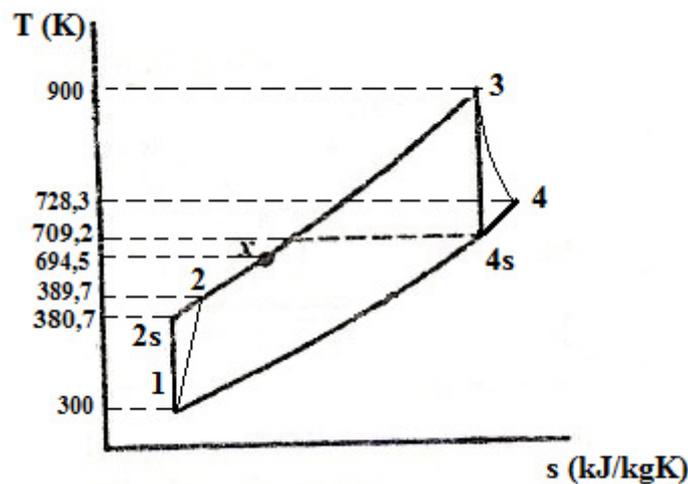


Figura 12: Gráfico T x s do ciclo da turbina a gás

Pela Tabela 5 verifica-se que, ao considerar o Ar como Gás Não-Perfeito, as grandezas analisadas, trabalho e calor fornecido, são baseadas na variação de entalpia Δh entre dois pontos e ficam superiores ao Ar como Gás Perfeito, onde associa-se \underline{w} e \underline{q} com a variação de temperatura e com o calor específico c_p ($dh = c_p \times dT$ [4]).

Vale notar que os rendimentos do ciclo considerando-se Ar como Gás Perfeito e como Gás Não-Perfeito ficaram muito próximos, tendo uma pequena variação de 3,8%.

Uma outra grandeza importante para as análises é a vazão mássica de ar, como segue:

$$\dot{W} = \dot{m}_{AR} \cdot w_L \Rightarrow \dot{m}_{AR} = \frac{\dot{W}}{w_L} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{AR} = \frac{5}{98,7} = 0,051 \text{ kg ar / s}$$

Esta vazão servirá como parâmetro para a próxima seção, a qual estudará o ciclo com a passagem de combustível.

3.4.3 Ar / Combustível – Mistura de Gases

Até este ponto do projeto as grandezas foram analisadas em cima de um Ciclo Padrão Ar, Gás Perfeito e Gás Real. A partir de agora será estudado um caso onde leve-se em conta a entrada de combustível no sistema, o que se aproxima do funcionamento na prática.

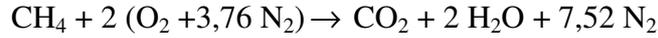
Como já apresentado na seção 2.3, o combustível utilizado é o **Gás Natural (GN)**, o qual, para efeito de estudo, será considerado apenas **metano (CH₄)**. Este gás representa cerca de 90% da composição total do gás natural, o que pode ser verificado pela tabela a seguir. Além disso, o GN apresenta diferentes composições em diversas regiões de comercialização do Brasil [13 e 14].

Tabela 7: Composição Volumétrica / Molar do Gás Natural – Comgás [14]

Metano	89%
Etano	6%
Propano	1,8%
C4+	1,0%
CO2	1,5%
N2	0,7%

Reação Química de Combustão

Utilizando-se 1kmol de combustível GN – Metano e sem excesso de ar, tem-se a seguinte reação estequiométrica balanceada:



Conhecendo-se as proporções de CH_4 e O_2 a partir da reação acima, é possível obter a relação Ar / Combustível (AC) da mistura:

$$\text{AC} = \frac{2 + 2 * 3,76}{1} = 9,52 \text{ kmol ar / kmol de GN.} \quad (38)$$

A relação AC será utilizada para normalizar o trabalho e o calor encontrados a seguir, para isso é necessário deixá-la em função das massas de Ar e Combustível. Sabe-se que as massas moleculares do Ar e do Metano são, respectivamente, 28,97 kg/kmol e 16,04 kg/kmol [4], logo a relação pode ser escrita assim:

$$\text{AC} = 9,52 \cdot \frac{28,97}{16,04} = 17,2 \text{ kg de ar / kg de GN.} \quad (39)$$

Além disso, é interessante encontrar as frações mássicas e massa molecular da mistura através da tabela a seguir [4]:

Tabela 8: Composição da mistura dos produtos da combustão na base mássica

Componente	% em volume	Fração Molar		Massa Molecular	kg / kmol da mistura	Fração Mássica (c)
CO_2	9,5	$1 / (1+2+7,52) = 0,095$	X	44	4,18	$4,18 / 27,62 = \mathbf{0,15}$
H_2O	19	$2 / (1+2+7,52) = 0,19$	X	18	3,42	$3,42 / 27,62 = \mathbf{0,12}$
N_2	71,5	$7,52 / (1+2+7,52) = 0,715$	X	28	20	$20 / 27,62 = \mathbf{0,73}$
					27,62	1,00

- Trabalho Compressor - Como no compressor há apenas a passagem de ar, o trabalho específico é calculado da mesma que anteriormente:

$$w_c = h_2 - h_1 = 390,9 - 300,5 = 90,4 \text{ kJ / kg de ar} \quad (3)$$

Aplicando-se a condição AC de (37), tem-se:

$$w_c = 90,4 * 17,2 = 1.554,9 \text{ kJ / kg de GN.}$$

- Trabalho Turbina - Já nesta parte do ciclo existe a passagem da mistura dos gases provenientes da combustão ocorrida na Câmara, portanto é necessário aplicar a 1ª Lei com o valor das propriedades diferentes em relação as utilizadas no ciclo padrão Ar:

$$w_T = \sum c_i \cdot h_i - \sum c_j \cdot h_j \quad \text{onde,} \quad (40)$$

$c_{i,j} \equiv$ fração mássica de cada gás que passa pela turbina;

$h_{i,j} \equiv$ entalpia de cada gás que passa pela turbina.

$$w_T = \left| (c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2} \right|_{T_3=900K} - \left| (c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2} \right|_{T_4=728,3K}$$

Com o auxílio do Software EES foi possível obter as propriedades, Tabela 9, para os gases de combustão na etapa 3, entrada da turbina, e na etapa 4, saída da turbina.

Tabela 9: Propriedades dos Gases de Combustão

	Entalpia kJ / kg		
	CO ₂	H ₂ O	N ₂
T ₃ = 900K ; p ₃ = 230 kPa	636,9	4.395,7	651,3
T ₄ = 728,3K ; p ₃ = 100 kPa	435,5	3.993,4	458

Substituindo os valores, vem:

$$w_T = \left| (0,15 \cdot 636,9)_{CO_2} + (0,12 \cdot 4.395,7)_{H_2O} + (0,73 \cdot 651,3)_{N_2} \right|_{T_3=900K} +$$

$$- \left| (0,15 \cdot 435,5)_{CO_2} + (0,12 \cdot 3.993,4)_{H_2O} + (0,73 \cdot 458)_{N_2} \right|_{T_4=728,3K} =$$

$$\therefore w_T = 219,6 \text{ kJ / kg da mistura de gases}$$

Para que seja possível comparar todas as grandezas envolvidas, é necessário que fiquem na mesma unidade, kJ / kg de GN. Logo, deve-se converter o trabalho da turbina da seguinte forma:

$$w_T = (AC + 1) * 219,5 = (17,2 + 1) * 219,5 = 3.994,9 \text{ kJ / kg de GN.}$$

Sendo assim, têm-se condições de calcular o trabalho líquido do ciclo através da expressão (6):

$$w_L = w_T - w_C = 3.994,9 - 1.554,9 = 2.440 \text{ kJ / kg de GN.}$$

- **Calor Fornecido** – Serão utilizadas duas formas de se obter calor fornecido, sendo uma a partir do **PCI do combustível** e a outra fixando-se a **vazão mássica de ar**:

1) Neste caso o q_{in} é igual ao Poder Calorífico Inferior do Metano, PCI, pois a água presente nos produtos se encontra no estado de vapor [4]. Vale notar que este estudo foge um pouco da linha de raciocínio estabelecida até aqui, pois desta maneira o calor fornecido seria para 1 kg de combustível.

$$q_{in} = PCI_{CH_4} = 50.010 \text{ kJ / kg de GN} \quad (41)$$

Pela expressão (8) e pelo desenvolvimento a seguir, é possível determinar o rendimento do ciclo.

$$\eta_t = \frac{(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_{ar} \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI}$$

$$\eta_t = \frac{(AC + 1) \cdot (h_3 - h_4) - AC \cdot (h_2 - h_1)}{PCI} \quad (42)$$

$$\eta_t = \frac{(AC + 1) \cdot (h_3 - h_4) - AC \cdot (h_2 - h_1)}{PCI}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmico} = \eta_t = \frac{w_L}{q_{in}} = \frac{2440}{50.010} = 0,05 \Rightarrow \therefore \eta_t = 5\%$$

A partir dos dados obtidos até agora, é possível obter a vazão mássica de combustível necessária para se conseguir uma potência de $\dot{W} = 5 \text{ kW}$.

$$\dot{W} = \dot{m}_{GN} \cdot w_L \Rightarrow \dot{m}_{GN} = \frac{\dot{W}}{w_L} \quad (43)$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{5}{2440} = 0,002 \text{ kg / s}$$

2) Aplicando-se a 1ª Lei, balanço de Energia, e tomando como volume de controle a câmara de combustão, estaria sendo mantida a base de comparação estabelecida até o momento através da vazão mássica de ar obtida anteriormente. Então, pode-se obter o calor fornecido assim:

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_x + \dot{m}_{comb} \cdot q_{in} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \cdot h_{gases} \quad (44)$$

Com as frações mássicas dos gases de combustão já calculadas, é possível melhorar a equação (44):

$$q_{in} = \frac{(\dot{m}_{ar} \cdot h_x + \dot{m}_{comb} \cdot q_{in}) - (\dot{m}_{ar} \cdot h_x)}{\dot{m}_{comb}} = \frac{[(c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2} \Big|_{T_3=900K}] \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) - \dot{m}_{ar} \cdot h_x}{\dot{m}_{comb}} \quad (44-1)$$

Utilizando a vazão mássica de ar calculada na seção 3.4.2, $\dot{m}_{ar} = 0,051 \text{ kg ar / s}$, e com a relação AC de 17,2 kg ar / kg GN , obtém-se o fluxo de metano:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_{ar}}{AC} = \frac{0,051}{17,2} = 0,003 \text{ kg GN / s}$$

Substituindo os dados na expressão anterior, vem:

$$q_{in} = \frac{((0,15 \cdot 636,9)_{CO_2} + (0,12 \cdot 4.395,7)_{H_2O} + (0,73 \cdot 651,3)_{N_2} \Big|_{T_3=900K}) \cdot (0,051 + 0,003) - 0,051 \cdot 707,7}{0,003}$$

$$\therefore q_{in} = 7.741,5 \text{ kJ / kg GN}$$

Sendo assim, o rendimento do sistema será:

$$\eta_i = \frac{w_L}{q_{in}} = \frac{2.440}{7.741,5} = 0,315 \Rightarrow \therefore \eta_i = 31,5\%$$

Dessa maneira, o estudo do ciclo termodinâmico da turbina a gás foi concluído, o qual vem resumido na tabela a seguir:

Tabela 10: Resumo do ciclo considerando uma mistura de gases

Temperaturas	$T_1 = 300K$	$T_2 = 389,7K$	$T_x = 694,5K$	$T_3 = 900K$	$T_4 = 728,3K$
Calor Gerado (kJ/kg de GN)	7.741,5	Razão de Pressão (p_2/p_1)		2,3	
Rendimentos	Compressor 90%	Regenerador 90%	Turbina 90%	Ciclo 31,5%	
Trabalhos (kJ/kg de GN)	1.554,9	-----		3.994,9	2.440

4 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DAS TURBINAS A GÁS

O ar é admitido no compressor através de um fluxo contínuo sendo comprimido e lançado no interior de uma câmara onde se adiciona combustível.

