

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo  
Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de  
Otimização e CFD**

**Angie Lizeth Espinosa Sarmiento**

**Itajubá, Novembro de 2016**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**Angie Lizeth Espinosa Sarmiento**

**Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo  
Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de  
Otimização e CFD**

**Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica como parte dos  
requisitos para a obtenção do Título de Doutora  
em Ciências em Engenharia Mecânica.**

**Área de Concentração:** Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

**Orientador:** Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho

**Co-orientador:** Prof. Dr. Waldir de Oliveira

**Novembro de 2016**

**Itajubá - MG**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Angie Lizeth Espinosa Sarmiento**

**Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo**  
**Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de**  
**Otimização e CFD**

Tese aprovada por banca examinadora em 03 de novembro de 2016, conferindo à autora o título de **Doutora em Ciências em Engenharia Mecânica.**

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho (Orientador)

Prof. Dr. Cleverson Bringhenti

Prof. Dr. Jesuíno Takachi Tomita

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho

Prof. Dr. Genésio José Menon

**Itajubá - MG**

**2016**

## **Dedicat3ria**

*A mis padres, Cecilia y Libardo; por su amor, fuerza y apoyo incondicional en cada instante de mi vida.*

## **Agradecimentos**

Agradeço primeiramente a Deus, por me acompanhar em cada decisão tomada e por estar sempre do lado da minha família.

Aos meus pais, Cecilia e Libardo e à minha irmã, Karen, pelo imenso amor brindado e pela sua paciência e compreensão com minha ausência nesta longa jornada. Graças por me ensinar a lutar por meus sonhos e por me mostrar que cair é simplesmente uma oportunidade para se levantar de novo. Esta conquista também é de vocês!!

Ao meu namorado, Diego, pelo seu amor, amizade e especialmente pelo seu apoio incondicional. Graças por me fazer ver que mesmo as coisas que consideramos como ruins podem ser vistas com outros olhos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho, e ao meu co-orientador Prof. Dr. Waldir de Oliveira, por compartilhar seu conhecimento e pela sua dedicação. Agradeço-lhes pela colaboração na realização deste trabalho e pela sua amizade.

Ao Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho pelas sugestões que contribuíram com a elaboração deste trabalho. Ao Prof. Dr. Genésio José Menon pelos “inúmeros” materiais passados para meu aperfeiçoamento profissional. Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI pelo convívio durante minha formação.

Ao meu colega, Elkin, pelas suas valiosas contribuições e, sobretudo pelo seu tempo e sua disposição.

A toda a minha família, aos meus colegas Yina, Andrés, Tania, Edna, Germán, Luiz Guilherme, Lorena, Donald, Nelson e demais colegas do LHV e da Pós-Graduação, ao

CEFET/RJ por me apoiar na culminação do Doutorado e a todos aqueles que de um modo ou de outro fizeram parte deste processo.

Finalmente, à CAPES, através do Programa de Bolsas de Estudo, pelo apoio financeiro.

*“El mundo quiere vivir en la cima de la montaña, sin saber que la verdadera felicidad está en la forma de subir la escarpada”*  
**Gabriel García Márquez (Gabo)**

*“Renda-se, como eu me rendi. Mergulhe no que você não conhece como eu mergulhei. Não se preocupe em entender, viver ultrapassa qualquer entendimento”*  
**Clarice Lispector**

## Resumo

**ESPINOSA, A. L. S. (2016)**, *Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de Otimização e CFD*, Itajubá, 136 p. Tese (Doutorado em Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia para o projeto aerotermodinâmico de turbinas radiais utilizadas em Ciclos Rankine Orgânicos subcríticos. Inicialmente, foi realizada uma análise unidimensional onde as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, R245fa e R123, são calculadas a partir de modelos já validados, baseados na formulação de gases reais e contidos no programa REFPROP®. Posteriormente, foram utilizadas técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para determinar as principais características de desempenho das turbinas radiais numa ampla faixa de operação. Por último, é apresentado um procedimento de otimização no ponto de projeto com o intuito de atingir a máxima eficiência possível, aplicado ao rotor da turbina radial que opera com o fluido R245fa, integrando técnicas de CFD, construção de superfícies de resposta mediante o uso de funções de base radial (RBF - *Radial Basis Function*) e Algoritmos Genéticos. A metodologia desenvolvida mostrou-se uma ferramenta apropriada para o projeto de turbinas radiais, pois permitiu definir eficazmente alguns parâmetros geométricos que não podem ser considerados na análise unidimensional, conseguindo melhorar o desempenho da turbina e reduzindo consideravelmente o custo computacional.

### Palavras-chave

Turbomáquina, Turbina Radial, Ciclo Rankine Orgânico, Projeto Aerotermodinâmico, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Características de Desempenho, Otimização, Superfícies de Resposta, Algoritmos Genéticos



## **Abstract**

**ESPINOSA, A. L. S. (2016)**, *Radial Turbines Design for Organic Rankine Cycle Using Optimization Methodologies and CFD*, Itajubá, 136 p. PhD. Thesis (Doctorate in Thermal, Fluids and Flow-Machines) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

This work presents a methodology for the aerothermodynamic design of radial turbines used in subcritical Organic Rankine Cycles (ORC). The first step is an one-dimensional analysis wherein the thermodynamic properties of the working fluids, in this case R245fa and R123, are calculated from previously validated models of real gases contained in the REFPROP© program. Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations are then used to determine the main performance characteristics of radial turbines over a wide range of operating conditions. Finally, an optimization procedure in order to achieve the highest possible efficiency at the design point was applied to the rotor of the radial turbine operating with R245fa as the working fluid. This method integrates CFD techniques, construction of response surfaces using Radial Basis Function (RBF) and genetic algorithms. The methodology developed shown to be an appropriate tool for the design of radial turbines, it allows effectively define some geometric parameters which are absent in the one-dimensional model, thereby to improve the performance of turbine and reducing considerably the computational cost.

### **Keywords**

Turbomachinery, Radial Turbine, Organic Rankine Cycle, Aerothermodynamic Design, Computational Fluid Dynamics (CFD), Performance Characteristics, Optimization, Response Surface Methodology, Genetic Algorithms

## Sumário

<b>Capítulo 1</b> .....	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Considerações Gerais .....	2
1.1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC) .....	2
1.1.2 Fluidos Orgânicos.....	4
1.1.3 Turbinas Radiais.....	7
1.2 Revisão Bibliográfica .....	8
1.3 Motivação do Trabalho.....	14
1.4 Contribuição do Trabalho .....	15
1.5 Objetivos do Trabalho .....	16
1.6 Organização do Trabalho.....	16
<b>Capítulo 2</b> .....	<b>18</b>
<b>PROJETO PRELIMINAR DA TURBINA RADIAL</b> .....	<b>18</b>
2.1 Fundamentos Teóricos Sobre Turbinas Radiais .....	18
2.2 Equações Fundamentais.....	21
2.3 Procedimento de Projeto.....	22
2.3.1 Modelos para Gases Reais.....	23
2.3.2 Parâmetros de Entrada.....	26
2.3.3 Grandezas Globais da Turbina Radial.....	29
2.3.4 Projeto do Rotor da Turbina Radial .....	32
2.3.5 Projeto da Voluta da Turbina Radial.....	37
2.3.6 Projeto do Bocal da Turbina Radial .....	40
2.3.7 Determinação de Perdas na Turbina Radial .....	45
2.3.8 Determinação do Desempenho da Turbina Radial.....	52
2.3.9 Validação do Modelo Aerodinâmico da Turbina Radial .....	53
<b>Capítulo 3</b> .....	<b>56</b>
<b>DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)</b> .....	<b>56</b>
3.1 Equações Gerais da Dinâmica dos Fluidos Computacional .....	56
3.2 Equações para Escoamento Turbulento.....	59

3.3	Modelo de Turbulência.....	61
3.4	Lei de Parede .....	62
3.5	Simulação Numérica.....	64
3.5.1	Geração da Geometria Analisada .....	65
3.5.2	Geração da Malha Computacional .....	66
3.5.3	Condições de Contorno .....	70
3.5.4	Equação de Estado.....	72
<b>Capítulo 4</b>	.....	<b>74</b>
<b>METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO</b>	.....	<b>74</b>
4.1	Variáveis de Projeto.....	75
4.2	Superfícies de Resposta e Funções de Base Radial .....	78
4.3	Algoritmo de Otimização .....	81
<b>Capítulo 5</b>	.....	<b>84</b>
<b>RESULTADOS</b>	.....	<b>84</b>
5.1	Projeto Unidimensional da Turbina Radial .....	84
5.2	Avaliação das Turbinas Radiais Obtidas no Projeto Unidimensional.....	90
5.3	Procedimento de Otimização Paramétrica .....	91
5.4	Curvas Características da Turbina Radial .....	102
5.5	Características de Desempenho da Turbina Radial .....	109
<b>Capítulo 6</b>	.....	<b>114</b>
<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES</b>	.....	<b>114</b>
6.1	Conclusões.....	114
6.2	Sugestões para Trabalhos Futuros .....	117
<b>Apêndice A</b>	.....	<b>119</b>
<b>VARIAÇÃO DE <math>y^+</math> AO LONGO DA PÁ DO ROTOR RADIAL PROJETADO PARA O FLUIDO R123</b>	.....	<b>119</b>
<b>Apêndice B</b>	.....	<b>121</b>
<b>RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES DE CFD</b>	.....	<b>121</b>
<b>Apêndice C</b>	.....	<b>123</b>
<b>CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DA TURBINA RADIAL PROJETADA PARA O FLUIDO R123</b>	.....	<b>123</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	.....	<b>127</b>

## Lista de Figuras

Figura 1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC) (a) Configuração básica (b) Configuração com recuperador.....	3
Figura 1.2 Diagrama Temperatura ( $T$ ) entropia ( $s$ ) para fluidos (a) “secos”, (b) “isentrópicos” e (c) “úmidos” .....	5
Figura 1.3 Potência líquida num Ciclo Rankine Orgânico para 25 refrigerantes (adaptado de Al-Weshahi <i>et al.</i> (2014)).....	6
Figura 1.4 Principais componentes de uma turbina radial (a) vista frontal; (b) vista meridional (adaptado de Aungier (2006)). .....	7
Figura 2.1 (a) Diagrama entalpia, $h$ , entropia, $s$ , no bocal e rotor e (b) vista meridional da turbina radial.....	19
Figura 2.2 Triângulos de velocidade para a (a) entrada e (b) saída do rotor de uma turbina radial.....	20
Figura 2.3 Fluxograma da rotina “TURBINA_ORC” para o projeto aerotermodinâmico da turbina radial.....	23
Figura 2.4 Previsão da eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ , para a condição de velocidade específica ótima ( $N_s$ ) <sub>opt</sub> , Fonte: (Perdichizzi & Lozza, 1987) .....	28
Figura 2.5 Comportamento da eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ , em função dos coeficientes $\phi$ e $\psi$ . Fonte: (Moustapha <i>et al.</i> , 2003) .....	29
Figura 2.6 Eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ , em função da velocidade específica $n_s$ .....	32
Figura 2.7 Representação esquemática da voluta de uma turbina radial.....	38
Figura 2.8 Correlação do mínimo número de palhetas com os ângulos na entrada, $\alpha_1$ , e na saída, $\alpha_2$ , e com os raios na entrada, $r_1$ , e na saída, $r_2$ , do bocal.....	41

Figura 2.9 Esquema de um bocal de uma turbina radial .....	41
Figura 2.10 Folga radial em função da largura da pá na saída do rotor e do parâmetro de tamanho. ....	50
Figura 3.1 Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento (Espinosa, 2013) .....	63
Figura 3.2 Ângulo de envolvimento $\theta$ para a geração do rotor da turbina radial.....	65
Figura 3.3 Geometria do canal meridional da turbina radial.....	66
Figura 3.4 Configuração da malha computacional do bocal e rotor .....	67
Figura 3.5 Distribuição de $y^+$ na pá do rotor projetado com R245fa, para (a) 20%, (b) 50% e (c) 80% da altura da pá.....	69
Figura 3.6 Superfícies da turbina radial consideradas nas condições de contorno .....	70
Figura 4.1 Esquema da variação do ponto de controle intermediário da carcaça para a otimização do canal meridional.....	76
Figura 4.2 Configuração de um rotor de 15 pás com diferentes valores do ângulo $\theta$ (a) 40° e (b) 60° .....	77
Figura 4.3 Procedimento para a simulação dos diferentes projetos mediante o uso de <i>scripts</i> .....	80
Figura 4.4 Esquema da metodologia de otimização implementada no programa ModeFrontier®.....	83
Figura 5.1 Diagrama $T$ - $s$ do processo de expansão para o R123 .....	86
Figura 5.2 Diagrama $T$ - $s$ do processo de expansão para o R245fa .....	86
Figura 5.3 Plano meridional da turbina radial projetada para o fluido R123.....	87
Figura 5.4 Plano meridional da turbina radial projetada para o fluido R245fa.....	87
Figura 5.5 Triângulos de velocidades do rotor das turbinas radiais projetadas para R123 (a) na entrada (b) na saída, e para R245fa (c) na entrada (d) na saída .....	89
Figura 5.6 Superfícies de resposta da eficiência isentrópica, $\eta_t$ (%), em função do ângulo de envolvimento $\theta$ (°) e (a) do ponto de controle $ISX$ (mm) (b) do ponto de controle $ISY$ (mm).....	92
Figura 5.7 Superfícies de resposta da potência, $P_t$ (kW), em função do ângulo de envolvimento $\theta$ (°) e (a) do ponto de controle $ISX$ (mm) (b) do ponto de controle $ISY$ (mm).....	93
Figura 5.8 Superfícies de resposta da vazão mássica, $\dot{m}$ (kg/s), em função do ângulo de envolvimento $\theta$ (°) e (a) do ponto de controle $ISX$ (mm) (b) do ponto de controle $ISY$ (mm).....	94

Figura 5.9 Resíduos da etapa de validação das superfícies de resposta (a) eficiência total-total, $\eta_{tt}$ , (b) potência, $P_l$ e (c) vazão mássica, $\dot{m}$ .....	95
Figura 5.10 Gráfico de dispersão da vazão mássica versus a eficiência total-total.....	96
Figura 5.11 Gráfico de dispersão da potência versus eficiência total-total.....	97
Figura 5.12 Gráfico de dispersão da vazão mássica versus potência.....	97
Figura 5.13 Ângulo de envolvimento $\theta$ versus pontos de controle $ISX$ e $ISY$ versus eficiência total-total $\eta_{tt}$ .....	98
Figura 5.14 Gráfico dos efeitos principais sobre a eficiência total-total $\eta_{tt}$ .....	101
Figura 5.15 Gráfico <i>t-student</i> global sobre as variáveis de saída do problema de otimização .....	102
Figura 5.16 Eficiência total-total da turbina radial em função da razão de pressão.....	104
Figura 5.17 Massa corrigida em função da razão de pressão.....	105
Figura 5.18 Eficiência total-total da turbina radial em função da relação da velocidade isentrópica .....	106
Figura 5.19 Eficiência total-total da turbina radial em função da massa corrigida.....	107
Figura 5.20 Potência da turbina radial em função da razão de pressão.....	108
Figura 5.21 Potência da turbina radial em função da pressão total na entrada do bocal.....	108
Figura 5.22 Contornos de pressão estática no plano meridional da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s.....	109
Figura 5.23 Distribuição de pressão no rotor projetado para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s.....	110
Figura 5.24 Contornos de temperatura estática na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s .....	111
Figura 5.25 Contornos do número de Mach na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s.....	111
Figura 5.26 Contornos do número de Mach no plano meridional da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s.....	112
Figura 5.27 Contornos de velocidade na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s.....	113
Figura 5.28 Linhas de corrente no bocal e rotor da turbina radial projetada para R245fa (a) $\dot{m}=17,05$ kg/s e (b) $\dot{m}=27,04$ kg/s .....	113
Figura A.1 Distribuição de $y^+$ na pá do rotor projetado com R123, 20% da altura da pá .....	119
Figura A.2 Distribuição de $y^+$ na pá do rotor projetado com R123, 50% da altura da pá .....	120

Figura A.3 Distribuição de $y^+$ na pá do rotor projetado com R123, 80% da altura da pá .....	120
Figura C.1 Contornos de pressão estática no plano meridional da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	123
Figura C.2 Distribuição de pressão no rotor projetado para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	124
Figura C.3 Contornos de temperatura estática na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	124
Figura C.4 Contornos do número de Mach na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	125
Figura C.5 Contornos do número de Mach no plano meridional da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	125
Figura C.6 Contornos de velocidade na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	126
Figura C.7 Linhas de corrente no bocal e rotor da turbina radial projetada para R123 (a) $\dot{m} = 8,81$ kg/s e (b) $\dot{m} = 14,62$ kg/s .....	126

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Propriedades termofísicas e de impacto ambiental dos refrigerantes R123 e R245fa. Fonte: (Bao e Zhao, 2013), (Al-Weshahi <i>et al.</i> , 2014), (Qiu, 2012), (Roy <i>et al.</i> , 2011) e (Lemmon <i>et al.</i> , 2002).	26
Tabela 2.2 Parâmetros de projeto da turbina radial analisada para validação do modelo aerotermodinâmico. Fonte: (Paltrinieri, 2014)	53
Tabela 2.3 Comparação de parâmetros de desempenho entre o modelo de Paltrinieri (2014) e “TURBINA_ORC”	54
Tabela 3.1 Resultados do estudo de independência de malha	68
Tabela 3.2 Número de nós e de elementos das malhas computacionais	68
Tabela 4.1 Deslocamentos em proporção porcentual e valores assumidos para a otimização	77
Tabela 4.2 Configuração do algoritmo NSGA II utilizado no procedimento de otimização	82
Tabela 4.3 Espaço de busca das variáveis de projeto no procedimento de otimização	82
Tabela 5.1 Propriedades termodinâmicas do processo de expansão para o R123	85
Tabela 5.2 Propriedades termodinâmicas do processo de expansão para o R245fa	85
Tabela 5.3 Parâmetros de projeto e de desempenho das turbinas radiais: R123 e R245fa	88
Tabela 5.4 Valores das variáveis de projeto para os casos analisados	99
Tabela 5.5 Comparativo entre os resultados obtidos do projeto unidimensional, das correlações da superfície de resposta e das simulações CFD	99
Tabela B.1 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração preliminar	121



## Simbologia

### Letras Latinas

$a$	Velocidade do som
$A$	Área
$b$	Largura da pá ou palheta
$B$	Constante da camada logarítmica
$BK$	Fator de bloqueio
$c$	Velocidade absoluta
$c_m$	Componente meridional da velocidade absoluta
$c_s$	Velocidade isentrópica
$c_u$	Componente circunferencial da velocidade absoluta
$C_p$	Calor específico a pressão constante
$C_v$	Calor específico a volume constante
$d_s$	Diâmetro específico
$D$	Diâmetro
$e$	Energia interna
$e_B$	Espessura das palhetas do bocal
$h$	Entalpia
$i$	Ângulo de incidência
$k$	Energia cinética turbulenta
$k_c$	Constante de von Kármán
$K_{atr}$	Coefficiente de atrito

$l_t$	Comprimento característico turbulento
$L$	Comprimento da folga
$\dot{m}$	Vazão mássica
$m_{corr}$	Massa corrigida
$Ma$	Número de mach
$n$	Rotação do rotor
$n_s$	rotação específica
$N_{pá}$	Número de pás
$N_B$	Número de palhetas
$o$	Abertura da garganta
$p$	Pressão
$P_l$	Potência líquida da turbina radial
$P$	Potência da turbina radial
$\tilde{P}_k$	Geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média
$P_k$	Geração da energia cinética turbulenta
$Q$	Vazão volumétrica; título
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
$r$	Raio
$R$	Grau de reação
$Re$	Número de Reynolds
$\vec{r}_p$	Vetor-posição de uma partícula em relação ao referencial não-inercial
$\ddot{R}_0$	Aceleração devida à translação do referencial não-inercial em relação ao inercial
$s$	Entropia
$S$	Termo fonte
$t$	Tempo
$t_B$	Passo da palheta
$T$	Temperatura
$u$	Velocidade circunferencial
$u^+$	Velocidade próxima à parede
$u_\tau$	Velocidade de atrito
$v_c$	Volume específico crítico
$VH$	Parâmetro de tamanho

$VR$	Razão de expansão volumétrica
$w$	Velocidade relativa
$w_m$	Componente meridional da velocidade relativa
$w_u$	Componente circunferencial da velocidade relativa
$y^+$	Parâmetro adimensional relacionado à distância normal à parede
$Y_{pá}$	Trabalho específico do rotor
$Z_a$	Comprimento axial do rotor

## Letras Gregas

$\alpha$	Ângulo do escoamento absoluto
$\beta$	Ângulo do escoamento relativo
$\beta$	Ângulo do escoamento relativo
$\beta_{ót}$	Ângulo do escoamento relativo ótimo na entrada do rotor
$\gamma$	Relação dos calores específicos
$\Gamma_k$	Difusividades efetivas da energia cinética turbulenta
$\Gamma_\omega$	Difusividades efetivas da taxa de dissipação específica
$\Delta$	Variação
$\Delta h$	Perdas em termos da entalpia
$\Delta P$	Perdas em termos da potência
$\varepsilon$	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta; folga entre o disco do rotor e a placa traseira estática
$\varepsilon_r$	Folga radial
$\eta$	Eficiência do estágio da turbina
$\theta$	Ângulo de envolvimento da pá do rotor
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido
$\xi$	Razão das componentes meridionais das velocidades absolutas entre a entrada e a saída do rotor
$\xi_B$	Coefficiente de perdas do bocal

$\pi$	3,14159265...
$\rho$	Massa específica do fluido
$\tau$	Tensões viscosas
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede
$\phi$	Coeficiente de vazão
$\psi$	Coeficiente de pressão
$\omega$	Velocidade angular; taxa de dissipação específica; fator acêntrico
$\nabla$	Operador nabla

## Subscritos

<i>atr</i>	Perdas por atrito no disco do rotor
<i>B</i>	Bocal ou palhetas
<i>c</i>	Condição crítica
<i>F</i>	Perdas devidas às folgas
<i>g</i>	Garganta
<i>h</i>	Cubo
<i>i</i>	Perdas por incidência
<i>m</i>	Direção meridional
<i>p</i>	Perdas pela passagem do rotor
<i>pá</i>	Pá ou ao rotor
<i>rel</i>	Referente a relativo
<i>s</i>	Carcaça, isentrópico
<i>sat</i>	saturação
<i>sup</i>	superaquecimento
<i>ss</i>	Referente à condição isentrópica
<i>tt</i>	Total-total
<i>ts</i>	Total-estático
<i>u</i>	Direção circunferencial
0	Estado termodinâmico total, Entrada da voluta
1	Entrada do bocal
2	Saída do bocal

4	Entrada do rotor
4-1	Entrada do rotor depois das perdas por incidência
6	Saída do rotor

## Siglas

CFC	Clorofluorocarbonetos
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
DOE	Planejamento de experimentos
ECS	<i>Extended Corresponding States</i> (Modelo Prolongado de Estados Correspondentes)
FBR	Funções de Base Radial
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Potencial de Efeito de Estufa)
HCFC	Hidroclorofluorocarbonos
HFC	Hidrofluorocarbonos
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
LHV	Laboratório de Hidrodinâmica Virtual
MBWR	<i>Modified Benedict-Webb-Rubin</i> (Equação de estado modificada de Benedict-Webb-Rubin)
MSE	Erro médio quadrático
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
NSGA	<i>Non-dominated Sorting Genetic Algorithm</i> (Algoritmo Genético de Ordenação não Dominada)
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (Potencial de destruição da camada de ozono)
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> (Ciclo Rankine Orgânico)
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i> (Equações Médias de Reynolds)
RBF	<i>Radial Basis Function</i> (Funções de Base Radial)
RMS	Raio médio quadrático
RSM	<i>Response Surface Methodology</i> (Metodologia de Superfície de Resposta)
SST	<i>Shear Stress Transport</i> (Tensão cisalhante)
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

## Capítulo 1

# INTRODUÇÃO

A exploração de fontes de energias sustentáveis tem-se tornado uma opção para reduzir o impacto ambiental do uso da energia tradicional, assim como para confrontar o problema do aumento da demanda de energia, junto com a diminuição das reservas dos combustíveis fósseis utilizados na atualidade. Com o passar dos anos, o petróleo continuou sendo a mais importante fonte de energia primária do mundo, seguido do gás natural e do carvão. De modo recente, mais atenção é dedicada às fontes alternativas de energia; focando-se especialmente na energia geotérmica, solar e eólica (Bamgbopa, 2012), e à recuperação do calor residual de diferentes processos industriais.

