

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

RAFAEL CAVALCANTI DE SOUZA

Projeto de uma turbina de potência de uma micro turbina a gás
para acionamento de gerador elétrico

São Paulo

2008

RAFAEL CAVALCANTI DE SOUZA

**Projeto de uma turbina de potência de uma micro turbina a gás
para acionamento de gerador elétrico**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Graduação em Engenharia

Área de Concentração: Energia térmica e meio
ambiente

Orientador: Guenther Carlos Krieger Filho

São Paulo

2008

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

FICHA CATALOGRÁFICA

Souza, Rafael Cavalcanti de

Projeto de uma turbina de potência de uma micro turbina a gás para acionamento de gerador elétrico / R.C. de Souza - São Paulo, 2008

85p.

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

1. Turbinas a gás
2. Combustão
3. Métodos Numéricos
- 4.

Méto-

dos numéricos em dinâmica dos fluidos I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Souza, Rafael Cavalcanti de

Projeto de uma turbina de potência de uma micro
turbina a gás para acionamento de
gerador elétrico / R.C. de Souza. – São Paulo, 2008.

61 p.

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

1.Turbinas a gás 2.Combustão
3. Métodos numéricos 4.Métodos numéricos em
dinâmica dos fluidos I.Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.

Dedico este trabalho a todos aqueles que estiveram a meu lado durante sua elaboração, principalmente a meus pais por me possibilitarem esta chance.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho somente foi realizado com a ajuda de diversas pessoas. Algumas ajudaram em maior escalas, outras em menor. A todas as pessoas faço um agradecimento geral, pois citar todos os nomes seria impossível e injusto. Algumas pessoas mecerem citação, pois tiveram um papel vital na elaboração deste trabalho.

Primeiramente gostaria de agradecer ao Prof. Guenther, que foi amigo além de orientador. Obrigado pelas diversas discussões acadêmicas e também conversas informais. Rigoni, muito obrigado pela ajuda nos projetos e pelas conversas que tivemos. Newton, também muito obrigado por tudo. Francisco, fiquei feliz de ter feito este projeto com você, obrigado. Ao pessoal do laboratório, um muito obrigado por tudo: conversas, conselhos e projetos. Espero nunca perder o contato com vocês, pois foram pessoas importantes para minha formação pessoal e acadêmica. Tenho aqui que agradecer a uma amiga especial, Érica, por ter me dado forças em muitos momentos do meu último ano.

Não poderia deixar de agradecer também a Wageeh Sidrak Bassel, por ter me co-orientado no projeto. Sem sua ajuda, as dificuldades teriam sido muito maiores.

Finalmente, não poderia deixar de agradecer minha família, pois eles foram uma parte muito importante desta jornada. Possibilitaram esta chance de me formar engenheiro, deram todo o suporte e apoio necessário ao cumprimento desta longa e difícil jornada. Muito obrigado a vocês por esta chance. Nunca esquecerei o esforço que vocês fizeram!

“E eu vô-lo digo: é preciso ter um caos dentro de si para dar à luz uma estrela dançarina”.

Friedrich Nietzsche

RESUMO

O cenário energético brasileiro apresentou recente crise. Novas soluções precisam ser propostas para suprir a demanda elétrica. Uma das alternativas proposta é o uso da geração distribuída, na qual a energia elétrica é produzida no próprio local de consumo. A proposta do LETE-USP foi o desenvolvimento de uma turbina a gás para acionamento de um gerador elétrico. Utilizando um turbo-compressor automotivo, uma unidade foi construída. Este trabalho busca projetar uma turbina de potência para acionar um gerador elétrico, visto que não existe forma de acoplamento deste com o turbo-compressor utilizado. O projeto da turbina de potência foi realizado com a utilização de uma abordagem bidimensional, com conceitos de termodinâmica. A ‘Dinâmica dos Fluidos computacional’, ou CFD, foi utilizada para estudar a interação entre escoamento e palhetas. O resultado é o projeto termodinâmico de uma turbina, restando somente necessidade de comparação de resultados experimentais para validação dos cálculos realizados.

Palavras-chave: *turbinas a gás, combustão, métodos numéricos em dinâmica dos fluidos*

ABSTRACT

The Brazilian energy market has recently gone through a crisis. New solutions are sought in order to delivery the power request by consumers. From the many solutions available, gas turbines associated to electric generators is one of the solutions analyzed by some research centers. The Laboratory of Environmental and Thermal Energy, LETE-USP, developed a micro gas turbine derived from a automotive turbo compressor. The present work aims to design a power turbine to drive an electric generator, as there's no way to connect directly the automotive turbo compressor to the generator. The use of a two-dimensional approach, combined with thermodynamic concepts, resulted in velocity triangle and blade profiles. After the geometry definition, CFD, or 'Computational Fluid Dynamics', was utilized to account for flow-blade interactions. This resulted in the complete thermodynamic design of the power turbine. Only the comparison with experimental results is left for future works.

Keywords: *gas turbine, combustion, numerical methods applied to fluid dynamics*

SUMÁRIO

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xi
1 Introdução	1
2 Projeto da turbina de potência	3
2.1 Introdução	3
2.2 Metodologia de cálculo	5
2.3 Ciclos termodinâmicos	6
2.3.1 Ciclo proposto	7
2.3.2 Ciclo com turbina de potência	10
2.4 Estudos do triângulo de velocidades	11
2.4.1 Teoria elementar de uma turbina de fluxo axial	12
2.4.1.1 Estágio de admissão parcial	18
2.5 Resultados	19
2.6 Definição do perfil das palhetas	19
3 Métodos numéricos	22
3.1 Método dos volumes finitos	22
3.2 Modelos de turbulência	24
3.2.1 Equações de Navier-Stokes	24
3.2.2 Escoamento turbulento	24
3.2.3 Modelagem das tensões de Reynolds	25

3.2.4	Modelo Reynolds Stress Transport Model - RSM	26
3.2.4.1	Formulação do modelo RSM	27
3.2.4.2	Transporte difusivo de turbulência, $D_{T,ij}$	27
3.2.4.3	Termo Pressão-Deformação, Φ_{ij}	28
3.2.4.4	Efeitos de empuxo na turbulência, G_{ij}	28
3.2.5	Escoamento próximo à parede	29
4	Simulações numéricas	31
4.1	Simulação bidimensional	32
4.1.1	Definição de geometria e malha	32
4.1.2	Condições de contorno	33
4.1.3	Resultados	34
4.2	Simulação tridimensional	39
4.2.1	Definição de geometria e malha	40
4.2.2	Condições de contorno	40
4.2.3	Resultados	41
5	Conclusão	49
	Referências	50

LISTA DE FIGURAS

2.1	Classificação de turbo-máquinas de acordo com a direção do escoamento ..	4
2.2	Classificação de turbo-máquinas de acordo com a admissão: total ou parcial	5
2.3	Ciclo de turbina a gás	6
2.4	Ciclo de turbina a gás	7
2.5	Rendimentos do ciclo padrão a ar Brayton e ciclo ar real	9
2.6	Rendimento e potência líquida em função da perda de pressão	9
2.7	Potência líquida em função da temperatura de entrada na turbina	10
2.8	Representação esquemática do novo ciclo	11
2.9	Estágio de turbina axial	12
2.10	Triângulo de velocidades	14
2.11	Diagrama T-s	16
2.12	Definição do ângulo de admissão parcial	19
2.13	Os onze parâmetros independentes de um perfil	20
2.14	Definição do ângulo de desvio	21
2.15	Perfil dos estatores	21
2.16	Perfil das palhetas do rotor	21
3.1	Exemplo de malha computacional	23
3.2	Flutuações de velocidade típicas de um escoamento turbulento	24
3.3	Divisão das regiões próximas a parede	29
4.1	Geometria bidimensional utilizada na simulação	32
4.2	Detalhe da malha utilizada	32
4.3	Detalhe da malha utilizada	34

4.4	Contornos de pressão para $t=1.5355e-3$ s	35
4.5	Contornos de pressão para $t=1.6305e-3$ s	35
4.6	Contornos de pressão para $t=1.7100e-3$ s	35
4.7	Contornos de temperatura para $t=1.5355e-3$ s	36
4.8	Contornos de temperatura para $t=1.6305e-3$ s	36
4.9	Contornos de temperatura para $t=1.7100e-3$ s	36
4.10	Contornos de velocidade para $t=1.5355e-3$ s	37
4.11	Contornos de velocidade para $t=1.6305e-3$ s	37
4.12	Contornos de velocidade para $t=1.7100e-3$ s	38
4.13	Veloteres de velocidade para $t=1.5355e-3$ s	38
4.14	Veloteres de velocidade para $t=1.6305e-3$ s	38
4.15	Veloteres de velocidade para $t=1.7100e-3$ s	39
4.16	Geometria tridimensional	40
4.17	Representação das condições de contorno.	42
4.18	Contorno de pressão, $R_m = 0.067$ m.	43
4.19	Contorno de temperatura, $R_m = 0.067$ m.	44
4.20	Contorno de velocidade, $R_m = 0.067$ m.	44
4.21	Distribuição da pressão ao longo das palhetas.	45
4.22	Distribuição da pressão ao longo das palhetas.	45
4.23	Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.0134$ m.	46
4.24	Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.067$ m.	47
4.25	Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.1206$ m.	47
4.26	Linhas de corrente ao longo do estágio.	48
4.27	Linhas de corrente ao longo do estágio.	48

LISTA DE TABELAS

2.1	Estados do ar em cada seção do ciclo padrão a ar Brayton, fig 2.4	8
2.2	Estados do ar em cada seção do ciclo padrão a ar Brayton, fig 2.8.	11
2.3	Dados geométricos do rotor da turbina de potência.	14
2.4	Dados de entrada no projeto de turbina de potência.	14
2.5	Dados da turbina de potência: ângulos e potência.	19
4.1	resultados	39
4.2	Variáveis termodinâmicas	42

1 INTRODUÇÃO

O atual cenário energético mundial aponta uma tendência de crescimento. Para que tal crescimento seja sustentável, as formas de geração já existentes devem ser otimizadas e outras formas viáveis de geração de energia devem ser desenvolvidas/aplicadas. Analisando-se o caso da matriz energética brasileira, observa-se uma extrema dependência da geração hidrelétrica.

Em tempos recentes ocorreu o chamado ‘apagão’, evento ocorrido devido à redução dos níveis de água nos reservatórios das usinas. Esse episódio evidenciou ainda mais a dependência brasileira dessa forma de geração de energia. Durante o período do ‘apagão’, buscou-se a implantação de formas alternativas para suprir a demanda energética. Foram desenvolvidos planos para a construção de diversas termoeletricas pelo país e indústrias passaram a instalar geradores elétricos em suas unidades. Foram aplicados, então, os conceitos de cogeração e geração distribuída.

Entretanto, a instalação de uma termoeletrica é demorada e dispendiosa. Esse tipo de gerador apóia-se na geração do vapor para produzir energia elétrica através de uma turbina. E para produzir esse vapor, são necessários diversos outros equipamentos, como uma câmara de combustão ou reator nuclear, metros de tubulações por onde a água e o conseqüente vapor serão transportados, bombas e uma turbina a ser movimentada por esse vapor. Como se pode perceber, são unidades grandes, que demandam grande tempo entre sua construção e operação. E apresentam um fator crucial: os gases quentes produzidos pela combustão não são utilizados na turbina.

Para contornar os problemas de uma grande estrutura e aproveitar os gases de combustão para movimentar a turbina, foram desenvolvidas as turbinas a gás. São unidades muito mais compactas que os geradores de vapor de uma termoeletrica. Uma turbina a gás é por três equipamentos principais: compressor, câmara de combustão e turbina.

O desenvolvimento de turbinas a gás não começou antes da Segunda Guerra Mundial

e foram extensamente aplicadas em motores aeronáuticos. Com o alto desenvolvimento alcançado nesse período de guerras, logo se percebeu que as turbinas a gás produziam uma grande potência de eixo que poderia ser aplicada na movimentação de um gerador elétrico. Surgiram então as primeiras turbinas a gás aero-derivativas, com produção de 15 MW a uma eficiência de 25%.

Uma turbina a gás de grande porte, no entanto, apresenta um alto valor de mercado. Com isso, a aquisição desses equipamentos para geração de energia in-loco em um prédio comercial, por exemplo, é inviável. São estações compactas, capazes de gerar até 100kW (com unidades de até 500kW em desenvolvimento). Essas unidades operam com razão de pressão baixa (por volta de 7:1), quando comparadas com suas irmãs de grande porte. A velocidade de operação, no entanto, está por volta dos 90.000 rpm.

de baixo custo para a construção de uma turbina a gás é a utilização de um turbo-compressor automotivo. Esse equipamento já possui um compressor e uma turbina e apresenta um baixo custo inicial (por volta de R\$ 1500,00), sendo necessário somente o desenvolvimento da câmara de combustão. Com o uso de um turbo compressor automotivo, pode-se atingir uma razão de pressão de até 3:1.

Um conjunto composto de um turbo compressor automotivo e uma câmara de combustão já se encontra em operação no Laboratório de Energia Térmica e Meio Ambiente (LETE) da Escola Politécnica da USP. Entretanto, o trabalho líquido gerado por essa turbina não pode ser aproveitado, uma vez que o conjunto turbo compressor automotivo apresenta rotação de trabalho na casa dos 100.000 rpm e também apresenta um elevado balanceamento dinâmico. Ou seja, acoplar diretamente ao conjunto um gerador elétrico é inviável. Para contornar este problema, foi proposto este trabalho de formatura. O objetivo deste trabalho é propor uma forma viável para o aproveitamento de uma parte do trabalho gerada pela turbina a gás. Pensou-se, então, no projeto e fabricação de uma turbina de potência, cuja rotação estaria bem abaixo daquela apresentada pelo turbo compressor automotivo.

2 PROJETO DA TURBINA DE POTÊNCIA

2.1 Introdução

O desenvolvimento de uma turbo-máquina está ligado a aspectos como a determinação da configuração do equipamento, bem como estimativa de dimensões e ângulos de escoamento. Buscam-se também estimativas numéricas para a eficiência da turbo-máquina em diversas condições de operação, com o levantamento teórico de curvas que possam depois ser comparadas com dados experimentais.

Uma turbo máquina é um equipamento que produz variação de entalpia,[1]. As turbo máquinas podem ser divididas em diversas categorias, como turbinas, compressores, ventiladores, bombas, entre outros. Esse tipo de equipamento pode ser utilizado para produzir trabalho ou pode necessitar de fornecimento externo de energia para desempenhar sua função. A referência [1] define com turbina todo equipamento que produza trabalho a partir de um fluido, líquido ou gasoso, a baixa ou alta pressão. Entretanto, não existe uma definição para as turbo máquinas que absorvem trabalho, como compressores e bombas.

A direção do escoamento pode ser usada para caracterizar o equipamento. Em uma turbina Pelton, o escoamento é tangente ao rotor. Entretanto, a maioria dos equipamentos é axial ou radial. Nas máquinas axiais, o escoamento é aproximadamente paralelo ao eixo do equipamento. Turbo máquinas de escoamento radial, o fluido sofre uma deflexão e passa a escoar na direção radial. Dependendo das características do fluido de trabalho, o fluxo pode ser na direção do eixo ou para longe deste. Existem ainda turbo máquinas de fluxo misto, ou seja, não se consegue distinguir claramente a direção do escoamento (sendo parte radial, parte axial). A figura 2.1 apresenta alguns tipos de turbo máquinas.