Na câmara de combustão ocorre o processo de combustão, também de forma contínua, obtendo-se os gases de combustão a alta temperatura, à pressão constante, antes de direcioná-los à turbina propriamente dita.

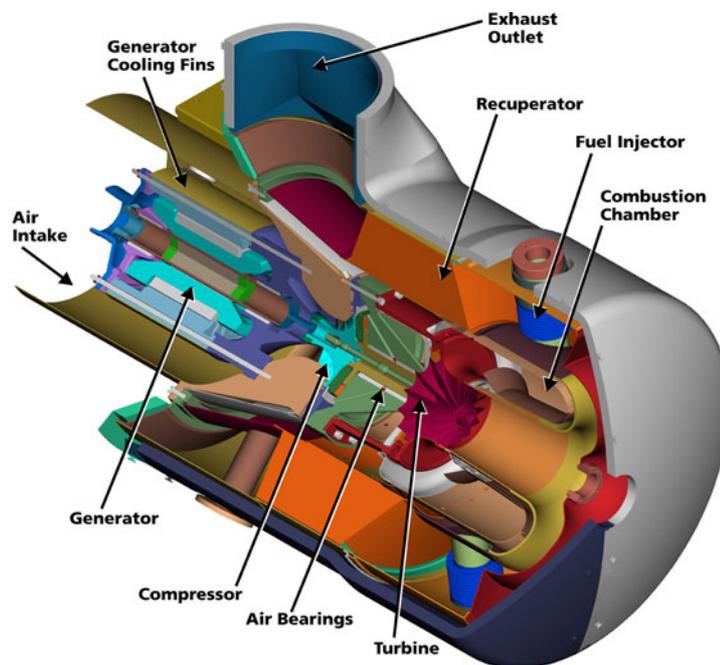


Figura 13: Representação tridimensional de uma microturbina a gás comercial

Os gases quentes entram nos bocais da turbina, que são as passagens formadas pelas paletas estacionárias.

As paletas estacionárias redirecionam os gases ao encontro das paletas móveis, e a direção do fluxo muda à medida que escoam nos canais das paletas móveis. A mudança de direção gera uma força sobre as paletas, que por sua vez move o eixo da turbina, produzindo potência.

A turbina converte a energia térmica dos gases quentes de combustão em trabalho mecânico. Esta conversão de energia ocorre em 2 fases:

- No bocal, a queda de entalpia resulta no aumento da energia cinética;
- Nas paletas móveis, a energia cinética é convertida em trabalho mecânico.

Nas turbinas a gás, grande parte da potência gerada na turbina é consumida no próprio compressor, e com o seu desenvolvimento, as turbinas atingiram maiores níveis de eficiência, viabilizando sua aplicação para geração de potência elétrica.

5 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS

Existem dois tipos básicos de turbinas, as de fluxo axial e radial.

As turbinas radiais são mais adequadas para pequenas vazões de ar e também, quando se requer equipamentos compactos. Geralmente, seu desempenho é inferior ao das turbinas axiais e, portanto, inadequadas para sistemas de grande porte.

Turbina Radial

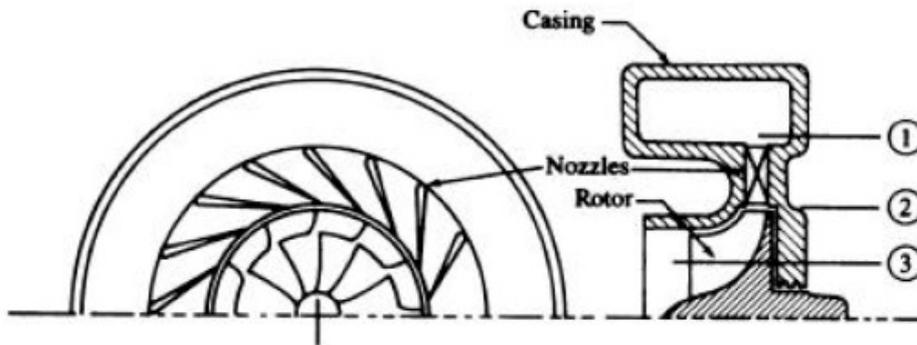


Figura 14: Esquema de uma turbina radial

Os componentes de uma turbina de fluxo radial são a voluta, uma série de bocais de entrada (inexistentes em pequenas turbinas) e o rotor com palhetas.

A voluta é um componente de passagem curvada cuja área diminui ao longo do fluxo, distribuindo radialmente os gases de combustão em torno do bocal ou do rotor.

Os bocais de entrada servem para uniformizar e acelerar o fluxo de gás distribuído pela voluta, fazendo-o incidir sobre as aletas do rotor com pequena perda de pressão de estagnação.

O rotor tem a função de converter a energia armazenada no gás em potência mecânica. As pás do rotor são projetadas de modo a se ter a mínima energia cinética dos

gases na saída. As palhetas são perfis aerodinâmicos, projetados para que se obtenha em uma das faces uma pressão positiva, e na outra face uma pressão negativa. Da diferença de pressão entre as duas faces é obtida uma força resultante, que é transmitida ao eixo gerando o torque do eixo. O rotor é submetido a altas temperaturas e grandes tensões devido aos gradientes de temperatura, rotação e pressão. Dessa forma, a resistência do material que constitui esse componente limita a temperatura dos gases que saem da câmara de combustão e, portanto, a máxima potência fornecida pela turbina. O rotor é suportado pelos mancais, normalmente pelas extremidades. É fabricado com aços ligados e forjados. Os materiais que são empregados atualmente são ligas com altos percentuais de níquel, cromo ou molibdênio. Nas máquinas mais modernas, são feitos a partir de um lingote fundido a vácuo, e depois forjados.

Outro tipo de turbina é o de fluxo axial, que é a mais amplamente utilizada.

TURBINA AXIAL de um único estágio

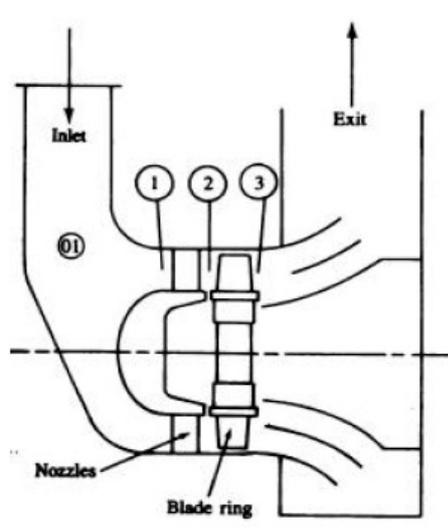


Figura 15: Esquema de uma turbina axial de um único estágio

A figura 15 mostra o esquema de uma turbina axial de um único estágio. Esta turbina consiste num sistema anular para a passagem do fluxo, uma única fileira de

bocais ou palhetas fixas e um rotor com uma fileira de palhetas (móveis). Os bocais fixos aceleram o fluxo de gás, o fluxo de gás a alta velocidade entra nas palhetas do rotor, impulsionando este.

Turbinas axiais, devido a seus aspectos construtivos, tendem a ser mais longas que turbinas radiais.

Uma turbina de múltiplos estágios repete o par: pás fixas-pás móveis, várias vezes. [7]

Dentro das classificações previamente descritas, ainda pode-se separar as turbinas em dois tipos: as de ação e as de reação.

Em uma turbina de ação, o gás se expande somente no estator (bocal fixo) e, então, é redirecionado em um estado termodinâmico constante pelas paletas móveis. Ou seja, toda queda de pressão e entalpia ocorre nos bocais, favorecendo, portanto, velocidades altas na entrada do rotor. O comportamento da pressão e da velocidade na turbina de ação é mostrado na figura a seguir.

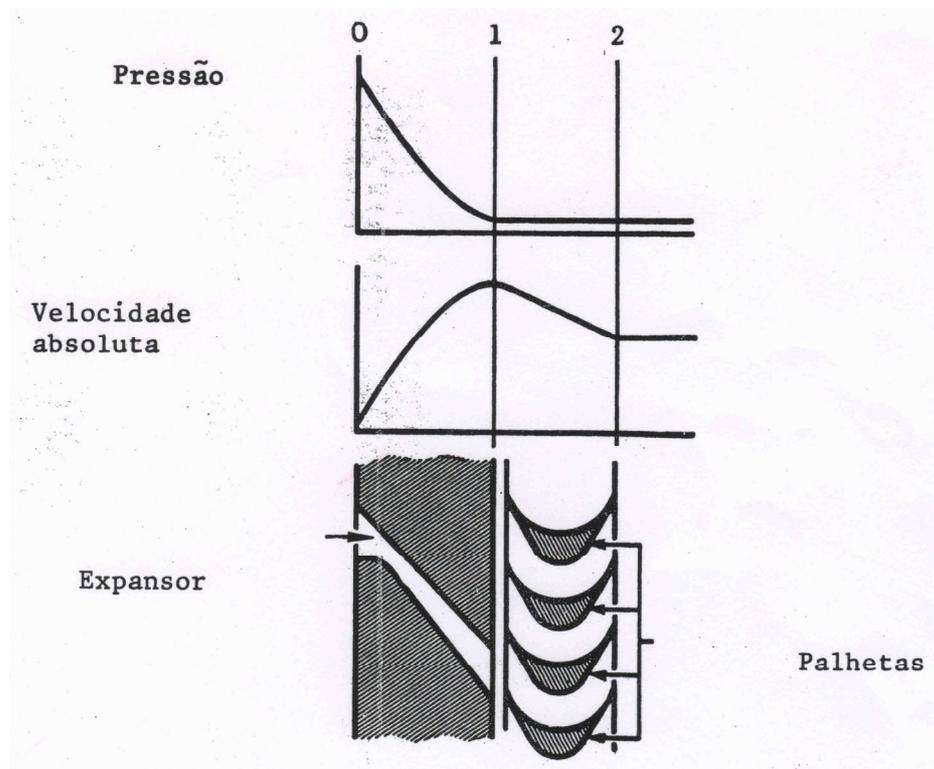


Figura 16: Estágio de ação

Nas turbinas de reação, as quedas de pressão e entalpia ocorrem tanto no bocal fixo quanto nas paletas móveis. A queda de pressão nas paletas ocasiona uma tendência de haver vazamento nas extremidades das pás, que devem ter folga muito pequena em relação à carcaça. Além disso, a queda de pressão através da pá móvel do estágio de reação provoca o aparecimento de forças axiais que devem ser balanceadas para impedir o movimento axial nas turbinas de reação. A principal vantagem do estágio de reação é que são utilizadas velocidades menores para o fluido e podem ser obtidas eficiências maiores a velocidades mais baixas [20].