Nos últimos anos, o interesse pela recuperação de calor tem crescido consideravelmente, originando novas soluções para a geração de eletricidade a partir de fontes de calor de baixa temperatura (Quoilin e Lemort, 2009), sendo o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) uma das soluções propostas mais utilizadas (Ventura, 2012). O ORC assemelha-se ao Ciclo Rankine, só que no primeiro caso a água é substituída por um fluido de elevada massa molar e menor temperatura de evaporação quando comparado com a água. Essas características do fluido orgânico permitem que o ORC seja favorável para aplicações de recuperação de calor de baixa temperatura, normalmente inferior a 400°C (Rowshanzadeh, 2011).

Dentre os componentes mais importantes para um ótimo desempenho do ORC, especial atenção deve ser dada ao projeto aerodinâmico da turbina.

## 1.1 Considerações Gerais

A seguir, são apresentados alguns conceitos referentes ao funcionamento do Ciclo Rankine Orgânico, fluidos orgânicos utilizados no mesmo, assim como uma breve descrição de turbinas radiais usadas no ORC.

### 1.1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

O uso dos recursos energéticos de baixa temperatura como fonte alternativa para gerar eletricidade, tem sido objeto de pesquisa desde o início do século XX, sendo hoje em dia o Ciclo Rankine Orgânico a tecnologia mais utilizada e mais eficiente para este tipo de aplicação. Pode-se dizer que, o Ciclo Rankine Orgânico surgiu como resultado do intuito de utilizar fluidos de trabalho diferentes, mais voláteis do que a água, para a geração de energia. ORC's tornaram-se recentemente uma opção muito atraente, especialmente após o desenvolvimento de fluidos orgânicos de trabalho adequados para substituir a água nos ciclos Rankine tradicionais, geralmente por fluidos do tipo clorofluorocarbonetos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC) e hidrofluorocarbonos (HFC), Bamgbopa (2012). A particularidade destes fluidos é apresentar uma massa molar elevada, uma alta temperatura de condensação e uma baixa temperatura de evaporação em comparação com o vapor de água; esta última característica permite a recuperação de calor a uma temperatura mais baixa do que nos ciclos de vapor tradicionais.

Hoje em dia, mais de 200 usinas ORC são identificadas, com mais de 1800 MW instalados, número que cresce a um ritmo muito rápido. A maior parte destas usinas utiliza biomassa, seguido do uso da energia geotérmica e usinas para a recuperação do calor residual. De qualquer forma, a primeira aplicação, em termos de potência instalada é a energia geotérmica (Quoilin, 2011).

A configuração básica do ORC (Figura 1.1.a) é muito semelhante à do ciclo de vapor tradicional. Os principais processos podem ser resumidos da seguinte forma:

- 1.O fluido é aquecido pela fonte quente no evaporador (2-3). Este processo pode ser direto ou indireto;

2. O fluido é expandido no dispositivo de expansão (turbina ou expensor) até a pressão de condensação, produzindo trabalho mecânico (3-4);
3. O líquido é resfriado no condensador (4-1) até a temperatura de condensação, transformando-se da fase gasosa para a fase líquida;
4. O líquido é bombeado à pressão de evaporação voltando para o evaporador (1-2) (Paltrinieri, 2014);

As variações na arquitetura do ORC são mais limitadas quando comparadas com o ciclo tradicional, reaquecimentos não são geralmente adequados para este ciclo, entretanto, um recuperador pode ser instalado como um pré-aquecedor do líquido entre a saída da bomba e a saída do expensor (Figura 1.1.b), para aproveitar o calor residual depois da expansão, pré-aquecendo o líquido após a bomba e reduzindo a quantidade de calor necessária para vaporizar o líquido no evaporador (Quoilin, 2011).

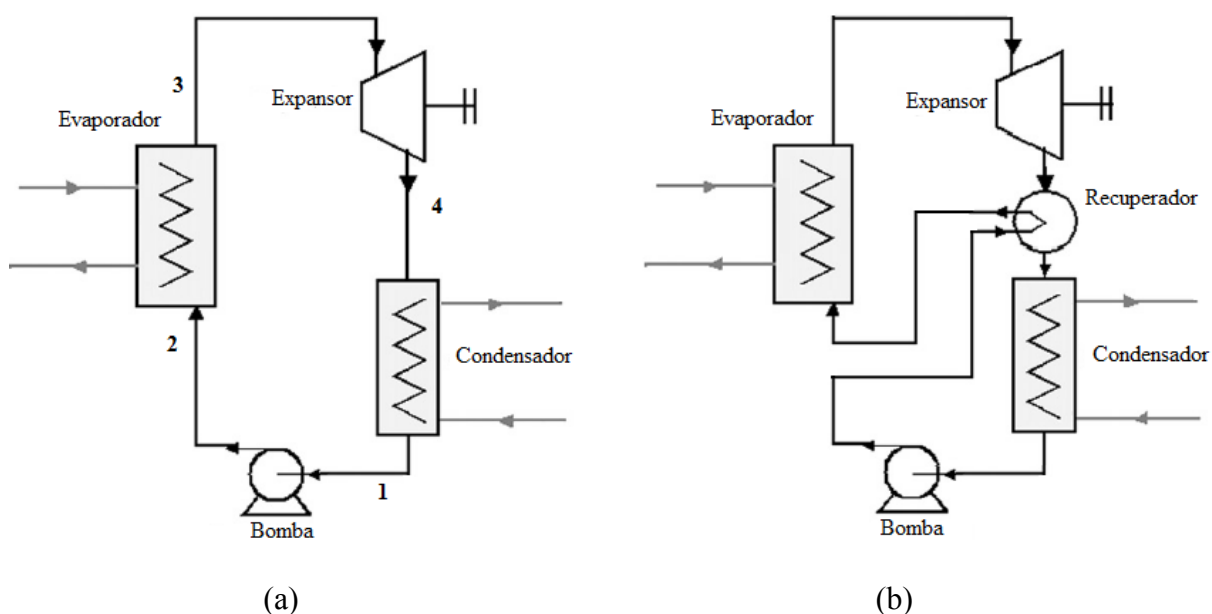


Figura 1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC) (a) Configuração básica (b) Configuração com recuperador

Além das diferenças nas possíveis configurações entre o ciclo Rankine convencional e o orgânico, existem algumas outras particularidades que caracterizam cada ciclo, as quais são comentadas a seguir. No ciclo ORC, os fluidos orgânicos geralmente permanecem superaquecidos no fim da expansão, sem a necessidade de superaquecimento como nos ciclos de vapor. A ausência de condensação também reduz o risco de corrosão nas pás da turbina, aumentando a sua vida útil para 30 anos, ao invés de 15 a 20 como no caso de turbinas a



vapor (Bundela e Chawla, 2010). Em ciclos a vapor, devido ao processo de superaquecimento, a temperatura na entrada da turbina deve ser maior do que 450°C para evitar a condensação da água durante a expansão. Isto implica uma maior tensão térmica nos componentes do ciclo, e conseqüentemente um aumento no custo da instalação.

No que se refere ao rendimento global dos ciclos Rankine Orgânicos, podem ser obtidos valores de até 24%, trabalhando a partir de fontes de calor tanto de alta quanto de baixa temperatura, já nos ciclos Rankine tradicionais, apresentam-se rendimentos térmicos maiores do que 30%, porém, com configurações mais complexas em termos de número de componentes (Quoilin, 2011).

Com relação ao fluido de trabalho, pode-se dizer que a água é muito conveniente quando comparada aos fluidos orgânicos; pois apresenta bom custo-benefício e alta disponibilidade, sendo um fluido não tóxico, não inflamável, não nocivo ao meio ambiente, estável quimicamente e com baixa viscosidade (Tchanche *et al.*, 2009). O ORC mostra-se mais adequado para aplicações de baixa e média potência, tipicamente menores do que 3 MW (Turboden, 2014), enquanto que o ciclo Rankine é mais vantajoso para potências mais elevadas.

### 1.1.2 Fluidos Orgânicos

A escolha adequada do fluido de trabalho afeta diretamente o desempenho do ORC. Esta escolha é uma tarefa particularmente complicada, pois as condições de operação e tipos de fontes de calor variam amplamente nestes ciclos, desde fontes de baixa temperatura, a partir de 80°C, como no caso da energia geotérmica, até fontes de alta temperatura com 500°C quando o recurso é a biomassa. Além disso, numa determinada faixa de temperatura, centenas de substâncias podem ser usadas como fluido de trabalho, incluindo hidrocarbonetos, éteres, perfluorocarbonos, clorofluorocarboneto, álcoois, siloxanos, etc. (Bao e Zhao, 2013).

As principais características para a seleção de um fluido de trabalho são listadas em seguida (Quoilin e Lemort, 2009):

- Curva de vapor saturado positiva ou isentrópica.

Basicamente, o fluido pode ser classificado em três classes. Fluidos “secos”, “isentrópicos”, e “úmidos”, dependendo se a derivada da linha de vapor saturado no diagrama  $T-s$  ( $ds/dT$ ) é positiva, infinita, ou negativa, respectivamente (Figura 1.2). Os fluidos de trabalho do tipo seco e isentrópico são mais apropriados para Ciclos Rankine

Orgânicos, devido ao fato destes fluidos continuarem superaquecidos após a expansão, eliminando dessa forma possíveis problemas com as pás das turbinas aliados à presença de gotículas de líquidos. No caso dos fluidos úmidos, existe a necessidade de sobreaquecer o vapor, exemplo destes tipos de fluidos são a água e a amônia (Hung *et al.*, 1997; Liu *et al.*, 2004).

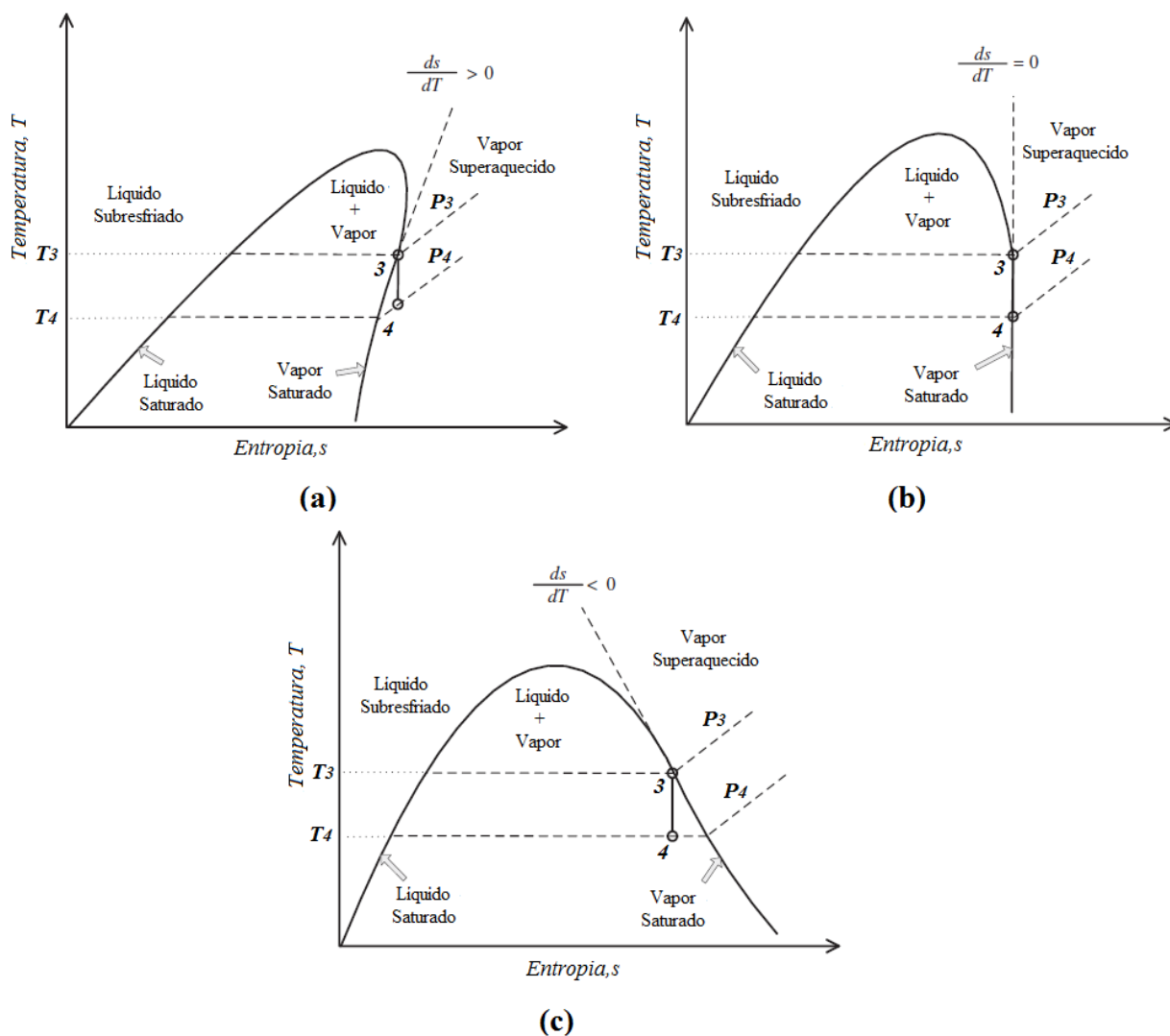


Figura 1.2 Diagrama Temperatura ( $T$ ) entropia ( $s$ ) para fluidos (a) "secos", (b) "isentrópicos" e (c) "úmidos"

- Desempenho termodinâmico.

O rendimento e/ou potência de saída, devem ser o maior possível para as temperaturas da fonte quente e fria, características que envolvem um baixo consumo elétrico da bomba utilizada no ORC. Al-Weshahi *et al.* (2014), apresentam no seu estudo as potências líquidas de 25 fluidos refrigerantes diferentes analisados num ORC, Figura

1.3. Neste trabalho, foi encontrado que o R141b gerou a maior potência seguido do R123; por outro lado, o R125 proporcionou a menor potência.

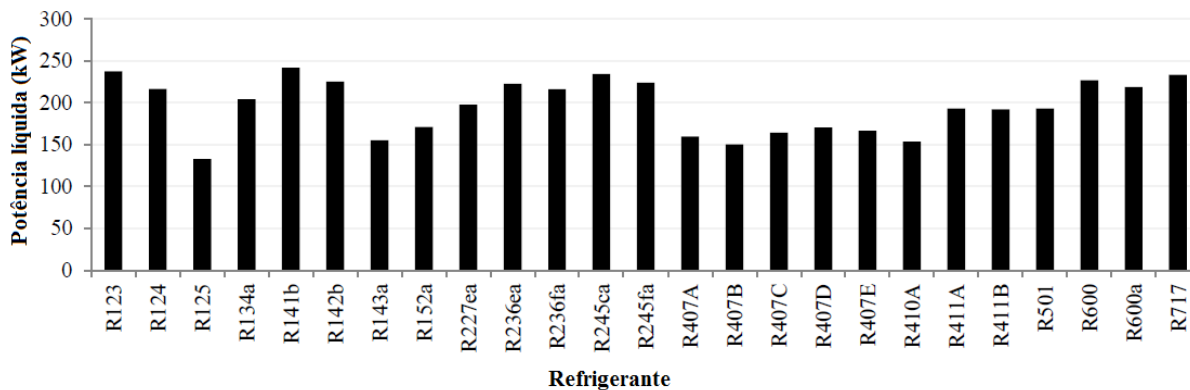


Figura 1.3 Potência líquida num Ciclo Rankine Orgânico para 25 refrigerantes (adaptado de Al-Weshahi *et al.* (2014))

- Altos valores de massa específica.  
Este parâmetro é de vital importância, especialmente para os fluidos com uma pressão de condensação muito baixa (por exemplo, óleos de silicone). Massas específicas baixas conduzem a máquinas de expansão e condensadores de grandes dimensões.
- Pressões aceitáveis.  
Da mesma forma como acontece com a água, altas pressões levam normalmente a aumentos dos custos de investimento e complexidade nos equipamentos e instalação.
- Estabilidade a altas temperaturas.  
Ao contrário da água, os fluidos orgânicos geralmente sofrem de degradação química e decomposição a altas temperaturas. Deste modo, a temperatura máxima da fonte de calor utilizada é limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho.
- Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança: os principais parâmetros a serem considerados são o potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), o potencial de efeito estufa (GWP), a toxicidade e a inflamabilidade.
- Disponibilidade e baixo custo.

Pode-se concluir que não existe um único fluido de trabalho adequado para um determinado Ciclo Rankine Orgânico. Igualmente, a seleção do fluido não deve considerar apenas o rendimento termodinâmico e a economia do sistema, mas também outros fatores, tais como as máximas e mínimas pressões e temperaturas toleráveis, o projeto da turbina e considerações ambientais e de segurança (Paltrinieri, 2014).

### 1.1.3 Turbinas Radiais

Na Figura 1.4 é mostrada uma turbina radial com os seus principais componentes. No entanto, este desenho deve ser considerado meramente ilustrativo, uma vez que diferentes arranjos podem ser utilizados, com relação aos seus componentes, dependendo da aplicação e limitações estabelecidas.

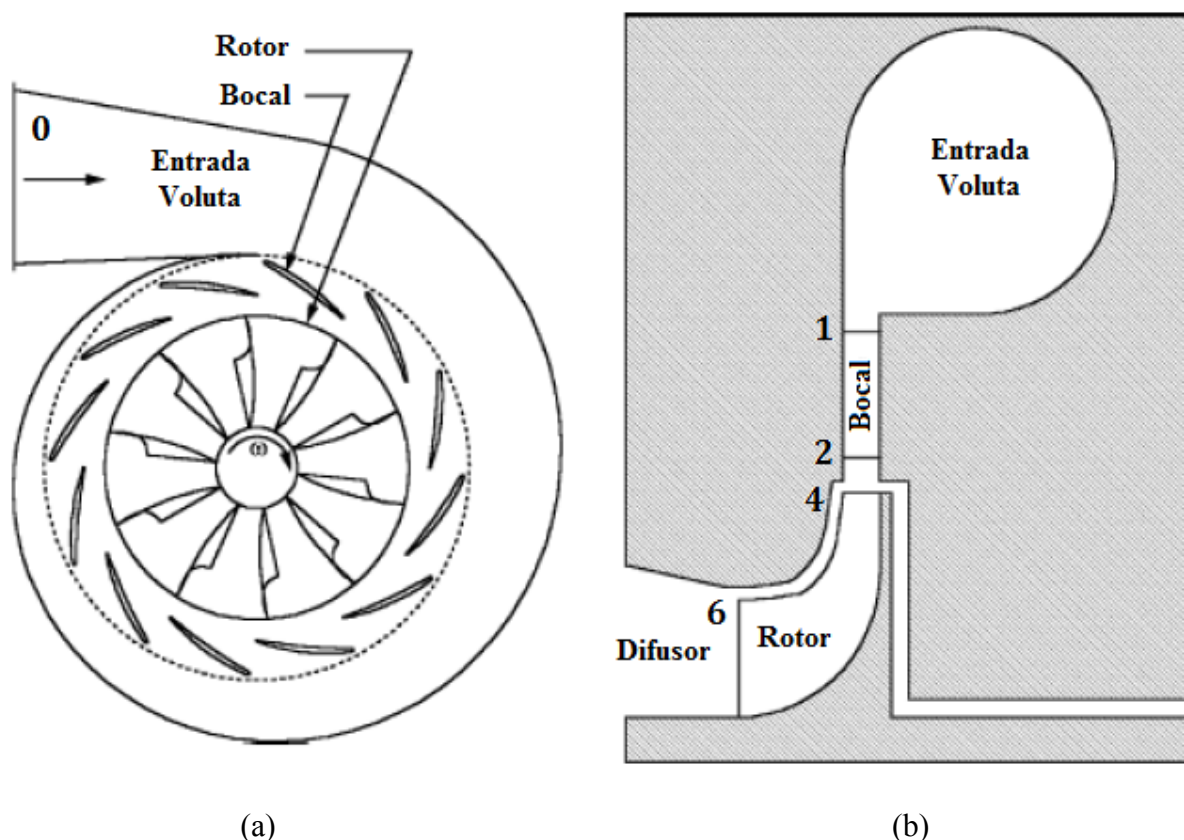


Figura 1.4 Principais componentes de uma turbina radial (a) vista frontal; (b) vista meridional (adaptado de Aungier (2006)).

Este tipo de turbina é considerada adequada para uma ampla faixa de potências, desde poucos quilowatts até aproximadamente 3 MW (Kang, 2012), e pode utilizar diversos fluidos refrigerantes em aplicações ORC (Sauret e Rowlands, 2011). As turbinas radiais oferecem várias vantagens em relação à configuração axial, quando operando com rendimentos e vazões comparáveis. A configuração radial das pás acopladas ao cubo, que pode ser fundido ou forjado como um conjunto, tem sua construção relativamente fácil. Isto permite uma redução dos custos de produção, assim como uma variedade de máquinas que podem ser testadas uma vez que o processo de fabricação é completado. Além disso, esta configuração

também proporciona uma maior rigidez que aumenta a robustez geral, bem como a estabilidade rotodinâmica deste tipo de turbina (Schobeiri, 1990).

Com relação ao projeto da turbina, no ciclo a vapor d'água pode-se notar que a razão de expansão e a variação entálpica neste componente são elevadas, o que implica o uso de turbinas de múltiplos estágios. Por outro lado, no ORC a diferença de entalpia é consideravelmente menor, possibilitando a implantação de turbinas de um ou dois estágios, o que reduz os custos significativamente. Como consequência da pequena variação da entalpia, baixas rotações e baixas velocidades periféricas no rotor são obtidas, facilitando a montagem entre o gerador elétrico e a turbina, pois o acoplamento pode ser realizado de forma direta.