Outra classificação para turbo máquinas é se ela é de admissão total ou parcial. Em equipamentos de admissão total, o escoamento do fluido através das palhetas é axissimétrico. Na admissão parcial, somente parte das palhetas recebe o fluxo em um dado

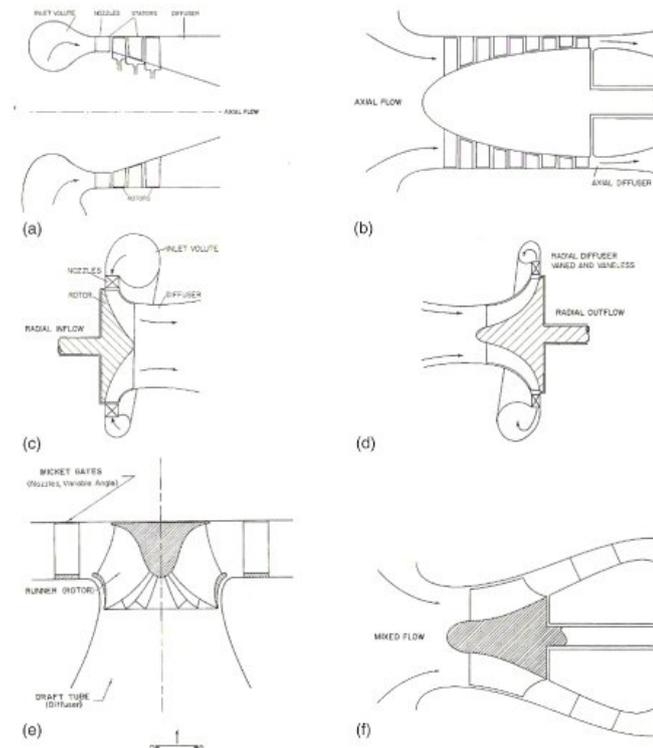


Figura 2.1: Classificação de turbo-máquinas de acordo com a direção do escoamento

instante de tempo. Na figura 2.1, todos os equipamentos apresentados são de admissão total. A figura 2.2 apresenta exemplos de turbo máquinas de admissão parcial. O uso de admissão parcial é justificado quando as dimensões de um rotor de admissão total tornam-se grades para a vazão mássica disponível.

Um aspecto importante e que justifica parte deste trabalho pode ser encontrado da seguinte sentença retirada de [1]: “Em turbinas a gás, o trabalho geralmente é gerado em uma turbina separada, ou livre, e ocasionalmente é justificável o uso de admissão parcial para que se tenham velocidades de rotação mais baixas”.

Outra forma de se definir uma turbo máquina é pelo adimensional conhecido por “grau de reação”. De acordo com o “grau de reação”, classifica-se uma turbo máquina em de “ação” ou de “reação”. Em um equipamento de “ação”, toda variação de entalpia ocorre nos estatores ou palhetas fixas. Já em um equipamento de “reação”, parte da variação de entalpia ocorre nas palhetas fixas, parte nas palhetas móveis.

O foco deste capítulo é o projeto de uma turbina de potência para uma turbina a gás e, portanto, a partir de agora somente comentários relativos a características desse tipo de equipamento serão considerados.

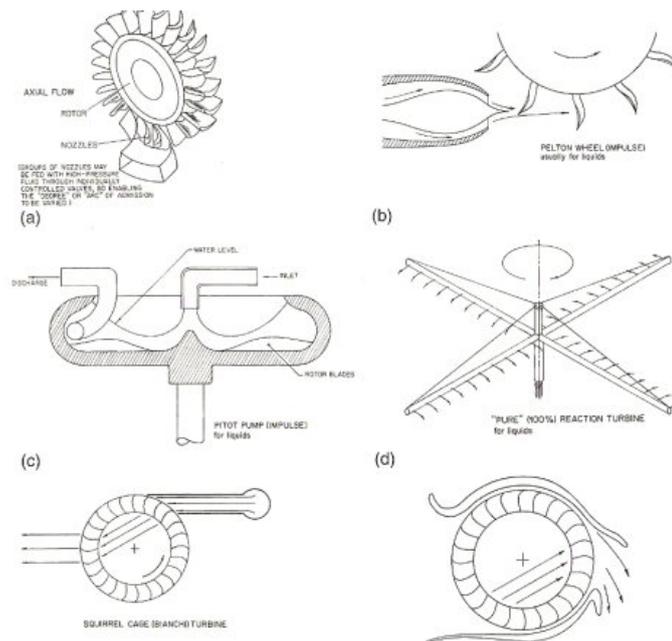


Figura 2.2: Classificação de turbo-máquinas de acordo com a admissão: total ou parcial

2.2 Metodologia de cálculo

O primeiro passo no projeto de uma turbina a gás é a escolha do ciclo de trabalho. Usualmente, o ciclo básico de uma turbina a gás é o ciclo Brayton a ar. Esse ciclo assume diversas hipóteses simplificadoras, que podem ser encontradas em [3]. O ciclo Brayton é um ciclo ideal, portanto é usado nas fases iniciais de projeto. Pode-se fazer modificações nesse ciclo de modo a aproximá-lo ainda mais da realidade, como, por exemplo, modelar o ar como gás real ou ainda trabalhar com uma mistura de ar-combustível após a câmara de combustão.

Por turbina a gás entende-se o conjunto de compressor, câmara de combustão e turbina. Precisam ser escolhidos alguns dados de projeto de tal forma a se estimar todas as propriedades termodinâmicas do ciclo e, por conseguinte, projetar os equipamentos para que essas propriedades sejam atingidas. As referências [1], [2] e [3] apresentam parâmetros que buscam maximizar algum aspecto do ciclo. Por exemplo, pode-se optar por um projeto que maximize o trabalho gerado ou a eficiência.

Para a micro turbina a gás construída pelo LETE-USP, foram escolhidos os seguintes dados, de acordo com [5]:

- Razão de pressão: 1.8

- Fluxo mássico: 0.2 kg/s
- Rotação: 80.000 rpm
- Temperatura de entrada na turbina: 973K

2.3 Ciclos termodinâmicos

O desenho esquemático dos processos termodinâmicos de uma turbina a gás é mostrado na Figura 2.3. Existem três estágios: admissão do ar pelo compressor, combustão da mistura ar/combustível e expansão desta mistura na turbina. Este arranjo não pode ser considerado um ciclo termodinâmico, uma vez que os gases expandidos na turbina não retornam ao compressor.

Embora não seja um ciclo fechado propriamente dito, utiliza-se como modelo de turbina a gás o ciclo Brayton padrão a ar. Admite-se que o ciclo opere em regime permanente com turbina e compressor isoentrópicos. No ciclo Brayton, a mistura ar-combustível é substituída por ar modelado como gás perfeito. Além disso, negligenciam-se as variações de energia cinética e potencial em cada componente. Assume-se também que não haja queda de pressão na câmara de combustão [8].

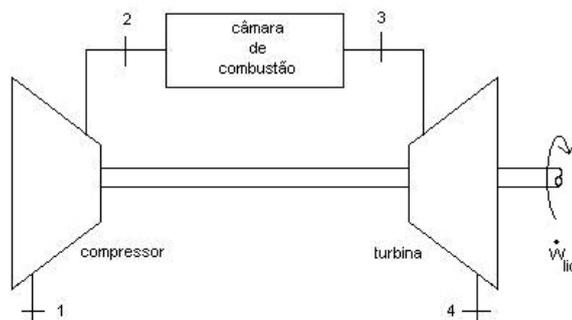


Figura 2.3: Ciclo de turbina a gás

Para este arranjo, a primeira lei da termodinâmica é dada por 2.1. Nesta, q e w são, respectivamente o calor e trabalho transferidos por unidade de vazão mássica. Aplicando 2.1 a cada componente do ciclo, chega-se às equações 2.2, 2.3 e 2.4, referentes ao compressor, câmara de combustão e turbina, respectivamente.

$$q = (h_o - h_i) + w \quad (2.1)$$

$$w_{comp} = w_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.2)$$

$$q_{comb} = q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.3)$$

$$w_{turb} = w_{34} = (h_3 - h_4) = c_p(T_3 - T_4) \quad (2.4)$$

Usando a relação isoentrópica que acopla a pressão e a temperatura, pode-se mostrar que eficiência do ciclo Brayton é descrita por 2.5. Nesta equação, r é a razão de pressão $p_2/p_1 = p_3/p_4$ e k , a razão entre os calores específicos.

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.5)$$

A seguir são apresentados resultados de algumas análises realizadas com o ciclo termodinâmico da turbina a gás. São apresentados estudos para o ciclo proposto da micro turbina a gás do LETE, bem como uma previsão de operação com o segundo estágio.

2.3.1 Ciclo proposto

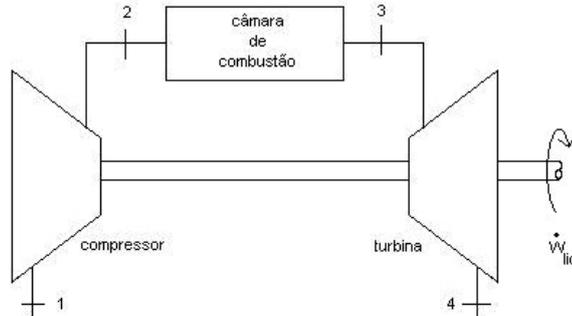


Figura 2.4: Ciclo de turbina a gás

Após a compressão, o ar atmosférico segue para a câmara de combustão. Nota-se que a razão de pressão escolhida em pouco influencia o processo de combustão, o qual poderia se dar em uma razão de pressão diferente. Após esse estágio, os gases quentes resultantes da queima do combustível seguem para a turbina do gerador de gás e em seqüência para a de potência, onde ocorre a expansão dos produtos de combustão até a pressão atmosférica. Durante a expansão, os gases realizam trabalho sobre os rotores das turbinas, as quais o disponibilizam sob a forma de trabalho de eixo. Parte desse trabalho

de eixo, por sua vez, é utilizada para acionar o compressor. O trabalho excedente é o trabalho líquido do ciclo.

Na tabela 2.1 estão os dados termodinâmicos de um ciclo padrão a ar Brayton com os parâmetros da micro turbina proposta neste projeto. A numeração segue a Figura 2.4.

Tabela 2.1: Estados do ar em cada seção do ciclo padrão a ar Brayton, fig 2.4

x	Temperatura (K)	Pressão (Pa)	Entalpia (kJ/kg)
1	300.0	101325.0	300.4
2	354.7	182385.0	355.5
3	973.0	182385.0	1016.0
4	837.1	101325.0	863.1

No ponto de projeto (rotação de 80.000 r.p.m.), os rendimentos da turbina e do compressor são, respectivamente, $\eta_t = 0.63$ e $\eta_c = 0.77$, segundo mapa do fabricante. Aplicam-se a primeira e segunda leis da termodinâmica aos conjuntos, com as hipóteses:

- Ciclo padrão a ar Brayton;
- Gás ideal;
- Regime permanente;
- Turbina e compressor isoentrópicos.

A temperatura de entrada da turbina, T_3 , garantida pelo fabricante do rotor da turbina do turbo compressor é de $973K$. A Figura 2.5 mostra os rendimentos dos ciclos ar real e padrão a ar Brayton. Nota-se que no ciclo padrão a ar Brayton, o rendimento sempre aumenta com o aumento da razão de pressão. O ciclo real, por incluir os rendimentos isoentrópicos do compressor e turbina e também por não utilizar a aproximação de calor específico, c_p constante, mostra rendimento bem mais baixo e passa por um máximo para $r = 3$. Assim, a micro turbina do presente projeto deverá operar na faixa de razão de pressão entre 1.8 e 3.0.

Um parâmetro decisivo para o projeto e operação de uma turbina a gás é a perda de pressão entre a saída do compressor, p_2 e entrada da turbina, p_3 . A figura 2.6 mostra como a variação de pressão da câmara de combustão influencia o trabalho líquido do ciclo. Medições já realizadas na bancada experimental existente indicam que a atual câmara de combustão provoca uma perda na pressão da ordem de 6%.

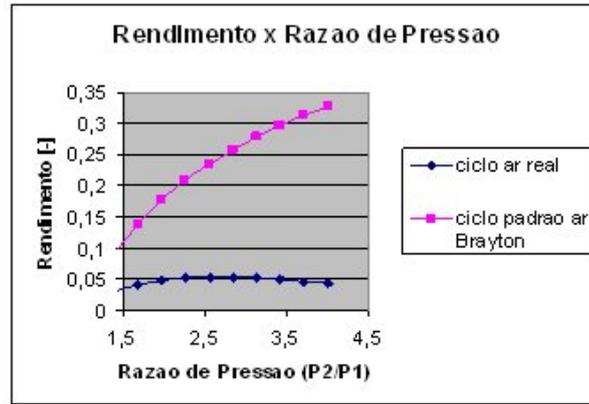


Figura 2.5: Rendimentos do ciclo padrão a ar Brayton e ciclo ar real

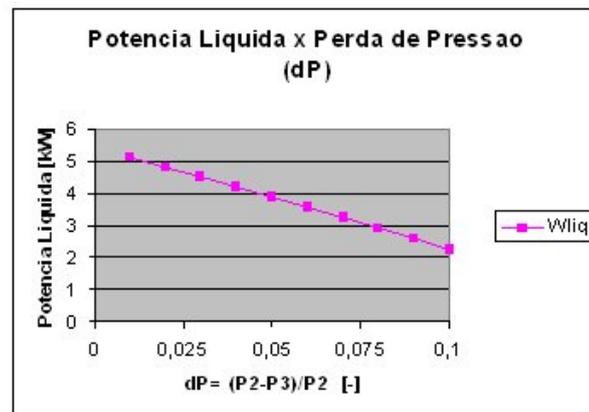


Figura 2.6: Rendimento e potência líquida em função da perda de pressão

Um parâmetro que se procura otimizar no projeto de turbinas a gás é a temperatura de entrada na turbina, T_3 . A Figura 2.7 mostra uma estimativa da potência que seria possível obter se a micro turbina a gás do presente projeto pudesse ser operada em temperaturas de até $1273K$. Nesta figura foi utilizada razão de pressão de 1.8 e perda de pressão de 5%.

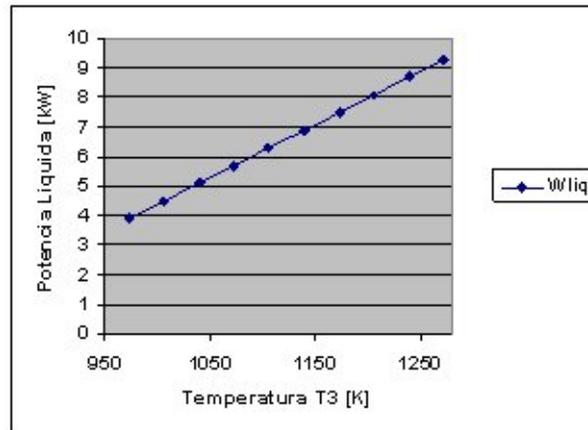


Figura 2.7: Potência líquida em função da temperatura de entrada na turbina

Já se conseguiu operar o gerador de gás do LETE nas seguintes condições:

- $P_2 = 250kPa$ (abs)
- $T_3 = 1100^\circ C$

Com estes dados de operação já medidos e com as variações paramétricas mostradas nas Figuras 2.5, 2.6 e 2.7, pode-se esperar que a micro turbina do presente projeto tenha uma potência líquida na faixa de 2 a 5 kW e rendimento na faixa de 3 a 6%. Entretanto, como será explicado em item posterior, essa temperatura de saída dos gases da câmara de combustão está excessivamente alta. Daí a razão de se estudar também a câmara de combustão.