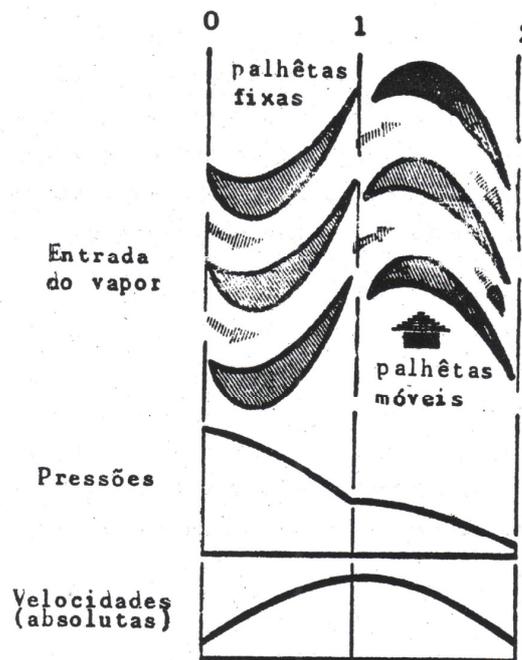


Figura 17: Estágio de reação

Uma mesma turbina pode ter estágios de ação e reação.

Construtivamente, turbinas de reação são mais complexas e robustas, necessitando, portanto, de investimentos iniciais maiores. Mas esse tipo de turbina possui maior eficiência, resultando em custos operacionais menores.

No projeto, será dada prioridade à eficiência. Devido a aspectos construtivos, não será escolhida uma turbina radial. Desse modo, o dimensionamento do equipamento será feito tomando como base uma turbina axial, de único estágio, sendo este, de reação.

6 DIMENSIONAMENTO DA MICRO-TURBINA

6.1 Layout

Com o intuito de se ter uma idéia da disposição dos elementos que compõem uma micro-turbina, concebeu-se o esquema a seguir, onde as setas indicam o fluxo dos gases envolvidos no processo.

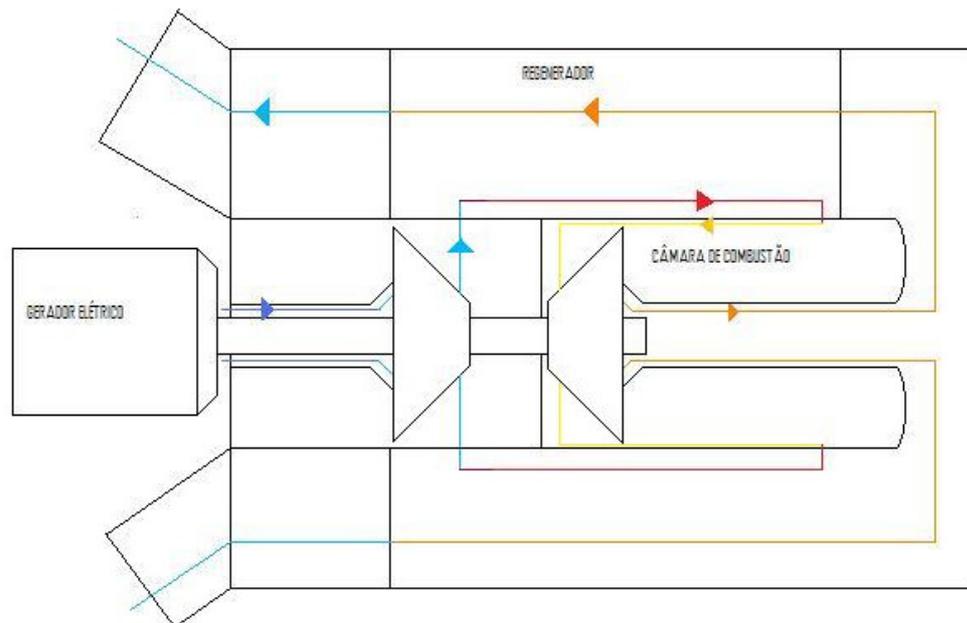


Figura 18: Layout de uma microturbina a gás

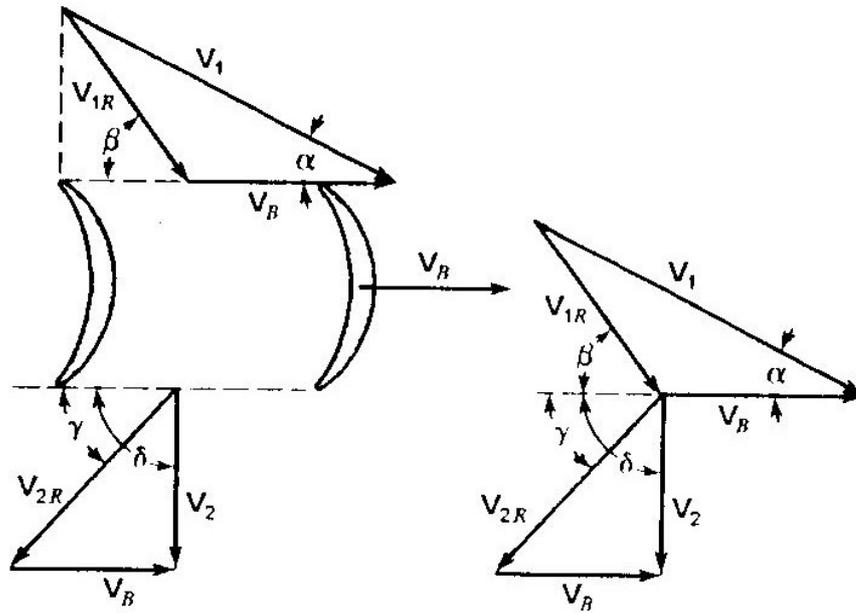
6.2 Desenvolvimento do Projeto da Turbina

Nesta fase do projeto será desenvolvida a turbina propriamente dita, encontrando-se as dimensões adequadas, o número necessário de pás e o tamanho do rotor, a fim de atender às exigências necessárias de potência. Além disso, será dimensionado o bocal que antecede a turbina, o qual possui um papel importante na aceleração do escoamento.

Um detalhe importante é que o escoamento deverá ser subsônico, a fim de se evitar a formação de ondas de choque.

Para a o projeto da turbina deve ser estudado o escoamento através das passagens entre as palhetas. Para isso, é necessário considerar as velocidades absolutas e relativas. Por velocidade absoluta entende-se a velocidade que um observador estacionário mediria. Já velocidade relativa é aquela que um observador mediria se estivesse com a velocidade da pá e é indicada pelo índice “R”. A velocidade da palheta é indicada por V_B .

A figura 19 mostra as velocidades absolutas e relativas em um diagrama vetorial, onde V_1 representa a velocidade do fluido que entra na passagem entre as palhetas e α indica o ângulo segundo o qual ele entra. Já V_{1R} representa a velocidade relativa do fluido que entra na passagem e β o ângulo segundo o qual ele entra. Analogamente, V_2 e V_{2R} representam a velocidade absoluta e a velocidade relativa do fluido que sai segundo os ângulos δ e γ , respectivamente.



.....
Figura 19: Triângulo de Velocidades

Para continuar o projeto, é necessário retomar alguns dados do Estudo Termodinâmico obtidos na fase anterior do projeto. A partir dessa etapa, os índices serão modificados em relação aos utilizados durante a análise termodinâmica. O **índice “0”** é relativo à entrada das palhetas fixas. O **índice “1”** se refere ao escoamento na saída das palhetas fixas e entrada das palhetas móveis. O índice “2” é referente ao escoamento na saída das pás móveis.

$$\text{Estado 0} \left\{ \begin{array}{l} T_0 = 900\text{K} \\ p_0 = 2,3 \text{ atm} \\ h_0 = 933,2 \text{ kJ/kg} \end{array} \right.$$

$$\text{Estado 2} \left\{ \begin{array}{l} T_2 = 728,3\text{K} \\ p_2 = 1 \text{ atm} \\ h_2 = 744,1 \text{ kJ/kg} \end{array} \right.$$

Vale observar que a partir deste ponto do projeto a mistura de gases será considerada uma mistura de gases perfeitos. E o escoamento será isentrópico tanto na turbina propriamente dita quanto nos bocais, sendo que a eficiência de 90% considerada anteriormente se dá por perdas como atrito no mancal. Lembrando ainda que todos os processos ocorrem em regime permanente e o fluxo de massa é constante.

6.2.1 Determinação dos Parâmetros Relativos ao Dimensionamento das Palhetas

- Cálculo de V_1

O primeiro passo a ser realizado neste estudo é definir algumas propriedades na entrada da turbina (estado 1), começando-se com o cálculo da entalpia, que pode ser obtida do conceito de Grau de Reação, característica inerente das turbinas uma vez que considerou-se esta máquina como sendo uma Turbina de Reação.

$$GR = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (45)$$

Convenientemente, estabeleceu-se 0,5 para o Grau de Reação da turbina em questão. Assim, chega-se à entalpia do fluido de trabalho h_1 , na entrada da turbina propriamente dita, da seguinte maneira:

$$h_1 = GR \cdot (h_0 - h_2) + h_2 \quad (45-1)$$

$$\therefore h_1 = 838,65 \text{ kJ / kg}$$

Ainda na região de entrada da turbina (saída do bocal), é importante conhecer a velocidade com que o fluido irá atingir as palhetas.