## 1.2 Revisão Bibliográfica

Existem diversos autores que apresentam o estudo do projeto de turbinas radiais utilizadas em Ciclos Rankine Orgânicos. Esses trabalhos tratam principalmente da predição do desempenho aerotermodinâmico mediante o projeto preliminar dos principais componentes e análises posteriores utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*). É importante salientar que, há pouca literatura disponível que mostra o projeto detalhado de turbinas, considerando as propriedades de gás real para qualquer tipo de fluido orgânico, integrado com o estudo tridimensional realizado em CFD para sua posterior otimização, o qual é um dos objetivos desta tese. A seguir, são apresentados os estudos mais destacados sobre o projeto preliminar (unidimensional), testes experimentais, alguns artigos onde o foco principal é a análise do escoamento utilizando ferramentas CFD e o uso de técnicas de otimização aplicadas a turbinas radiais ORC.

### a) Revisão bibliográfica sobre projeto unidimensional de turbinas radiais

Os primeiros estudos sobre o projeto preliminar de turbinas utilizadas em ORC foram feitos na década dos 80's. Perdichizzi (s.d.), apresenta o projeto de uma turbina axial na linha de corrente média, mostrando os princípios básicos adequados para projetar uma turbomáquina trabalhando com fluidos orgânicos. O método de cálculo utilizado considera o fator de compressibilidade, sendo este independente do fluido e consequentemente aplicado a

diferentes fluidos de trabalho. Posteriormente, Perdichizzi e Lozza (1987), utilizaram a mesma metodologia, mas no projeto de turbinas radiais.

Só depois de algum tempo desta tecnologia ter sido de certa forma esquecida, ORC's e seus estudos se tornaram novamente um tema amplamente discutido entre a comunidade científica, devido à sua conexão com as fontes de energia renováveis. Como foi comentado anteriormente, a maioria dos trabalhos discutidos a continuação, não apresentam o procedimento de projeto detalhado de turbinas radiais operadas com fluidos orgânicos.

Marcuccilli e Zouaghi (2007) apresentam algumas considerações de projeto de turbinas radiais (rotor e bocal) com dois tipos de fluidos, isobutano para ORC, e uma mistura de água e amônia para o ciclo Kalina, utilizados em usinas geotérmicas binárias. Esta metodologia é baseada em coeficientes adimensionais adotados da literatura. De qualquer maneira, dados numéricos não são fornecidos neste artigo, tornando impossível a verificação e/ou reprodução dos resultados para estudos posteriores.

Marcuccilli e Thiolet (2010) têm como finalidade encontrar as melhores condições de operação (principalmente fluido de trabalho e pressão na entrada da turbina), que correspondam ao mesmo tempo às máximas eficiências fora do ponto de projeto da turbina e da bomba do ORC. Esta difícil tarefa não deve ser esquecida, pois a usina não trabalha apenas no ponto de projeto do ciclo, mas também em diversos outros pontos operacionais ao longo do ano.

Sauret & Rowlands (2011) realizam o projeto preliminar da turbina radial desenvolvido no software RITAL® da Concepts NREC, para cinco fluidos orgânicos diferentes, R134a, R143a, R236fa, R245fa e n-pentano, operando nas condições subcríticas e transcíticas. Esse trabalho é fundamentado em coeficientes adimensionais recomendados para fluidos ideais.

Bambang *et al.* (2011) projetam um rotor e bocal utilizando o método da linha da corrente média, baseando-se na escolha da velocidade específica ótima, sugerida por Aungier (2006); é considerado um Ciclo Rankine Orgânico acoplado a uma fonte de calor geotérmica, utilizando n-butano como fluido de trabalho.

Fiaschi *et al.* (2012) descrevem sucintamente o projeto para uma turbina radial utilizando como fluido R-134a, ciclohexano, n-pentano, R-245fa, R-1234yf e R-236fa. No modelo de expansão é usado o fator de compressibilidade para levar em consideração as propriedades dos gases reais (Aungier, 2006).

Ventura (2012) na sua tese de doutorado relata o projeto unidimensional detalhado (desenvolvido na linguagem *Python*®) de rotores e bocais usados em ORC, para um conjunto de oito fluidos orgânicos, R125, R143a, RC318, R236ea, R152a, R134a, R227ea e R245fa. A

formulação de gás real foi implementada de forma a permitir que o código selecione automaticamente o modelo mais apropriado, com base no fator de compressibilidade para as condições dadas na entrada da turbina. Se o fator de compressibilidade está dentro do intervalo (0,98-1,02), onde os fluidos se comportam bem como um gás ideal (Green e Perry, 2007), a formulação dos gases perfeitos é selecionada; se esta última variável encontra-se fora desta faixa, o programa seleciona automaticamente a formulação de gás real como a mais adequada para o caso analisado. Finalmente, é descrita uma metodologia para a criação de malhas em bloco (blocagem) para análises de CFD, com o intuito de tornar este procedimento útil em aplicações que requerem um gerador de malha automatizado. Não obstante, simulações do escoamento não foram realizadas.

Paltrinieri (2014) estuda o projeto aerodinâmico unidimensional em detalhe de uma turbina radial que opera com R245fa, implementando o modelo no programa MATLAB®, e calculando todas as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho mediante o uso do código REFPROP© desenvolvido pelo *National Institute of Standards and Technology* (NIST). Os resultados mostram que a razão de expansão volumétrica,  $VR$ , e o parâmetro de tamanho,  $VH$ , os quais serão explicados no Capítulo 2, influenciam o rendimento da turbina no ponto de projeto.

Hattiangadi (2013) desenvolve o projeto de um rotor de uma turbina radial em FORTRAN, utilizando valores disponíveis na literatura de alguns parâmetros para turbinas a gás. Segundo o autor, estudos posteriores do modelo só serão possíveis, se experimentos reais forem realizados com fluidos orgânicos, a fim de adquirir os coeficientes de perda necessários e outros parâmetros adimensionais. O projeto do bocal não foi descrito neste trabalho.

Miranda (2015) apresenta a análise de uma turbina radial subsônica para ORC, operando com os refrigerantes R123, R134a, R141b e R152a como fluidos de trabalho. O projeto preliminar é feito na linguagem FORTRAN, baseada na equação de estado de Redlich-Kwong de duas constantes. Além disso, um estudo tridimensional da turbina no ponto de projeto, mediante Dinâmica dos Fluidos Computacional foi realizado. A metodologia desenvolvida pode ser aplicada a outros fluidos orgânicos, desde que sejam conhecidas suas propriedades físicas, o uso deste modelo fica limitado não só ao fornecimento dessas propriedades, assim como a utilização da mesma equação de estado independentemente do fluido selecionado, a qual pode não ser a mais exata para representar o comportamento de tais fluidos a temperaturas inferiores à do ponto crítico, onde se faz preciso o uso de outras equações de estado com um número de constantes consideravelmente maior (Wark e Richards, 2001).

## **b) Revisão bibliográfica sobre estudos experimentais de turbinas radiais**

Diversos estudos experimentais nos quais turbinas radiais são testadas em Ciclos Rankine Orgânicos (análises que não fazem parte dos objetivos desta tese) podem ser encontrados detalhadamente em Yamamoto *et al.* (2001), Nguyen *et al.* (2001), Yagoub *et al.* (2006), Inoue *et al.* (2007), Pei *et al.* (2011), Kang (2012) e Li *et al.* (2012). Estes trabalhos não são examinados minuciosamente, uma vez que não apresentam o projeto detalhado da turbina. Aliás, na maioria dos casos, foram utilizadas microturbinas já existentes, projetadas originalmente para outras aplicações e fluidos de trabalho, considerado estes como gases perfeitos.

## **c) Revisão bibliográfica sobre análises de turbinas radiais utilizando CFD**

Feng *et al.* (2009) apresentam uma equação simplificada para considerar os efeitos de um gás real e calcular a variação de entalpia na turbina, a partir da suposição de coeficientes politrópicos, no projeto preliminar do rotor e bocal da turbina radial operando com R245fa. Também foram realizadas simulações no programa ANSYS-CFX11 ®, onde são obtidos novos valores dos coeficientes politrópicos, sendo comparados com os adotados inicialmente no projeto. No caso de encontrar uma diferença maior entre eles a uma tolerância estabelecida, os cálculos do projeto são realizados novamente com os valores obtidos na simulação, gerando novas geometrias até chegar à tolerância desejada.

Ping *et al.* (2011) estudam o escoamento em regime permanente e transitório, no interior de uma microturbina operando com R11 como fluido de trabalho. Com os resultados obtidos, foi concluído que a simulação transiente teria uma estimativa mais adequada do desempenho da turbina radial.

Marconcini *et al.* (2012) concentram-se na análise tridimensional de turbinas radiais através de técnicas de CFD, projetadas para operar com uma mistura, principalmente composta de ciclopentano. Foram simuladas e comparadas duas geometrias obtidas pela metodologia de gás ideal e de gás real. Os autores concluíram que o projeto utilizando gás perfeito pode ser útil para fins de projeto preliminar; apesar disto, o modelo de gás real é recomendado para estimar o desempenho da turbina de forma confiável.

Zhang *et al.* (2013) utilizam uma metodologia implementada no RITAL® para o projeto de uma turbina radial gerada a partir da suposição de gás ideal. Logo, mediante a utilização da análise dimensional e das leis de semelhança das turbomáquinas, foi possível realizar o projeto para R245fa, criando assim uma nova geometria. Em seguida foram feitas simulações



utilizando técnicas de CFD no programa FineTurbo®, resultando em desvios significativos quando comparados com os resultados do projeto preliminar para o R245fa. O trabalho demonstra a importância de considerar todos os efeitos dos gases reais na etapa do projeto preliminar, pois no caso analisado, o uso das leis de semelhança não representa de forma adequada algumas das propriedades do fluido orgânico.

Rubechini *et al.* (2013) centram-se na interação instável entre o sistema injetor e o rotor, quando trabalhando com altas razões de pressão. Análises em CFD foram feitas nas condições de projeto e fora do ponto de projeto, sendo validadas com dados experimentais de uma turbina radial já existente.

Capata e Hernandez (2014) apresentam o projeto do rotor e bocal de uma turbina radial trabalhando com R134a, R245fa e água, para aplicações de baixa potência (2-15 kWe). Por outro lado, técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional foram utilizadas para verificar a eficácia do procedimento de projeto.

Rahbar *et al.* (2014) utilizam análises de CFD para o estudo do rotor de uma turbina radial de pequeno porte (5 kWe) usada na geração de energia distribuída. Esta técnica é utilizada para simular o escoamento e melhorar o carregamento mediante a modificação dos ângulos da pá. O número mínimo de pás do rotor também é encontrado na simulação computacional. Os resultados mostram que o valor sugerido pela metodologia de projeto (realizada com as considerações de um fluido ideal) subestima este parâmetro.

Sauret e Gu (2014a) e Sauret e Gu (2014b) mostram nos seus artigos a simulação numérica de um bocal e rotor operando no ponto de projeto e fora do ponto de projeto, respectivamente, utilizando o programa computacional ANSYS-CFX®. As propriedades de gás real do fluido de trabalho escolhido (R143a) são levadas em consideração utilizando a equação de estado proposta por Peng-Robinson. Os resultados da análise tridimensional, viscosa e em regime permanente, são comparados com o projeto unidimensional preliminar o qual foi implementado no RITAL®.

#### **d) Revisão bibliográfica sobre otimização de turbinas radiais**

López (2013) apresenta um procedimento de otimização por tentativa e erro de um rotor de uma turbina radial operando com R245fa, no qual foram adotados vários valores de rotação e de largura na entrada do rotor com o objetivo de obter uma potência líquida de 3,5 kW. As simulações numéricas, realizadas no programa computacional ANSYS-CFX®, mostraram

que embora as eficiências das diferentes geometrias analisadas tenham aumentado, a potência de saída obtida foi menor do que a potência desejada.

Harinck *et al.* (2013) avaliam o desempenho da turbina radial mediante a análise tridimensional do bocal, rotor e difusor, considerando regime permanente e os efeitos viscosos utilizando técnicas de CFD. A turbina fornece uma potência de 5 kW e utiliza tolueno como fluido de trabalho. Estudos de otimização bidimensional em bocais também foram realizados com o auxílio de algoritmos genéticos e metamodelos implementados num código *in-house*. A geometria com o bocal otimizado oferece 4% a mais de potência útil e também tem melhor desempenho fora do ponto de projeto.

Pasquale, Ghidoni e Rebay (2013) apresentam um método de otimização bidimensional que utiliza algoritmos genéticos integrado com ferramentas de CFD (zFlow®) em um bocal de uma turbina radial, que trabalha com tolueno como fluido de trabalho. O procedimento de otimização consiste em minimizar as perdas de pressão totais e obter um escoamento axissimétrico uniforme na seção de descarga do bocal. A eficácia deste procedimento é demonstrada através da melhoria no projeto de uma turbina radial já existente, onde aparecia a onda de choque no canal do bocal, devido às altas razões de expansão.

Lazzaretto e Manente (2014) desenvolvem uma metodologia de otimização aplicada ao projeto do ORC e ao projeto preliminar (unidimensional) de turbinas, a qual incorpora correlações para a eficiência de turbinas axiais e radiais, utilizando a razão de expansão volumétrica,  $VR$ , e o parâmetro de tamanho,  $VH$ , como indicadores de desempenho. Neste trabalho, os fluidos orgânicos utilizados foram iC4, R245fa, R236fa e R236ea, e a pressão máxima do ciclo é tomada como variável de decisão. Para o caso de turbinas radiais foram obtidas eficiências isentrópicas maiores com altos valores de  $VR$ , o que resulta em maiores potências líquidas também.

Rahbar, Mahmoud e Al-dadah (2015), Rahbar *et al.* (2015a), Rahbar *et al.* (2015) e Rahbar *et al.* (2015b) apresentam uma abordagem de otimização utilizando o algoritmo *DIRECT*, que integra o projeto do Ciclo Rankine Orgânico com o projeto unidimensional de turbinas radiais utilizando os fluidos R245fa, R123, R365mfc, R236fa, n-pentano, isobutano, R134a, R152a e R236ea. Este procedimento permite substituir a eficiência da turbina, a qual comumente é considerada como constante no projeto ORC, por uma eficiência dinâmica que é obtida a partir das perdas da turbina; sendo esta considerada como única para um determinado conjunto de condições de operação do ciclo. Diferentes parâmetros, tais como, o coeficiente de vazão,  $\phi$ , rotação,  $n$ , vazão mássica,  $\dot{m}$ , pressão total na entrada da turbina,  $p_{01}$ , etc., foram selecionados como variáveis de projeto, com o objetivo de obter uma turbina radial compacta

com uma razão de pressão elevada. Conclui-se que, o tamanho da turbina e a potência líquida do ciclo são mais sensíveis à variação do coeficiente de pressão  $\psi$ , da rotação  $n$ , da vazão mássica  $\dot{m}$  e da relação entre o raio do cubo na saída e o raio na entrada do rotor  $r_{6h}/r_4$ .

### 1.3 Motivação do Trabalho

Nos últimos anos os Ciclos Rankine Orgânicos têm sido amplamente estudados para a geração de energia a partir de diferentes fontes de energia renovável. Para prever o desempenho de um sistema ORC, é muito importante avaliar a verdadeira eficiência da turbina radial utilizada, obtendo, desta maneira, um ciclo mais próximo da realidade, com a possibilidade de futuras otimizações com maior exatidão. O objetivo é atender a busca da configuração ideal do projeto ORC, fluido de trabalho e parâmetros do ciclo, através da avaliação das propriedades do fluido considerando a sua repercussão no desempenho da turbina real.

Segundo Wang *et al.* (2003) e Ventura, (2012), geralmente, a correta avaliação de turbomáquinas desde as etapas iniciais do projeto é fundamental para o sucesso da implementação de ciclos termodinâmicos. Isso destaca a necessidade para o desenvolvimento de uma metodologia de projeto e ferramentas adequadas para a estimativa de desempenho, capazes de representar o comportamento das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho com a adoção de um modelo de gás real.

Além disso, na maioria dos modelos atuais de análise de ciclos termodinâmicos, tipicamente, os valores de eficiência da turbina são adotados; sendo esta uma abordagem bastante simples, já que a eficiência da turbina pode na realidade afastar-se desta estimativa, levando a uma avaliação e seleção inadequada do ciclo termodinâmico.

Existem poucas publicações acadêmicas disponíveis que forneçam em detalhe o procedimento de projeto considerando o fluido como gás real para esse tipo de máquinas. Isto leva a pobres correlações do desempenho da turbina, com variações tão elevadas como 20% no caso do modelo de gás ideal, bem como a difícil calibração de ferramentas quantitativas para a estimativa de desempenho, tais como ferramentas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (Ventura, 2012).

Por outro lado, técnicas de otimização tornam-se muito atrativas, pois estas podem reduzir significativamente o tempo gasto no projeto de turbinas radiais. Entretanto, poucos

estudos disponíveis na literatura são encontrados, focando-se principalmente na otimização unidimensional de turbinas radiais, integrada com o projeto do Ciclo Rankine Orgânico, ou no uso de metodologias de otimização bidimensionais aplicadas aos bocais destas turbinas; também, podem ser encontradas algumas abordagens tridimensionais por tentativa e erro, as quais restringem a solução para um pequeno conjunto de configurações, enquanto inúmeras possibilidades poderiam ser avaliadas na busca de uma solução ótima.

É importante salientar, que atualmente não há informação suficiente sobre o desenvolvimento de técnicas de otimização tridimensionais aplicadas a rotores de turbinas radiais ORC, metodologia que pretende ser realizada neste trabalho, mediante a avaliação de alguns parâmetros que não podem ser considerados no projeto unidimensional (onde não podem ser determinados valores intermediários entre a entrada e a saída da turbina), e que envolvem grandezas ao longo da passagem completa.

## **1.4 Contribuição do Trabalho**

Este trabalho propõe, inicialmente, desenvolver uma metodologia detalhada de projeto aerotermodinâmico para turbinas radiais de ORC's utilizadas em aplicações subcríticas, considerando a expansão de fluidos reais de dois refrigerantes selecionados, e posteriormente, realizar a otimização paramétrica da geometria preliminar do rotor da turbina, integrando técnicas de CFD e algoritmos de busca apropriados.

O método compreende desde a fase de concepção inicial até a otimização de um dos principais componentes da turbina, envolvendo parâmetros decisivos na geometria das passagens do escoamento, considerando-se esta metodologia completa como inovadora quando comparada com estudos prévios sobre o assunto.

Portanto, este estudo fornecerá um procedimento detalhado para melhorar o desempenho da turbina buscando reduzir custos computacionais no projeto desta turbomáquina. Assim, espera-se que esta tese possa ser útil futuramente para a busca do projeto otimizado do Ciclo Rankine Orgânico.

## 1.5 Objetivos do Trabalho

O objetivo principal deste trabalho é apresentar uma metodologia detalhada de projeto aerotermodinâmico para turbinas radiais utilizadas em Ciclos Rankine Orgânicos subcríticos, utilizando 2 fluidos orgânicos diferentes e, posteriormente, determinar as suas características de desempenho utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, assim como realizar a otimização paramétrica da geometria preliminar do rotor da turbina com o intuito de obter a máxima eficiência possível.

Outros objetivos decorrentes do objetivo principal são:

1) Desenvolver um programa computacional em MATLAB® para o projeto unidimensional de rotores e bocais considerando o fluido como real, mediante o uso da equação de estado mais adequada (segundo o REFPROP©) para o fluido selecionado;

2) Utilizar técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para determinar as características de desempenho de turbinas radiais tanto no ponto de projeto quanto numa ampla faixa de razões de pressão e conseqüentemente de vazão, para a mesma rotação;

3) Comparar as características de desempenho obtidas do projeto preliminar com as simulações numéricas de CFD;

4) Desenvolver uma metodologia de otimização aplicada ao rotor da turbina radial, no ponto de projeto, com o objetivo de atingir a máxima eficiência possível, integrando técnicas de CFD, métodos de superfícies de resposta e algoritmos genético, e;

5) Verificar a eficácia do procedimento de otimização implementado.

## 1.6 Organização do Trabalho

Na sequência deste trabalho, o Capítulo 2 apresenta os fundamentos teóricos básicos sobre turbinas radiais, o modelo matemático do problema estudado, e uma metodologia de projeto aerotermodinâmico unidimensional detalhada para o rotor e bocal desta turbomáquina. A metodologia utilizada considera os efeitos de um modelo de gás real para a determinação do desempenho da turbina radial.

O Capítulo 3 apresenta as considerações necessárias para a análise tridimensional utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional.

O Capítulo 4 apresenta uma descrição detalhada da metodologia de otimização utilizada para maximizar a eficiência total-total no ponto de projeto da turbina radial.

O Capítulo 5 apresenta os resultados obtidos da metodologia do projeto unidimensional das turbinas radiais ORC, assim como os resultados do procedimento de otimização e as curvas de desempenho aerodinâmico numa ampla faixa de razões de pressão e vazão, para a mesma rotação, obtidas mediante a utilização de técnicas de CFD.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões extraídas deste estudo e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas neste trabalho.

## Capítulo 2

# PROJETO PRELIMINAR DA TURBINA RADIAL

Neste capítulo são apresentados os conceitos necessários para o projeto aerotermodinâmico preliminar de uma turbina radial que opera com fluidos orgânicos, assim como uma metodologia de projeto unidimensional detalhada, para o ponto de projeto, que considera as propriedades de gás real, baseada no trabalho de Paltrinieri (2014) e Moustapha *et al.* (2003). É importante salientar que a metodologia apresentada pode ser utilizada para diversos fluidos orgânicos desde que se encontrem dentro da biblioteca do programa REFPROP<sup>®</sup>, o qual calcula as propriedades termodinâmicas e de transporte de fluidos industrialmente importantes e das possíveis misturas entre estes.

## 2.1 Fundamentos Teóricos Sobre Turbinas Radiais

A Figura 2.1 mostra os principais componentes de uma turbina radial, sendo representada a entrada da voluta como a estação 0, a entrada do bocal como a estação 1, a saída do bocal como a estação 2, a entrada do rotor como a estação 4 e por último, a saída do rotor como a estação 6. Nesta Figura também se apresenta o diagrama de Mollier, entalpia,  $h$ , versus entropia,  $s$ , da expansão no bocal (1-2) e no rotor (4-6) desse tipo de turbomáquinas. As estações 3 e 5 são pontos intermediários os quais não são considerados nesta análise.