2.3.2 Ciclo com turbina de potência

O trabalho específico real líquido do gerador de gás (Figura 2.3) poderia ser aproveitado para movimentar alguma carga ou um gerador elétrico através da conexão de algum periférico ao eixo da turbina. Porém, essa alternativa mostra-se inviável, pois a rotação de operação é muito alta (80.000 rpm). Para utilização da micro turbina em um grupo

gerador com equipamentos elétricos de baixo custo, se faz necessário reduzir a rotação do eixo saída para 1800 rpm ou 3600 rpm em função da rotação do gerador elétrico. Além disso, a construção de turbinas e seus constituintes é crítica, com rígidas tolerâncias. Seria necessária a ligação física entre o eixo da turbina e o eixo do elemento a ser acionado, operação que poderia causar falha da turbina por desbalanceamento ou desalinhamento.

O primeiro passo no projeto da turbina de potência é a realização de novos cálculos termodinâmicos, visto que o acoplamento de um segundo estágio altera a razão de pressão no primeiro. Como hipótese principal neste trabalho, foi assumido que todo o trabalho requerido pelo compressor ($72kJ/kg$) seria produzido pela turbina do gerador de gás. Trabalhando também com a hipótese de escoamento isentrópico nas turbinas e no compressor, foi possível determinar as propriedades do fluido nas seções indicadas na Figura 2.8, abaixo:

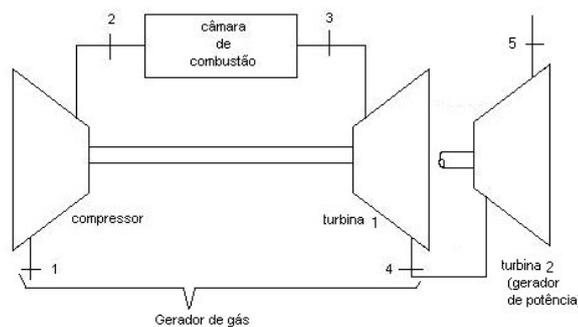


Figura 2.8: Representação esquemática do novo ciclo

Os valores da temperatura, pressão e entalpia são mostrados na tabela 2.2.

Tabela 2.2: Estados do ar em cada seção do ciclo padrão a ar Brayton, fig 2.8.

	Temperatura (K)	Pressão (Pa)	Entalpia (kJ/kg)
1	300.0	101325.0	300.4
2	372.9	182385.0	372.9
3	973.0	182385.0	1016.0
4	907.4	130445.0	941.9
5	844.1	101325.0	870.8

2.4 Estudos do triângulo de velocidades

Nos itens anteriores, foram aplicados conceitos relativos à primeira e segunda leis da termodinâmica no ciclo da turbina a gás. Pode-se obter uma estimativa de qual o trabalho

gerado pelo ciclo. Entretanto, a construção de uma turbo máquina exige a definição de um perfil de palhetas para que esse trabalho possa ser gerado através da variação do momento angular do fluido de trabalho. Para que se possa obter o perfil das palhetas, é necessário construir o chamado triângulo de velocidades.

O triângulo de velocidades apresenta uma relação entre velocidades do fluido em certo ponto da turbina. Sua definição exige um conhecimento prévio da direção do escoamento. Uma turbina pode ser radial ou axial. De acordo com a referência [2], uma turbina radial trabalha melhor com baixas vazões mássicas quando comparadas com uma turbina axial. Entretanto, a fabricação de uma turbina axial é muito mais simples, motivo pelo qual optou-se por fabricar este tipo de turbina. Como a vazão de ar da micro turbina a gás em operação no LETE-USP é baixa, optou-se pela admissão parcial.

2.4.1 Teoria elementar de uma turbina de fluxo axial

A figura 2.9 apresenta o triângulo de velocidades de uma turbina axial de um único estágio. Nesta figura, E denota os estatores ou palhetas fixas e R , as palhetas móveis. O gás entra no estator com velocidade C_1 a uma pressão P_1 e uma temperatura estática T_1 , sendo expandido até a pressão P_2 e temperatura T_2 . Nota-se que o gás pode entrar no estator em um ângulo relativo, α_1 , ao eixo axial do estágio. Em uma turbina de único estágio ou no primeiro estágio de uma turbina de vários estágios, o valor desse ângulo é nulo.

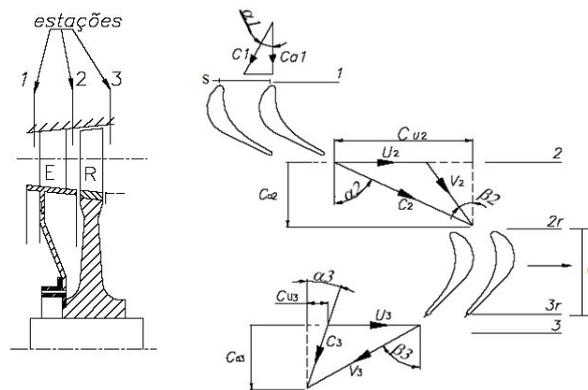


Figura 2.9: Estágio de turbina axial

Ao passar pelos estatores, o gás sofre uma certa deflexão, deixando essa estação com velocidade C_2 a um ângulo α_2 . Entre as estações 1 e 2 ocorre conversão de entalpia em energia cinética. O ângulo de entrada das palhetas do rotor é escolhido para que possa obter β_2 , o ângulo da velocidade relativa do gás, V_2 , na entrada do rotor. A obtenção

de β_2 e V_2 é por subtração vetorial da velocidade tangencial do rotor, U , da velocidade absoluta do gás em 2, C_2 . Depois de ser novamente defletido e sofrer mais expansão, o gás deixa as palhetas do rotor com velocidade relativa V_3 e ângulo β_3 , relativo. Uma adição vetorial entre V_3 e U fornece a velocidade e o ângulo absolutos, C_3 e α_3 , respectivamente.

Existe uma variação da velocidade do rotor, U , com o raio uma vez que $U = \omega R$, onde R é o raio do rotor em uma posição e ω , a velocidade angular do mesmo. Sendo assim, existe uma diferença entre os triângulos de velocidade na raiz e no topo das palhetas. Como hipótese simplificadora, será adotado que escoamento do gás em um plano médio das palhetas representa o escoamento durante todo o comprimento da palheta. Ou, seja, o triângulo de velocidades definido para o plano médio será estendido para todos os outros planos da palheta. As palhetas apresentam perfil de seção constante, fato que facilita a construção. Diferentes triângulos de velocidade geram perfis diferentes e a palheta apresenta torção.

No projeto de uma turbina, existem muitas variáveis. As propriedades termodinâmicas podem ser estimadas com a aplicação das leis da termodinâmica. Mas mesmo essas propriedades necessitam de hipóteses, como, por exemplo, a escolha de uma eficiência isoentrópica para turbina. Escolhe-se um valor como objetivo de projeto e esse valor pode ser novamente estimado em etapas posteriores. Existem também dados geométricos, como altura dos estatores e palhetas do rotor, diâmetro do rotor, corda axial das palhetas, espaçamento - ou *pitch* - entre cada palheta. O projeto de uma turbina é iterativo, com todos esses dados mencionados checados e validados a cada nova etapa.

Para dar início ao projeto, alguns valores devem ser previamente estabelecidos. Por recomendação do MSc Wageeh Bassel, do IPEN, foram escolhidos como parâmetros iniciais de projeto os seguintes dados: raio médio, altura de pá, corda axial, pitch e rotação da turbina. Por facilidade de fabricação, optou-se por um estágio cuja área de escoamento não variasse. Como pode ser observado na figura 2.9 ou em turbinas, há um aumento da área conforme se aproxima dos estágios finais da turbina. Tal aumento ocorre para acomodar o aumento do volume específico do gás conforme o mesmo se expande. A tabela 2.3 resume os dados geométricos para o projeto.

De início de projeto também são escolhidos os ângulos das velocidades absolutas do estágio, α . Como se optou por fixar a geometria, esses ângulos deverão ser variados para que um dos requisitos de projeto seja atingido: a pressão na saída da turbina, p_3 , deve ser atmosférica. Os dados de entrada do projeto são apresentados na tabela 2.4. Esses dados foram obtidos experimentalmente e estão próximos a valores encontrados por estimativas

Tabela 2.3: Dados geométricos do rotor da turbina de potência.

Raio médio	$R_m=0.067$ m
Altura da pá	$h=0.03$ m
Corda	$c=0.02$ m
Pitch	$s=0.6c$
Rotação	$U=15000$ rpm

termodinâmicas.

Tabela 2.4: Dados de entrada no projeto de turbina de potência.

P_1	1.2 bar
T_1	700 °C
\dot{m}	0.16 kg/s
P_3	1 bar

Supõe-se que a velocidade de entrada no estágio é totalmente axial, isto é, $\alpha_1 = 0^\circ$ e os seguintes valores: constante do gás, R , igual a 0.287 kJ/kgK ; k igual a 1.4; c_p igual a 1.0035 kJ/kgK e eficiência isoentrópica dos estatores de 75% e das palhetas do rotor, 80%. Outra hipótese é a de que os gases de combustão se comportam como gás perfeito. A metodologia de cálculo é a que se segue:

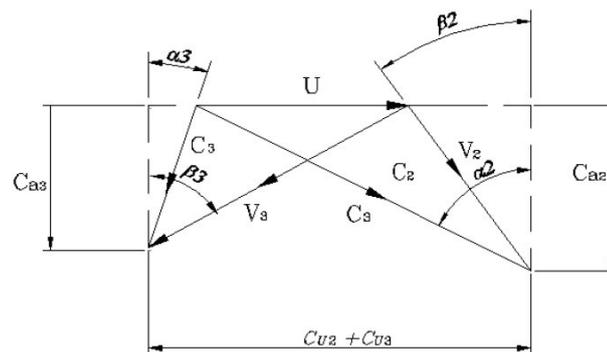


Figura 2.10: Triângulo de velocidades

1. Cálculo da velocidade axial de entrada, dada a área de escoamento A :

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (2.6)$$

$$A = 2\pi R_m h \quad (2.7)$$

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A} \quad (2.8)$$

2. Supõe-se que haja conservação da velocidade axial, ou seja, $C_{a1} = C_{a2}$. Com a imposição do ângulo α_2 , têm-se a velocidade tangencial. Aplicando-se a primeira lei em um volume de controle abrangendo os estatores, conclui-se que a queda de entalpia é convertida em energia cinética, uma vez que não há trabalho e se considera a troca de calor desprezível:

$$C_{a2} = C_{a1} \quad (2.9)$$

$$C_{w2} = C_{a1} \tan(\alpha_2) \quad (2.10)$$

$$\Delta E_{c12} = \frac{(C_{w2}^2 + C_{a2}^2) - (C_{w1}^2 + C_{a1}^2)}{2} \quad (2.11)$$

$$\Delta T_{12} = \frac{\Delta E_{c12}}{c_p} \quad (2.12)$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12} \quad (2.13)$$

3. Com a hipótese de rendimento isentrópico de 75%, calcula-se qual a queda de temperatura de estagnação que ocorre. A análise de um diagrama T-s, como da figura 3, mostra que a pressão em uma expansão é a mesma seja esse processo isentrópico ou não. Existe uma equivalência entre as razões de pressão e de temperatura em um processo isentrópico. Determina-se uma estimativa para p_2 , e por conseguinte, para ρ_2 . Estima-se, então, uma nova velocidade axial, C_2 . O processo pode ser repetido utilizando esse valor de C_2 para encontrar uma nova queda de temperaturas até que o valor da velocidade C_2 convirja.

$$\Delta T_{12s} = \frac{\Delta T_{12}}{\eta_{estator}} \quad (2.14)$$

$$T_{2s} = T_1 - \Delta T_{12s} \quad (2.15)$$

$$p_2 = p_1 \frac{T_{2s}^k}{T_1^{k-1}} \quad (2.16)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_{2s}} \quad (2.17)$$

$$C_{a2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A} \quad (2.18)$$

$$C_{w2} = C_{a2} \tan(\alpha_2) \quad (2.19)$$

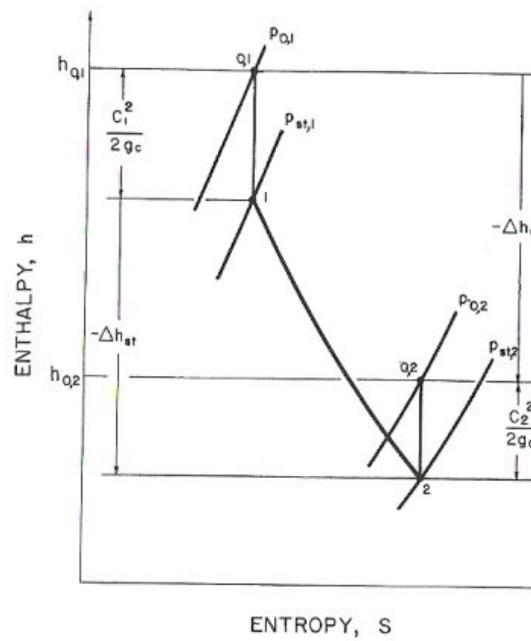


Figura 2.11: Diagrama T-s

4. O próximo passo é o estudo das palhetas do rotor. Entretanto, ainda não é conhecido o trabalho gerado pelo rotor, o que dificulta a aplicação da primeira lei. Para contornar esse problema, trabalha-se em um referencial solidário ao rotor. Define-se a velocidade de entrada relativa V_2 , dada pelo ângulo β_2 . Dessa forma, trabalha-se com as velocidades relativas. O mesmo processo descrito no item 3 é aplicável.

$$\beta_2 = \text{atan}\left(\frac{V_{w2}}{C_{a2}}\right) \quad (2.20)$$

$$C_{a3} = C_{a2} \quad (2.21)$$

$$C_{w3} = C_{a3}\tan(\alpha_3) \quad (2.22)$$

$$V_{w3} = C_{w3} + U \quad \Delta E_{c23} = \frac{((V_{w3}^2 + C_{a3}^2) - (V_{w2}^2 + C_{a2}^2))}{2} \quad (2.23)$$

$$\Delta T_{23} = \frac{\Delta E_{c23}}{c_p} \quad (2.24)$$

$$T_3 = T_2 - \Delta T_{23} \quad (2.25)$$

$$\Delta T_{23s} = \frac{\Delta T_{23}}{\eta_{rotor}} \quad (2.26)$$

$$T_{3s} = T_2 - \Delta T_{23s} \quad (2.27)$$

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_{3s}}{T_{2s}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.28)$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_{3s}} \quad (2.29)$$

$$C_{a3} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 A} \quad (2.30)$$

$$C_{w3} = C_{a3}\tan(\alpha_3) \quad (2.31)$$

$$V_{w3} = C_{w3} + U \quad (2.32)$$

$$\beta_3 = \text{atan}\left(\frac{V_{w3}}{C_{a3}}\right) \quad (2.33)$$

Nesta etapa, deve ser checada se a pressão p_3 aproxima-se da pressão atmosférica, uma vez que a turbina descarrega os gases na atmosfera. Caso p_3 não seja a pressão atmosférica, devem ser variados alguns parâmetros para que isso se torne verdade. Optou-se por manter a geometria do rotor, então foram variados os ângulos de palheta. Para facilitar os cálculos, um programa em MatLab foi escrito e os cálculos foram realizados para várias combinações de ângulos.