Considerando a área na entrada do bocal A_0 muito maior que a área na saída A_1 , a velocidade do escoamento em “0” é desprezível em relação à velocidade em “1”. Lembrando que o fluxo de massa é constante.

$$\left. \begin{array}{l} A_0 \gg A_1 \\ \dot{m}_0 = \dot{m}_1 \end{array} \right\} V_0 \cong 0$$

Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica tomando como Volume de Controle o bocal, pode-se encontrar a velocidade do fluido em sua saída (V_1):

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (46)$$

$$\Rightarrow V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)} \quad (46-1)$$

$$\therefore V_1 = 434,86 \text{ m/s}$$

- Cálculo de V_B

Até o momento foi analisado a cinemática na entrada e na saída da turbina do ponto de vista do fluido, agora é necessário que se tenha algumas informações sob a ótica da turbina, o que nos leva a encontrar a velocidade tangencial V_B da palheta.

Segundo [20], para a seguinte relação se verifica a maior eficiência para um estágio de reação:

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (47)$$

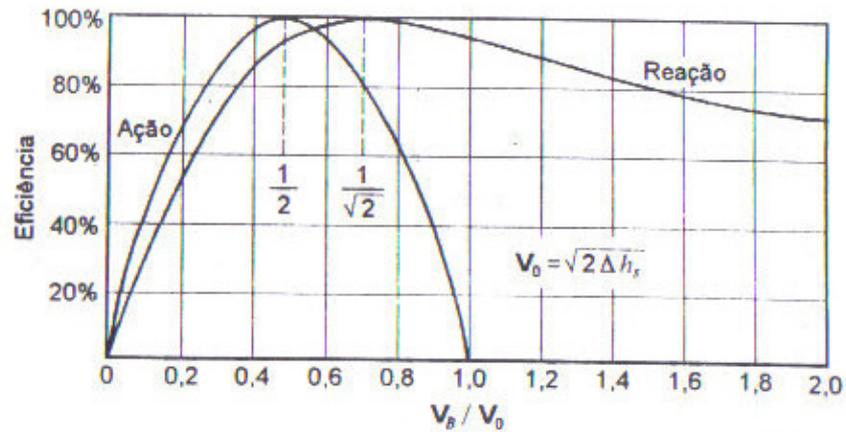


Figura 20: Eficiência de um estágio de ação e reação ideal em função de V_B/V_C . [20]

A velocidade V_C chama-se Velocidade Característica, está associada à queda de entalpia que ocorre no estágio (0-2) e é definida por:

$$V_C = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} \quad (48)$$

$$\Rightarrow V_C = 615 \text{ m/s}$$

Tendo V_C , é possível chegar à velocidade tangencial da palheta:

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (47)$$

$$\Rightarrow V_B = \frac{V_C}{\sqrt{2}} \quad (47-1)$$

$$\therefore V_B = 434,87 \text{ m/s}$$

Nessa condição de máxima eficiência, a velocidade tangencial das palhetas deve ser igual à velocidade de entrada do fluido na turbina, ou seja, $V_B = V_1$. Ressalta-se, porém, que essa condição de máxima eficiência é hipotética, ou seja, é impossível de ser conseguida fisicamente, já que pressupõe um ângulo de entrada nulo.

- Determinação dos ângulos α , β , δ e γ

Utilizando a tabela A.6 de [4], é possível obter os calores específicos na entrada do bocal e saída da turbina (estados 0 e 2):

$$c_{p0}(900\text{K}) = 1,286187 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p2}(728,3\text{K}) = 1,232053 \text{ kJ/kg.K}$$

Como a variação dos calores específicos não varia muito, pode-se considerar um c_p médio para a mistura na saída do bocal.

$$c_{p1} = 1,25 \text{ kJ/kg.K}$$

Utilizando a 1ª Lei da Termodinâmica, tomando o bocal como volume de controle, é possível determinar a temperatura da mistura na saída do bocal (T_1):

$$T_1 = \frac{c_{p2} \cdot T_1 + h_1 - h_2}{c_{p2}} \quad (49)$$

$$\therefore T_1 = 812,16\text{K}$$

Para se determinar a pressão na saída do bocal, pode-se utilizar a eq. (10)

$$\frac{T_j}{T_i} = \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (10)$$

$$\Rightarrow p_j = p_i \cdot \left(\frac{T_j}{T_i} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (10-1)$$

$$\therefore p_1 = 1,4964 \text{ atm} \cong 152 \text{ kPa}$$

A constante R da mistura é dada por:

$$R = c_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + c_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + c_{N_2} \cdot R_{N_2} \quad (50)$$

onde $R_{H_2O} = 0,46152 \text{ kJ/kg.K}$, $R_{CO_2} = 0,18892 \text{ kJ/kg.K}$ e $R_{N_2} = 0,29680 \text{ kJ/kg.K}$

$$\therefore R \cong 0,3 \text{ kJ/kg.}$$

Como a mistura tem composição constante e realiza um processo isentrópico, a relação entre calores específicos é dada por:

$$k_{mist} = \frac{c_{pmist}}{c_{pmist} - R_{mist}} \quad (51)$$

$$\therefore k_0(900K) = 1,30$$

$$k_1(812,16K) = 1,31$$

$$k_2(728,3K) = 1,32$$

Para que se tenha ainda maior conhecimento da interação dinâmica entre os gases de combustão e as palhetas, se faz necessário encontrar as velocidades relativas do fluido tanto na entrada quanto na saída da turbina propriamente dita.

Com alguns arranjos geométricos (Teorema dos Senos), chega-se à expressão que relaciona a velocidade relativa com a velocidade absoluta em função dos ângulos em “1”:

$$\frac{V_1}{\text{sen}(180 - \beta)} = \frac{V_{1R}}{\text{sen}(\alpha)} \quad (52)$$

$$\Rightarrow V_{1R} = V_1 \cdot \frac{\text{sen}\alpha}{\text{sen}\beta} \quad (52-1)$$

Como há a preocupação de se manter o número de Mach inferior a 1, ou seja, escoamento subsônico, para que não ocorra a formação de ondas de choque no bocal ou nas palhetas, é possível encontrar V_{1R} a partir do número de Mach na saída do bocal (entrada da turbina):

$$M_1 = \frac{V_{1R}}{V_{som1}} \quad (53)$$

$$\text{onde } V_{som1} = \sqrt{k_1 \cdot R \cdot T_1} \quad (54)$$

$$\Rightarrow V_{som1} = 565,6 \text{ m/s}$$

Substituindo a eq. (52-1) em (53), monta-se uma tabela, na qual pode-se selecionar os ângulos **alfa** e **beta** que ofereçam uma configuração geométrica que mantenha Mach subsônico ($M_1 < 1$). Na tabela a seguir, os resultados mostrados são referentes a ângulos possíveis ($\alpha < \beta$).

Tabela 11: Valores possíveis de Mach na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β

M_1		Alfa (α)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta (β)	10									
	20	0,39								
	30	0,26	0,52							
	40	0,20	0,41	0,60						
	50	0,17	0,34	0,50	0,64					
	60	0,15	0,30	0,44	0,57	0,68				
	70	0,14	0,28	0,41	0,52	0,62	0,71			
	80	0,13	0,26	0,39	0,50	0,60	0,67	0,73		
	90	0,13	0,26	0,38	0,49	0,59	0,66	0,72	0,76	

Baseando-se na expressão (52-1), obtêm-se diversos valores para V_{1R} em função da configuração geométrica:

Tabela 12: Valores possíveis de Mach na entrada da turbina em relação aos ângulos α e β

V_{1R}		Alfa (α)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta (β)	10	434,85	856,49	1252,11	1609,69	1918,35	2168,73	2353,21	2466,19	2504,23
	20	220,78	434,85	635,71	817,26	973,97	1101,09	1194,75	1252,11	1271,43
	30	151,0	297,45	434,85	559,04	666,23	753,19	817,26	856,49	869,71
	40	117,47	231,38	338,25	434,85	518,24	585,88	635,71	666,23	676,51
	50	98,57	194,15	283,83	364,88	434,85	491,61	533,43	559,04	567,66
	60	87,19	171,73	251,06	322,76	384,65	434,85	471,84	494,50	502,12
	70	80,35	158,27	231,38	297,45	354,49	400,76	434,85	455,73	462,76
	80	76,67	151,024	220,78	283,83	338,25	382,40	414,93	434,85	441,56
	90	75,51	148,72	217,42	279,52	333,11	376,59	408,63	428,24	434,85

Da mesma forma como foi estudado o adimensional Mach e a velocidade relativa na entrada, pode-se realizar os mesmos arranjos matemáticos no triângulo de velocidades na região de saída da turbina e obter a seguinte expressão para a velocidade do fluido em relação a palheta V_{2R} (referencial móvel sobre a palheta) a partir da figura 19:

$$\frac{V_B}{\text{sen}(\delta - \gamma)} = \frac{V_{2R}}{\text{sen}(180 - \delta)} \quad (55)$$

$$\Rightarrow V_{2R} = \frac{V_B}{\text{sen}(\delta - \gamma)} \cdot \text{sen}(\delta) \quad (55-1)$$

O número de Mach na saída da turbina (M_2) pode ser encontrado de forma análoga à M_1 :

$$M_2 = \frac{V_{2R}}{V_{som2}} \quad (56)$$

onde $V_{som2} = \sqrt{k_2 \cdot R \cdot T_2}$ (57)

$$\Rightarrow V_{som2} = 537,4 \text{ m/s}$$

Substituindo a equação (55-1) em (56) e com o auxílio do Excel, monta-se uma tabela que oferece referências entre o Mach e os ângulos (γ e δ do triângulo de velocidades na saída da turbina, podendo assim defini-los.

Tabela 13: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ

M_2		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	1,60								
	30	1,18	2,34							
	40	1,04	1,52	3,00						
	50	0,96	1,24	1,82	3,58					
	60	0,91	1,09	1,40	2,05	4,05				
	70	0,88	0,99	1,18	1,52	2,23	4,39			
	80	0,85	0,92	1,04	1,24	1,60	2,34	4,60		
	90	0,82	0,86	0,93	1,06	1,26	1,62	2,37	4,68	

Tabela 14: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ

V_{2R}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	856,48								
	30	635,70	1252,10							
	40	559,03	817,25	1609,67						
	50	518,23	666,22	973,96	1918,33					
	60	491,60	585,87	753,18	1101,07	2168,70				
	70	471,83	533,42	635,70	817,25	1194,74	2353,18			
	80	455,72	494,49	559,03	666,22	856,48	1252,10	2466,15		
	90	441,55	462,75	502,12	567,65	676,50	869,70	1271,41	2504,20	

Para selecionar ângulos adequados ao projeto, além do escoamento ser subsônico ($M < 1$), outros critérios devem ser levados em consideração. Um deles é a suavidade dos ângulos a fim de não haver descolamento da camada limite. Outro critério é a obtenção de uma eficiência do estágio.