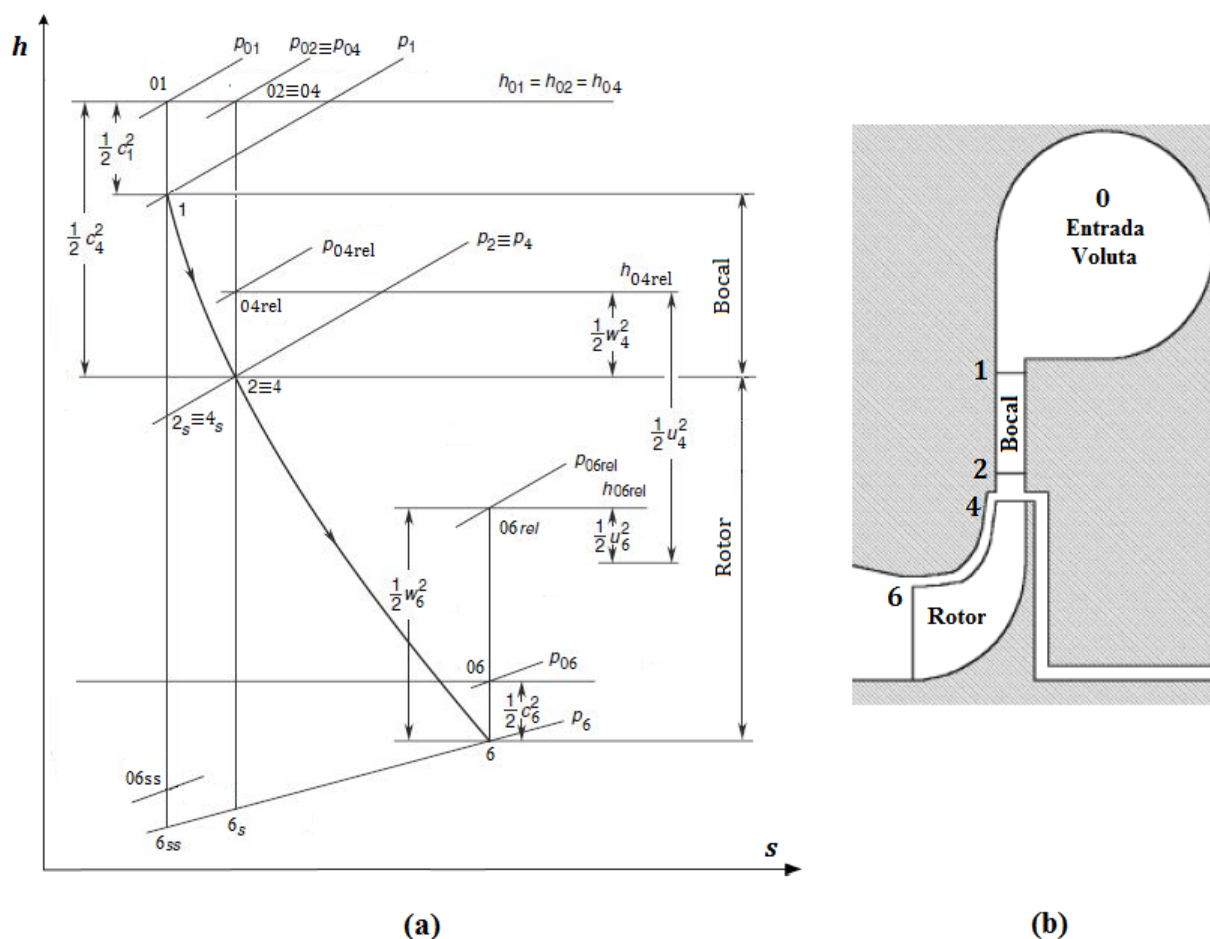


Figura 2.1 (a) Diagrama entalpia,  $h$ , entropia,  $s$ , no bocal e rotor e (b) vista meridional da turbina radial

Pode ser observado que o fluido de trabalho se expande ao longo do bocal e do rotor, e que sobre condições normais de operação a pressão diminui progressivamente. No modelo analisado neste trabalho as propriedades termodinâmicas na saída do bocal (estação 2), são equivalentes às propriedades na entrada do rotor (estação 4). Quando a turbina é considerada como uma máquina ideal, ou seja, operando sem perdas, o processo de expansão é realizado a entropia constante (isentrópico), sendo representado pela linha 1-2s-6ss. Em processos reais, em termos termodinâmicos, as perdas são consideradas como fontes de entropia, fazendo com que a linha de expansão movimente-se para a direita da linha isentrópica do diagrama. O incremento na entropia pode ser medido em termos da redução da pressão total, em componentes tais como a voluta e o bocal. No entanto, no rotor a pressão total também cai como um resultado da energia extraída do fluido de trabalho para produzir potência de eixo, e mesmo sobre circunstâncias ideais a pressão total ou de estagnação na entrada do rotor,  $p_{04}$ , é maior que a pressão total ou de estagnação na saída do rotor,  $p_{06}$ . As perdas no rotor são



medidas e modeladas por outros meios, os quais são discutidos no procedimento detalhado do rotor, Item 2.3.7.

Um esquema da seção transversal e da grade linear do rotor da turbina radial, mostrando os triângulos de velocidade na entrada e saída é apresentado na Figura 2.2. Inicialmente o escoamento passa pela voluta e em seguida pelo bocal, o qual é um componente fixo composto por um anel de palhetas, que define o ângulo de aproximação do fluido de trabalho para o rotor. O principal objetivo do sistema voluta-bocal é o de acelerar o fluido de trabalho e dar a este o ângulo de incidência ideal, deixando o bocal, tal como exigido pela entrada do rotor no projeto preliminar (Moustapha *et al.* 2003).

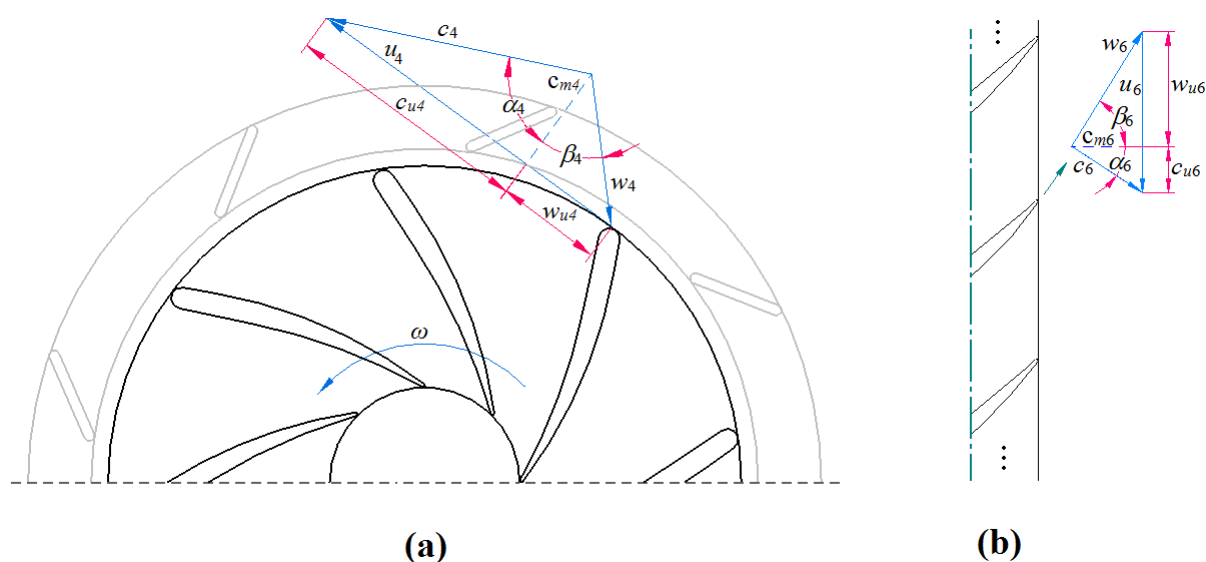


Figura 2.2 Triângulos de velocidade para a (a) entrada e (b) saída do rotor de uma turbina radial

Os triângulos de velocidades tanto na entrada (ponto 4) quanto na saída (ponto 6) do rotor, estão compostos principalmente pelas velocidades circunferenciais ou tangenciais  $u$ , velocidades absolutas  $c$ , e velocidades relativas  $w$ , assim como das componentes meridionais das velocidades absolutas  $c_m$ , componentes circunferenciais das velocidades absolutas  $c_u$ , componentes circunferenciais das velocidades relativa  $w_u$ , e os ângulos do escoamento absoluto  $\alpha$  e relativo  $\beta$  (medidos com relação à direção radial). Uma descrição mais detalhada do cálculo dos triângulos de velocidades pode ser encontrada no procedimento de projeto, Item 2.3.

## 2.2 Equações Fundamentais

Diversos problemas de mecânica dos fluidos e especificamente em escoamentos de turbomáquinas, são caracterizados por princípios físicos que podem ser representados matematicamente pelas equações de conservação. Numa primeira abordagem, serão utilizadas as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia na forma integral, para volume de controle. No Capítulo 3 encontra-se a forma diferencial destas equações.

A equação da conservação da massa ou equação da continuidade pode ser aplicada a cada componente da turbina radial. Esta equação (Equação 2.1) é simplesmente uma afirmação de que as vazões mássicas que entram e saem de um volume de controle em regime permanente são idênticas.

$$\dot{m} = \rho_1 c_{m1} A_1 = \rho_2 c_{m2} A_2 \quad (2.1)$$

onde  $\rho$  é a massa específica,  $c_m$  é a componente meridional da velocidade absoluta  $c$  e  $A$  é a área normal a  $c$ . Em turbomáquinas radiais a área considerada é frequentemente a área anular. A Equação (2.1) pode também ser escrita como,

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 \cos \alpha_1 A_1 = \rho_2 c_2 \cos \alpha_2 A_2 \quad (2.2)$$

As pás do rotor impõem uma variação da quantidade de movimento angular do escoamento de líquido, que reage exercendo um torque,  $\tau$ , sobre o rotor (Equação 2.4). O rotor gira a velocidade angular  $\omega$  constante, o que implica na existência de uma potência disponível,  $P_{pá}$ , no movimento de rotação do rotor, isto é, no eixo da turbina, igual a:

$$P_{pá} = \tau \omega \quad (2.3)$$

$$\tau = \dot{m}(r_4 c_{u4} - r_6 c_{u6}) \quad (2.4)$$

No caso de uma turbina radial, as forças na direção circunferencial e o braço de aplicação da força, dado pelos raios na entrada e saída do rotor, estão diretamente relacionados ao torque. A equação anterior pode também ser expressa como mostrado na Equação (2.5), chamada comumente de Equação de Euler para turbinas radiais.

$$Y_{pá} = u_4 c_{u4} - u_6 c_{u6} \quad (2.5)$$

onde  $Y_{pá}$  representa o trabalho específico do rotor,  $u$  a velocidade circunferencial e  $c_u$  a componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada (ponto 4) e saída (ponto 6) do rotor.

Fazendo uso da primeira Lei da Termodinâmica, a equação da energia para o trabalho específico na pá, resulta:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} + Y_{pá} = (h_4 - h_6) + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_6^2) + g(z_6 - z_4) \quad (2.6)$$

Considerando o escoamento adiabático, compressível, permanente e desprezando o termo gravitacional, a equação da energia aplicada à turbina radial pode ser escrita da seguinte forma,

$$Y_{pá} = \left( h_4 + \frac{1}{2} c_4^2 \right) - \left( h_6 + \frac{1}{2} c_6^2 \right) = h_{04} - h_{06} \quad (2.7)$$

## 2.3 Procedimento de Projeto

Para o projeto unidimensional preliminar da turbina radial, foi desenvolvida uma rotina computacional no programa MATLAB®, chamada de “TURBINA\_ORC”, a qual é acoplada com o programa REFPROP®. Este último retorna as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante utilizado como fluido de trabalho, tais como entalpia,  $h$ , entropia,  $s$ , massa específica,  $\rho$ , etc.

Nesta metodologia, os valores das propriedades termodinâmicas são calculados com o uso de modelos baseados na formulação de gases reais já validados (Lemmon *et al.*, 2002) e contidos no REFPROP®. Com este procedimento de projeto, todas as propriedades num determinado ponto da turbina, como por exemplo, entrada ou saída do rotor, podem ser encontradas mediante o conhecimento de só duas propriedades de entrada. O programa criado automatiza o procedimento de projeto aerotermodinâmico para a turbina radial por meio de um processo iterativo. O procedimento de cálculo da turbina radial é mostrado na Figura 2.3.

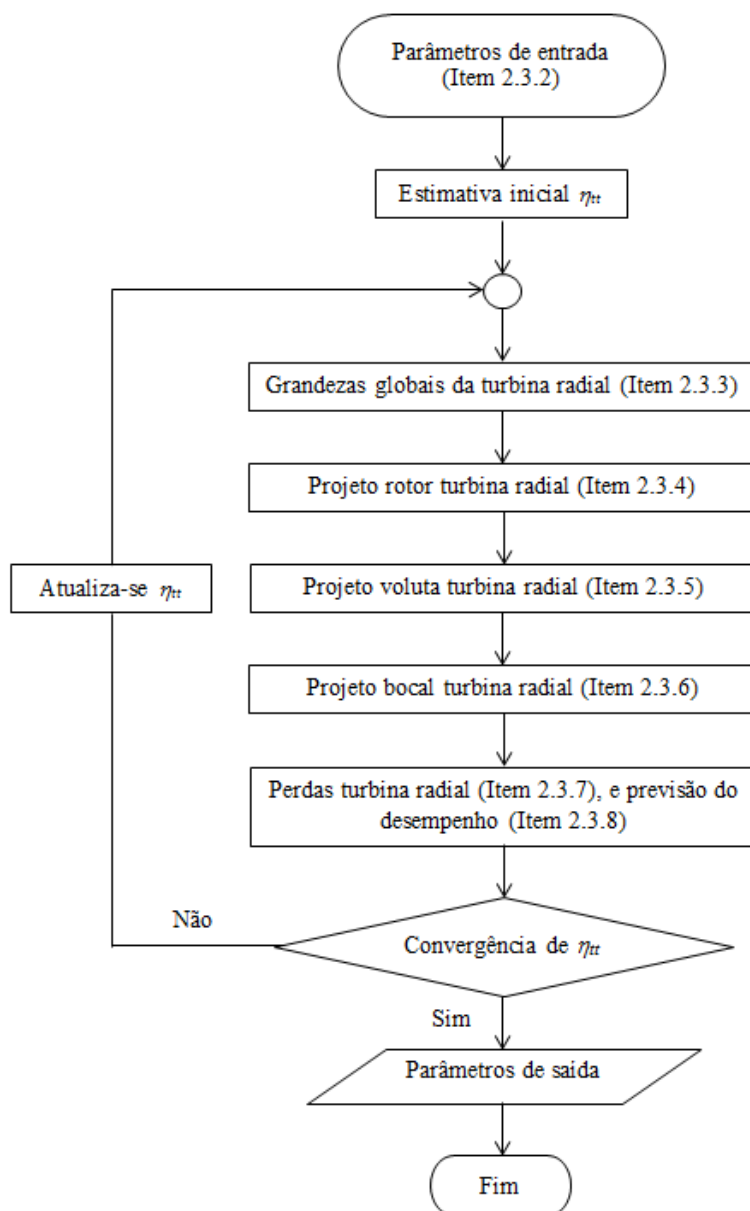


Figura 2.3 Fluxograma da rotina “TURBINA\_ORC” para o projeto aerotermodinâmico da turbina radial

### 2.3.1 Modelos para Gases Reais

A metodologia para o projeto unidimensional da turbina radial foi desenvolvida no programa MATLAB®. Uma das limitações deste programa é que não existe nenhuma ferramenta implementada para o cálculo das propriedades termodinâmicas de fluidos. Por este motivo, muitos estudos de Ciclos Rankine Orgânicos realizados a priori, foram executados

com base em modelos de gases ideais, mesmo que as propriedades termodinâmicas de fluidos orgânicos encontrem-se muito afastadas da idealização como gases perfeitos (Macchi, 1977), o que representa uma forte limitação para o procedimento do projeto preliminar. Este problema foi resolvido pela implementação de uma rotina computacional chamada de “refprop.m”, desenvolvida e disponibilizada pelo NIST, também em linguagem MATLAB®, a qual é utilizada como uma função dentro do programa principal, capaz de calcular as propriedades de uma ampla variedade de fluidos desde que se encontrem na biblioteca do REFPROP®.

Este ponto é extremamente importante, já que no modelo desenvolvido neste trabalho, este procedimento permite referir-se sempre às propriedades do fluido, considerando a formulação de gases reais no valor das mesmas. Durante o processo de cálculo, todas as propriedades requeridas podem ser calculadas a partir de duas propriedades já conhecidas. As principais propriedades de entrada e saída são: temperatura,  $T$ , pressão,  $p$ , massa específica,  $\rho$ , entalpia,  $h$ , entropia,  $s$ , energia interna,  $e$ , título,  $Q$ , velocidade do som,  $a$ , calor específico a pressão constante,  $C_p$ , calor específico a volume constante  $C_v$ , relação dos calores específicos,  $\gamma$ , viscosidade cinemática,  $\nu$ , e dinâmica,  $\mu$ , além de muitos outros, que não são usados na metodologia de projeto, mas que estão disponíveis na sub-rotina.

O programa REFPROP® é baseado nos modelos mais exatos atualmente disponíveis, podendo calcular as propriedades de fluidos puros e de misturas entre estes. A sua elevada precisão é devida ao uso de muitos coeficientes nas equações de estado, resultando numa velocidade de cálculo mais lenta do que outros modelos, tais como as equações cúbicas de Peng-Robinson. Estas equações são válidas geralmente sobre toda a região de vapor e líquido do fluido, incluindo estados supercríticos; o limite superior de temperatura que pode ser utilizado é usualmente uma temperatura próxima do ponto de decomposição do fluido, e o limite superior da pressão (ou massa específica,  $\rho$ ) é definido pela linha de fusão da substância (Lemmon, 2015).

Para o cálculo das propriedades de fluidos puros, o REFPROP® inclui três tipos de equações diferentes: a equação de estado explícita de energia de Helmholtz que usa 28 coeficientes (Jacobsen *et al.*, 1992), a equação de estado modificada de Benedict-Webb-Rubin (MBWR - *Modified Benedict-Webb-Rubin*) com 32 coeficientes, e um modelo prolongado de estados correspondentes (ECS - *Extended Corresponding States*), também com 32 coeficientes. Para os cálculos de misturas, utiliza-se um modelo que aplica as regras de mistura à equação da energia de Helmholtz, o qual usa uma função de saída para ter em conta o desvio da mistura ideal. A viscosidade e condutividade térmica são modeladas com

correlações de líquido específico, um método ECS, ou em alguns casos com o método da teoria de atrito (Lemmon et al., 2002).

Para o projeto aerodinâmico da turbina radial do presente trabalho, foram escolhidos dois fluidos refrigerantes, R123 e R245fa. Estes fluidos foram selecionados, pois várias referências utilizam e recomendam estes dois refrigerantes, além de outros fluidos de trabalho adicionais, como fluidos ótimos para trabalhar em Ciclos Rankine Orgânicos subcríticos (o qual é o tipo de ciclo utilizado no projeto da turbina radial deste trabalho), devido a fatores tais como obtenção da máxima potência útil, pressão de trabalho adequada, capacidade de transferência de calor total e tamanho apropriado da turbina (He *et al.*, 2012).

Além disso, Roy *et al.* (2011) mostram que com o R123 foram atingidas as máximas eficiências térmicas do sistema, Qiu (2012) seleciona tanto o R245fa quanto o R123 na sua análise, devido a critérios termodinâmicos, ambientais e econômicos, tais como temperatura de ebulição preferível, alta queda entálpica (consequentemente elevada eficiência térmica), estabilidade química, não inflamabilidade, preservação da camada de ozônio (Kang, 2012) e finalmente seu baixo custo. Na Tabela 2.1 podem ser encontradas algumas propriedades termofísicas e de impacto ambiental dos fluidos selecionados, Bao e Zhao (2013), Al-Weshahi *et al.* (2014), Qiu (2012), Roy *et al.* (2011) e Lemmon *et al.* (2002).

Tanto o R123 quanto o R245fa são considerados fluidos isentrópicos; este tipo de fluidos são pouco comuns, pois a derivada infinita da curva de vapor saturado do diagrama  $T-s$  ( $ds/dT$ ), explicada no Item 1.1.2, é simplesmente uma idealização. A curva de vapor saturado dos fluidos isentrópicos, frequentemente tende a ter uma pequena inclinação positiva, ou seja, com o mesmo formato dos fluidos secos, portanto, os fluidos chamados de isentrópicos, são algumas vezes referidos como fluidos secos.

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos dois fluidos refrigerantes utilizados como fluidos de trabalho, necessárias na rotina computacional desenvolvida, o REFPROP© utiliza a equação de estado MBWR para o R123 e a equação ECS para o R245fa. Dependendo do fluido de trabalho escolhido, o programa já possui uma equação de estado predeterminada, que pode variar dentro dos três modelos nomeados anteriormente.

Não é objetivo desta tese apresentar a modelagem completa das equações de estado usadas pelo REFPROP©, devido à sua formulação consideravelmente extensa (por causa do elevado número de coeficientes empregados), no entanto, uma descrição detalhada pode ser encontrada em Younglove & McLinden (1994) e Ely & Huber (1990).

Tabela 2.1 Propriedades termofísicas e de impacto ambiental dos refrigerantes R123 e R245fa. Fonte: (Bao e Zhao, 2013), (Al-Weshahi *et al.*, 2014), (Qiu, 2012), (Roy *et al.*, 2011) e (Lemmon *et al.*, 2002).

Fluido de trabalho	R123	R245fa
	HCFC-123	HFC-245fa
Fórmula química	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>
Peso molecular (kg/kmol)	152,93	134,05
( <i>ds/dT</i> ), Tipo	0,12; isentrópico	0,19; isentrópico
Temperatura de ebulição (K)	300,97	288,05
Temperatura crítica (K)	456,83	427,2
Pressão crítica (MPa)	3,6618	3,6400
Calor latente (kJ/kg)	168,4	177,1
ODP <sup>1</sup>	0,02-0,06	0
GWP <sup>2</sup>	120	1030
Tempo de vida atmosférico (anos)	1,4	8,8
Flamabilidade <sup>3</sup> , TAI <sup>4</sup> (K)	Classe 1, (1003,15)	Classe 1, (685,15)
Estabilidade térmica	Estável	Aceitável

### 2.3.2 Parâmetros de Entrada

Como etapa inicial, no procedimento do projeto aerotermodinâmico unidimensional da turbina radial, devem ser adotadas algumas grandezas, as quais são apresentadas a seguir.

1. Pressão total na entrada do bocal,  $p_{01}$ . Este valor deve ser escolhido adequadamente, tendo como base as características de operação do Ciclo Rankine Orgânico, e evidentemente, a faixa de aplicabilidade do fluido de trabalho.
2. Superaquecimento na entrada da turbina. Com o objetivo de garantir que não entre fluido em estado líquido na entrada da turbina, é suposto um superaquecimento (o qual é uma prática muito comum nos projetos preliminares), que pode estar entre 5 a 10°C, para evitar possíveis riscos de corrosão.
3. Temperatura de trabalho no condensador,  $T_{06sat}$ , dada uma determinada pressão, cada substância irá se condensar a uma determinada temperatura, este valor pode ser tomado entre 25 e 45 °C aproximadamente.
4. Rotação do rotor,  $n$ , este valor é selecionado com o objetivo de manter a rotação específica,  $n_s$ , na faixa de uma máquina radial,  $0,4 < n_s < 0,8$  (Moustapha *et al.*, 2003).

<sup>1</sup> ODP - *Ozone Depletion Potential*. (Potencial de destruição da camada de ozônio). ODP para o R11=1,0.

<sup>2</sup> GWP - *Global Warming Potential*, (Potencial de Aquecimento Global). GWP para o CO<sub>2</sub>=1,0.

<sup>3</sup> ASHARE (*American Society of Heating, Refrigerating, And Air-Conditioning Engineers*): Classe 1-não inflamável; Classe 2-ligeiramente inflamável; Classe 3- inflamabilidade elevada.

<sup>4</sup> Temperatura de auto-ignição.