5. Após esses cálculos, o triângulo de velocidades já está definido. Aplicando-se a fórmula de Euler, equação 2.34, estima-se qual será o trabalho gerado pelo estágio. Estima-se também o torque produzido pela turbina.

$$\Delta W = \dot{m}(C_{w3} + C_{w2}) \quad (2.34)$$

$$\text{Torque} = \frac{60\Delta W}{2\pi\omega} \quad (2.35)$$

6. Inicialmente, foram definidos valores para a corda e para o *pitch*. Calculando-se o número de pás de cada estação, esses valores podem ser atualizados. Isto faz-se necessário para a segunda parte do projeto da turbina, que é a definição do perfil das palhetas. A definição do número, n , de palhetas é feita usando-se o *pitch* inicialmente definida. Por questões de balanceamento, números primos são escolhidos para o total de palhetas em cada estação. Sendo assim, para o estator escolhe-se um número primo abaixo de n .

$$n = \frac{2\pi * R_m}{s} \quad (2.36)$$

Dado este valor, escolhem-se n_{rotor} e $n_{estator}$. Atualiza-se, então, a corda e o *pitch* em cada estação:

$$s_{estator} = \frac{2\pi R_m}{n_{estator}} \quad (2.37)$$

$$c_{estator} = \frac{s_{estator}}{0.6} \quad (2.38)$$

$$s_{rotor} = \frac{2\pi R_m}{n_{rotor}} \quad (2.39)$$

$$c_{rotor} = \frac{s_{rotor}}{0.6} \quad (2.40)$$

2.4.1.1 Estágio de admissão parcial

Como mencionado no Introdução, caso a vazão mássica seja muito baixa, deve ser usado um estágio de admissão parcial. A metodologia de cálculo é a mesma que para um estágio de admissão total. Entretanto, um fator de correção na vazão mássica deve ser aplicado. O que se faz é calcular o estágio como se fosse de admissão total, mas com uma vazão mássica que seja proporcional ao estágio de admissão parcial. Ou seja, caso a vazão mássica seja \dot{m} no estágio de admissão parcial, a vazão mássica do estágio de admissão total é dado por:

$$\dot{M}_{full} = \frac{\dot{m}360}{\theta} \quad (2.41)$$

Nesta equação, θ é definido como o ângulo de admissão. A figura 2.4.1.1 mostra com maior clareza como esse ângulo é definido.

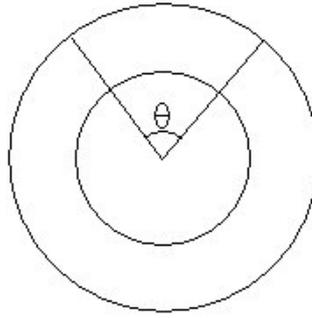


Figura 2.12: Definição do ângulo de admissão parcial

2.5 Resultados

Após serem realizados os cálculos acima mencionados, os valores apresentados na tabela 2.5. Optou-se por construir uma turbina de admissão parcial e escolheu-se o valor de 180°C para θ . O trabalho gerado por esta turbina de potência será de aproximadamente $4kW$.

Tabela 2.5: Dados da turbina de potência: ângulos e potência.

α_1	0°		
α_2	70°	β_2	74.1°
α_3	60°	β_3	74.1°
$s_{estator}$	13.6 mm	s_{rotor}	11.4 mm
$c_{estator}$	22.6 mm	c_{rotor}	19 mm
$n_{estator}$	31	n_{rotor}	37

2.6 Definição do perfil das palhetas

A definição do triângulo de velocidades permite estabelecer os ângulos de gás e também alguns aspectos geométricos, como altura de palheta e diâmetro do rotor. O passo seguinte é a definição dos perfis dos estatores e palhetas do rotor que admitam o gás em seu bordo de ataque e direcionem o gás no ângulo requerido com o mínimo de perdas possíveis.

A referência [7] cita alguns métodos utilizados para a geração de um perfil de palheta e apresenta uma metodologia simplificada baseada no método RATD, ou Rapid Axial Turbine Design. O método apresentado por [7] consiste na escolha de alguns dos parâmetros que definem o perfil da palheta e utilizar funções matemáticas para definir os restantes. A figura 2.13, retirada de [7], apresenta os parâmetros escolhidos. A mesma

referência apresenta um programa em FORTRAN para a determinação do perfil.

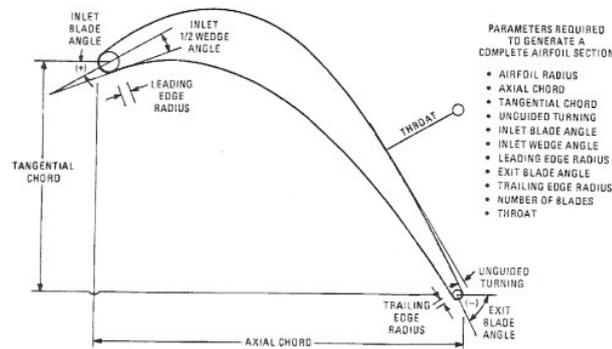


Figura 2.13: Os onze parâmetros independentes de um perfil

A determinação dos perfis das palhetas da turbina do presente trabalho foi realizada com a ajuda do MSc Wageeh Bassel, do IPEN. Inicialmente, foi usado o método descrito pela referência [7], porém recentemente foi utilizado o programa "Blade Design", da empresa Steam Turbine Pro. Os dados de entrada deste programa são os seguintes:

- Corda;
- Relação s/c , ou $pitch/corda$;
- Ângulo de entrada;
- Ângulo de saída.

Ressalta-se que os ângulos acima referidos referem-se ao 'ângulo do metal', ou seja, qual o ângulo que as palhetas serão efetivamente construídas. Durante a obtenção do triângulo de velocidades, calculam-se os ângulos a serem seguidos pelo gás. Existe uma diferença entre o ângulo do metal e o ângulo do gás, tanto na entrada quanto na saída do perfil. Essas diferenças são dadas pelo ângulo de incidência, i , na entrada e pelo ângulo de desvio na saída, δ . A figura 2.14 apresenta a definição destes ângulos.

De acordo com [1], o ângulo de incidência pode ser ignorado sem ocasionar efeitos adversos no desempenho do perfil. Entretanto, o ângulo de desvio é um aspecto importante para o perfil. Caso esse valor seja ignorado, o palheta da turbina produzirá uma menor mudança de velocidade tangencial, acarretando menor torque, trabalho e queda de entalpia. Existem correlações para o cálculo desse desvio, como a apresentada por Ainley e Mathieson. Essa informação pode ser apresentada também sob a forma gráfica, como pode ser encontrada em [7].

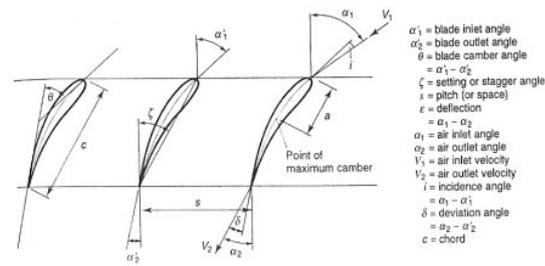


Figura 2.14: Definição do ângulo de desvio

Como mencionado anteriormente, o programa Steam Turbine Pro tem como dado de entrada os ângulos do metal e apresenta como saída o ângulo de gás. Por um processo iterativo, encontrou-se um ângulo de metal que produzisse de forma muito aproximada o ângulo do gás. As coordenadas dos pontos para construção dos perfis para o estator e para o rotor encontram-se no anexo B. Abaixo, são apresentados os perfis obtidos.

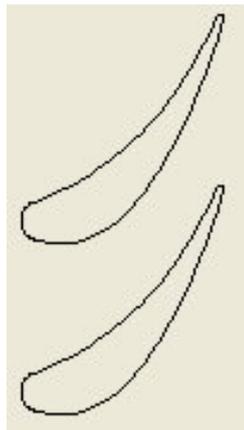


Figura 2.15: Perfil dos estatores

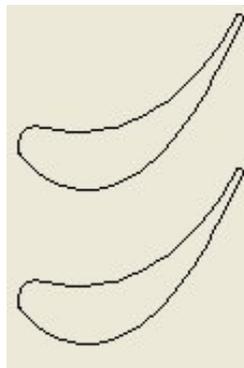


Figura 2.16: Perfil das palhetas do rotor

3 MÉTODOS NUMÉRICOS

As simulações numéricas têm se apresentado como uma forma alternativa em projetos de engenharia. No método clássico de projeto, faz-se o uso de abordagens empíricas ou ainda equações aproximadas para a estimativa de dados de projeto. Entretanto, quando a geometria torna-se complicada ou foge muito àquela para a qual as relações empíricas foram desenvolvidas, a solução numérica torna-se uma ferramenta poderosa.

3.1 Método dos volumes finitos

Os problemas em engenharia são modelados por equações matemáticas. Conforme a complexidade do modelo matemático, não é possível obter uma solução analítica que produza respostas aceitáveis. Usualmente, os modelos apresentam equações diferenciais, as quais podem ser solucionadas por algum método numérico, [14].

De acordo com o tipo de problema a ser solucionado, diferentes métodos podem ser aplicados. Existem três principais métodos de solução numérica das equações: diferenças finitas, elementos finitos, método dos volumes finitos e métodos espectrais, [9]. A diferença entre esses tipos de solução reside na forma como as equações que regem um problema são discretizadas. De acordo com o tipo de problema a ser resolvido, um método torna-se mais aplicável que outro.

A “Dinâmica dos Fluidos Computacional”, ou CFD em sua sigla em inglês, é um método que se baseia nos métodos dos volumes finitos, no qual a geometria do problema é dividida em um grande número de volumes de dimensões reduzidas. O principal atrativo do método dos volumes finitos é a manutenção do significado físico das equações de conservação de uma quantidade em um algoritmo numérico. Um problema de escoamento deve obedecer às seguintes equações de conservação:

- Conservação da massa;
- Conservação da quantidade de movimento (segunda lei de Newton);

- Taxa da de variação da energia é igual à soma da taxa de adição de calor e a taxa de realização de trabalho em uma partícula de fluido (primeira lei da termodinâmica)

Estas equações de conservação podem ser genericamente escritas sob a forma de uma equação de transporte de uma quantidade ϕ , como apresentado por [9].

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \phi \vec{u}) = \text{div}(\Gamma \text{div} \phi) + S_\phi \quad (3.1)$$

A equação de transporte 3.1 pode ser interpretada da seguinte maneira: a taxa de aumento da quantidade ϕ no volume de controle, somada à taxa de transporte de ϕ por advecção deve igualar-se à taxa de transporte de ϕ por difusão mais a taxa de geração de ϕ dentro do volume de controle.

No método de volumes finitos, a equação de transporte é integrada em todo domínio computacional, que é composto por todos os pequenos volumes que dividem a geometria. Um exemplo de volumes finitos pode ser visto na figura 3.1. Esses volumes podem apresentar as seguintes formas: primas, tetraedros e hexaedros, nos problemas tridimensionais; e triângulos ou quadriláteros em bidimensionais.

As equações de transporte de quantidade de movimento, energia e espécies podem ser escritas genericamente na forma da eq. 3.1. Estas equações são discretizadas resultando em um sistema de equações algébricas que é, então, resolvido por um método numérico convenientemente escolhido.

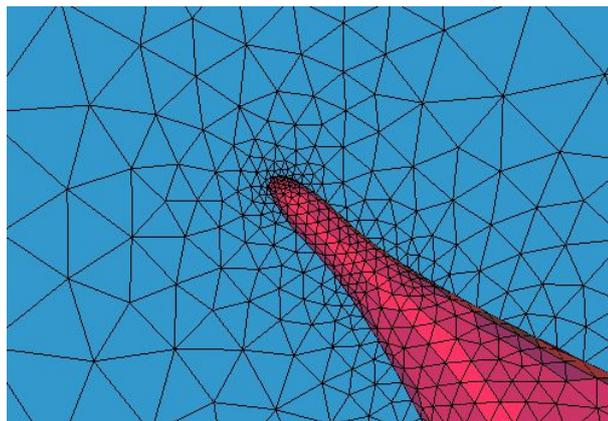


Figura 3.1: Exemplo de malha computacional

3.2 Modelos de turbulência

3.2.1 Equações de Navier-Stokes

As equações de conservação de quantidade de movimento apresentam termos referentes a tensões viscosas que devem ser modelados. As equações de Navier-Stokes são um modelo amplamente utilizado para as tensões viscosas. Nesse modelo, essas tensões são proporcionais às taxas de deformação de um elemento infinitesimal. A referência [9] apresenta a dedução das equações de momento, com sua subsequente modelagem para a equação de Navier-Stokes.

3.2.2 Escoamento turbulento

Os escoamentos de engenharia podem ser divididos nas seguintes categorias: invíscido ou viscoso; laminar, em transição ou turbulento. Um maior detalhamento sobre cada tipo de escoamento pode ser encontrado em [10]. A maior parte dos escoamentos em engenharia é no regime turbulento, motivo pelo qual uma breve introdução a esse tipo de escoamento será feita.

Um escoamento turbulento é caracterizado pela variação aleatória das quantidades envolvidas no escoamento. A figura 3.2, a seguir, apresenta a variação típica da velocidade em um ponto do escoamento. Esta figura evidencia bem o caráter randômico do escoamento turbulento. Nota-se que as flutuações da velocidade são completamente aleatórias e não podem ser caracterizadas por alguma equação matemática.