A eficiência do estágio pode ser definida por:

$$\eta_{est} = 1 - \frac{V_2^2}{V_c^2} \quad (58)$$

Mas, da figura 19, observa-se que:

$$V_2 = V_B \cdot \frac{\text{sen } \gamma}{\text{sen}(\delta - \gamma)} \quad (59)$$

Substituindo a eq. (59) em (58), tem-se:

$$\eta_{est} = 1 - \frac{\left(V_B \cdot \frac{\text{sen } \gamma}{\text{sen}(\delta - \gamma)} \right)^2}{V_c^2} \quad (60)$$

A partir da eq. 60, obtêm-se os valores da eficiência do estágio em função dos ângulos γ e δ , conforme mostrado na tabela a seguir.

Tabela 15: Eficiência do estágio em função de δ e γ

η_{est}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	0,50								
	30	0,87	-0,94							
	40	0,94	0,504	-3,15						
	50	0,96	0,77	-0,07	-5,85					
	60	0,97	0,86	0,50	-0,77	-8,73				
	70	0,98	0,90	0,704	0,17	-1,51	-11,44			
	80	0,98	0,92	0,79	0,50	-0,17	-2,21	-13,64		
	90	0,98	0,93	0,83	0,65	0,29	-0,50	-2,77	-15,08	

Analisando a Tabela 15, podem-se escolher os ângulos (δ e γ) mais adequados do ponto de vista da eficiência do estágio. A próxima etapa é a verificação pela Tabela 13, se esses ângulos correspondem a um escoamento subsônico.

Nesse ponto, é interessante obter um M_1 conveniente a partir de M_2 , já encontrado. Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica nas palhetas, tem-se:

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

$$\Rightarrow h_1 + \frac{(M_1 \cdot V_{som1})^2}{2} = h_2 + \frac{(M_2 \cdot V_{som2})^2}{2}$$

$$\Rightarrow M_1 = \frac{\sqrt{2 \cdot (h_2 - h_1) + (M_2 \cdot V_{som2})^2}}{V_{som1}} \quad (61)$$

Escolhendo-se $\delta = 90^\circ$ e $\gamma = 20^\circ$ na Tabela 15 (ângulos que possuem boa suavidade de contorno e eficiência, $\eta_{est} = 0,933$), verifica-se que $M_2 = 0,86$ e $V_{2R} = 462,76$ m/s. Além disso, pela equação (59), obtém-se $V_2 = 158$ m/s.

Usando-se a equação (61) obtém-se $M_1 = 0,267$. Observando as Tabelas 11 e 12, chega-se à $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 80^\circ$ e $V_{1R} = 151$ m/s. Os valores obtidos para os ângulos e números de Mach atendem aos critérios pré-estabelecidos. Será admitido que esses

resultados servem para o triângulo de velocidades na altura média da palheta, cujo dimensionamento será realizado numa etapa posterior do projeto.

- Cálculo das Áreas de Escoamento entre as Palhetas

Com os parâmetros obtidos até aqui, é possível calcular a massa específica da mistura de gases.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (62)$$

$$\therefore \rho_1 = 0,623851 \text{ kg} / \text{m}^3 \text{ e } \rho_2 = 0,465452 \text{ kg} / \text{m}^3 .$$

Da equação da Continuidade,

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V} \quad (63)$$

Como $\dot{m} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar} = 0,054 \text{ kg} / \text{s}$ (vazão mássica dos gases de combustão, obtido em 3.4.2 e 3.4.3), $V_1 = 434,87 \text{ m} / \text{s}$ e $V_2 = 158 \text{ m} / \text{s}$, tem-se:

- $A_1 = 0,000199 \text{ m}^2 = 1,99 \text{ cm}^2 \rightarrow$ Área de escoamento logo antes da entrada das palhetas;
- $A_2 = 0,000734 \text{ m}^2 = 7,34 \text{ cm}^2 \rightarrow$ Área de escoamento logo após a saída das palhetas.

6.2.2 Dimensionamento da Palheta

A geometria da palheta deve atender às áreas de escoamento calculadas acima (A_1 e A_2), sendo assim iniciou-se o dimensionamento considerando uma rotação de 250.000 rpm, o que é usual nessas aplicações. A partir desta velocidade e da velocidade tangencial V_B , obteve-se o raio médio R_m (conjunto disco e metade da altura da palheta), da seguinte forma:

$$V_B = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R_m \Rightarrow \therefore R_m = \frac{V_B \cdot 60}{n \cdot 2\pi} \quad (64)$$

$$R_m = 1,65 \text{ cm}$$

O número de pás da turbina foi definido em oito. Outro parâmetro que deve ser levado em conta é o comprimento da palheta, que segundo [19], experimentalmente, deve ter um valor entre 0,5~0,6 multiplicado pelo passo.

Visto que deve-se atender uma área de escoamento na entrada de 2 cm^2 e $7,3 \text{ cm}^2$ na saída, tem-se que a área correspondente às palhetas na região de entrada do fluido deve ser equivalente a $5,3 \text{ cm}^2$ levando em conta que a espessura varia, o que nos levou a definir as seguintes grandezas para a pá:

- **Número de Palhetas:** 8 ;
- **Altura (h):** 1cm ;
- **Espessura na entrada (s):** 0,625 cm;
- **Passo (p):** 1,3cm;
- **Corda da Palheta (c – “Chord”):** 2,2 cm.

Desta forma tem-se os seguintes raios externos e internos do rotor:

$$R_{\text{ext}} = R_m + h = 2,15 \text{ cm e}$$

$$R_{\text{int}} = R_m - h = 1,15 \text{ cm.}$$

Até o momento tudo foi calculado em relação ao raio médio, isto é, altura média da palheta. É necessário obter as grandezas relacionadas à dinâmica do fluido, tais como velocidades e ângulos, tanto no topo quanto na raiz da palheta.

Sendo assim, será desenvolvido o mesmo procedimento e raciocínio algébrico realizado para o raio médio.

A velocidade absoluta V_1 da entrada da turbina no topo e na raiz permanecem iguais, visto que ela independe da posição da palheta, portanto serão utilizadas para análise e seleção dos ângulos α e β as tabelas 11 e 12. As velocidades do som também não sofrem mudanças nessas regiões da palheta.

Já a velocidade tangencial da palheta sofrerá alteração, pois está relacionada com o raio, descrita a seguir:

$$V_B = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R \quad (65)$$

- Raiz - $R_{\text{int}} \Rightarrow V_B = 304 \text{ m/s}$;
- Topo - $R_{\text{ext}} \Rightarrow V_B = 565,8 \text{ m/s}$.

Conforme as expressões (55) e (55-1), haverá valores diferentes para a velocidade relativa (V_{2R}) na saída, sendo assim obtém-se a seguinte tabela para a raiz da palheta:

Tabela 16: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – raiz da palheta

V_{2R}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	598,76								
	30	444,41	875,33							
	40	390,81	571,33	1125,30						
	50	362,29	465,75	680,88	1341,08					
	60	343,67	389,57	526,54	769,75	1516,12				
	70	329,85	372,91	422,70	571,33	835,23	1645,08			
	80	318,59	345,69	390,81	465,75	598,76	875,33	1724,07		
	90	308,68	323,51	351,02	396,84	472,94	608,00	888,83	1750,66	

Já os valores do número de Mach na saída para as respectivas velocidades V_{2R} pode ser calculado com a equação (56):

Tabela 17: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – raiz da palheta

M_2		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	1,11								
	30	0,83	1,63							
	40	0,73	1,06	2,10						
	50	0,67	0,87	1,27	2,50					
	60	0,64	0,76	0,98	1,43	2,83				
	70	0,61	0,69	0,83	1,06	1,56	3,07			
	80	0,59	0,64	0,73	0,87	1,11	1,63	3,22		
	90	0,57	0,60	0,65	0,74	0,88	1,13	1,66	3,27	

Essas tabelas serão utilizadas para a determinação dos melhores ângulos δ e γ tendo-se como critério a manutenção da mesma eficiência no raio médio e na raiz da pá ($\eta_{est} = 0,933$). Sendo assim, é necessário obter-se os valores da eficiência através da expressão (60) em função dos ângulos procurados e da velocidade V_B :

Tabela 18: Eficiência do estágio em função de δ e γ – raiz da palheta

η_{est}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	0,75								
	30	0,93	0,05							
	40	0,97	0,75	-1,02						
	50	0,98	0,88	0,47	-2,34					
	60	0,98	0,93	0,75	0,13	-3,75				
	70	0,99	0,95	0,85	0,59	-0,22	-5,07			
	80	0,99	0,96	0,89	0,75	0,42	-0,56	-6,15		
	90	0,99	0,96	0,91	0,82	0,65	0,26	-0,84	-6,85	

Sendo assim, verifica-se que a opção para a raiz da palheta que atende aos requisitos estabelecidos anteriormente é:

$$\left. \begin{array}{l} \delta = 60^\circ \\ \gamma = 20^\circ \end{array} \right\} M_2 = 0,766$$

Da mesma maneira que foi feito para o raio médio, pode-se encontrar o M_1 com o valor de M_2 conforme a expressão (61), visto que as entalpias e as velocidades do som não se alteram em relação à posição da palheta:

$$\Rightarrow M_1 = \frac{\sqrt{2 \cdot (h_2 - h_1) + (M_2 \cdot V_{som2})^2}}{V_{som1}}$$

$$\therefore M_1 = 0,727$$

Tendo-se o valor o valor de Macha na entrada, é possível encontrar os ângulos de entrada alfa e beta na raiz consultando-se a tabela 11:

$$M_1 \left\{ \begin{array}{l} \alpha = 60^\circ \\ \beta = 70^\circ \end{array} \right.$$

De modo análogo, o mesmo procedimento pode ser aplicado no topo da palheta, enfatizando que busca-se manter a eficiência em $\eta_{est} = 0,933$. Os resultados podem ser observados através das seguintes tabelas:

Tabela 19: Valores possíveis da velocidade relativa do fluido na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – topo da palheta