5. Eficiência total-total do estágio da turbina,  $\eta_{tt}$ . Deve ser adotado um valor inicial de eficiência total-total para começar os cálculos do projeto preliminar.
6. Parâmetro de tamanho,  $VH$ . Parâmetro dimensional dado em (m), diretamente relacionado com as dimensões da turbina, introduzido inicialmente por Macchi (1977) e utilizado depois em diversos trabalhos (Angelino *et al.*, 1984), (Perdichizzi & Lozza, 1987), (Bao & Zhao, 2013). Pode ser representado pela Equação (2.8).

$$VH = \frac{\sqrt{Q_{6ss}}}{\Delta h_{0s}^{1/4}} \quad (2.8)$$

onde  $Q_{6ss}$  é a vazão volumétrica isentrópica na saída do rotor, dada em ( $m^3/s$ ), e  $\Delta h_{0s}$  é a queda de entalpia total isentrópica entre a entrada do bocal, ponto 1, e a saída do rotor, ponto 6; em (J/kg). O parâmetro de tamanho  $VH$  pode variar dentro de uma ampla faixa de valores, sua escolha pode ser feita a partir da Figura 2.4, a qual mostra a relação entre a eficiência total-estática da turbina,  $\eta_{ts}$ , e as grandezas de razão de expansão volumétrica,  $VR$ , e  $VH$ . Paltrinieri (2014), mostra que valores próximos de 0,1 m resultam em altas eficiências nas turbinas analisadas.

A razão de expansão volumétrica,  $VR$ , pode ser calculada utilizando a seguinte equação:

$$VR = \frac{Q_{6ss}}{Q_1} = \frac{\rho_{01}}{\rho_{06ss}} \quad (2.9)$$

onde  $Q_1$  representa a vazão na entrada do bocal, dada em ( $m^3/s$ ),  $\rho_{01}$  a massa específica total na entrada do bocal, em ( $kg/m^3$ ), e  $\rho_{06ss}$  a massa específica total do processo isentrópico na saída do rotor, em ( $kg/m^3$ ). A Figura 2.4 foi o resultado de um estudo teórico, obtido após um procedimento de otimização, e realizado para prever a máxima eficiência possível de turbinas radiais para diferentes pontos de operação (representados pela variação de  $VH$  e  $VR$ ), plotado para a condição de velocidade específica ótima,  $(N_s)_{opt}$ .

7. Coeficiente de vazão,  $\phi$ , definido pela Equação (2.10)

$$\phi = \frac{c_{m6}}{u_4} \quad (2.10)$$



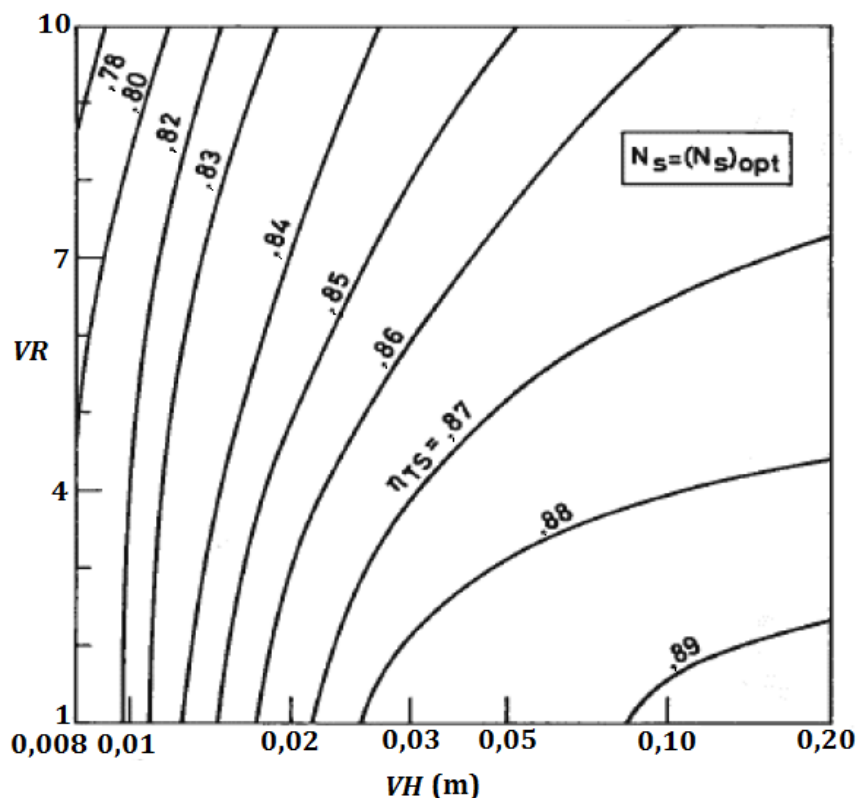


Figura 2.4 Previsão da eficiência total-estática,  $\eta_{ts}$ , para a condição de velocidade específica ótima  $(N_s)_{opt}$ , Fonte: (Perdichizzi & Lozza, 1987)

onde  $c_{m6}$  é a componente meridional da velocidade absoluta na saída do rotor, e  $u_4$  é a velocidade circunferencial na entrada do rotor.

8. Coeficiente de pressão,  $\psi$ , baseado na velocidade circunferencial na entrada do rotor,  $u_4$ , pode ser expresso utilizando a equação de Euler das turbomáquinas, como:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{u_4^2} = \frac{c_{u4}}{u_4} - \frac{r_6}{r_4} \frac{c_{u6}}{u_4} \quad (2.11)$$

onde  $\Delta h_0$  é a queda de entalpia total,  $c_{u4}$  é a componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada do rotor,  $r_6$  é o raio na saída do rotor,  $r_4$  é o raio na entrada do rotor, e  $c_{u6}$  é a componente circunferencial da velocidade absoluta na saída do rotor. O coeficiente de giro na saída do rotor, normalmente é muito pequeno, assim, o segundo termo do lado direito da igualdade, será bem menor quando comparado com o lado esquerdo desta expressão, e conseqüentemente,  $\psi$ , pode ser definido aproximadamente como:

$$\psi \cong \frac{c_{u4}}{u_4} \quad (2.12)$$

A Figura 2.5 apresenta o comportamento da eficiência total-estática,  $\eta_{ts}$ , de turbinas radiais, versus diferentes pontos de operação, representados pelos coeficientes  $\phi$  e  $\psi$  (Moustapha *et al.*, 2003). A relação entre estas três grandezas mostra ser suficientemente boa, fato que permite traçar linhas de eficiência constante numa ampla área do mapa. Deste gráfico, pode ser visto que as máximas eficiências ocorrem aproximadamente entre  $0,2 < \phi < 0,3$  e  $0,9 < \psi < 1,0$ . É importante ressaltar, que a Figura 2.5 foi gerada a partir de diversas turbinas trabalhando com gases ideais, podendo-se encontrar faixas recomendadas diferentes quando se trabalha com gases reais, mesmo assim, neste trabalho os valores dos coeficientes  $\phi$  e  $\psi$  foram adotados tendo como referência os acima citados.

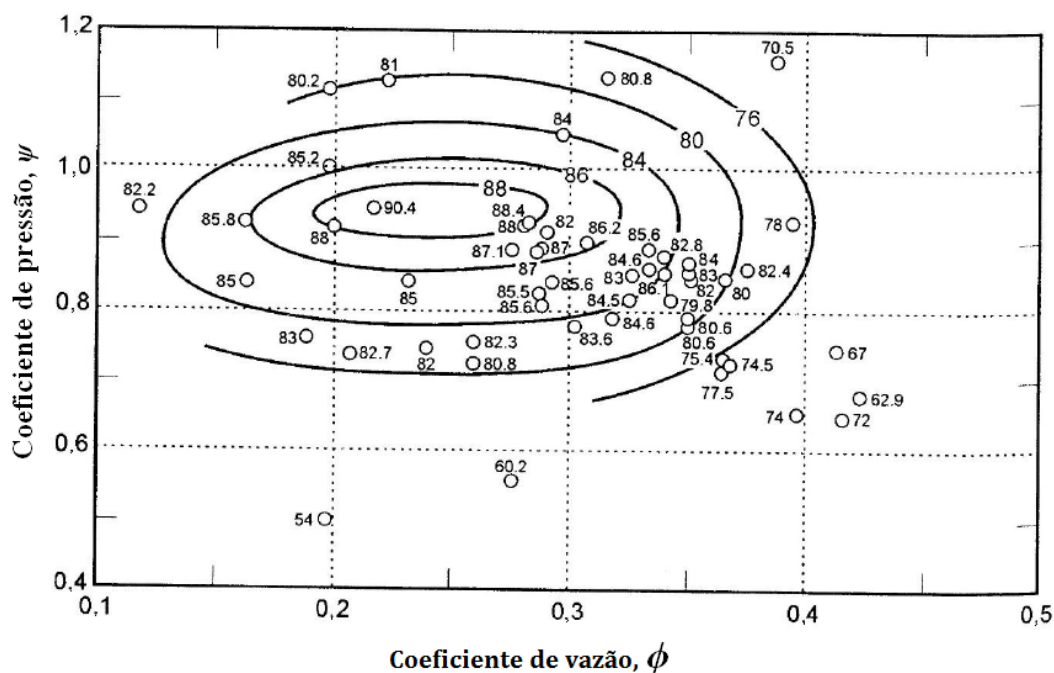


Figura 2.5 Comportamento da eficiência total-estática,  $\eta_{ts}$ , em função dos coeficientes  $\phi$  e  $\psi$ . Fonte: (Moustapha *et al.*, 2003)

### 2.3.3 Grandezas Globais da Turbina Radial

Na segunda etapa do procedimento de projeto aerotermodinâmico, são retiradas algumas propriedades termodinâmicas do REFPROP®, por meio da rotina computacional acoplada ao programa principal, como explicado no Item 2.3.1, e calculadas outras grandezas

referentes às características globais da turbina radial. Tais grandezas são mostradas e calculadas ao longo deste Item.

$$\{p_{01}, Q = 1\} \xrightarrow{REFPROP} \{T_{01sat}, h_{01sat}, s_{01sat}\} \quad (2.13)$$

Na Equação (2.13) os termos do lado esquerdo da seta representam as grandezas de entrada na rotina computacional desenvolvida, enquanto que as grandezas de saída encontram-se do lado direito; nesta expressão,  $Q$  representa o título, o qual equivale a 1 na linha de vapor saturado. Depois de conhecer o valor da temperatura total na linha de saturação na entrada do bocal,  $T_{01sat}$ , e supondo um superaquecimento na entrada da turbina,  $T_{sup}$ , pode ser calculada a temperatura total na entrada do bocal,  $T_{01}$ , utilizando a Equação (2.14):

$$T_{01} = T_{01sat} + T_{sup} \quad (2.14)$$

Com os valores de  $T_{01}$  e  $p_{01}$ , podem ser encontradas as demais propriedades termodinâmicas totais na entrada do bocal (ponto 01) e seguidamente a pressão total na saída do rotor,  $p_{06}$ , a entalpia total isentrópica na saída do rotor,  $h_{06ss}$ , e a massa específica total isentrópica na saída do rotor,  $\rho_{06ss}$ , como mostrado nas Equações (2.15), (2.16) e (2.17).

$$\{T_{01}, p_{01}\} \xrightarrow{REFPROP} \{h_{01}, s_{01}, \rho_{01}\} \quad (2.15)$$

$$\{T_{06sat}, Q = 1\} \xrightarrow{REFPROP} \{p_{06}\} \quad (2.16)$$

$$\{p_{06}, s_{01}\} \xrightarrow{REFPROP} \{h_{06ss}, \rho_{06ss}\} \quad (2.17)$$

A queda de entalpia total isentrópica,  $\Delta h_{0s}$ , é obtida mediante a Equação (2.18).

$$\Delta h_{0s} = (h_{01} - h_{06ss}) \quad (2.18)$$

A equação que define a vazão mássica,  $\dot{m}$ , é obtida a partir da definição do parâmetro de tamanho  $VH$  (Equação 2.8), e pode ser representada como:

$$\dot{m} = \rho_{06ss} VH^2 \Delta h_{0s}^{1/2} \quad (2.19)$$

A eficiência total-total da turbina radial é dada pela seguinte equação:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{06}}{h_{01} - h_{06ss}} \quad (2.20)$$

Utilizando a Equação (2.20) e o valor da eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , adotado inicialmente, Item 2.3.2, o qual é recalculado de forma iterativa no final da rotina computacional criada, devido à introdução das perdas no modelo, é encontrado o valor da entalpia total na saída do rotor,  $h_{06}$ .

Nesta etapa, outro parâmetro muito importante na análise do desempenho da turbina radial é calculado, a potência da turbina radial,  $P$ , obtida da Equação (2.21).

$$P = \dot{m}(h_{01} - h_{06}) \quad (2.21)$$

onde a queda de entalpia total,  $\Delta h_0$ , é representada por

$$\Delta h_0 = (h_{01} - h_{06}) \quad (2.22)$$

Para verificar que a turbina radial projetada encontre-se na faixa de operação de turbinas radiais, é calculada a rotação específica,  $n_s$ , a qual é obtida da seguinte equação:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q_{6ss}}}{\Delta h_{0s}^{3/4}} \quad (2.23)$$

onde a rotação  $n$  é dada em (rad/s), a vazão  $Q_v$  em (m<sup>3</sup>/s) e a queda entálpica total isentrópica  $\Delta h_{0s}$  em (J/kg).

A Figura 2.6 é uma correlação puramente empírica, baseada no desempenho de um grande número de turbinas radiais e diagonais. Para turbinas radiais as máximas eficiências se encontram na faixa de velocidades específicas entre 0,4 e 0,8, mesmo assim, nesta faixa pode ser observada uma diferença de 15 a 20% entre as melhores e as piores eficiências. Isso significa que o uso de uma velocidade específica adequada não conduz automaticamente a uma alta eficiência (Moustapha *et al.*, 2003). Neste trabalho, os valores de  $n_s$  obtidos, encontram-se na faixa anteriormente citada.

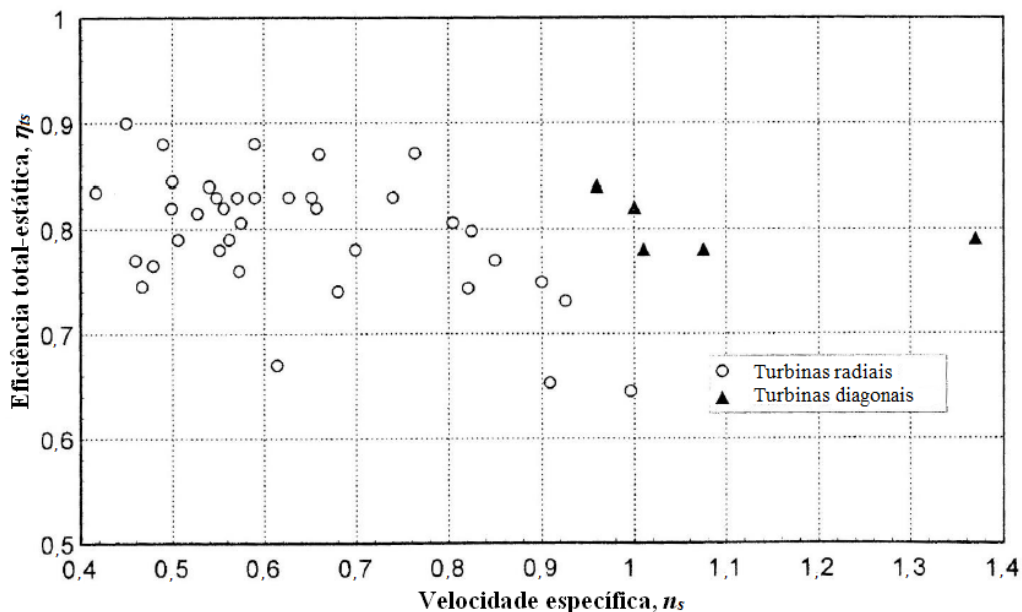


Figura 2.6 Eficiência total-estática,  $\eta_{ts}$ , em função da velocidade específica  $n_s$ .  
Fonte: (Moustapha *et al.*, 2003)

Outro parâmetro estreitamente relacionado com a velocidade específica,  $n_s$ , mas que inclui o tamanho da turbina é o diâmetro específico,  $d_s$ , definido pela Equação (2.24).

$$d_s = \frac{D \Delta h_{0s}^{1/4}}{\sqrt{Q_{6ss}}} \quad (2.24)$$

onde  $D$  é o diâmetro representativo, convencionalmente tomado como o diâmetro na entrada do rotor.

Finalmente, o grau de reação  $R$ , definido como a razão da variação da entalpia estática no rotor, com relação ao estágio da turbomáquina, determina-se por meio da seguinte equação.

$$R = \frac{h_4 - h_6}{h_1 - h_6} \quad (2.25)$$

### 2.3.4 Projeto do Rotor da Turbina Radial

Com o procedimento de projeto preliminar apresentado a seguir, são determinadas as principais grandezas geométricas e os triângulos de velocidades na entrada e na saída do rotor. A metodologia utilizada foi baseada no trabalho de Moustapha *et al.* (2003). Nesta primeira parte, uma geometria inicial do rotor é gerada, sendo modificada com a introdução dos

modelos de perdas, e a geração de outros componentes da turbina, como a voluta e o bocal injetor, os quais são estudados detalhadamente nos próximos Itens.

Considerando o coeficiente de pressão,  $\psi$ , (Equação 2.11), o qual é um dado de entrada, pode ser calculada a velocidade circunferencial na entrada do rotor,  $u_4$ , mediante a Equação (2.25).

$$u_4 = \sqrt{\frac{\Delta h_0}{\psi}} \quad (2.25)$$

Utilizando a Equação (2.12), a componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada do rotor,  $c_{u4}$ , resulta em

$$c_{u4} \cong \psi u_4 \quad (2.26)$$

Logo, o triângulo de velocidades na entrada do rotor (Figura 2.2) é definido por meio das seguintes expressões:

$$c_{m4} = \xi \phi u_4 \quad (2.27)$$

$$c_4 = \sqrt{c_{m4}^2 + c_{u4}^2} \quad (2.28)$$

$$\alpha_4 = \text{arc tan} \left( \frac{c_{u4}}{c_{m4}} \right) \quad (2.29)$$

$$\beta_4 = \text{arc tan} \left( \frac{c_{u4} - u_4}{c_{m4}} \right) \quad (2.30)$$

$$w_4 = \frac{c_{m4}}{\cos \beta_4} \quad (2.31)$$

onde  $\xi$ , é a razão das componentes meridionais das velocidades absolutas entre a entrada e a saída do rotor, considerada inicialmente neste trabalho igual a um ( $c_{m4} = c_{m6}$ ).

O ângulo de incidência,  $i$ , definido pela Equação (2.32), tem sido investigado em projetos de turbinas radiais, conseguindo-se as melhores eficiências, quando este encontra-se na faixa entre  $-20^\circ$  e  $-30^\circ$  (Moustapha *et al.*, 2003).

$$i = \beta_4 - \beta_{4pá} \quad (2.32)$$

quando o ângulo da pá,  $\beta_{4pá}$ , é igual a zero, esta é completamente radial na entrada do rotor, configuração que resulta em altos níveis de esforços no rotor (Moustapha *et al.*, 2003). Com o objetivo de estimar as perdas por incidência, um procedimento para calcular o ângulo de incidência ideal é explicado no Item 2.3.6.

Depois de calcular todos os componentes dos triângulos de velocidades na entrada do rotor, são calculadas as propriedades termodinâmicas neste ponto. O bocal é assumido como adiabático, portanto, a entalpia total na entrada do rotor,  $h_{04}$ , é considerada igual à entalpia total na entrada do bocal,  $h_{01}$ ; logo, a entalpia estática pode ser definida como:

$$h_4 = h_{04} - \frac{c_4^2}{2} \quad (2.33)$$

Utilizando a definição do coeficiente de perdas do bocal,  $\xi_B$ , dada por Benson (1970), pode ser determinada a entalpia isentrópica na entrada do rotor,  $h_{4s}$ , por meio da Equação (2.34).

$$h_{4s} = h_4 - \xi_B \frac{c_4^2}{2} \quad (2.34)$$

Segundo Moustapha *et al.* (2003), Benson (1970) obteve valores do coeficiente de perdas do bocal entre 0,05 e 0,15 para turbinas radiais. Neste trabalho, foi selecionado um valor de 0,09 para a metodologia de projeto.

Sendo conhecido o valor de  $h_{4s}$ , é possível encontrar as demais propriedades termodinâmicas na entrada do rotor, mediante o uso das sub-rotinas do REFPROP©, tal como se mostra a continuação.

$$\{h_{4s}, s_{4s} = s_{01}\} \xrightarrow{REFPROP} \{p_{4s}\} \quad (2.35)$$

$$\{p_4 = p_{4s}, h_4\} \xrightarrow{REFPROP} \{T_4, s_4, \rho_4, a_4\} \quad (2.36)$$

$$\{h_{04}, s_{04} = s_4\} \xrightarrow{REFPROP} \{T_{04}, p_{04}\} \quad (2.37)$$

Utilizando a equação da continuidade, são encontradas a área,  $A_4$ , e a largura da pá,  $b_4$ , na entrada do rotor.

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 c_{m4}} \quad (2.38)$$

$$b_4 = \frac{A_4}{2\pi r_4} \quad (2.39)$$

onde

$$r_4 = \frac{u_4}{\omega} \quad (2.40)$$

Na saída do rotor, ponto 6, considera-se o escoamento saindo completamente axial, ou seja,  $\alpha_6=0^\circ$ , e conseqüentemente  $c_{m6} = c_6$ . A Equação (2.41) é utilizada para encontrar a componente  $c_{m6}$ .

$$c_{m6} = \phi u_4 = c_{m4} \quad (2.41)$$

Assim, a entalpia estática na saída do rotor pode ser escrita como,

$$h_6 = h_{06} - \frac{c_6^2}{2} \quad (2.42)$$

Usando a rotina computacional acoplada ao programa principal, são encontradas algumas outras propriedades termodinâmicas totais e estáticas na saída do rotor.

$$\{p_{06}, h_{06}\} \xrightarrow{REFPROP} \{s_{06}\} \quad (2.43)$$

$$\{s_6 = s_{06}, h_6\} \xrightarrow{REFPROP} \{T_6, p_6, \rho_6, a_6\} \quad (2.44)$$

Novamente, por meio da equação da continuidade, é encontrada a área na saída do rotor,  $A_6$ .

$$A_6 = \frac{\dot{m}}{\rho_6 c_{m6}} \quad (2.45)$$

O procedimento de projeto fornece uma estimativa da área na saída do rotor por meio da Equação (2.45). Com o intuito de relacionar esta grandeza com o raio do cubo na saída,  $r_{6h}$ , ou o raio na entrada do rotor,  $r_4$ , um dos dois deve ser definido (Vide Figura 3.3). Moustapha *et*



al. (2003) sugerem um valor mínimo atingível para a razão entre estes dois raios, representada pela Equação (2.46), e adotada neste trabalho.

$$\frac{r_{6h}}{r_4} = 0,3 \quad (2.46)$$

Sendo conhecidas as grandezas anteriores, determina-se o raio da carcaça na saída,  $r_{6s}$ , a largura da pá na saída,  $b_6$ , e o raio médio quadrático,  $r_{6\_RMS}$ , com as seguintes equações.

$$r_{6s} = \sqrt{\frac{A_6}{\pi} + r_{6h}^2} \quad (2.47)$$

$$b_6 = r_{6s} - r_{6h} \quad (2.48)$$

$$r_{6\_RMS} = \sqrt{\frac{r_{6h}^2 + r_{6s}^2}{2}} \quad (2.49)$$

Segundo Glassman (1972), o comprimento axial do rotor,  $Z_a$ , (Figura 3.3) pode ser representado por meio da seguinte expressão.

$$Z_a = b_4 + (r_4 - r_{6s}) \quad (2.50)$$

Uma vez conhecidos os raios na saída do rotor na estação do cubo, carcaça e estação média quadrática, podem ser definidos completamente os triângulos de velocidade referentes ao ponto 6, nas três seções; considerando, como mencionado anteriormente, escoamento puramente axial na saída do rotor, ou seja,  $\alpha_6=0^\circ$ .

$$u_{6h} = \omega r_{6h} \quad (2.51)$$

$$u_{6\_RMS} = \omega r_{6\_RMS} \quad (2.52)$$

$$u_{6s} = \omega r_{6s} \quad (2.53)$$

$$w_{6h} = \sqrt{c_6^2 + u_{6h}^2} \quad (2.54)$$

$$w_{6\_RMS} = \sqrt{c_6^2 + u_{6\_RMS}^2} \quad (2.55)$$

$$w_{6s} = \sqrt{c_6^2 + u_{6s}^2} \quad (2.56)$$

$$\beta_{6h} = \arctan\left(\frac{-u_{6h}}{c_6}\right) \quad (2.57)$$

$$\beta_{6\_RMS} = \arctan\left(\frac{-u_{6\_RMS}}{c_6}\right) \quad (2.58)$$

$$\beta_{6s} = \arctan\left(\frac{-u_{6s}}{c_6}\right) \quad (2.59)$$

Com o procedimento apresentado até o presente momento, é possível obter uma geometria preliminar do canal meridional do rotor da turbina radial. A seguir, é mostrada uma metodologia para o projeto da voluta e do bocal injetor, com o objetivo de representar de uma maneira mais abrangente o comportamento deste tipo de turbomáquina.