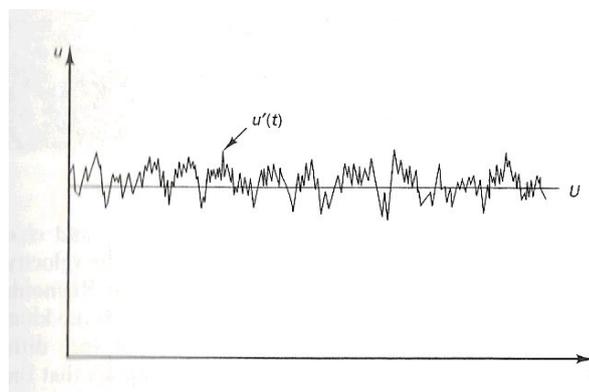


Figura 3.2: Flutuações de velocidade típicas de um escoamento turbulento

Uma alternativa para a modelagem de um escoamento turbulento é a utilização da chamada “Decomposição de Reynolds”. Nesta abordagem, as quantidades envolvidas no

escoamento são decompostas em seu valor médio mais uma flutuação temporal, a qual pode ser obtida através de meios estatísticos. Na figura 3.2, acima, vê-se a decomposição da velocidade instantânea em seu termo médio, U , e sua variação temporal, $u'(t)$. Matematicamente, tem-se:

$$u(t) = U + u'(t) \quad (3.2)$$

Aplicando a “Decomposição de Reynolds” a todas as variáveis das equações de conservação, obtêm-se equações que descrevem o escoamento turbulento. Entretanto, surgem alguns novos termos nessas equações que necessitam de uma modelagem. A equação 3.3 apresenta a decomposição de Reynolds aplicada à equação de Navier-Stokes para o cálculo da velocidade u . Semelhantes equações são escritas para as velocidades v e w . A equação 3.4 apresenta a mesma equação, porém escrita com notação indicial. O termo $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ é chamado de “tensões de Reynolds” e sua modelagem é descrita a seguir.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}U\vec{U} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \text{div}(\text{grad}U) + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{-\rho u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{-\rho u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{-\rho u'w'}}{\partial z} \right) \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (3.4)$$

3.2.3 Modelagem das tensões de Reynolds

Existem dois tipos básicos de modelos para as tensões de Reynolds: algébricos e diferenciais [11]. O modelo algébrico mais conhecido é o “Comprimento de mistura de Prandtl”. O modelo diferencial mais difundido é a hipótese de Boussinesq, a qual faz uma analogia entre a segunda lei de Newton para a viscosidade e as tensões de Reynolds. Matematicamente, a hipótese de Boussinesq se traduz em:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.5)$$

Os modelos Spalart-Allmaras e $k-\epsilon$, por exemplo, utilizam essa hipótese para a fechamento do sistema de equações que descrevem o escoamento. De acordo com cada modelo, equações de transporte para certas quantidades devem ser resolvidas. No caso do modelo $k-\epsilon$, duas equações adicionais devem ser resolvidas: uma para k , outra para ϵ . Um pequeno número de equações a serem resolvidas significa um baixo custo computacional.

Uma alternativa para a modelagem as tensões de Reynolds é a solução de uma equação de transporte para cada uma das tensões, ou seja, é necessária a solução de seis equações de transporte para o caso tridimensional. Já para o caso bidimensional, 4 equações precisam ser resolvidas. A cada um dos casos, adiciona-se a solução de mais uma equação de transporte para a quantidade e , a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta.

3.2.4 Modelo Reynolds Stress Transport Model - RSM

Para as simulações propostas no presente trabalho, optou-se pela utilização do modelo das tensões de Reynolds, ou RSM em sua sigla em inglês. Esse modelo resolve equações de transporte para cada um das tensões de Reynolds e mais uma equação para a dissipação de energia cinética turbulenta.

Por ser um modelo que precisa da solução simultânea de sete equações de transporte, seis para cada uma das tensões de Reynolds e uma para a dissipação de energia cinética, seu custo computacional é considerado elevado. Segundo [9], seu uso na indústria ainda não é difundido, ficando seu uso restrito a círculos acadêmicos. Além do custo computacional, outra desvantagem é que o modelo RSM não é tão amplamente validado como o $k - \epsilon$, por exemplo.

Entretanto, ainda segundo [9], o modelo $k - \epsilon$ falha ao solucionar escoamentos com campos de deformação complexos, componente tangencial de velocidade (em inglês *swirl*) ou forças de corpo significativas. A solução de cada uma das equações de transporte para as tensões de Reynolds consegue captar os efeitos direcionais do campo das tensões de Reynolds, ou seja, o campo de tensões não é isotrópico como nos outros modelos. Sendo assim, o modelo RSM consegue captar efeitos de curvatura da linha de corrente, *swirl*, rotação e rápidas variações da taxa de deformação, [12]. A justificativa no uso do modelo RSM para as simulações propostas residem na caracterização qualitativa do escoamento.

A opção por este modelo resulta da caracterização qualitativa do escoamento em uma turbina. O fluido apresenta elevadas curvaturas das linhas de corrente ao atravessar os perfis tanto do rotor quanto do estator, pois o princípio de funcionamento de uma turbina se dá pela variação da quantidade de movimento. Além disso, os efeitos de ‘swirl’ no bordo de fuga dos perfis é significativo para o desempenho de uma turbo-máquina.

3.2.4.1 Formulação do modelo RSM

A equação de transporte do tensor de Reynolds é mostrada abaixo, Eq.(3.6)[9].

$$\begin{aligned}
& \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Derivada temporal local}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}_{C_{ij} \equiv \text{Advecção}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p (\delta_{kj} \overline{u'_i} + \delta_{ik} \overline{u'_j}) \right]}_{D_{T,ij} \equiv \text{Difusão de turbulência}} \\
+ & \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{D_{L,ij} \equiv \text{Difusão Molecular}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} \equiv \text{Produção de Tensões}} - \underbrace{\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta})}_{G_{ij} \equiv \text{Produção de Empuxo}} \\
& + \underbrace{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij} \equiv \text{Termo Pressão-Deformação}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}_{\epsilon_{ij} \equiv \text{Dissipação}} \\
& - \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{Produção por Rotação}} + \underbrace{S_{\text{user}}}_{\text{Termo Fonte}} \tag{3.6}
\end{aligned}$$

Nesta equação de transporte, os termos de convecção, C_{ij} , de produção por deformação do escoamento médio, P_{ij} , de produção por rotação do sistema, F_{ij} , e difusão molecular, $D_{L,ij}$ não necessitam de modelagem. Os termos restantes, no entanto, precisam ser modelados para que a equação de transporte possa ser resolvida. As modelagens foram retiradas da referência [12], uma vez que corresponde ao manual do software Fluent [®], utilizado nas simulações.

Em algumas das equações que se seguem, é necessário o cálculo da energia cinética turbulenta, cuja definição é:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \tag{3.7}$$

3.2.4.2 Transporte difusivo de turbulência, $D_{T,ij}$

A referência [12] apresenta a seguinte equação para a modelagem de $D_{T,ij}$:

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t \overline{\partial u'_i u'_j}}{\sigma_k \partial x_k} \right) \tag{3.8}$$

Nesta equação, μ_t é a viscosidade turbulenta, cuja forma de cálculo é apresentada na equação 3.9. O valor de σ_t é 0.82 e foi derivado por Lien e Leschziner.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.9)$$

O valor de C_μ na equação 3.9 é 0.09.

3.2.4.3 Termo Pressão-Deformação, Φ_{ij}

O software Fluent [®]apresenta diferentes modelagens para o termo pressão-deformação. Para as soluções numéricas apresentadas neste trabalho, foi utilizada a modelagem linear desse termo. Essa é a formulação clássica e é apresentada como se segue:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \quad (3.10)$$

Nesta, $\phi_{ij,1}$ é o termo de “slow pressure-strain”, também conhecido por termo “return-to-isotropy”; $\phi_{ij,2}$ é conhecido por “rapid pressure-stain” e $\phi_{ij,w}$ é o termo “wall-reflection”. Este último termo é responsável por redistribuir as tensões normais próximo a paredes, reduzindo o efeito das tensões normais perpendiculares à parede enquanto reforça as tensões paralelas à parede. A ref. [12] apresenta a modelagem individual de cada um destes termos.

3.2.4.4 Efeitos de empuxo na turbulência, G_{ij}

Os termos de produção devido a empuxo são modelados por:

$$G_{ij} = \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(g_i \frac{\partial T}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.11)$$

Nesta equação, Pr_t é o número de Prandtl turbulento para a energia, com o valor padrão de 0.85. Caso se esteja modelando um gás perfeito, a seguinte equação pode ser aplicada:

$$G_{ij} = -\frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \left(g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.12)$$

Os termos de fonte, S_{user} , e de produção devido à rotação do sistema de coordenadas, F_{ij} , não se aplicam ao problema em estudo e são excluídos da equação final.

3.2.5 Escoamento próximo à parede

Os escoamentos turbulentos são muito afetados pela presença de paredes. A premissa básica é o fluido satisfazer a condição de não-escorregamento. Perto da parede, o amortecimento viscoso reduz as flutuações na velocidade tangencial, quanto a blocagem cinemática reduz as flutuações normais, [12]. Conforme se afasta da parede, no entanto, a turbulência começa a ter efeito dominando devido a maior produção de energia cinética, resultado dos intensos gradientes de velocidade.

A modelagem próxima do escoamento próximo a paredes influencia a solução numérica, uma vez que paredes são fontes de vorticidade e turbulência. Próximo a paredes, existem intensos gradientes das variáveis envolvidas no escoamento. Alguns modelos de turbulência são válidos para o *core* do escoamento, ou seja, regiões sem forte influência de paredes. Para esses modelos, busca-se uma modelagem para a camada limite. O modelo RSM é um destes modelos. Já outros modelos, como o Spart-Allmaras, é feito para resolver a camada limite.

De acordo com [12], a região de escoamento próxima a paredes pode ser subdividida em três camadas. A camada mais interna é a “sub-camada viscosa”, na qual o escoamento é quase laminar e viscosidade molecular tem efeitos dominantes no transporte de calor, momento e massa. A camada mais externa é a camada turbulenta, a qual é principalmente influenciada pela turbulência. Entre essas duas camadas, existe uma região na qual a viscosidade molecular e a turbulência apresentam influência semelhante. A figura 3.3 apresenta essas três subdivisões, plotadas em uma escala semi-logarítmica

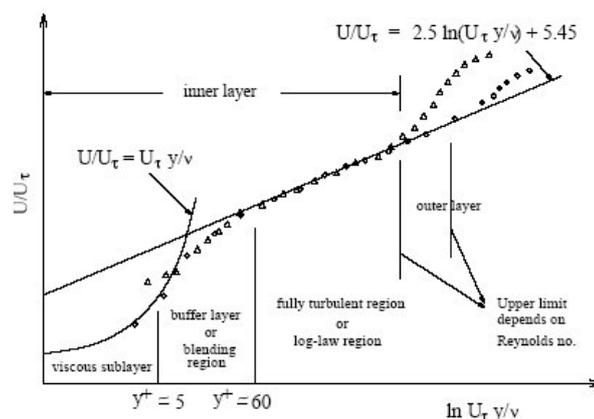


Figura 3.3: Divisão das regiões próximas a parede

Nesta figura, define-se:

$$y^+ \equiv \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.13)$$

$$u_\tau \equiv \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.14)$$

Como mencionado, pode-se resolver as equações de transporte nessas regiões de sub-camadas ou se utilizar das chamadas "funções de parede". São relações semi-empíricas que buscam acoplar os efeitos viscosos próximo a paredes aos efeitos de turbulência na região de turbulência totalmente desenvolvida. A função de parede mais conhecida foi desenvolvida por [11] e é conhecida por "lei logarítmica". De acordo com [12], a formulação é a que se segue.

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (3.15)$$

$$U^* \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.16)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (3.17)$$

Nas equações acima, $\kappa = 0.41$ é a constante de von Kármán; $E = 9.793$ é uma constante empírica; U_P é velocidade média do fluido no ponto P; k_P é energia cinética turbulenta no ponto P; y_P é distância do ponto P à parede e μ é a viscosidade dinâmica do fluido. Essas relações são válidas no intervalo $30 < y^* < 300$. Deve-se, portanto, garantir que o centróide do primeiro elemento esteja dentro deste intervalo para que a "lei logarítmica" seja corretamente aplicada. As malhas mostradas no item 2.4 foram construídas de forma a garantir, o melhor possível esta restrição da lei de parede.

4 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

No capítulo 2 foi definida a geometria da turbina de potência utilizando as leis da termodinâmica. Esta abordagem valeu-se da definição de propriedades dos gases de combustão (assumido como sendo composto somente de ar) em um diâmetro médio do rotor. A partir destes dados, foi definido o triângulo de velocidades para esta turbina e, a partir deste triângulo, foram definidos os perfis dos estatores e palhetas do rotor. Portanto, aspectos relativos ao escoamento ao redor destes perfis não foi considerado.

A proposta da abordagem numérica é estudar a interação do escoamento com os perfis, caracterizando o escoamento e verificando se os perfis propostos se comportam de maneira adequada. Portanto, visa-se a confirmação dos valores de propriedades termodinâmicas nas diversas seções da turbina. A abordagem numérica também permite obter uma estimativa de torque e potência resultantes dos perfis escolhidos.

São propostas duas análises:

- Simulação bidimensional
- Simulação tridimensional

A simulação bidimensional fornece uma primeira estimativa para os parâmetros da turbina. Esta abordagem é mais próxima da metodologia apresentada no capítulo 2, pois não considera efeitos tridimensionais do escoamento ao redor das palhetas. Além disto, esta simulação apresenta a vantagem de não apresentar custo computacional tão elevado, quando comparada a uma geometria tridimensional.

O segundo passo na análise numérica é a simulação tridimensional, que tem por objetivo quantificar efeitos tridimensionais do escoamento. Esta etapa permite a análise da interação entre o escoamento e as palhetas ao longo de todo o comprimento desta. Ou seja, podem ser analisados os gradientes de diversas quantidades ao longo da palheta e verificar se geometrias futuras devem levar em conta estes efeitos durante a fase de projeto.

4.1 Simulação bidimensional

A análise numérica bidimensional é o primeiro passo dado no uso de ferramentas numéricas no projeto da turbina de potência. Já foi dito que esta condição não representa fielmente o escoamento durante a operação do equipamento, porém é uma condição muito próxima àquela do cálculo realizado no capítulo 2. Além disso, por apresentar um custo computacional relativamente baixo, tem seu uso justificado como primeira abordagem.

Os itens a seguir apresentam a metodologia seguida.

4.1.1 Definição de geometria e malha

A geometria utilizada na simulação é apresentada na figura 4.1. Esta consiste em uma seção que corta os estatores e o rotor, obtida após a se desenrolar um plano que corte o equipamento no raio médio, $R_m = 0.067\text{m}$. Devido à existência de periodicidades na geometria e no escoamento, somente uma palheta de estator e de rotor foi simulada.

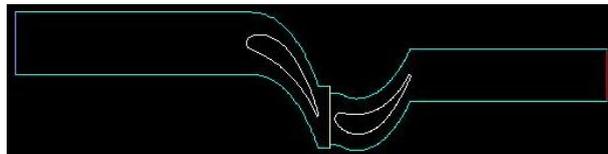


Figura 4.1: Geometria bidimensional utilizada na simulação

Como apresentado no item 3.1, este domínio geométrico precisa ser discretizado em pequenos volumes nos quais as equações de transporte serão solucionadas. Utilizou-se o programa ICEM CFD v11.0, da Ansys, para geração da chamada malha computacional. A figura 4.2 apresenta um detalhe da malha gerada. Esta malha contém 31.948 elementos, considerando-se ambos domínios.

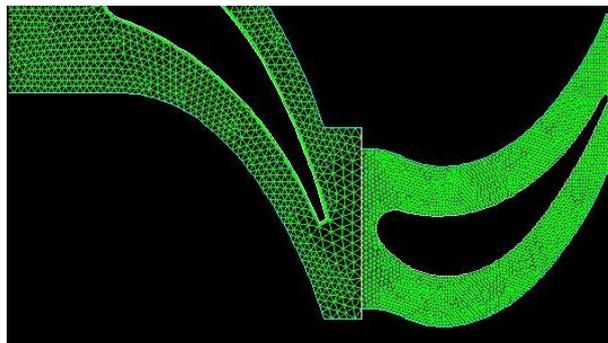


Figura 4.2: Detalhe da malha utilizada

4.1.2 Condições de contorno

As condições de contorno aplicadas refletem os cálculos apresentados anteriormente. O problema proposto consiste na solução do escoamento em um estágio de turbina, cuja rotação é de 15000 rpm. O ar, modelado como gás perfeito, entra nos estatores com uma pressão total de 122252.8 Pa e se expande até a pressão atmosférica. A geometria apresentada é bidimensional e leva em conta a rotação através do uso de uma malha móvel no domínio do rotor. A velocidade de translação deste domínio é $V = \omega R_m = 105.2$ m/s. Também é especificada a temperatura dos gases na saída da câmara de combustão, de 600 °C após dados obtidos em bancada experimental.