V_{2R}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	1114,80								
	30	827,43	1629,73							
	40	727,63	1063,73	2095,14						
	50	674,53	867,16	1267,70	2496,89					
	60	639,87	762,56	980,34	1433,16	2822,77				
	70	614,16	694,30	827,43	1063,73	1555,07	3062,89			
	80	593,17	643,63	727,63	867,13	1114,80	1629,73	3209,94		
	90	574,73	602,32	653,56	738,86	880,53	1132,00	1654,87	3259,46	
	100	527,80	535,94	561,67	609,45	689,00	821,11	1055,60	1543,19	3039,50
	110	511,39	503,62	511,39	535,94	581,53	657,43	783,50	1007,25	1472,50

Tabela 20: Valores possíveis de Mach na saída da turbina em relação aos ângulos δ e γ – topo da palheta

M_2		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	2,08								
	30	1,54	3,04							
	40	1,36	1,98	3,91						
	50	1,26	1,62	2,36	4,66					
	60	1,19	1,42	1,83	2,67	5,27				
	70	1,14	1,29	1,54	1,98	2,90	5,72			
	80	1,10	1,20	1,36	1,62	2,08	3,04	5,99		
	90	1,07	1,12	1,22	1,38	1,64	2,11	3,09	6,09	
	100	0,98	1,00	1,04	1,13	1,28	1,53	1,97	2,88	5,68
	110	0,95	0,94	0,95	1,00	1,08	1,22	1,46	1,88	2,75

Tabela 21: Eficiência do estágio em função de δ e γ – topo da palheta

η_{est}		Gama (γ)								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta (δ)	10									
	20	0,15								
	30	0,78	-2,28							
	40	0,89	0,15	-6,02						
	50	0,93	0,60	-0,81	-10,60					
	60	0,95	0,76	0,15	-1,99	-15,48				
	70	0,96	0,83	0,48	-0,39	-3,24	-20,06			
	80	0,97	0,86	0,63	0,15	-0,98	-4,43	-23,80		
	90	0,97	0,88	0,71	0,40	-0,20	-1,54	-5,39	-26,24	
	100	0,97	0,89	0,76	0,53	0,15	-0,53	-1,99	-6,02	-27,09
	110	0,97	0,90	0,78	0,60	0,33	-0,082	-0,81	-2,28	-6,24

Através das tabelas 19, 20 e 21, chega-se aos seguintes valores:

$$\eta_{est} = 0,933 \Rightarrow \delta = 100^\circ \text{ e } \gamma = 15^\circ \Rightarrow M_2 = 0,99 \Rightarrow M_1 = 0,54 \Rightarrow \alpha = 30^\circ \text{ e } \beta = 45^\circ$$

A partir dos dados obtidos, pode-se gerar o perfil das palhetas através do procedimento descrito em [19]. A figura 21 ilustra o “twist” devido à diferença entre os ângulos obtidos para cada altura diferente.

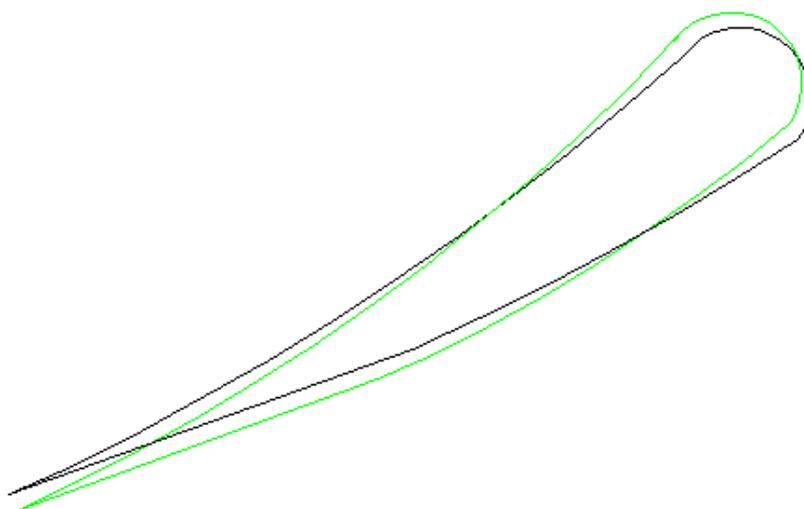


Figura 21: Twist na palheta

Tendo-se o perfil da palheta, com o software Solid Edge v.19, gerou-se os desenhos a seguir.

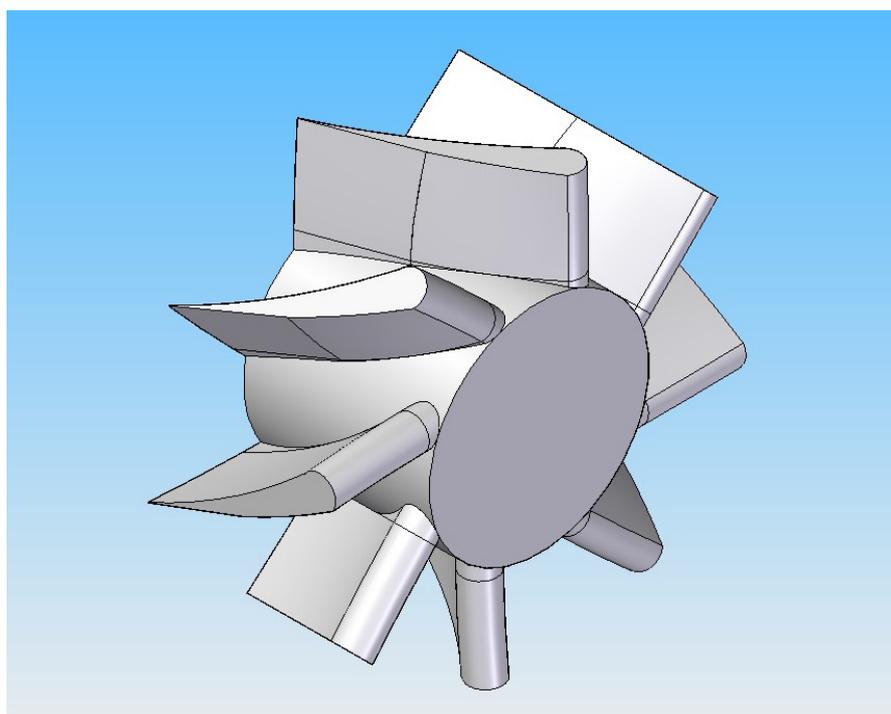


Figura 22: Vista em perspectiva (a)

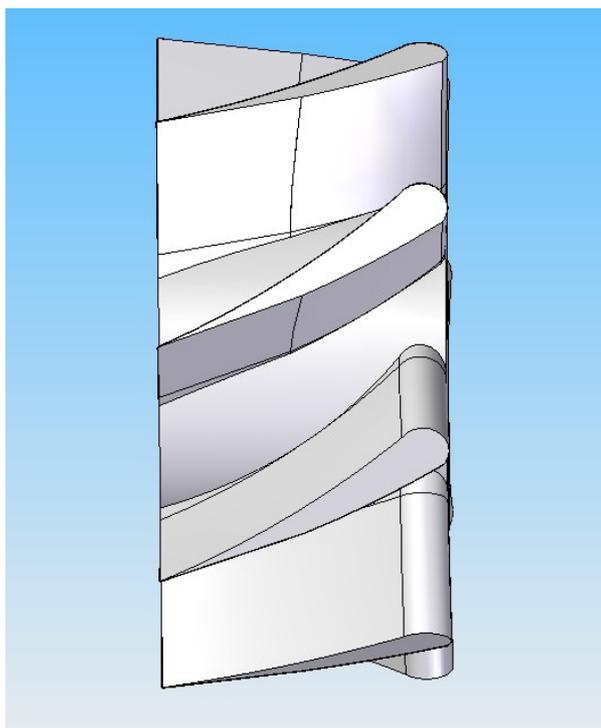


Figura 23: Vista lateral

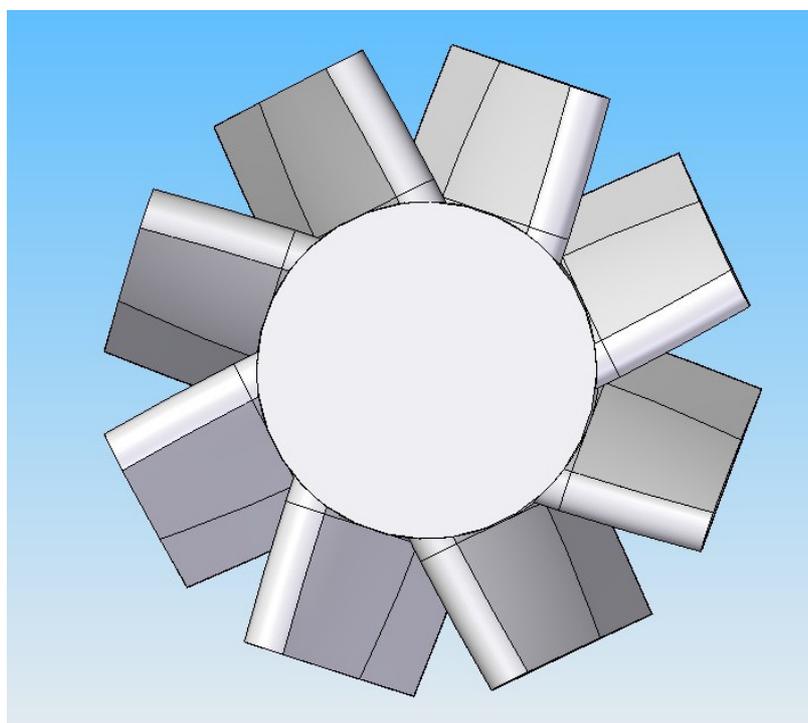


Figura 24: Vista de frente

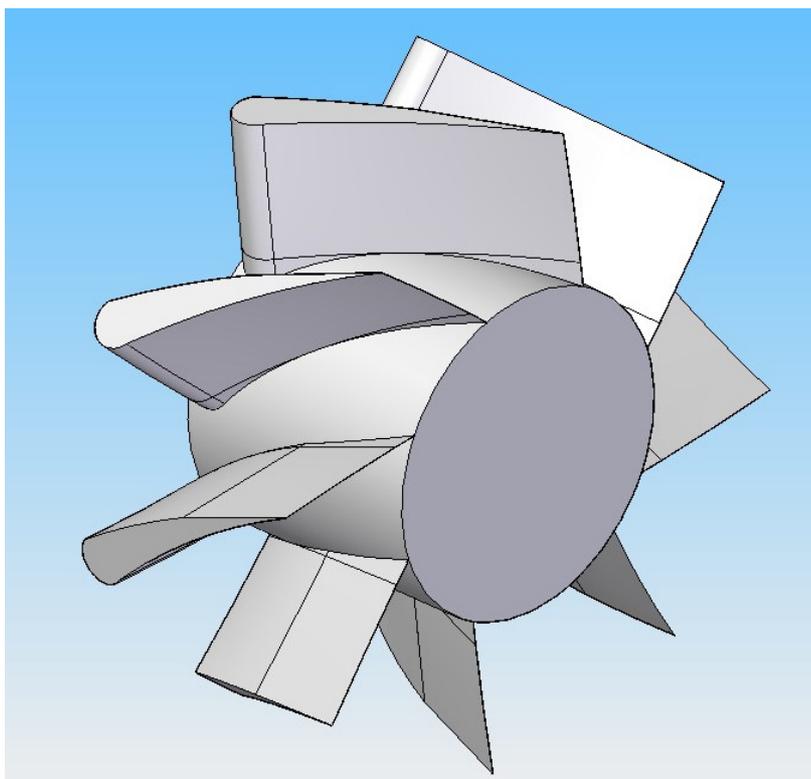


Figura 25: Vista em perspectiva (b)