### 2.3.5 Projeto da Voluta da Turbina Radial

A função deste componente é distribuir o escoamento, conseguindo uma distribuição de pressão estática e uma vazão mássica uniforme na saída do mesmo, com objetivo de que em cada canal do rotor escoe a mesma vazão, além de garantir que o sistema rotativo não esteja sujeito a uma carga radial instável. Na prática, estas condições são difíceis de atingir. O escoamento entra na voluta tangencialmente, ou aproximadamente tangencial ao rotor. Na voluta, este é direcionado para o bocal mantendo uma grande componente da velocidade na direção tangencial; a parte que não conseguiu entrar deve ingressar novamente no fluxo principal, se misturando na lingueta da voluta (Moustapha *et al.*, 2003). Existem diversos estudos sobre a geometria de voluta mais adequada, não obstante, no presente trabalho, foi analisado o escoamento na voluta com um modelo ideal simples, com o qual obtém-se alguns indicadores úteis para estabelecer as dimensões gerais da voluta; este é baseado na equação de vórtice-livre (Moustapha *et al.*, 2003).

$$rc_u = \text{constante} \quad (2.60)$$

Na metodologia apresentada neste trabalho, algumas relações entre os raios da turbina são tomados como valores constantes baseados na literatura (Paltrinieri, 2014), com o objetivo de fixar a condição de velocidade entrando no bocal.

$$\frac{r_1}{r_4} = 1,3 \quad (2.61)$$

$$\frac{r_0}{r_1} = 2 \quad (2.62)$$

onde  $r_0$ , representa o raio médio na entrada da voluta, como mostrado na Figura 2.7.

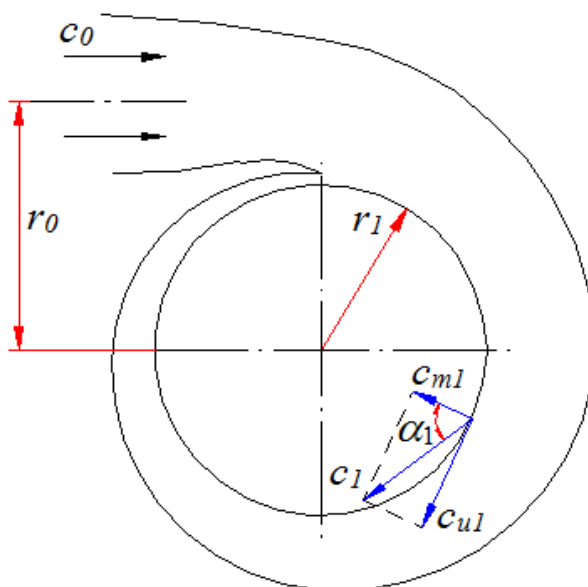


Figura 2.7 Representação esquemática da voluta de uma turbina radial

Com as duas relações de raios anteriores, e considerando a largura da palheta do bocal constante desde a entrada até a saída ( $b_1 = b_2$ ), e igual à largura da pá na entrada do rotor,  $b_4$ , as áreas na entrada da voluta,  $A_0$ , e na entrada do bocal,  $A_1$ , podem ser determinadas.

$$A_0 = \pi(r_0 - r_1)^2 \quad (2.63)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 \quad (2.64)$$

Considerando a massa específica na entrada da voluta,  $\rho_0$ , igual à massa específica na entrada do bocal,  $\rho_1$ , a velocidade na entrada da voluta,  $c_0$ , pode ser definida utilizando a equação da continuidade.

$$c_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_0} \quad (2.65)$$

As componentes circunferencial e meridional, assim como a velocidade na entrada do bocal, podem ser calculadas com as Equações (2.66), (2.67) e (2.68), respetivamente.

$$c_{u1} = c_0 \frac{r_0}{r_1} \quad (2.66)$$

$$c_{m1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{\rho_0 A_0}{\rho_1 A_1} c_0 = \frac{A_0}{A_1} c_0 \quad (2.67)$$

$$c_1 = \sqrt{c_{u1}^2 + c_{m1}^2} \quad (2.68)$$

Se a vazão mássica e a velocidade do escoamento forem uniformes em torno da periferia de saída da voluta, o ângulo do escoamento na entrada do bocal,  $\alpha_1$ , é definido por:

$$\tan \alpha_1 = \frac{c_{u1}}{c_{m1}} = \frac{\rho_1 (A_1 / r_1)}{\rho_0 (A_0 / r_0)} = \frac{(A_1 / r_1)}{(A_0 / r_0)} \quad (2.69)$$

Para calcular a massa específica,  $\rho_1$ , necessária na Equação (2.65), foi implementado um procedimento iterativo no qual o valor inicial desta grandeza supõe-se igual à massa específica total na entrada do bocal ( $\rho_1' = \rho_{01}$ ). Desta forma, novos valores de  $\rho_1$  são obtidos e comparados com o valor anterior, concluindo o cálculo quando a convergência desejada for atingida.

A entalpia estática na entrada do bocal pode ser escrita como

$$h_1 = h_{01} - \frac{c_1^2}{2} \quad (2.70)$$

Utilizando a rotina do REFPROP© obtém-se:

$$\{s_1 = s_{01}, h_1\} \xrightarrow{REFPROP} \{\rho_1'', p_1, a_1, T_1\} \quad (2.71)$$

Por fim, o número de Mach na entrada do bocal pode ser determinado.

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} \quad (2.72)$$

### 2.3.6 Projeto do Bocal da Turbina Radial

O bocal é constituído por um conjunto de palhetas que definem o ângulo de aproximação do fluido de trabalho ao rotor. Este componente recebe o escoamento proveniente da voluta, a qual já concedeu uma componente de velocidade no mesmo, cujo ângulo de aproximação nele é o ângulo  $\alpha_1$ . O principal objetivo do conjunto voluta-bocal é acelerar o escoamento e dar a este o ângulo de incidência ideal na entrada do rotor, tal como exigido no projeto preliminar. As palhetas que constituem o bocal podem ser arqueadas ou completamente retas. Além da geometria do perfil das palhetas, o carregamento aerodinâmico sobre cada uma delas também é função direta do número de palhetas,  $N_B$ . Se houver poucas palhetas, o carregamento será excessivo, ocasionando grandes reduções de velocidades na superfície das mesmas, fato que causará separação da camada limite. Assumindo um padrão simples de carregamento, Jansen (1964), obteve um critério para o número mínimo de palhetas necessário para evitar a separação (Figura 2.8). Apesar das hipóteses simplificadoras que foram utilizadas, o método parece ter resultados razoáveis (Moustapha *et al.*, 2003), portanto, neste trabalho, o número de palhetas para as duas turbinas projetadas foi determinado por meio deste gráfico.

Para o desenvolvimento deste trabalho, foi adotada uma folga radial,  $\Delta r = 3$  mm entre a saída do bocal e a ponta do rotor,  $r_4$ ; além disso, as larguras da palheta na entrada e saída do bocal,  $b_1$  e  $b_2$  respectivamente, são iguais à largura da pá na entrada do rotor,  $b_4$ . A espessura das palhetas do bocal,  $e_B$ , foi considerada constante desde a entrada até a saída do mesmo; um procedimento iterativo para obter esta grandeza é mostrado posteriormente.

Como os triângulos de velocidades ideais na entrada do rotor foram definidos preliminarmente (Item 2.3.4), esta parte da rotina computacional tem como objetivo projetar a geometria do bocal. Neste ponto, o escoamento não sai do bocal exatamente com a direção das palhetas, resultando num desvio do mesmo. Este comportamento pode ser explicado pelo

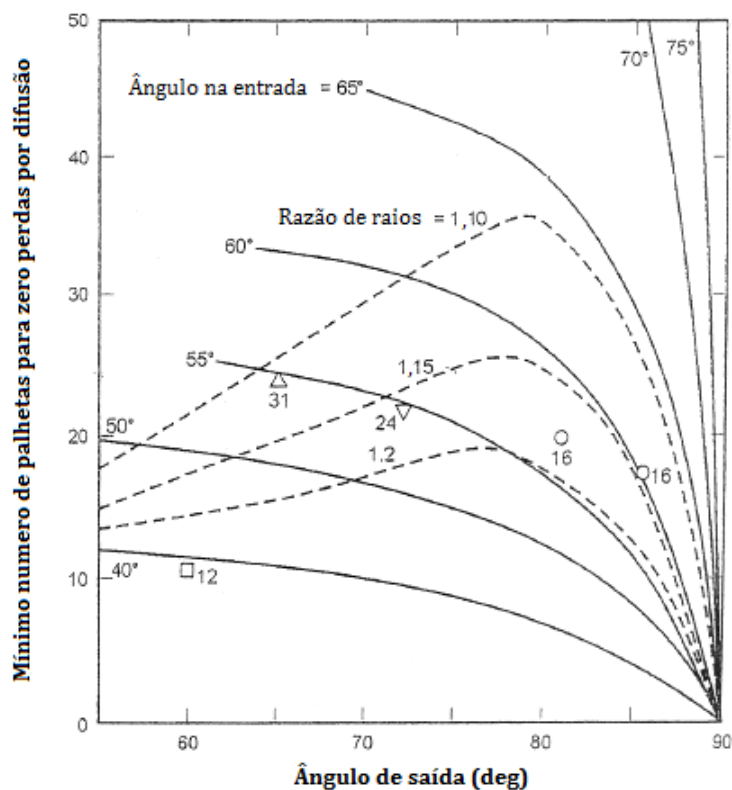


Figura 2.8 Correlação do mínimo número de palhetas com os ângulos na entrada,  $\alpha_1$ , e na saída,  $\alpha_2$ , e com os raios na entrada,  $r_1$ , e na saída,  $r_2$ , do bocal.

Fonte: (Moustapha *et al.*, 2003)

crescimento da camada limite e a expansão súbita do fluido como resultado da espessura finita do bordo de fuga (Whitfield & Baines, 1990). Uma regra frequentemente usada para quantificar esse fenômeno é a chamada regra do cosseno, expressada da seguinte forma (Moustapha *et al.*, 2003):

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{o}{t_B}\right) \quad (2.73)$$

onde  $o$  é a abertura da garganta e  $t_B$  é o passo da palheta, representado pela Equação (2.74), Figura 2.9.

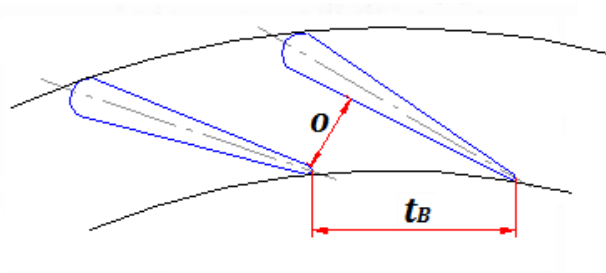


Figura 2.9 Esquema de um bocal de uma turbina radial

$$t_B = \frac{2\pi r_2}{N_B} \quad (2.74)$$

No programa computacional desenvolvido, impõe-se  $\alpha_2$  igual a  $\alpha_4$ , portanto, a Equação (2.73), torna-se em:

$$o = t_B \cos \alpha_4 \quad (2.75)$$

Como comentado anteriormente, a espessura da palheta,  $e_B$ , é obtida por meio de um procedimento iterativo, onde a convergência resulta nas dimensões e propriedades termodinâmicas da saída do bocal, ponto 2, as quais são consideradas como constantes na entrada do rotor, ponto 4. Com o valor inicial de  $e_B'$ , pode ser calculada a área ocupada pelas palhetas do bocal na direção radial.

$$A_B = e_B b_2 N_B \quad (2.76)$$

Logo, a área da garganta calcula-se utilizando a seguinte equação.

$$A_g = o b_2 N_B - A_B \quad (2.77)$$

Novamente, utilizando um procedimento iterativo similar ao usado anteriormente para encontrar as propriedades na entrada do bocal, ponto 1, calculam-se as propriedades termodinâmicas na saída do bocal, ponto 2, sendo a massa específica  $\rho_2$  a grandeza que serve como base para a iteração. A velocidade absoluta na saída do bocal,  $c_2$ , considerada ortogonal à área da garganta, é expressa como (Paltrinieri, 2014):

$$c_2 = \frac{\dot{m}}{A_g \rho_2 (1 - BK)} \quad (2.78)$$

onde  $BK$  representa o fator de bloqueio que leva em consideração o crescimento da camada limite na seção da garganta. Este parâmetro depende de várias características do escoamento na área da garganta, tais como número de Reynolds e número de Mach; segundo Paltrinieri (2014), este valor pode ser considerado como 1% da área completa, no caso de considerar escoamento turbulento (Japikse & Baines, 1997).

A entalpia no ponto 2s, para escoamento isentrópico é escrita como:

$$h_{2s} = h_{02} - \frac{c_2^2}{2} \quad (2.79)$$

Utilizando a definição do coeficiente de perdas do bocal,  $\xi_B$ , dada por Benson (1970), pode ser determinada a entalpia estática na saída do bocal,  $h_2$ ,

$$h_2 = h_{2s} + \xi_B \frac{c_2^2}{2} \quad (2.80)$$

Como o ponto 2 e o ponto 2s são isobáricos, a pressão  $p_2$  pode ser calculada usando o REFPROP©.

$$\{s_{2s} = s_{01}, h_{2s}\} \xrightarrow{\text{REFPROP}} \{p_{2s} = p_2\} \quad (2.81)$$

Um segundo valor de massa específica,  $\rho_2$ , é obtido e comparado com a valor inicial:

$$\{p_2, h_2\} \xrightarrow{\text{REFPROP}} \{\rho_2''\} \quad (2.82)$$

A convergência da massa específica,  $\rho_2$ , resulta no conhecimento de todas as propriedades termodinâmicas na saída do bocal.

$$\{p_2, h_2\} \xrightarrow{\text{REFPROP}} \{T_2, s_2, a_2\} \quad (2.83)$$

$$\{s_{02} = s_2, h_{02}\} \xrightarrow{\text{REFPROP}} \{T_{02}, p_{02}, \rho_{02}, a_{02}\} \quad (2.84)$$

$$\{p_{2s}, h_{2s}\} \xrightarrow{\text{REFPROP}} \{T_{2s}, s_{2s}, \rho_{2s}\} \quad (2.85)$$

O número de Mach absoluto na saída do bocal é definido como

$$Ma_2 = \frac{c_2}{a_2} \quad (2.86)$$

Apesar de tudo, ainda é necessário incluir este último procedimento dentro de outro procedimento iterativo, para o cálculo da espessura da palheta do bocal,  $e_B$ .

Quando se utilizam valores altos da distância radial,  $\Delta r$  (medida entre a saída do bocal e a ponta do rotor) o tamanho da turbina aumenta, além da possibilidade da geração de perdas



de pressão excessivas nesta região (Moustapha *et al.*, 2003). No modelo apresentado neste trabalho, as perdas geradas na interface bocal-rotor não são levadas em consideração, pois segundo Paltrinieri (2014) em Lazzaletto & Del Col (1995), na condição de projeto estas perdas podem ser negligenciadas.

Desta forma, a velocidade do escoamento absoluto na entrada do rotor,  $c_4$ , pode ser considerada igual à velocidade na saída do bocal,  $c_2$ , assim como as propriedades termodinâmicas nestes dois pontos também são consideradas iguais, ou seja,

$$c_4 = c_2 \quad (2.87)$$

$$T_4 = T_2 \quad (2.88)$$

$$\rho_4 = \rho_2 \quad (2.89)$$

$$p_4 = p_2 \quad (2.90)$$

$$h_4 = h_2 \quad (2.91)$$

$$s_4 = s_2 \quad (2.92)$$

No Item 2.3.4, foi obtido um triângulo de velocidades ideal na entrada do rotor, ponto 4; o principal objetivo deste procedimento iterativo é calcular a espessura da palheta do bocal que cumpra esta condição. Considerando o triângulo de velocidades na entrada do rotor, obtido com base na primeira tentativa da espessura da palheta do bocal,  $e_B$ , é calculado o novo triângulo usando as seguintes equações:

$$c_{m4} = c_4 \cos \alpha_4 \quad (2.93)$$

$$c_{u4} = c_{m4} \tan \alpha_4 \quad (2.94)$$

$$w_{u4} = c_{u4} - u_4 \quad (2.95)$$

$$\beta_4 = \arctan \left( \frac{w_{u4}}{c_{m4}} \right) \quad (2.96)$$

O ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor  $\beta_4$ , obtido da Equação (2.96), é agora comparado com o ideal; isto permite obter uma segunda tentativa para a espessura da palheta do bocal da seguinte forma (Paltrinieri, 2014):

$$\dot{e}_B'' = \dot{e}_B' \frac{\beta_4 - \beta_{4,ide}}{\beta_{4,ide}} \quad (2.97)$$

A convergência deste processo iterativo, determina por completo o ponto 2, o qual, como comentado anteriormente, é considerado constante na entrada do rotor, ponto 4.

Por último, os números de Mach absolutos e relativos na entrada do rotor, podem ser calculados, mediante as Equações (2.98) e (2.99) respetivamente.

$$Ma_4 = \frac{c_4}{a_4} \quad (2.98)$$

$$Ma_4' = \frac{w_4}{a_4} \quad (2.99)$$

### 2.3.7 Determinação de Perdas na Turbina Radial

A metodologia de projeto de turbinas radiais apresentada neste trabalho, foi desenvolvida considerando a perda no bocal e alguns modelos de perdas simplificados no rotor, tais como, perda por incidência, perda pela passagem, perda devido às folgas e perda por atrito no disco. Estes modelos são explicados detalhadamente a seguir.

#### 1. Perda no bocal da turbina radial

As perdas no bocal são calculadas baseando-se no processo ideal e na formulação de gás real do fluido de trabalho. Estas podem ser calculadas facilmente com as entalpias isentrópica e estática na saída do bocal, ponto 2, como mostra a seguinte equação.

$$\Delta h_B = h_{2s} - h_2 \quad (2.100)$$

É importante relembrar, que a entalpia estática  $h_2$ , Equação (2.80), foi obtida utilizando a definição do coeficiente de perdas do bocal,  $\xi_B$ , dada por Benson (1970).

## 2. Perdas por incidência no rotor da turbina radial

As perdas por incidência são devidas à diferença gerada entre a direção de aproximação real do escoamento ao rotor e a direção da pá do rotor. Este tipo de perda contribui para a geração de entropia, quando a turbina está operando fora do ponto de projeto, e o ângulo do escoamento na entrada do rotor,  $\beta_4$ , não é igual ao ângulo ótimo,  $\beta_{4ót}$ , ocasionando implicitamente, perturbações na passagem do escoamento pelo canal, devido a que este não entra no rotor com a direção ideal. O ângulo de incidência,  $i$ , é definido normalmente em função do ângulo do escoamento relativo ótimo,  $\beta_{4ót}$  (Moustapha et al., 2003).

$$i = \beta_4 - \beta_{4ót} \quad (2.101)$$

Wasserbauer & Glassman (1975), propuseram a seguinte expressão para a determinação das perdas por incidência.

$$\Delta h_i = \frac{1}{2} w_4^2 \sin^2(\beta_4 - \beta_{4ót}) \quad (2.102)$$

onde  $\beta_{4ót}$  representa o ângulo do escoamento relativo onde não ocorrem perdas por incidência. Quando a incidência é negativa, como neste trabalho, o expoente do seno é igual a 2; caso a incidência seja positiva, o expoente utilizado deve ser igual a 3. Segundo Whitfield & Baines (1990), o ângulo  $\beta_{4ót}$  pode ser calculado de acordo com a Equação (2.103).

$$\beta_{4ót} = \arctan \left[ \frac{-1,98 \tan \alpha_4}{N_{pá} \left( 1 - \frac{1,98}{N_{pá}} \right)} \right] \quad (2.103)$$

onde o número de pás  $N_{pá}$ , definido por Glassman (1976), é obtido da seguinte equação. A Equação (2.104) refere-se ao número de pás mínimo do rotor.

$$N_{pá} = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_4) (\tan \alpha_4) \quad (2.104)$$

As características no ponto imediatamente depois da incidência, ponto 4-1, são encontradas a continuação.

$$h_{4-1} = h_4 - \Delta h_i \quad (2.105)$$

Considerando a conservação da entalpia relativa, é possível calcular a velocidade relativa na entrada do rotor tendo em conta a incidência,  $w_{41}$  (Moustapha et al., 2003).

$$w_{41} = \sqrt{2 \left( h_4 - h_{4-1} + \frac{w_4^2}{2} \right)} \quad (2.106)$$

As perdas por incidência também podem ser escritas em termos de potência

$$\Delta P_i = \dot{m} \Delta h_i \quad (2.107)$$

### 3. Perdas pela passagem do rotor da turbina radial

Este tipo de perda inclui todas as perdas que ocorrem internamente nos canais do rotor, devidas à passagem do escoamento nos mesmos. Neste trabalho, é utilizada uma formulação simples para modelar este fenômeno, com base na média da energia cinética entre a entrada e a saída do rotor. Esta formulação foi proposta originalmente por Futral & Wasserbauer (1965), conferida por Benson (1970) com testes experimentais, e desenvolvida por Wasserbauer & Glassman (1975) da seguinte maneira:

$$\Delta h_p = K \frac{w_{4-1}^2 + w_{6ss\_RMS}^2}{2} \quad (2.108)$$

onde  $K$  é um coeficiente obtido experimentalmente. Wasserbauer & Glassman (1975), conseguiram obter bons resultados quando  $K=0,33$ ; portanto, na presente metodologia este valor foi utilizado.