Resumindo, as seguintes condições de contorno foram utilizadas:

- Entrada: condição de ‘mass-flow-inlet’, especificada a 0.4 kg/s, com temperatura de 873.15 K;
- Saída: condição de ‘pressure-outlet’, com pressão estática de 101325 Pa (pressão ambiente) e temperatura de 300 K;
- Paredes do estador e rotor tidas como adiabáticas;
- Condição de periodicidade nas laterais do domínio.
- Interface deslizante entre estador e rotor.

A figura 4.3 apresenta o modelo de solução, o qual apresenta a interface deslizante entre estador e rotor. O objetivo desta interface deslizando é modelar o escoamento durante a rotação da turbina, ou seja, efeitos de escoamento em regime transiente são levados em conta. Com a malha deslizante, o método ‘Sliding Mesh’, apresentado no programa Fluent 6.3, foi utilizado. Este método é o que melhor apresenta respostas para interação estador-rotor, mas também apresenta algo custo computacional. A justificativa de sua utilização é a obtenção de uma resposta acurada em um caso simples. A teoria para o método ‘Sliding Mesh’ pode ser encontrada em detalhes na referência [12].

Como mencionado, a simulação em regime transiente representa melhor a interação estador-rotor. Para uma melhor solução do caso transiente, optou-se por se obter uma solução inicial de um regime permanente. Reduziu-se assim o tempo necessário para convergência em regime transiente.

O período de rotação do rotor é de $T=0.000108$ s, sendo este o tempo necessário para que uma palheta de rotor passe por um estador. Para a simulação em regime transiente, o

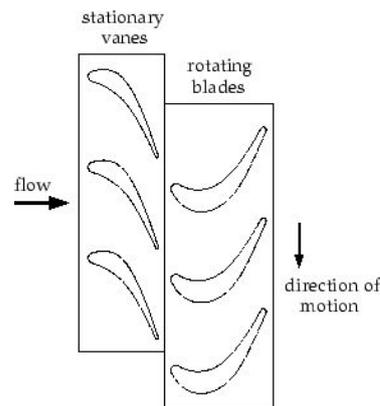


Figura 4.3: Detalhe da malha utilizada

passo de tempo utilizado foi de 1.5×10^{-6} , sendo necessárias aproximadamente 70 iterações para completar um período de rotação. A cada passo de tempo foram realizadas no máximo 20 iterações.

O modelo de turbulência utilizado nestas simulações foi o ‘Reynolds Stress Model’, apresentado no capítulo 3. As justificativas para escolha deste modelo também são apresentadas.

Definidas as condições de contorno, a simulação pode ser feita. Como mencionado, foi utilizado o código comercial Fluent 6.3, na Ansys, na solução do escoamento bidimensional. Foram necessárias aproximadamente duas horas para simulação de quatro períodos de rotação. A próxima seção apresenta os resultados, com suas devidas discussões.

4.1.3 Resultados

As figuras abaixo apresentam contornos de pressão, temperatura e velocidade para três instantes de tempo distintos. Estes tempos referem-se a 1.5355×10^{-3} s, 1.6305×10^{-3} s e 1.7100×10^{-3} s. Foram escolhidos tempos próximos ao final da simulação para que qualquer erro numérico pudesse ser eliminado.

Os campos de pressão apresentados nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 mostram que parte da expansão ocorre nos estatores, sendo o restante nas palhetas móveis. Os contornos mostram que aproximadamente metade desta expansão ocorre em cada seção, caracterizando um estágio de grau de reação 50%. Os dados calculados no capítulo 2 sugerem um estágio de 65% de reação. Portanto, no equipamento a ser fabricado, os campos de pressão devem se aproximar destes obtidos nesta simulação.

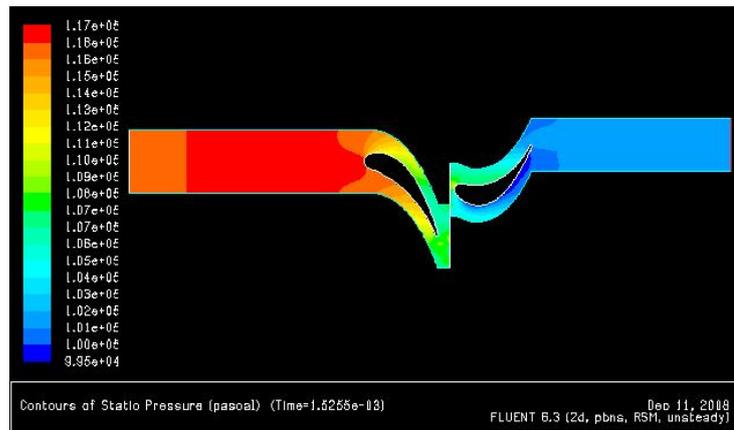


Figura 4.4: Contornos de pressão para $t=1.5355e-3$ s

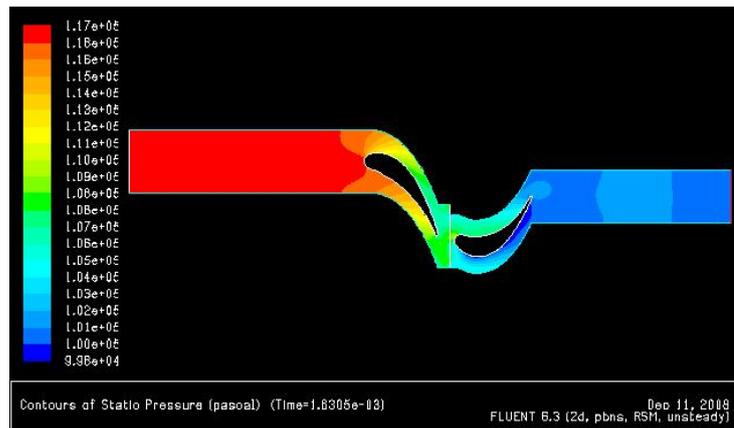


Figura 4.5: Contornos de pressão para $t=1.6305e-3$ s

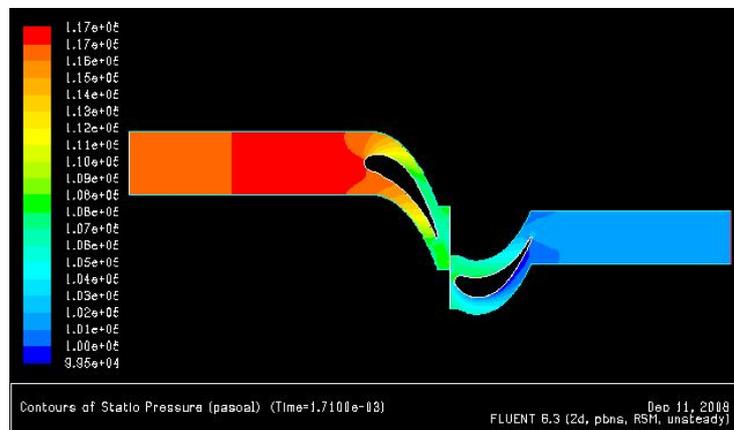


Figura 4.6: Contornos de pressão para $t=1.7100e-3$ s

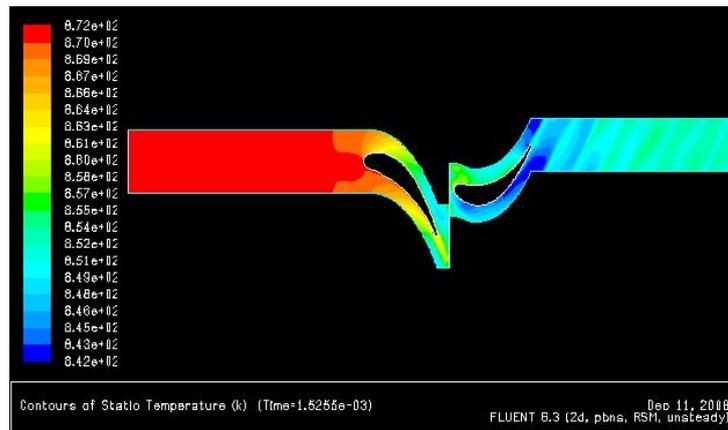


Figura 4.7: Contornos de temperatura para $t=1.5355 \times 10^{-3}$ s

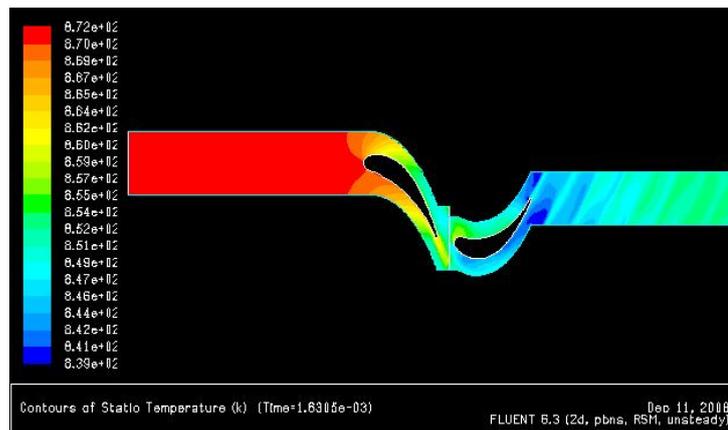


Figura 4.8: Contornos de temperatura para $t=1.6305 \times 10^{-3}$ s

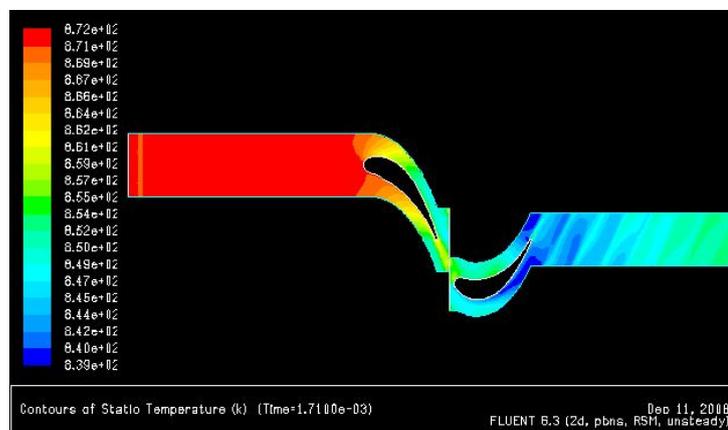


Figura 4.9: Contornos de temperatura para $t=1.7100 \times 10^{-3}$ s

A análise dos campos de temperatura fornecem uma temperatura média de 830K no plano de saída do rotor. Este resultado já era esperado, uma vez que o modelo de gás perfeito é aplicado ao ar. A informação a ser obtida destes dados é uma visualização do gradiente de temperaturas, possibilitando identificar áreas críticas a serem observadas na etapa experimental.

Um resultado a ser notado em ambos campos apresentados é a propagação da informação em direção à montante enquanto a palheta do rotor se movimenta.

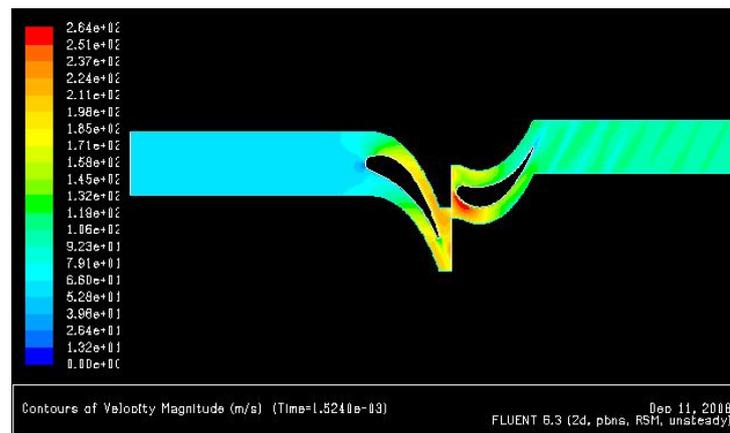


Figura 4.10: Contornos de velocidade para $t=1.5355e-3$ s

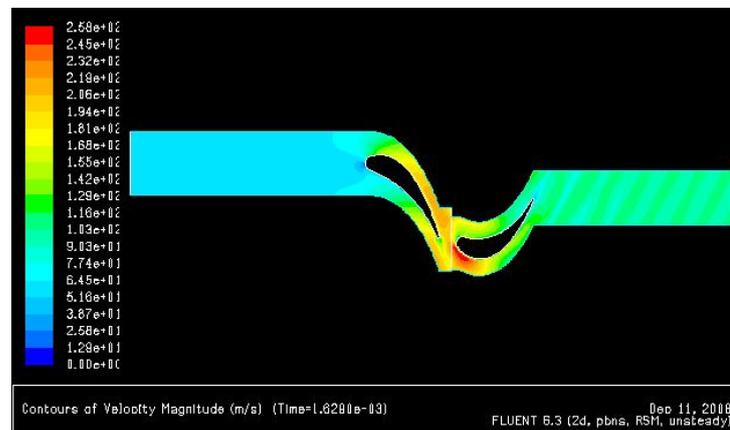


Figura 4.11: Contornos de velocidade para $t=1.6305e-3$ s

Os contornos de velocidade, apresentados nas figuras 4.10, 4.11 e 4.12, apresentam velocidades nos planos de entrada e saída de 70m/s e 140m/s. Os valores encontrados aproximam-se dos valores teóricos calculados em item anterior, de 75 e 147 m/s, respectivamente. A concordância dos valores teóricos e experimentais deve-se à especificação de uma vazão mássica e de uma área compatível com os dados utilizados anteriormente.

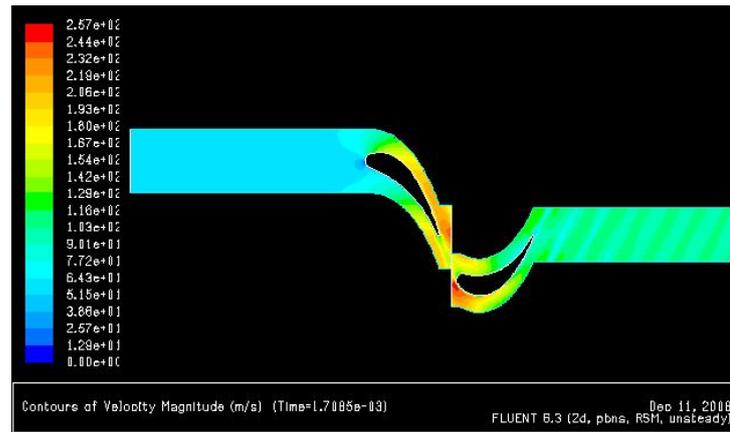


Figura 4.12: Contornos de velocidade para $t=1.7100e-3$ s

A seguir são apresentados os vetores de velocidade para as três situações acima descrever. Pode-se notar a existência de uma zona de recirculação na região do bordo de fuga do perfil do rotor. Esta rotacionalidade do escoamento pode levar a perdas, sendo seu estudo uma alternativa para futuros trabalhos.