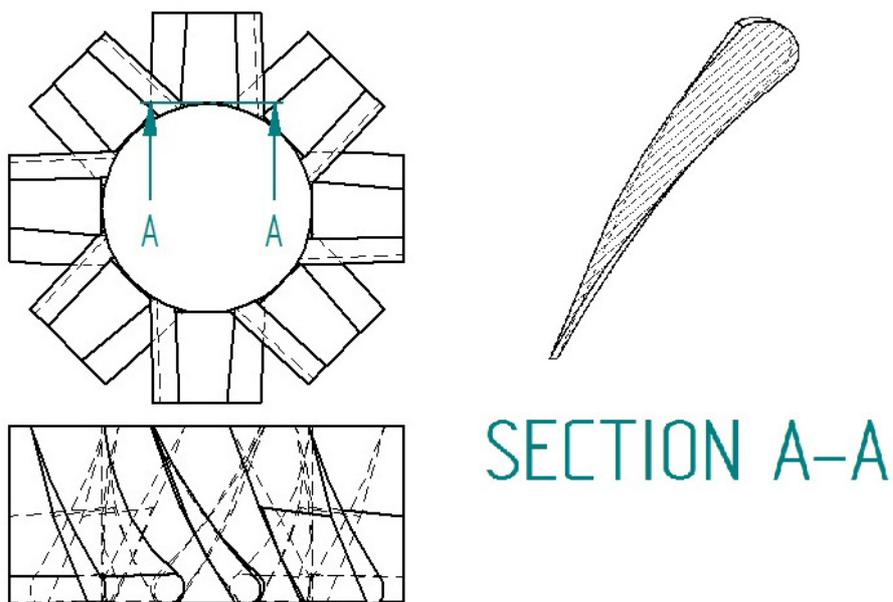


Figura 26: Vista em 2D

6.2.3 Dimensionamento do eixo

Para a construção do eixo que estará solidário a turbina é necessário realizar primeiro um estudo dos esforços atuantes no rotor.

Aplicando-se a equação da quantidade do movimento na direção tangencial ao volume de controle para um observador estacionário, tem-se as forças de pressão na direção tangencial:

$$R_t = \dot{m} \cdot (V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \delta) \quad (66)$$

$$R_t = 0,054 \cdot (434,87 \cdot \cos 20^\circ + 158 \cdot \cos 90^\circ)$$

$$\therefore R_t = 22,1 N$$

As pás também sofrem o esforço de empuxo que pode ser determinado pela equação da quantidade de movimento na direção axial. Considerando-se um volume de controle para observador estacionário, tem-se a seguinte expressão:

$$R_a = \dot{m} \cdot (V_2 \sin \delta - V_1 \sin \alpha) - (p_1 A_1 - p_2 A_2) \quad (67)$$

$$R_a = 0,054 \cdot (158 \cdot \sin 90^\circ - 434,87 \cdot \sin 20^\circ) - (152 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-4} - 101,7 \cdot 10^3 \cdot 7 \cdot 10^{-4})$$

$$\therefore R_a = 40 N$$

Utilizando-se os conceitos de elementos de máquinas apresentados em [18], o eixo será dimensionado conforme o “terceiro critério”, no qual a tensão se comporta de forma simétrica e o eixo sofre tração e compressão. Sendo assim, a determinação do diâmetro mínimo do eixo é dada por:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \cdot \sigma}} \quad (68)$$

Onde:

$$M_i = \sqrt{M_{fletor}^2 + \left(\frac{1}{3,8} \cdot M_{torsor}\right)^2} \quad e \quad (69)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma_{ruptura}}{3 \cdot 3,8}. \quad (70)$$

Vale observar que na expressão acima foi considerado um coeficiente de segurança igual a 3.

O material que será utilizado para o eixo será uma liga de aço SAE 4140, pois além de apresentar alta temperatura de fusão, possui também grande módulo de elasticidade e maior tamanho de grão, o que proporciona maior resistência à fluência, sendo assim adequado à aplicações sujeitas a altas temperaturas como nesse caso [17]. A tensão de ruptura desse material é 618Mpa, portanto $\bar{\sigma} = 54,2$ MPa.

A figura a seguir representa um esquema do eixo, mostrando o seu comprimento, os esforços e a localização dos mancais.

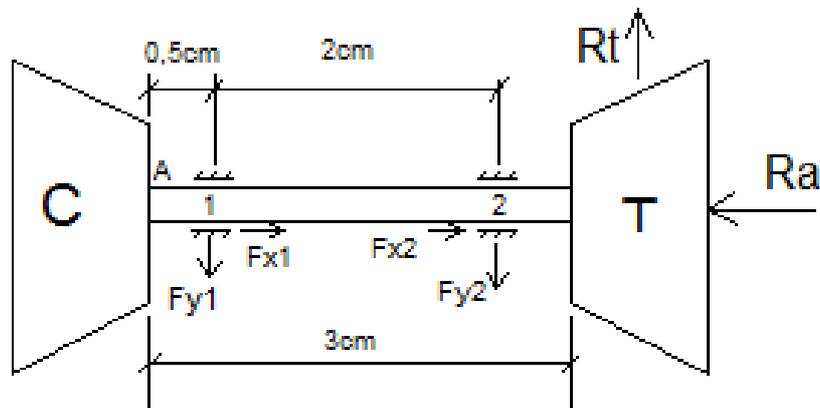


Figura 27: Diagrama de Corpo Livre do conjunto eixo/turbina.

Pela figura 27, nota-se que o momento torsor pelo qual o eixo é solicitado é a força tangencial multiplicada pelo raio médio (braço) do rotor, ou seja:

$$M_{torsor} = R_t \cdot R_m \quad (71)$$

$$M_{torsor} = 22,1 \cdot 0,0165 \Rightarrow M_{torsor} \cong 0,4 Nm$$

Com a Lei de Newton, pode-se estudar o equilíbrio de forças do conjunto da seguinte forma:

Horizontal

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{x1} + F_{x2} = R_a \quad (72)$$

Vertical

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{y1} + F_{y2} = R_t \quad (73)$$

Já o equilíbrio de momentos com o pólo localizado em “A”, tem-se:

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 &\Rightarrow F_{y1} \cdot 0,005 + F_{y2} \cdot 0,015 = R_t \cdot (0,03 + c/2) \\ F_{y1} \cdot 0,005 + F_{y2} \cdot 0,025 &= 22,1 \cdot (0,03 + 0,011) \end{aligned} \quad (74)$$

Com a expressão (73) e com alguns arranjos matemáticos, obtém-se os esforços nos mancais:

$$F_{y1} = 13,9 \text{ N e } F_{y2} = 8,2 \text{ N}$$

Tendo-se as forças e analisando-se o diagrama de momentos, é possível encontrar o máximo esforço de flexão sobre o eixo: $M_{fletor} = 63,2 \text{ Nm}$.

Com a expressão (69) chega-se em: $M_i = 63,2 \text{ Nm}$.

Finalmente, com o uso da fórmula (68), obtém-se o diâmetro mínimo para o eixo: $d = 2 \text{ cm}$.

6.3 Mancais

A seleção do tipo de mancal depende do tipo de aplicação e dos fatores operacionais envolvidos. Através da tabela 22, observa-se que os mancais de rolamento são preferidos devido a sua alta rigidez e baixo custo, mas apresentam limites de utilização menores quando se deseja alta velocidade, baixo atrito, repetibilidade de movimento, temperatura e aplicações especiais. Os mancais com lubrificação líquida são capazes, por sua vez, de oferecer uma operação suave, porém exibem uma elevada resistência ao atrito viscoso nas velocidades altas, apresentando problemas de aquecimento e necessitam de lubrificantes que possam suportar a severidade do ambiente.

Tabela 22: Comparação entre os diversos tipos de mancais rotativos. Onde: 5 – excelente, 4 – bom, 3 – moderado, 2 – regular, 1- ruim e 0 – não aplicável. [21]

TIPO DE MANCAL	DE CONTATO		LUBRIFICADO A FILME FLUIDO		S/ CONTATO
	DESLIZANTE	ELEM. ROL.	ÓLEO	AR	MAGNÉTICO
RIGIDEZ	4	3	4	3	5
AMORTECIMENTO	4	2	3	4	1
NÍVEL DE VIBRAÇÕES	1	3	4	4	3
CAPACIDADE DE CARGA	4	3	4	2	4
ATRITO ESTÁTICO	1	4	0	0	0
PRECISÃO DE GIRO	2	4	3	5	4
CUSTO	5	4	3	3	1
DESEMPENHO EM BAIXA VELOCIDADE.	4	4	5	5	4
DESEMPENHO EM ALTA VELOCIDADE	1	2	4	5	5
RESISTÊNCIA À BAIXA TEMPERATURA	4	4	4	5	4
RESISTÊNCIA À ALTA TEMPERATURA	1	2	3	4	3
RESISTÊNCIA À UMIDADE	2	4	4	4	3
GERAÇÃO DE CALOR	1	3	1	5	1
VIDA	1	3	4	5	5
TOTAL	35	45	46	54	43

Lembrando que a resistência a altas temperaturas e o desempenho em altas velocidades são fatores cruciais no projeto da microturbina, o mancal mais adequado é o aerostático, que apresenta as seguintes vantagens:

- a) Atrito de partida nulo e atrito viscoso muito pequeno;
- b) Geração de calor desprezível, mesmo a altas velocidades;
- c) Ausência de desgaste, pois as peças do mancal não estão em contato;
- d) Pequeno erro médio de giro do mancal (excentricidade) devido à espessura do filme de ar ser da ordem de 5 a 20 mm;
- e) Possibilidade de fabricação inteiramente por meio de técnicas convencionais de usinagem, apesar das dimensões reduzidas da folga;
- f) Relativa independência da operação do mancal em relação à temperatura ambiente, pois a variação da viscosidade do ar é muito pequena com a da temperatura;
- g) Livre de vibrações, quando comparado a mancais de esfera ou outros tipos;
- h) Possibilidade de ser utilizado onde a contaminação dos materiais deve ser evitada;
- i) Não há necessidade de equipamentos para coleta e retorno para uso posterior.