Devido às características na saída do rotor, ponto 6, ainda não serem conhecidas, é necessário utilizar um procedimento iterativo para determinar a pressão na saída do rotor,  $p_6$ . Nesta iteração, o primeiro valor usado da pressão estática na saída o rotor é igual à pressão total na saída do mesmo, ou seja,

$$P_6' = P_{06} \quad (2.109)$$

permitindo a anterior suposição o uso da rotina do REFPROP©, para a determinação da entalpia,  $h_{6ss}$ , e temperatura,  $T_{6ss}$ , isentrópicas na saída do rotor.

$$\{p_{6ss} = p_6, s_{6ss} = s_{01}\} \xrightarrow{REFPROP} \{h_{6ss}, T_{6ss}\} \quad (2.110)$$

Considerando a conservação da rotação entre os pontos 4-1 e 6ss, e aplicando a regra do cosseno nos triângulos de velocidades (Whitfield & Baines, 1990), temos:

$$w_{6ss\_RMS} = \sqrt{2(h_{4-1} - h_{6ss}) + w_{4-1}^2 - u_4^2 + u_{6\_RMS}^2} \quad (2.111)$$

A Equação anterior pode ser agora utilizada para encontrar as perdas pela passagem do rotor, Equação (2.108), dando como resultado a entalpia estática na saída do rotor.

$$h_6 = h_{6ss} + \Delta h_p \quad (2.112)$$

Com a relação anterior, é possível determinar as demais propriedades termodinâmicas no ponto 6, utilizando como grandezas de entrada a entalpia e pressão neste ponto.

$$\{h_6, p_6\} \xrightarrow{REFPROP} \{\rho_6, s_6, a_6\} \quad (2.113)$$

Ainda, as propriedades no ponto 6s, também são determinadas.

$$\{s_{6s} = s_2, p_6\} \xrightarrow{REFPROP} \{h_{6s}, T_{6s}\} \quad (2.114)$$

Com as propriedades calculadas até o momento, torna-se possível estimar os triângulos de velocidades na saída do rotor referentes o raio médio quadrático,  $r_{6\_RMS}$ , considerando o ângulo do escoamento relativo  $\beta_6$  calculado no Item 2.3.4.

$$w_{6\_RMS} = \frac{\dot{m}}{A_6 \rho_6 \cos(\beta_{6\_RMS})(1 - BK)} \quad (2.115)$$

$$w_{u6\_RMS} = w_{6\_RMS} \sin(\beta_{6\_RMS}) \quad (2.116)$$

$$c_{m6\_RMS} = w_{6\_RMS} \cos(\beta_{6\_RMS}) \quad (2.117)$$

$$c_{u6\_RMS} = u_{6\_RMS} - w_{u6\_RMS} \quad (2.118)$$

$$c_{6\_RMS} = \sqrt{c_{m6\_RMS}^2 + c_{u6\_RMS}^2} \quad (2.119)$$

$$\alpha_{6\_RMS} = \arctan \left( \frac{c_{u6\_RMS}}{c_{m6\_RMS}} \right) \quad (2.120)$$

Com o anterior, pode ser encontrada agora a entalpia total na saída do bocal,  $h_{06}$ .

$$h_{06} = h_6 + \frac{c_{6\_RMS}^2}{2} \quad (2.121)$$

Assim, utilizando a entalpia  $h_{06}$ , e a entropia  $s_{06}$ , obtém-se as propriedades termodinâmicas no ponto 06.

$$\{s_{06} = s_6, h_{06}\} \xrightarrow{REFPROP} \{\rho_{06}, T_{06}, p_{06\_calc}\} \quad (2.122)$$

Com o objetivo de obter um segundo valor de pressão estática na saída do rotor,  $p_6''$ , o valor da pressão  $p_{06}$ , o qual é obtido no Item 2.3.3, é relacionado com o valor da pressão  $p_{06\_calc}$ , resultante da expressão anterior, até atingir a convergência desejada, por meio da seguinte equação.

$$p_6'' = p_6' \frac{p_{06}}{p_{06\_calc}} \quad (2.123)$$

Finalmente, os números de Mach absoluto e relativo na saída do rotor, podem ser calculados, mediante as Equações (2.124) e (2.125) respetivamente.

$$Ma_6 = \frac{c_{6\_RMS}}{a_6} \quad (2.124)$$

$$Ma_6' = \frac{w_{6\_RMS}}{a_6} \quad (2.125)$$

#### 4. Perdas devido às folgas no rotor da turbina radial

A folga entre o rotor e a carcaça é necessária para permitir a livre rotação do rotor da turbina radial (Paltrinieri, 2014). Este espaçamento ocasiona uma fuga do fluido de trabalho desde o lado de pressão até o lado de sucção da pá (Moustapha *et al.*, 2003). O modelo

utilizado para determinar este tipo de perdas, é proposto por Spraker (1987), o qual determina a vazão de fuga como:

$$\dot{m}_F = \frac{1}{2} \rho_6 u_{6s} \varepsilon_r L N_{pá} K_F \quad (2.126)$$

onde  $u_{6s}$  é a velocidade circunferencial na saída do rotor na carcaça,  $\varepsilon_r$  é a folga radial,  $L$  é o comprimento da folga e  $K_F$  é um coeficiente obtido experimentalmente, o qual equivale a 1,5. Assim, as perdas devido às folgas podem ser expressas como uma relação entre os fluxos mássicos multiplicada pela energia cinética do fluido:

$$\Delta h_F = \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}} \frac{u_{6s}^2}{2} \quad (2.127)$$

Na metodologia apresentada, as perdas devido às folgas no rotor, Equação (2.128), são subtraídas da potência inicialmente calculada antes da inserção das perdas, para obter finalmente a potência líquida da turbina.

$$\Delta P_F = \dot{m} \Delta h_F \quad (2.128)$$

Um dos fatores mais influentes na determinação desta perda, é a definição de  $\varepsilon_r$ . Neste trabalho, a folga radial foi calculada utilizando uma relação entre o parâmetro de tamanho  $VH$ , e uma determinada porcentagem da largura da pá,  $b_6$ , como mostrado na Figura 2.10.

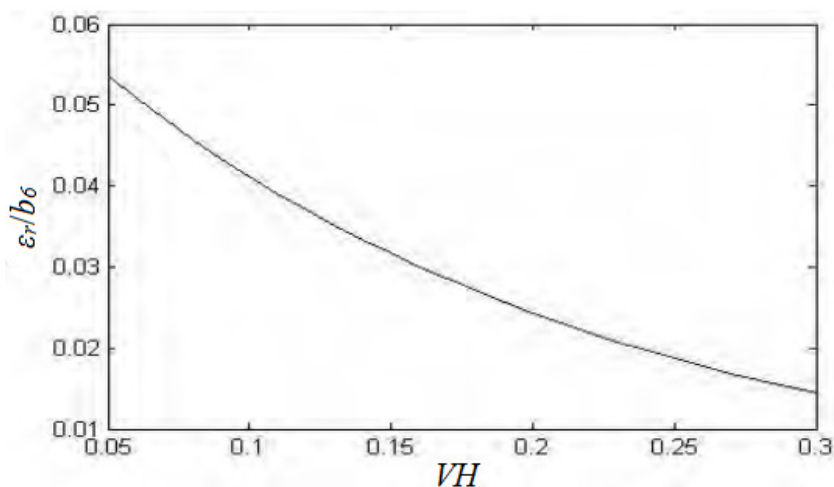


Figura 2.10 Folga radial em função da largura da pá na saída do rotor e do parâmetro de tamanho.

Fonte: (Paltrinieri, 2014)

A relação nomeada anteriormente é implementada no programa principal como uma sub-rotina, onde a grandeza de entrada é o parâmetro de tamanho  $VH$ , do qual, segundo a literatura, para pequenas turbinas ( $VH \approx 0,05$ ), obtêm-se valores próximos de  $\varepsilon_r/b_6 = 0,06$ ; e para grandes turbinas ( $VH \approx 0,3$ ), resultam valores próximos de  $\varepsilon_r/b_6 = 0,01$  (Paltrinieri, 2014).

### 5. Perdas devido ao atrito viscoso no disco do rotor da turbina radial

Existe outro tipo de perda por atrito, além da perda pela passagem do rotor, que ocorre na face traseira do disco da turbina radial. Da mesma maneira que as perdas devido às folgas, estas perdas são usualmente expressas como uma perda de potência, Equação (2.129). Para o projeto de turbinas radiais, os regimes do escoamento geralmente são simplificados para dois, determinados pelo número de Reynolds (Moustapha *et al.*, 2003).

$$\Delta P_{atr} = \frac{1}{4} K_{atr} \rho_4 \omega_4^3 r_4^5 \quad (2.129)$$

onde o coeficiente de atrito,  $K_{atr}$ , é calculado por meio das seguintes expressões:

$$K_{atr} = \frac{3,7(\varepsilon / r_4)^{0,1}}{Re^{0,5}} \quad (Re < 10^5) \quad (2.130)$$

$$K_{atr} = \frac{0,102(\varepsilon / r_4)^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (Re > 10^5) \quad (2.131)$$

Nas Equações (2.130) e (2.131), o número de Reynolds é obtido da seguinte forma:

$$Re = \frac{u_4 r_4}{\nu_4} \quad (2.132)$$

onde  $\nu_4$  é a viscosidade cinemática na entrada do rotor. Nas equações do coeficiente de atrito,  $K_{atr}$ ,  $\varepsilon$  representa a folga entre o disco do rotor e a placa traseira estática. Na metodologia desenvolvida, seu valor foi fixado como uma porcentagem da largura da pá na entrada do rotor, como:

$$\varepsilon = 0,09b_4 \quad (2.133)$$



A porcentagem definida na Equação (2.133), resulta em valores aceitáveis de  $\varepsilon$  nas duas turbinas projetadas neste trabalho, os quais encontram-se na faixa entre 0,3 e 1,5 mm (Paltrinieri, 2014). Por último, as perdas por atrito no disco do rotor, em termos da entalpia, podem ser escritas como:

$$\Delta h_{atr} = \frac{\Delta P_{atr}}{\dot{m}} \quad (2.134)$$

### 2.3.8 Determinação do Desempenho da Turbina Radial

Na metodologia desenvolvida para a obtenção das características geométricas, triângulos de velocidades e propriedades termodinâmicas finais da máquina, é necessário implementar um procedimento iterativo baseado na eficiência da turbina radial. Este procedimento trata de uma comparação entre a eficiência total-total, Equação (2.20), e a eficiência total-estática, Equação (2.135), as quais mudam de uma iteração para sua iteração subsequente, até que não exista uma diferença significativa entre os últimos valores obtidos e os valores anteriores tanto da eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , quanto da eficiência total-estática,  $\eta_{ts}$ .

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{06}}{h_{01} - h_{06ss}} \quad (2.20)$$

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{06}}{h_{01} - h_{6ss}} \quad (2.135)$$

A potência bruta da turbina pode ser calculada utilizando a definição da equação da energia, Equação (2.21),

$$P = \dot{m}(h_{01} - h_{06}) \quad (2.21)$$

Ainda, da potência bruta é necessário subtrair as perdas calculadas como perdas de energia para obter a potência líquida da turbina,  $P_l$ , ou seja, as perdas devidas às folgas no rotor,  $\Delta P_F$ , e as perdas por atrito no disco,  $\Delta P_{atr}$ , como mostra a seguinte equação:

$$P_l = P - \Delta P_F - \Delta P_{atr} \quad (2.136)$$

Neste ponto, os valores das eficiências da turbina são determinados por meio das seguintes equações, as quais são expressas em função da potência líquida,  $P_l$ .

$$\eta_{tt} = \frac{P_l}{\dot{m}(h_{01} - h_{06ss})} \quad (2.137)$$

$$\eta_{ts} = \frac{P_l}{\dot{m}(h_{01} - h_{6ss})} \quad (2.138)$$

As eficiências das Equações (2.137) e (2.138), agora são recalculadas mediante um procedimento iterativo, até atingir a convergência desejada. Com os últimos valores obtidos, é possível avaliar o desempenho da turbina radial, levando em consideração a modelagem típica das perdas, as quais foram detalhadas no Item 2.37.

### 2.3.9 Validação do Modelo Aerotermodinâmico da Turbina Radial

Com o objetivo de validar o modelo unidimensional para o projeto de turbinas radiais realizado neste trabalho, foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos por meio da rotina computacional desenvolvida, chamada de “*TURBINA\_ORC*” e os resultados do estudo de Paltrinieri (2014), onde também foram consideradas as propriedades de gás real para o projeto de uma turbina radial, utilizada em Ciclos Rankine Orgânicos; ambos casos baseados nas considerações de projeto apresentados por Moustapha *et al.* (2003). A Tabela 2.2 mostra os parâmetros de projeto de entrada da turbina radial analisada.

Tabela 2.2 Parâmetros de projeto da turbina radial analisada para validação do modelo aerotermodinâmico. Fonte: (Paltrinieri, 2014)

Parâmetros de projeto	
Fluido	R245fa
Parâmetro de tamanho, $VH$ (m)	0,1
Razão de expansão volumétrica, $VR$	5,7
Coefficiente de vazão, $\phi$	0,215
Coefficiente de pressão, $\psi$	0,918
Pressão total na entrada do bocal, $p_{01}$ (kPa)	1000
Temperatura de trabalho no condensador, $T_{06sat}$ (K)	303,15
Rotação, $n$ (rpm)	9000
Vazão mássica, $\dot{m}$ (kg/s)	10,92

A Tabela 2.3 apresenta os valores mais representativos do projeto aerodinâmico da turbina radial nos dois casos nomeados anteriormente, obtidos a partir dos parâmetros de entrada considerados na Tabela 2.2.

Tabela 2.3 Comparação de parâmetros de desempenho entre o modelo de Paltrinieri (2014) e “TURBINA\_ORC”

Parâmetro	Paltrinieri (2014)	TURBINA_ORC	Desvio (%)
<b>Rotor</b>			
Raio na entrada, $r_4$ (m)	0,1796	0,1838	2,29
Largura da pá na entrada, $b_4$ (m)	0,0114	0,0108	5,56
Ângulo do escoamento absoluto na entrada, $\alpha_4$ (deg)	76,8186	76,8186	0
Ângulo do escoamento relativo na entrada, $\beta_4$ (deg)	-43,4682	-41,1203	5,71
Temperatura estática na entrada, $T_4$ (K)	354,62	356,0032	0,39
Pressão estática na entrada, $p_4$ (kPa)	585,37	615,4311	4,88
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_4$ (-)	1,0369	0,9762	6,22
Número de Mach relativo na entrada, $Ma_4'$ (-)	0,3258	0,3695	11,83
Raio do cubo na saída, $r_{6h}$ (m)	0,0539	0,0551	2,18
Raio da carcaça na saída, $r_{6s}$ (m)	0,1169	0,1163	0,52
Largura da pá na saída, $b_6$ (m)	0,063	0,0612	2,94
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_6$ (deg)	-0,4018	-0,9558	57,96
Ângulo do escoamento relativo na saída, $\beta_{6\_RMS}$ (deg)	-64,0532	-63,7378	0,49
Temperatura estática na saída, $T_6$ (K)	325,74	327,3980	0,51
Pressão estática na saída, $p_6$ (kPa)	171,81	178,6319	3,82
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_6$ (-)	0,2582	0,2643	2,31
Número de Mach relativo na saída, $Ma_6'$ (-)	0,5900	0,5973	1,22
Número de pás, $N_{pá}$ (-)	* <sup>5</sup>	20	---
Distância radial entre o rotor e o bocal, $\Delta r$ (m)	0,0015	0,0015	Valor dado
<b>Bocal</b>			
Raio na entrada, $r_1$ (m)	0,2335	0,2389	2,26
Largura da palheta na entrada, $b_1$ (m)	0,0114	0,0108	5,56
Temperatura estática na entrada, $T_1$ (K)	369,75	369,8179	0,02
Pressão estática na entrada, $p_1$ (kPa)	995,88	995,6326	0,02
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_1$ (-)	0,0950	0,0980	3,06
Raio na saída, $r_2$ (m)	0,1811	0,1853	2,27
Largura da palheta na saída, $b_2$ (m)	0,0114	0,0108	5,56
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_2$ (deg)	76,8186	76,8186	0
Temperatura estática na saída, $T_2$ (K)	354,62	356,0032	0,39
Pressão estática na saída, $p_2$ (kPa)	585,37	615,4311	4,88
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_2$ (-)	1,0369	0,9923	4,49
Número de palhetas, $N_B$ (-)	25	25	Valor dado
Eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ (%)	74,1	70,2	5,56
Potência líquida, $P_l$ (kW)	267	258,0163	3,48

<sup>5</sup> O número de pás não é fornecido nesse trabalho.

Torna-se evidente que os resultados obtidos com o programa desenvolvido por Paltrinieri (2014) e os resultados do presente trabalho (“*TURBINA\_ORC*”), mostram uma estreita concordância no que se refere às características geométricas e propriedades termodinâmicas do conjunto bocal-rotor, assim como também na previsão da eficiência e potência líquida, onde os modelos de perdas são levados em consideração. Apesar de estes dois casos serem muito similares, as pequenas diferenças podem ser devidas ao fato de não considerar um difusor na saída do rotor, tal como considerado no trabalho de Paltrinieri (2014), e a algumas outras variações entre as duas metodologias, referentes aos modelos de perdas, às considerações de projeto iniciais e aos critérios de convergência utilizados.

## Capítulo 3

# DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) é uma técnica que utiliza métodos numéricos para o estudo e análise do campo de escoamento, mediante a solução das equações de transporte que representam o fenômeno físico de interesse. Essa técnica transforma os sistemas de equações diferenciais parciais, num sistema algébrico de equações que podem ser resolvidas numericamente (Espinosa, 2013).

Neste capítulo é apresentada a modelagem matemática do problema estudado, com suas respectivas equações governantes, alguns conceitos sobre as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional e uma explicação detalhada da geração da geometria, geração da malha computacional, condições de contorno e a equação de estado utilizada nas simulações do escoamento no bocal e rotor da turbina radial.

## 3.1 Equações Gerais da Dinâmica dos Fluidos Computacional

Diversos problemas de escoamento de fluidos podem ser analisados utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, estes podem ser caracterizados mediante princípios físicos representados pelas equações de conservação da massa, conservação da quantidade de

movimento e conservação da energia. A seguir são apresentadas as equações de conservação na forma diferencial para o caso de um elemento infinitesimal.

A Equação (3.1) representa a equação da conservação da massa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (3.1)$$

As equações de Navier-Stokes estão incorporadas às simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional. Para obter estas equações, deve-se considerar a hipótese de fluido newtoniano, resultando assim, uma proporcionalidade entre as tensões viscosas,  $\tau$ , e a deformação.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = \frac{-\partial P}{\partial x} + \nabla \cdot (2\mu \vec{\bar{D}}) \Big|_x - \frac{2}{3} \nabla(\mu \nabla \cdot \vec{V}) \Big|_x + S_x \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = \frac{-\partial P}{\partial y} + \nabla \cdot (2\mu \vec{\bar{D}}) \Big|_y - \frac{2}{3} \nabla(\mu \nabla \cdot \vec{V}) \Big|_y + S_y \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = \frac{-\partial P}{\partial z} + \nabla \cdot (2\mu \vec{\bar{D}}) \Big|_z - \frac{2}{3} \nabla(\mu \nabla \cdot \vec{V}) \Big|_z + S_z \quad (3.4)$$

onde  $\vec{\bar{D}}$  representa o tensor deformação e é dado por:

$$\vec{\bar{D}} = \frac{1}{2} (\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) \quad (3.5)$$

Nas Equações (3.2) (3.3) e (3.4), no termo fonte,  $\vec{S}$ , podem ser inseridos outros tipos de forças que possam estar presentes no escoamento. No caso de rotores de turbomáquinas, as equações fundamentais devem ser aplicadas para um referencial não inercial. Tomita (2009) apresentou no seu trabalho as equações básicas para este referencial. Ao mudar da referência absoluta para a relativa, é necessário levar em consideração a aceleração de Coriolis e a aceleração normal (ou centrípeta), e conseqüentemente as forças ligadas a estas acelerações. O termo fonte resultante da inclusão das forças de Coriolis, representado pelo primeiro termo à direita da igualdade, e das forças normais, representado pelo segundo à direita da igualdade, é mostrado na Equação (3.6).

$$\vec{S} = \rho[2\vec{\omega} \times \vec{w}] + \rho[\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)] \quad (3.6)$$

onde  $\vec{w}$ ,  $\vec{\omega}$  e  $\vec{r}_p$  representam, respectivamente, a velocidade relativa, a velocidade angular e o vetor-posição de uma partícula de fluido escoando num volume de controle não-inercial. É importante ressaltar que no sistema não inercial, quando as componentes de  $\vec{S}$  na Equação (3.6) forem incluídas nas Equações (3.2), (3.3) e (3.4), tanto o termo convectivo como o difusivo, corresponderão ao campo de velocidades relativas acopladas ao termo fonte dado pelas forças aparentes.

Por último, a equação da energia, baseada na primeira Lei da Termodinâmica, representa o trabalho aplicado ao elemento de fluido, acoplado aos fluxos de calor. Versteeg e Malalasekera (1995) apresentam a equação da energia, em termos da energia interna,  $e$ , Equação (3.7), entretanto esta equação pode ser apresentada em diferentes formas, Versteeg e Malalasekera (1995) e Anderson (1995) expõem nos seus textos a equação da energia em função da temperatura ou entalpia. No presente trabalho o termo fonte  $S_e$  é considerado igual a zero.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \nabla \cdot (\rho e \vec{V}) = & -P \nabla \cdot (\vec{V}) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right. \\ & \left. + \left( \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 - \frac{2}{3} [\nabla \cdot (\vec{V})]^2 \right] + S_e \end{aligned} \quad (3.7)$$

As equações de conservação descritas acima devem ser completadas com as equações de estado para a massa específica e para a entalpia, de modo a formar um sistema fechado. No caso mais geral, estas equações de estado têm a seguinte forma:

$$\rho = \rho(P, T) \quad (3.8)$$

$$dh = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_P dT + \left. \frac{\partial h}{\partial P} \right|_T dP \quad (3.9)$$

$$dh = C_p dT + \left. \frac{\partial h}{\partial P} \right|_T dP \quad (3.10)$$

$$C_p = C_p(P, T) \quad (3.11)$$

### 3.2 Equações para Escoamento Turbulento

Um escoamento que se encontre em regime laminar pode tornar-se instável se existem forças inerciais e/ou gradientes de energia potencial que alterem as camadas laminares, provocando instabilidades (região de transição) e originando assim o desenvolvimento de um escoamento turbulento. Nesse sentido, o campo será governado pelas variações temporais das variáveis do escoamento como, velocidades, pressões, temperaturas, entre outras. As equações das médias temporais de Reynolds (*RANS – Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) são utilizadas para a resolução de problemas de escoamento turbulento. Nesta técnica de passagem da média de Reynolds é considerado que toda variável dependente, escalar ou vetorial, pode ser decomposta em uma parte média temporal (primeiro termo depois da igualdade da Equação (3.12)) mais uma parte flutuante (segundo termo depois da igualdade da Equação (3.12)),

$$\Psi = \bar{\Psi} + \psi' \quad (3.12)$$

Baseando-se nesta decomposição são obtidas as equações gerais da mecânica dos fluidos para escoamento turbulento. Na ordem, encontram-se a equação da conservação da massa e as três componentes da equação da quantidade de movimento, agora chamadas de equações de Reynolds, assumindo em todas estas um referencial inercial (ANSYS INC., 2013b), (Campos, 2013).