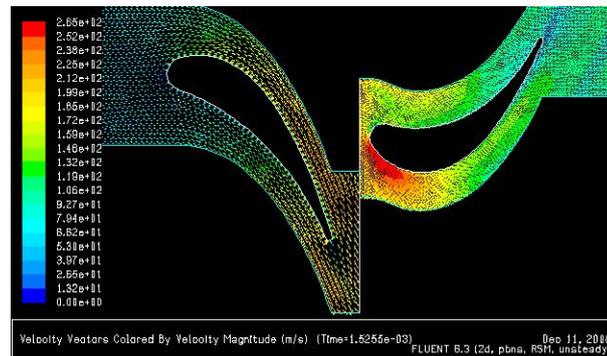


Figura 4.13: Vetores de velocidade para $t=1.5355e-3$ s

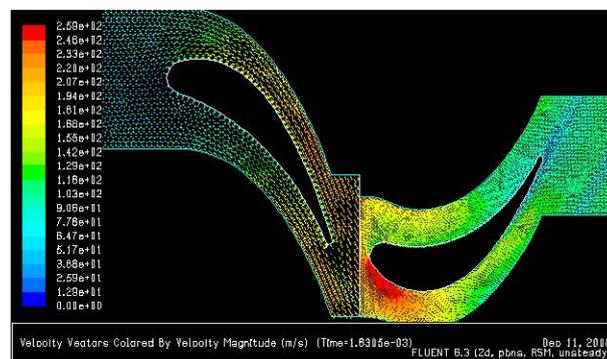


Figura 4.14: Vetores de velocidade para $t=1.6305e-3$ s

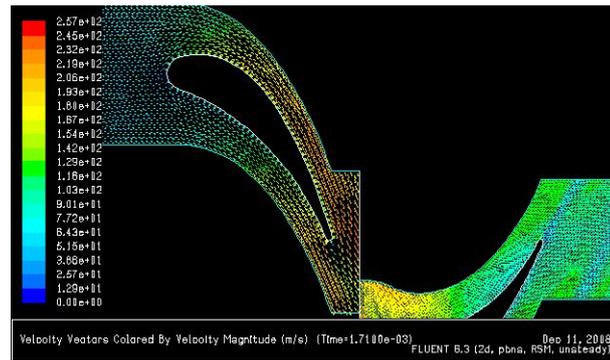


Figura 4.15: Velocidades de velocidade para $t=1.7100e-3$ s

A vazão mássica e a força exercida na palheta do rotor podem ser encontrados na tabela 4.1

Tabela 4.1: resultados

Vazão mássica	0.4 kg/s
Força tangencial	95 N

A vazão mássica de projeto é de 0.2 kg/s. Este valor, no entanto, corresponde a admissão parcial. Nos cálculos de definição dos triângulos de velocidades, o valor de 0.4kg/s foi utilizado.

Com este valor de força tangencial, a turbina seria capaz de gerar até 10kW de potência. Este valor está próximo dos 8kW que foram estimados utilizando uma vazão de 0.4 kg/s. A estimativa de trabalho para uma turbina de admissão parcial seria por volta de 5kW, de acordo com a simulação. Portanto, o valor está próximo dos 4 kW resultantes dos cálculos teóricos.

4.2 Simulação tridimensional

O segundo passo nas simulações numéricas da turbina de potência é a simulação tridimensional. Os resultados da simulação bidimensional são considerados satisfatórios, apesar de algumas variáveis apresentarem erros. O objetivo desta simulação tridimensional é verificar se existem efeitos tridimensionais influenciando o desempenho da turbina, além de corroborar os resultados já obtidos. Para o caso bidimensional, o programa Fluent 6.3 foi utilizado. Entretanto, por problemas na definição da periodicidade da geometria tridimensional no programa gerador de malhas, para o caso tridimensional foi utilizado o programa CFX, também da Ansys.

4.2.1 Definição de geometria e malha

Como apresentado na figura (geometria), a turbina de potência projetada é um estágio de admissão parcial. Entretanto, o custo computacional de uma simulação da geometria completa não justifica seu uso. Para reduzir este custo, somente um estator e uma palheta do rotor são simulados, como apresentado na figura 4.16. O domínio tridimensional apresentou uma malha de 1.085.084 de elementos.

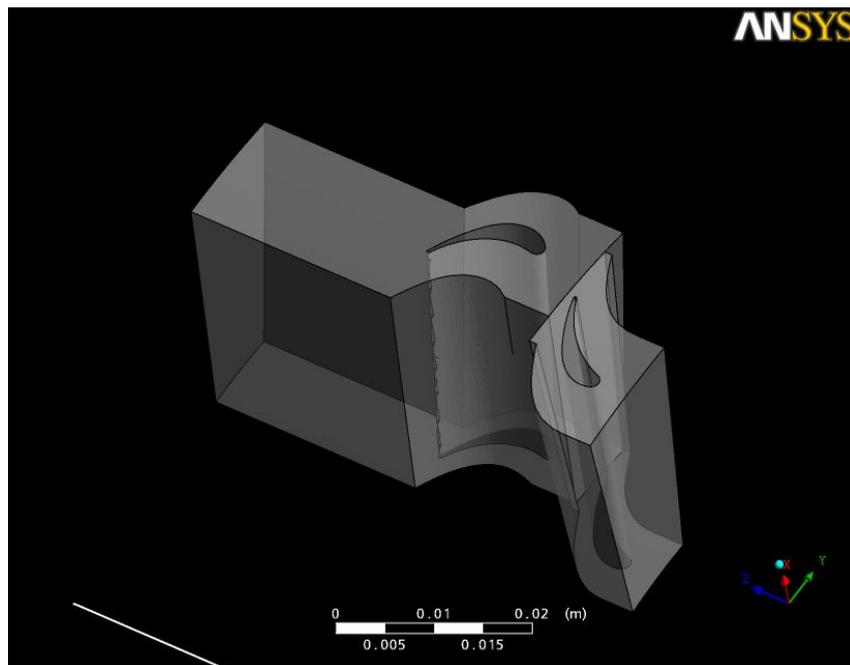


Figura 4.16: Geometria tridimensional

Os resultados desta simulação correspondem a uma de turbina de admissão total, como suposto nos cálculos. Portanto, os resultados apresentados devem ser analisado para o caso de admissão parcial levando-se em conta a redução da vazão mássica. O mesmo aplicou-se ao caso bidimensional.

4.2.2 Condições de contorno

As condições de contorno aplicadas ao caso tridimensional são iguais às condições do caso bidimensional. Estas são reproduzidas abaixo para efeito de maior clareza:

- Entrada: condição de 'pressure-inlet', com pressão total de 122252.9 Pa e pressão estática de 121590 Pa (1.2 bar), com temperatura de 873.15 K;

- Saida: condição de ‘pressure-outlet’, com pressão estática de 101325 Pa (pressão ambiente) e temperatura de 300 K;
- Paredes do estador e rotor tidas como adiabáticas;
- Condição de periodicidade nas laterais do domínio;
- Rotação de 15000 rpm.

A diferença para o caso bidimensional surge no tratamento da interface que separa os domínios do estador e rotor. Anteriormente havia sido utilizado o método chamado ‘Sliding Mesh’. Para este caso tridimensional, devido à mudança de software, o tratamento entre as interfaces precisou ser modificado. Além disto, optou-se por simular somente a condição de regime permanente, devido ao alto custo computacional desta simulação.

O programa CFX apresenta um tratamento de interface conhecido por ‘Frozen Rotor’. Neste modelo, muda-se o eixo de referência de cada domínio, mas a posição relativa entre cada domínio é mantida constante. Ou seja, os domínios mantêm sua posição durante toda a simulação. Com a mudança dos eixos de referência, as equações solucionadas são transformadas para levar em conta esta mudança de posição.

O método ‘Frozen Rotor’ apresenta uma solução em regime permanente, levando em conta certa interação entre os dois domínios. Portanto, uma das desvantagens deste modelo é não levar em conta os efeitos transientes, que podem resultar em perdas ao longo do estágio simulado. Sendo assim, seus resultados devem ser tomados somente como uma primeira aproximação. Para resultados mais confiáveis, uma modelagem em regime transiente deve ser realizada. A desvantagem desta abordagem é o elevado custo computacional.

A figura 4.17 apresenta as condições de contorno aplicadas, como mostradas no menu do CFX. As setas indicam o sentido de escoamento do fluido, bem como as condições de periodicidades dadas pelas setas circulares.

4.2.3 Resultados

A seguir serão apresentados os resultados obtidos com a simulação tridimensional. Estes dados serão comparados aos resultados bidimensionais plotando-se os resultados em um plano meridional cujo raio seja 0.067m. A tabela 4.2 apresenta as variáveis envolvidas e seus valores.

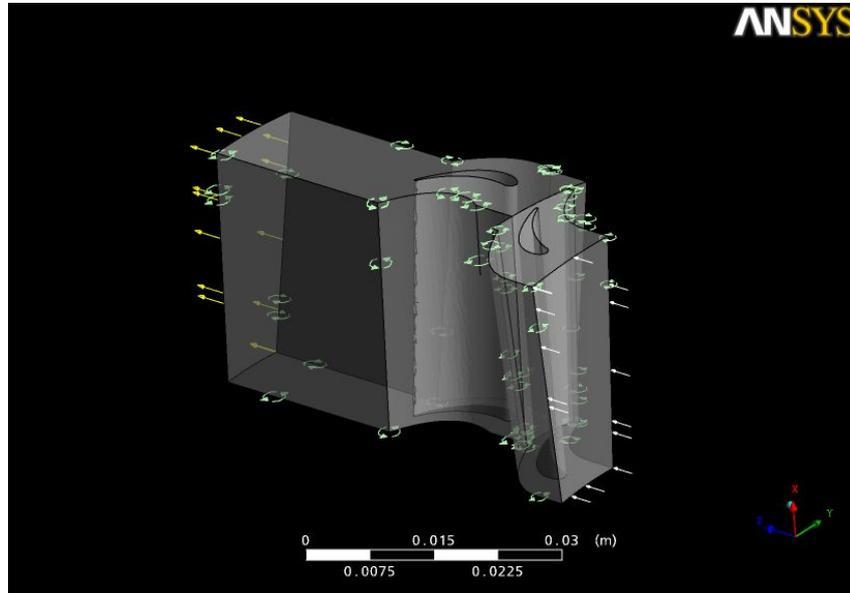


Figura 4.17: Representação das condições de contorno.

Tabela 4.2: Variáveis termodinâmicas

Variável	Entrada	Saida
Temperatura	869.18K	838.81K
Temperatura total	874K	847.15
Pressão	119,8 kPa	101,3 kPa
Pressão total	122,2 kPa	104,9 kPa

A estimativa de potência para a referida turbina também é de aproximadamente 16kW, resultado que está próximo daquele obtido com a simulação bidimensional. Este resultado pode ser devido às mesmas condições de contorno aplicadas, mas a conclusão é que uma simulação bidimensional pode ser utilizada em uma primeira estimativa. A vazão mássica para o caso de admissão total foi estimado em 0.5 kg/s, resultando em uma vazão mássica de 0.25 kg/s para o estágio de admissão parcial. Portanto, as condições de contorno precisam ser revisadas de tal forma a se obter a vazão mássica de projeto.

As figuras 4.18, 4.19 e 4.20 apresentam os contornos de pressão, temperatura e velocidade, respectivamente, para uma circunferência cujo raio é 0.067 m. Estes resultados podem ser diretamente comparados aos resultados das simulações bidimensionais. A comparação deve ser qualitativa, uma vez que o caso tridimensional foi obtido em regime permanente.

O campo de pressões para o caso bidimensional apresenta regiões nas quais a pressão é abaixo da atmosférica (101325), o que já não ocorre na análise tridimensional. Este efeito pode ser resultado da tridimensionalidade do escoamento, uma vez que existe um gradiente de pressão ao longo das palhetas. Já os campos de temperatura estão mais próximos em ambos os casos, assim como os campos de velocidade. Entretanto, existe uma discontinuidade no campo de velocidades. Provavelmente isto é resultado no modelo de tratamento de interfaces, ‘Frozen Rotor’. Neste modelo, é feita uma média de cada variável na entrada da interface e esta média é utilizada para o cálculo do escoamento no outro domínio (do rotor, neste caso).

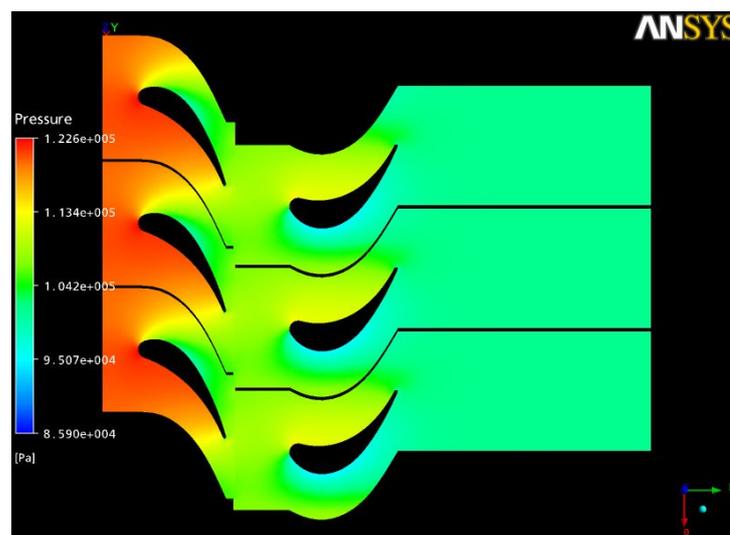


Figura 4.18: Contorno de pressão, $R_m = 0.067$ m.

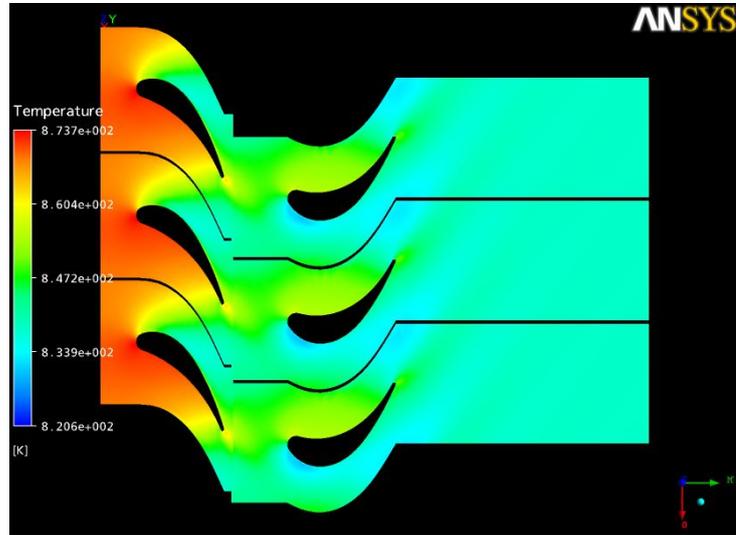


Figura 4.19: Contorno de temperatura, $R_m = 0.067$ m.