7 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MATERIAIS

As temperaturas atingidas em uma micro-turbina são bastante elevadas, chegando até 900 K no projeto desenvolvido até aqui. E um dos fatores mais importantes para os materiais quando se trata de operações a altas temperaturas é a fluência. Alguns dos fatores que afetam as características de fluência dos metais são a temperatura de fusão, o módulo de elasticidade e o tamanho do grão. Em geral, quanto maior a temperatura de fusão, maior o módulo de elasticidade, e maior o tamanho do grão, melhor será a resistência do material à fluência. Comumente empregados em serviços a temperaturas elevadas estão os aços inoxidáveis, os materiais refratários e as superligas.

Alguns aços inoxidáveis são usados com frequência a temperaturas elevadas e em meio a ambientes severos, uma vez que eles resistem à oxidação e mantêm suas propriedades mecânicas sob essas condições. O limite superior em uma atmosfera oxidante é de aproximadamente 1000°C [17].

As superligas possuem combinações superlativas de propriedades de propriedades. A maioria é utilizada em turbinas de aeronaves. Sendo assim, devem ser capazes de suportar a exposição a ambientes oxidantes e elevadas temperaturas por períodos de tempo razoáveis. A integridade mecânica é importante; quanto menor a densidade em um equipamento rotativo, menores são as tensões centrífugas nesses casos. Esses materiais são classificados de acordo com o metal predominante na liga: cobalto, níquel ou ferro. Outros elementos de liga são os materiais refratários, o cromo e o titânio.

A resistência à fluência das superligas de cobalto e níquel é aumentada pela formação de ligas por solução sólida e também pela adição de uma fase dispersa que é virtualmente insolúvel na matriz. Além disso, técnicas de processamento avançadas tem sido utilizadas, tais como a solidificação direcional (fig.28), que produz ou grãos altamente alongados ou componentes monocristalinos. Outra técnica é a solidificação unidirecional controlada de ligas que possuem composições especialmente projetadas, das quais resultam compósitos com duas fases.

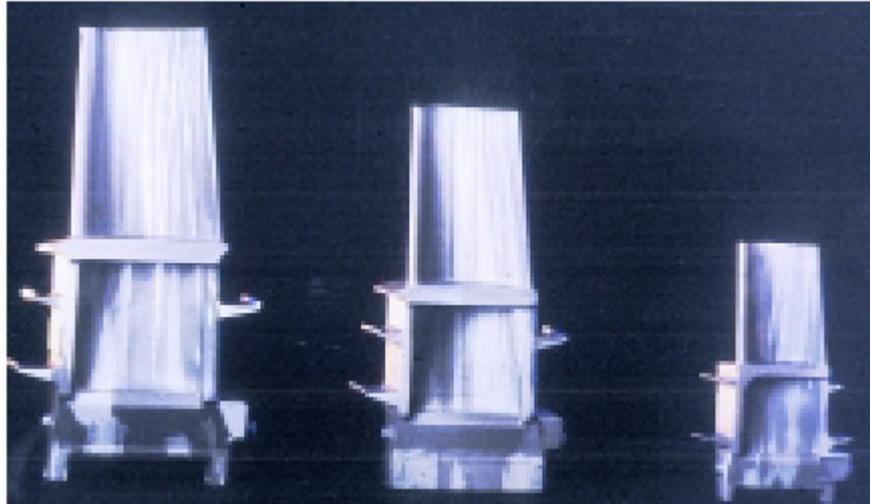


Figura 28: Palhetas de turbinas produzidas através de solidificação direcional

Os bocais devem ter excelente resistência à oxidação e corrosão, alta resistência à fadiga térmica. Além disso, devem ser relativamente fáceis de serem soldados (para manufatura e reparos) e fundidos.

Os parâmetros mais importantes para a seleção de materiais das palhetas da turbina são a tensão de ruptura, fluência, fadiga cíclica, fadiga térmica, tensão de escoamento, ductilidade, resistência à corrosão e oxidação, além de propriedades físicas.

Para a fabricação, tanto dos bocais quanto das palhetas móveis, o uso de aços inoxidáveis austeníticos pode ser recomendado. Esses aços são comumente usados em temperaturas de 900 K e possuem propriedades mecânicas adequadas para o projeto. Como resistência à fluência, corrosão e oxidação e boa resistência mecânica.

8. CONCLUSÕES

A partir da análise do ciclo Brayton a ar, estabeleceu-se as temperaturas e razão de pressão que fornecem o melhor rendimento para algumas condições pré-fixadas (temperatura e pressão no início do ciclo e temperatura na entrada da turbina). Demonstrou-se que o uso do regenerador aumenta o rendimento do ciclo em cerca de 12%, conforme pode ser verificado pelas tabelas 1 e 4.

Além disso, foi feito um estudo do ciclo considerando o ar como gás perfeito e como gás não perfeito. As diferenças entre os resultados obtidos nos dois estudos não foram muito significativas em relação ao rendimento do ciclo, em torno de 4% (tabela 6). Porém, para o trabalho líquido a variação é maior, 20%.

Quando foi considerada a entrada de combustível no sistema, pôde-se concluir que houve uma queda significativa (de 43,8% para 5%) no rendimento térmico do ciclo quando o estudo passou do ciclo padrão a ar teórico para um ciclo mais próximo da realidade, ou seja, o fluido em uma parte do ciclo se torna uma mistura de gases provenientes da combustão quando se considera o calor fornecido como sendo o PCI do Metano. Porém, ao encontrar o calor gerado q_{in} pela câmara de combustão a partir da 1ª Lei e relacionando com o estudo feito no ciclo a Ar, mantendo a mesma vazão mássica de ar, verificou-se que o rendimento apresenta uma diferença menor, aproximadamente 12,3% (de 43,8% para 31,5%).

Com os parâmetros obtidos da análise termodinâmica do ciclo inteiro, partiu-se para um estudo mais detalhado da turbina em si. A turbina foi dimensionada de modo a atender aos requisitos de potência do projeto. Foram analisados os triângulos de velocidade tomando três pontos diferentes ao longo da altura de uma palheta. O critério principal para a escolha dos ângulos foi uma boa eficiência de estágio (93%). Foram obtidas todas as dimensões relevantes para a elaboração do perfil das palhetas.

Observa-se, porém, que os desenhos dos perfis não são muito precisos e, para a manufatura de palhetas reais, métodos mais sofisticados devem ser considerados.

Para as dimensões da turbina propriamente dita, chegou-se a um diâmetro máximo de 4,3 cm e um comprimento da pá de 2,2 cm. Com essas dimensões bastante reduzidas, o conjunto todo que compõe a micro-turbina deve ter um volume apropriado para ser utilizado em uma residência.

Foi feito também, o dimensionamento de um eixo (para o conjunto turbina-compressor), que deve ter no 2 cm de diâmetro.

Além disso, foi feito um breve estudo sobre os materiais utilizados em uma turbina e chegou-se a uma conclusão de que para os bocais e palhetas móveis, seria bastante interessante o uso de aços inoxidáveis austeníticos.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Livros

- [1] KRIEGER, G. Centrais Termoelétricas a Gás - 1997;

- [4] SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. Fundamentos da Termodinâmica. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini. São Paulo: Edgar Blücher, 2003.

- [5] COHEN, H.; ROGERS G. F. C.; SARAVANAMUTTO, H. I. H. Gas Turbine Theory. 3rd ed. New York: Longman Scientific & Technical, 1987.

- [17] CALLISTER, W. D. Jr; Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. 5ª edição. Rio de Janeiro – LTC, 2002.

- [18] ZAMPESE, B. – Notas de Aula - Elementos de Máquina.

- [19] LEE, J. F. Theory and Design of Steam and Gas Turbines. McGraw-Hill Company, Inc., 1954

- [20] VAN WYLEN, J. G. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Tradução de Eitaro Yamane e outros. 2ª ed. São Paulo, Edgar Blücher, 1976.

Teses e Publicações

- [8] DONADIO, Diego L. S. ; *Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a gás a partir de um conjunto turbo-compressor pré-existente*; Trabalho de Formatura de graduação em Eng. Mecânica – Escola Politécnica USP; 2004 – São Paulo.

- [10] Ministério de Minas e Energia; Balanço Energético Nacional – Resultados Preliminares ano base 2006

- [12] PONTES, André Brito; MARICATO, Bruno Rúben. *Estudo da Viabilidade Econômica da Implementação de uma Micro-turbina*; Faculdade de Ciências e

Tecnologia da Universidade de Coimbra – Depto Eng. Mecânica; Janeiro 2003; Coimbra – Portugal.

- [15] SASDELLI, Fernando Silva; FARIAS, Wilson José Ferreira. *Projeto de Micro-Turbina Integrada a Célula de Combustível*; Trabalho de Formatura de graduação em Eng. Mecânica – Escola Politécnica USP; 2005 – São Paulo.

Sites da Internet

- [2] www.comciencia.br/reportagens/energiaeletrica/energia13.htm - Acesso: 10/04/2007;
- [3] http://www.gasnet.com.br/artigos/artigos_view2.asp?cod=824 - Acesso: 10/04/2007;
- [6] http://www.maxwell.lambda.ele.puc-rio.br/cgi-bin/PRG_0599.EXE/5467_3.PDF?NrOcoSis=14522&CdLinPrg=pt
Acesso: 15/04/2007
- [7] http://www.fem.unicamp.br/~em672/aulas_7-8.pdf - Acesso: 23/04/2007
- [9] www.gepower.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc - Acesso: 17/04/2007
- [11] www.comgas.com.br/tarifas.asp - Acesso: 12/04/2007
- [13] Propriedades do Gás Natural - <http://www.cegas.com.br/gasnatural.asp> - Acesso: 12/05/2007;
- [14] Propriedades do Gás Natural - Acesso: 12/05/2007
http://www.comgas.com.br/conheca_gasnatural/conheca/composicao.asp;
- [16] Propriedades do Gás Natural - Acesso: 12/05/2007
<http://etd.adm.unipi.it/theses/available/etd-02032005-172932/unrestricted/Appendice.pdf>
- [21] http://www.dee.ufma.br/~fsouza/anais/arquivos/1_95_793.pdf