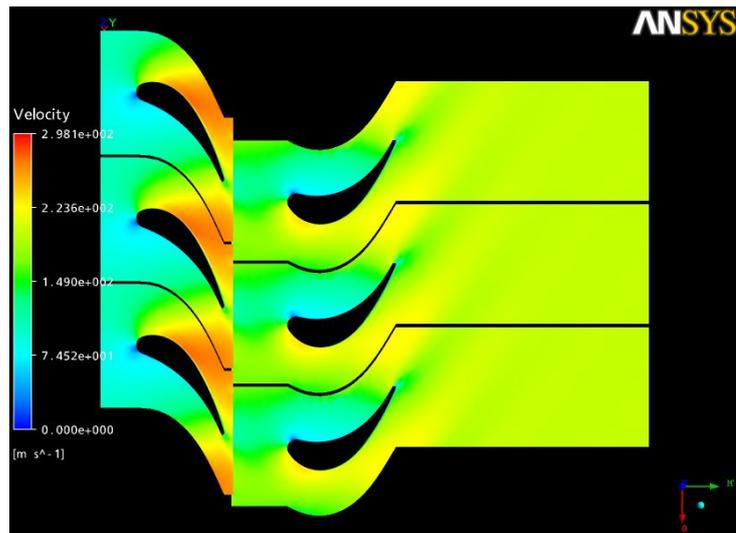


Figura 4.20: Contorno de velocidade, $R_m = 0.067$ m.

Um dos resultados a serem obtidos desta simulação tridimensional é a distribuição da pressão ao longo da geometria das palhetas. As figuras 4.21 e 4.22 apresentam os contornos de pressão ao longo das palhetas. Qualitativamente, a distribuição de pressões é uniforme, ou seja, a expansão do gás se dá da mesma forma deste a raiz até o topo da palheta.

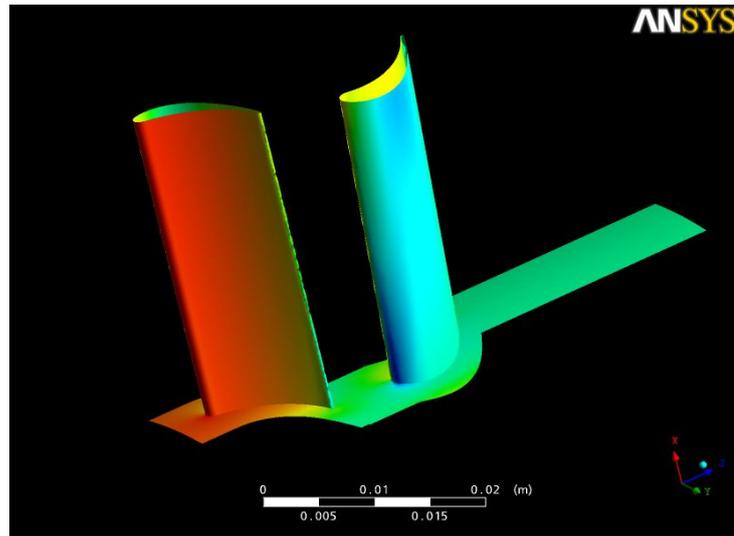


Figura 4.21: Distribuição da pressão ao longo das palhetas.

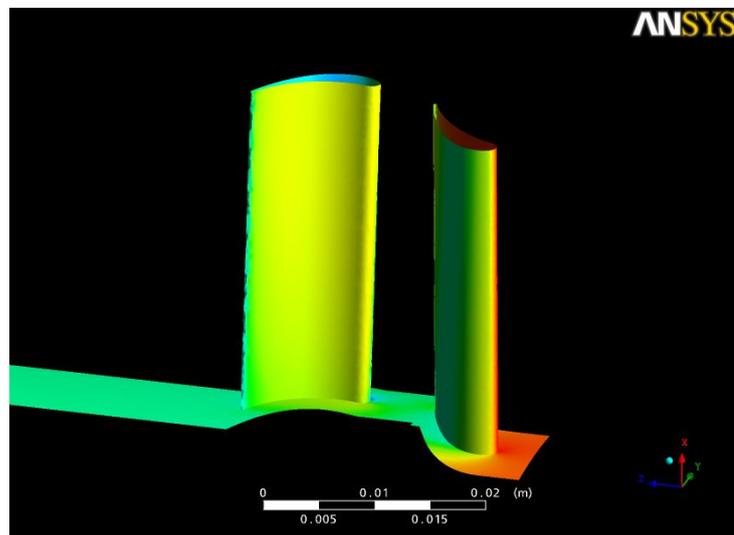


Figura 4.22: Distribuição da pressão ao longo das palhetas.

Para melhor quantificar a expansão nas palhetas do rotor, foram plotadas as distribuições de pressão ao destas para três planos distintos. Estas distribuições podem ser vistas nas figuras 4.23, 4.24 e 4.25. Nestes gráficos, os pontos inferiores apresentam a

pressão na superfície côncava (superfície de pressão), enquanto os superiores apresentam a expansão na superfície convexa (superfície de sucção).

A análise destes gráficos demonstra que o gradiente de pressão não é uniforme ao longo da palheta, existindo regiões onde o gradiente de pressão é adverso, existindo até mesmo regiões nas quais ocorre recompressão do ar. Este fato está bem evidenciado na figura 4.25, para a região no topo da palheta. Pode-se notar que o gradiente de pressão é favorável, no lado concavo, até uma posição próxima à metade do perfil. Após este trecho, o gradiente se torna desfavorável, o que resulta em perdas devido a descolamento da camada limite. Ressalta-se que o objetivo destas simulações era obter uma estimativa qualitativa. Para melhores resultados, uma malha mais refinada deveria ser produzida.

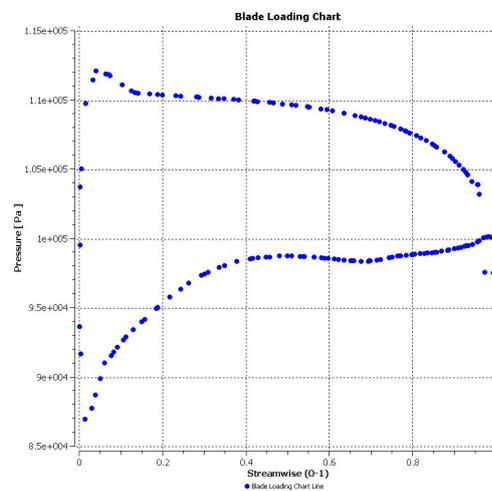


Figura 4.23: Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.0134$ m.

As linhas de corrente através da turbina de potência são apresentadas nas figuras 4.26 e 4.27. Qualitativamente, nota-se não haver zonas de recirculação em nenhum ponto do equipamento. Uma ressalva é que a simulação não considerou a existência de um espaço entre a ponta da palheta da turbina e a carcaça. A dimensão deste espaço influencia o rendimento da turbina, sendo sua análise importante. Entretanto, para uma fase inicial de projeto, desconsiderar esta dimensão é razoável.

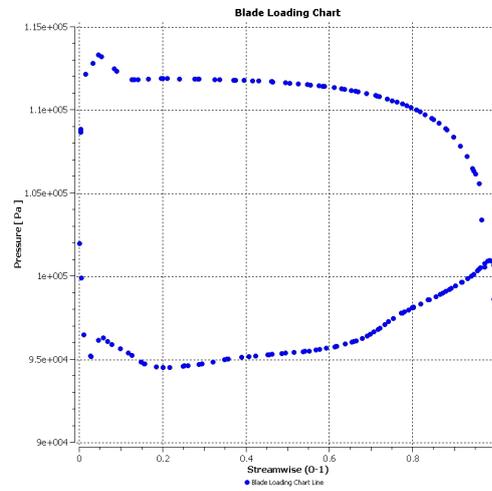


Figura 4.24: Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.067$ m.

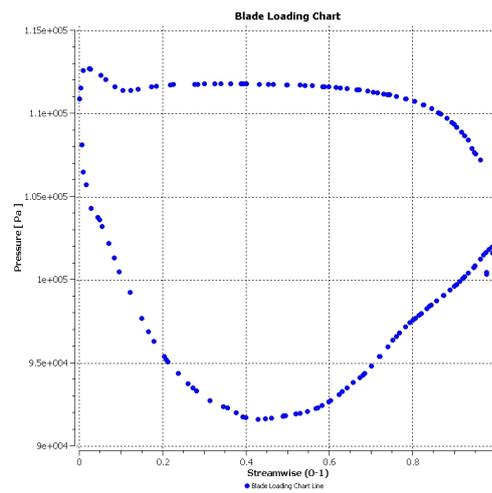


Figura 4.25: Gráfico com distribuição de pressão ao longo da palheta do rotor, $R=0.1206$ m.

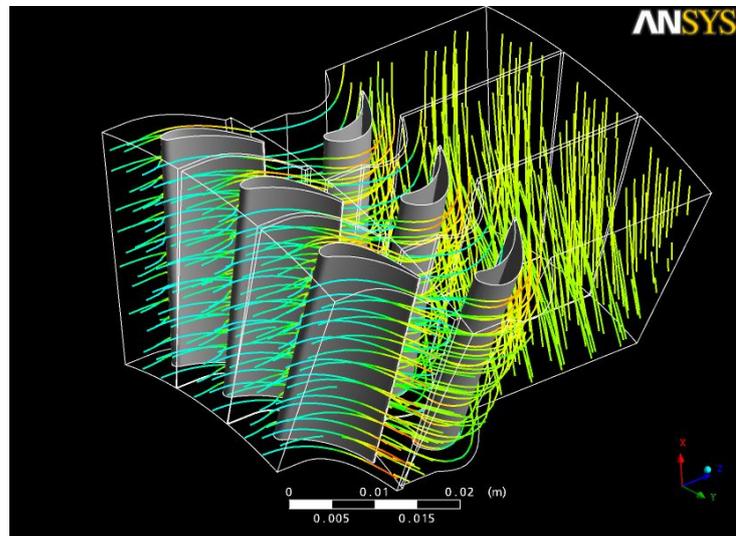


Figura 4.26: Linhas de corrente ao longo do estágio.

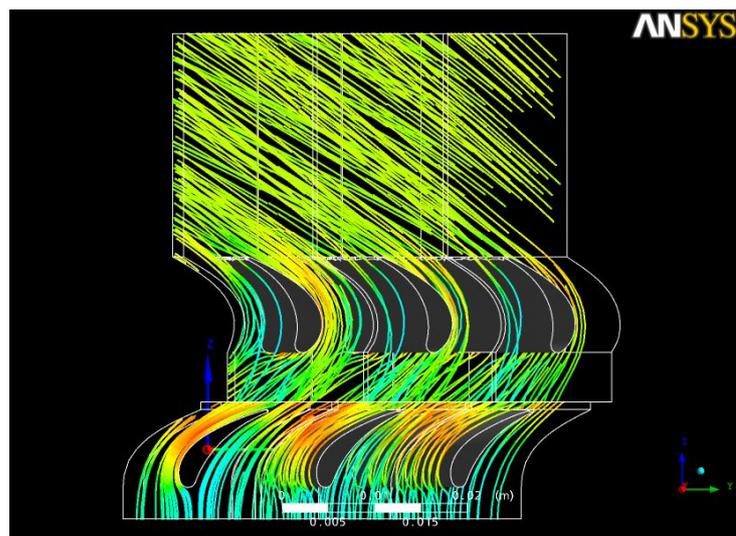


Figura 4.27: Linhas de corrente ao longo do estágio.

5 CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos, verifica-se que a turbina de potência atenderá as especificações de projeto. A metodologia de projeto utilizada foi a seguinte:

- Estudo do ciclo termodinâmico;
- Definição do triângulo de velocidades
- Determinação dos perfis do estator e palhetas do rotor;
- Simulações numéricas

A utilização destas etapas possibilitou o conhecimento de todas as características envolvidas na turbina a gás do LETE-USP. A importância do estudo do ciclo termodinâmico residiu no conhecimento das propriedades do fluido de trabalho à montante e à jusante da turbina de potência. Estes dados foram imprescindíveis para a definição do triângulo de velocidades. Embora não apresentada neste trabalho, a etapa experimental forneceu valores importantes, pois serão estes dados os existentes quando a turbina de potência entrar em operação.

O uso de dinâmica dos fluidos computacional possibilitou o conhecimento de como as palhetas obtidas se comportariam com o escoamento. Os resultados numéricos confirmaram os cálculos bidimensionais realizados, com existência de algumas divergências devido a condições de contorno. Foram realizadas simulações bi e tridimensionais. O custo computacional desta última não justificou os resultados obtidos, uma vez que a simulação bidimensional apresentou resultados coerentes. O uso da abordagem tridimensional se justifica quando os efeitos de tridimensionalidade do escoamento forem levados em conta. Por exemplo, a análise do ‘gap’ existente entre a carcaça e a palheta do rotor somente pode ser realizada com abordagem tridimensional.

A próxima etapa do projeto é a fabricação do conjunto, possibilitando a análise experimental da turbina de potência e comparação dos dados numéricos com os experimentais.

REFERÊNCIAS

- [1] Wilson, D.G., Korakianitis, T., *The design of high-efficiency turbomachinery and Gas Turbines*, Prentice Hall, 2ª ed, 1998.
- [2] Cohen ,H, *Gas Turbine Theory*. Editora Longman Group UK Limited. 3ª ed., 1972.
- [3] Wylen G.J.V., *Fundamentos da Termodinâmica*. Editora Edgard Blücher Ltda. 6ª ed., 2003.
- [4] Incropera, F.P., DeWitt D.P.. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. LT Editora. 5ª ed., 2003.
- [5] Batista C.E.S., *Projeto, construção e montagem de bancada experimental para câmara de combustão de micro-turbina a gás*. Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2006.
- [6] Boyce, Meherwan P. *Gas turbine engineering handbook*, Gulf Professional Publishing, 2ª ed, 2001.
- [7] Pritchard, L.J., *An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model*, The American Society of Mechanical Engineers, 1985
- [8] Turns, S.R., *An Introduction to Combustion*, McGraw-Hill, Inc., 1996
- [9] Versteeg, H.K., Malalasekera, W, *An introduction to computational fluid dynamis - the finite volume method*, 2nd edition, Prentice Hall, London, UK, 2007.
- [10] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., *Fundamentos da mecânica dos fluidos*, traduzido por E. J. Zerbini, Ed. Edgard Blücher, S.Paulo, Brazil, 2003.
- [11] Launder, B.E.; Spalding, D.B; *Lectures in Mathematical Models of Turbulence* Academic Press, London and New York.
- [12] Fluent, Inc. 2008. Fluent Inc - Users Service Center. [Online] 2008. <http://www.fluentusers.com/>.
- [13] Fukumasu, N.K., *Projeto aero-termodinâmico de uma câmara de combustão para micro-turbina a gás derivada de um turbo-compressor automotivo*. Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2006.
- [14] Castro Humes, A.N.P., de Melo, I.S.H., Yoshida, L.K., Martins, W.T., "Noções de Cálculo Numérico", 1984, MAKRON Books do Brasil, São Paulo, SP
- [15] Martins, N., *Manual de medição de vazão*, Editora Interciência, Rio de Janeiro, RJ, 1998.