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot \bar{\rho} \bar{\vec{V}} = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{u}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \bar{u} \bar{\vec{V}}) = \frac{-\partial \bar{P}}{\partial x} + \nabla \cdot (2\mu \bar{\vec{D}}) \Big|_x - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \bar{\vec{V}}) \Big|_x + \left[ \frac{\partial (\bar{\rho} \overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial (\bar{\rho} \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial (\bar{\rho} \overline{u'w'})}{\partial z} \right] + S_x \quad (3.14)$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho v}) + \nabla \cdot (\overline{\rho v \vec{V}}) = \frac{-\partial \overline{P}}{\partial y} + \nabla \cdot (2\mu \vec{\overline{D}}) \Big|_y - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \vec{\overline{V}}) \Big|_y + \left[ -\frac{\partial (\overline{\rho u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{\rho v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right] + S_y \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho w}) + \nabla \cdot (\overline{\rho w \vec{V}}) = \frac{-\partial \overline{P}}{\partial z} + \nabla \cdot (2\mu \vec{\overline{D}}) \Big|_z - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \vec{\overline{V}}) \Big|_z + \left[ -\frac{\partial (\overline{\rho u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial (\overline{\rho v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{\rho w'^2})}{\partial z} \right] + S_z \quad (3.16)$$

Aos termos

$$\tau_t = -\overline{\rho w'_i w'_j} \quad (3.17)$$

dá-se o nome de tensões de Reynolds, constituindo-se em componentes de um tensor simétrico.

Geralmente, a parte turbulenta e a parte viscosa são agrupadas. Assim, a tensão geral ou total é representada por (ANSYS INC., 2011a)

$$\tau_{g_{ij}} = -\overline{\rho w'_i w'_j} + \mu \left( \frac{\partial \overline{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \overline{w}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3.18)$$

O tensor de Reynolds  $\tau_t$  pode ser modelado com base na hipótese de *Boussinesq*. Este pode ser representado em função da viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , como é mostrado a seguir.

$$-\overline{\rho w'_i w'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \overline{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{w}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.19)$$

sendo  $k$  a energia cinética turbulenta e  $\delta_{ij}$  o operador *Delta de Kronecker*. Neste trabalho, a viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , é obtida utilizando o modelo de turbulência *k- $\omega$  SST*, o qual usa a hipótese de *Boussinesq* na sua modelagem (ANSYS INC., 2011a).

### 3.3 Modelo de Turbulência

Os modelos de turbulência foram desenvolvidos para resolver as equações de transporte para os tensores de Reynolds, já que estas contêm um número de incógnitas superior ao número de equações, e consequentemente não podem ser resolvidas analiticamente. A escolha do tipo de modelo depende da análise que seja requerida e dos objetivos que se desejem atingir (ANSYS INC., 2011a).

Aqueles onde são utilizadas duas equações de transporte têm sido difundidos amplamente na investigação de diversos problemas na indústria, incluindo o estudo do escoamento em turbomáquinas. A partir destas equações, podem ser encontradas novas equações que dependem da energia cinética turbulenta,  $k$ , da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta,  $\varepsilon$ , da taxa de dissipação específica,  $\omega$ , ou até do comprimento característico turbulento,  $l_t$ , existindo correlações entre estas grandezas. Dentro dos modelos mais conhecidos nesta classificação encontram-se os modelos  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ ,  $k-l_t$ , entre outros (ANSYS INC., 2011a).

Neste trabalho é utilizado o modelo de tensão cisalhante  $k-\omega SST$  (*Shear Stress Transport*). Este modelo foi desenvolvido por Menter (ANSYS INC., 2013a) para combinar efetivamente a formulação robusta e rigorosa do modelo  $k-\omega$  em regiões próximas à parede, com as vantagens do  $k-\varepsilon$ , ao tratar escoamentos livres. Sua formulação é similar à do modelo  $k-\omega$ , mas inclui algumas outras considerações comentadas em seguida.

O modelo  $k-\omega standard$  e o  $k-\varepsilon$  são ambos multiplicados por uma função de mistura (*blending function*). Essa função utiliza como um dos parâmetros a distância à parede, e adota o valor de 1 em regiões próximas à mesma, ativando-se aqui o modelo  $k-\omega$ ; e o valor de 0, quando se analisa uma região afastada da parede, intervindo aqui o modelo  $k-\varepsilon$ . No modelo  $k-\omega SST$  as constantes são diferentes quando comparadas com aquelas referentes ao modelo  $k-\omega$ .

Estas características tornam o modelo  $k-\omega SST$  mais preciso e confiável para uma faixa mais ampla de escoamentos, como por exemplo, problemas em regimes com gradientes de pressão adversos e separação do escoamento, quando comparado com o modelo  $k-\omega$  (Espinosa, 2013). As equações de transporte do modelo  $k-\omega SST$  têm uma forma similar às do modelo  $k-\omega$ , essas equações são apresentadas a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k \quad (3.20)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\rho \alpha}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.21)$$

Nas Equações (3.20) e (3.21), os termos  $\tilde{P}_k$  representam a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média,  $P_k$  representa a geração de  $k$ ,  $\Gamma_k$  e  $\Gamma_\omega$  representam as difusividades efetivas de  $k$  e  $\omega$ , respectivamente, e  $F_1$  é uma função de mistura. A formulação completa do modelo, funções de mistura e valores das suas constantes, podem ser encontradas em Menter *et al.* (2003) e ANSYS INC., (2011a).

### 3.4 Lei de Parede

Em um escoamento turbulento a região próxima à parede apresenta elevados gradientes das variáveis de interesse. Por tal motivo é muito importante garantir a quantidade e tamanho adequados das células da malha, para capturar da melhor forma o fenômeno físico nesta região. Este requisito pode ser controlado por meio do parâmetro adimensional  $y^+$ , o qual é calculado por meio da Equação (3.22).

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \quad (3.22)$$

sendo  $y^+$  a menor distância adimensional desde a parede até o primeiro nó sobre ela,  $u_\tau$  a velocidade de atrito e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido.

A velocidade de atrito é calculada pela Equação (3.23).

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.23)$$

sendo  $\tau_w$  a tensão de cisalhamento na parede e  $\rho$  a massa específica do fluido.

Diferentes estudos mostram que a região próxima à parede pode ser dividida em camadas, as quais são representadas na Figura 3.1.

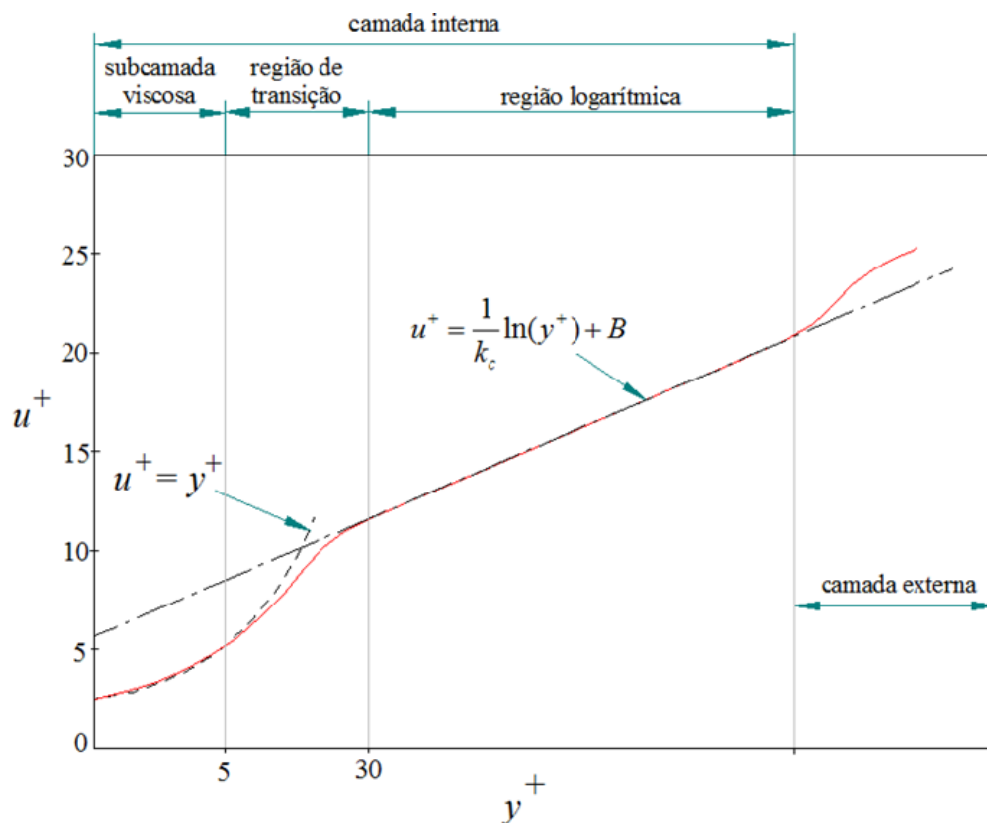


Figura 3.1 Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento (Espinosa, 2013)

Na camada externa o escoamento não é afetado pela interferência da camada-limite, pelo fato de se encontrar mais afastada da parede. A camada interna é dividida em três: 1) subcamada viscosa, 2) região de transição e 3) região da lei logarítmica. Na subcamada viscosa o escoamento é praticamente laminar e a viscosidade molecular desempenha um papel importante na equação de quantidade de movimento. A camada de mistura está localizada entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica ( $5 < y^+ < 30$ ). Finalmente, na camada logarítmica, onde a turbulência exerce o papel principal, a velocidade próxima à parede,  $u^+$ , é representada pela Equação (3.24).

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{k_c} \ln(y^+) + B \quad (3.24)$$

sendo  $U$  a velocidade na distância  $y$ , a qual é tangente à parede,  $k_c$  é a constante de von Kármán e  $B$  a constante da camada logarítmica que depende da rugosidade da parede (ANSYS INC., 2013a).

Para resolver o escoamento da camada-limite, duas estratégias são utilizadas: na primeira deve-se refinar a malha o suficiente para que o centróide do primeiro elemento se encontre na subcamada viscosa ( $y^+ \approx 1$ ), e na segunda são utilizadas as chamadas funções de parede (Blazek, 2001). Estas funções representam o comportamento do escoamento da subcamada viscosa e da região de transição, quando a malha não é suficientemente refinada para capturar de maneira adequada os fenômenos físicos naquela região (Espinosa, 2013).

É desejável que o valor de  $y^+$  se encontre entre ( $30 < y^+ < 200$ ), sendo recomendável ter valores mais próximos ao limite inferior. No caso de malhas não-estruturadas, a obtenção de baixos  $y^+$  implica densidades muito altas da mesma, e conseqüentemente um elevado custo computacional. Para valores inferiores a trinta ( $y^+ < 30$ ), os efeitos viscosos e turbulentos são da mesma ordem de magnitude, ou seja,  $u^+ = y^+$ . Para valores superiores a 200 ( $y^+ > 200$ ), a variação de velocidades depende tanto dos parâmetros relacionados à parede, como também dos efeitos dinâmicos da camada-limite (Freire *et al.*, 2002). Segundo ANSYS INC. (2011b), as funções de parede no modelo  $k - \omega SST$  são ativadas automaticamente quando se trabalha com valores entre ( $30 < y^+ < 200$ ).

### 3.5 Simulação Numérica

As simulações do escoamento das duas turbinas geradas neste trabalho a partir dos resultados do projeto unidimensional (a primeira operando com R123 e a segunda com R245fa) foram feitas no programa comercial ANSYS-CFX15®. Na análise dos diferentes casos estudados considera-se o escoamento em regime permanente e turbulento. Foi utilizada a equação da energia total. O modelo de turbulência  $k - \omega SST$  foi selecionado. O esquema utilizado na discretização dos termos advectivos das equações de transporte foi o esquema *upwind* de primeira ordem. As simulações foram realizadas tanto no ponto de projeto, quanto fora deste, com o objetivo de determinar o comportamento das turbinas numa ampla faixa de razões de pressão e conseqüentemente de vazão, utilizando a mesma rotação.

Todos os casos foram simulados no Laboratório de Hidrodinâmica Virtual – LHV, do Instituto de Engenharia Mecânica – IEM, da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI. Neste estudo foi utilizado um computador com sistema operacional Windows – 7 Ultimate, Intel Core i7-3770, 8 núcleos, 3,9 GHz e 32 Gb de memória RAM. O tempo de processamento foi aproximadamente três horas, o qual depende da vazão mássica com a qual está sendo realizada a simulação, pois com a vazão de projeto, e com as vazões próximas a esta, a convergência ocorre mais rápido que no caso das vazões mais distantes do ponto de projeto.

### 3.5.1 Geração da Geometria Analisada

Com base nos resultados da metodologia explicada no Capítulo 2 foram geradas duas geometrias do conjunto bocal-rotor, a primeira delas trabalhado com o fluido refrigerante R123 e a segunda com R245fa. A geometria destes componentes foi gerada no programa computacional ANSYS BladeGen®, o qual é dedicado exclusivamente para turbomáquinas. Para a criação do conjunto analisado, devem ser inseridas as grandezas obtidas no projeto unidimensional, tais como raios na entrada e saída do bocal e do rotor, comprimento axial do rotor, largura na entrada e saída do bocal e do rotor, espessura da pá e da palheta (consideradas constantes), número de pás e palhetas, ângulos do escoamento relativo na entrada e saída do rotor na estação do cubo, carcaça e a estação média (RMS), além do ângulo de envolvimento  $\theta$  (Figura 3.2), o qual é um parâmetro muito importante neste trabalho, pois é uma das grandezas a ser ajustada no procedimento de otimização no rotor.

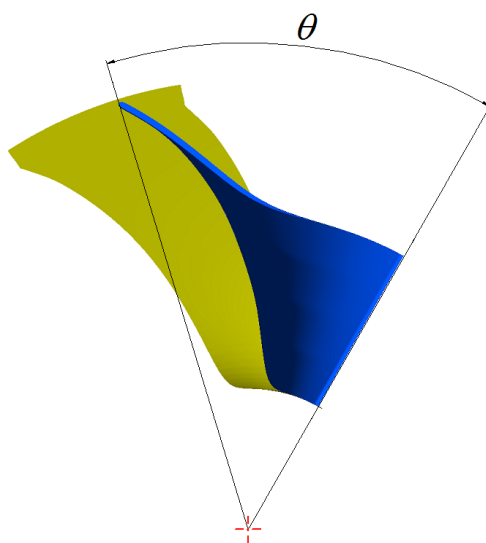


Figura 3.2 Ângulo de envolvimento  $\theta$  para a geração do rotor da turbina radial

A curvatura do canal meridional do rotor é controlada por meio de curvas de *Bezier*, utilizando três pontos de controle, opção disponibilizada diretamente neste programa. Na Figura 3.3 são apresentados esquematicamente os parâmetros requeridos pelo BladeGen para a construção do canal meridional dos componentes da turbina projetada.

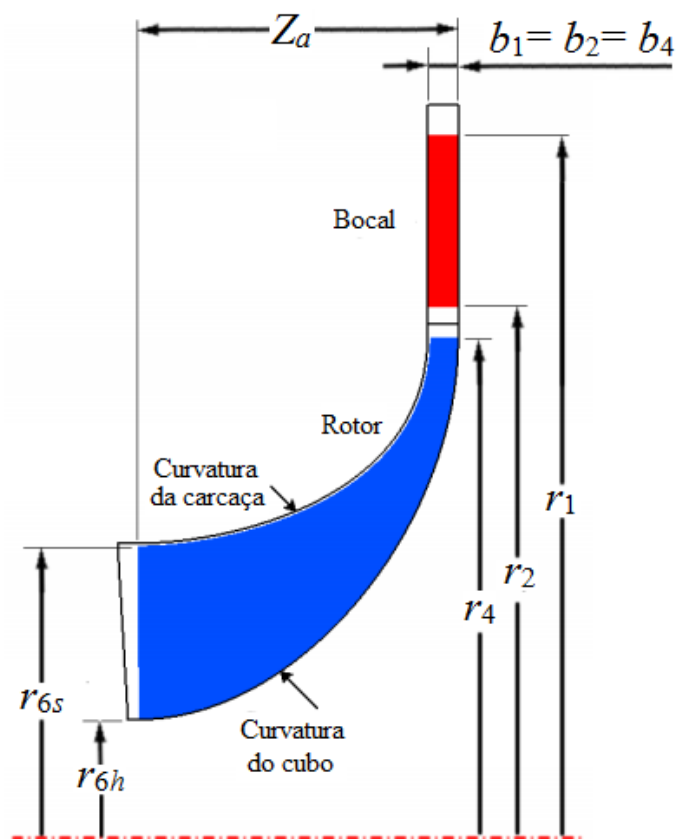


Figura 3.3 Geometria do canal meridional da turbina radial

### 3.5.2 Geração da Malha Computacional

As malhas computacionais das duas turbinas projetadas foram geradas utilizando o programa ANSYS TurboGrid®, com topologia *ATM Optimized*, a qual é uma excelente alternativa quando trata-se de topologias tradicionais, como o caso de bocais e rotores de turbinas radiais, pois esta opção permite criar facilmente malhas de alta qualidade, por não ser necessário ajustar os pontos de controle da mesma (ANSYS INC., 2011b). O tipo de malha que utiliza este *template* é uma malha hexaédrica multi-bloco, com refinamento nas proximidades das paredes, controlado pela distância adimensional entre estas ( $y^+$ ), até o primeiro elemento da malha, a qual depende do número de Reynolds local. Nesta etapa deve

ser inserida a folga entre a superfície da carcaça e o rotor, seu valor corresponde ao 5% da largura da pá na entrada das turbinas (0,8 mm), Ventura (2012).

Na Figura 3.4 é mostrada a configuração geral das malhas na passagem bocal-rotor utilizadas, além do refinamento nas proximidades das paredes.

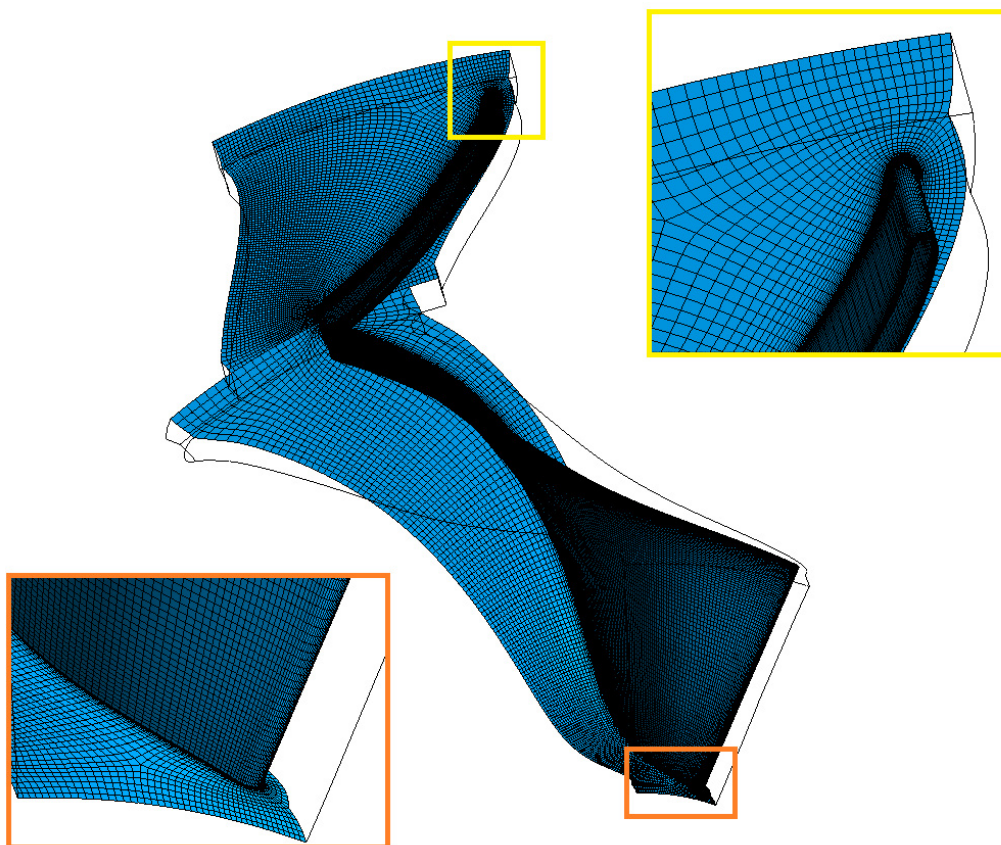


Figura 3.4 Configuração da malha computacional do bocal e rotor

Um estudo de independência de malha foi realizado com o objetivo de verificar a qualidade dos resultados obtidos. A Tabela 3.1 apresenta os diferentes casos analisados, sendo que nestas análises, foi variado o número de elementos da malha do rotor, por se tratar do componente onde o escoamento tem um comportamento mais complexo, mantendo constante o número de elementos da malha do bocal. A terceira coluna desta tabela representa o número de elementos da malha do rotor usados nas análises de CFD, a quarta coluna mostra o número de iterações necessárias para que os valores dos resíduos associados a cada equação de conservação resolvida se encontrem abaixo de  $10^{-5}$ , e as duas últimas colunas, indicam a variação percentual relativa das grandezas de saída mais críticas, tais como eficiência total,  $\eta_t$ , e potência líquida,  $P_l$ , entre um determinado caso e o antecedente. As simulações



tanto para a turbina projetada para R245fa, quanto para R123, foram realizadas no ponto de projeto.

Considerando a variação relativa dos resultados e o custo computacional, o qual está diretamente relacionado com o número de elementos das malhas geradas, para os dois conjuntos bocal-rotor analisados, projetados para os fluidos R245fa e R123 respectivamente, as malhas dos casos número 2 foram consideradas como as mais apropriadas para a representação dos fenômenos do problema analisado.

Tabela 3.1 Resultados do estudo de independência de malha

Fluido de Trabalho	Caso	Número de elementos rotor	Número de iterações ( $10^{-5}$ )	$\eta_u$ (%)	$P_l$ (kW)	Variação relativa da $\eta_u$ (%)	Variação relativa da $P_l$ (%)
R245fa	1	327416	106	88,38	206,52	-	-
	2	443684	105	88,37	206,46	0,0103	0,0281
	3	535664	111	88,38	206,46	0,0121	0,0015
R123	1	326010	119	86,78	99,73	-	-
	2	427835	118	86,80	99,74	0,0206	0,0040
	3	546560	105	86,80	99,73	0,0003	0,0056

A Tabela 3.2 mostra a quantidade de nós e de elementos das malhas escolhidas, depois da análise de independência da malha, para o bocal e o rotor das turbinas avaliadas, as quais foram projetadas para os fluidos de trabalho R245fa e R123.

Tabela 3.2 Número de nós e de elementos das malhas computacionais

Fluido de Trabalho	Componente	Número de nós	Número de elementos
R245fa	Bocal	520076	495000
	Rotor	477199	443684
R123	Bocal	459402	435870
	Rotor	457392	427835

Neste estudo, durante as simulações do escoamento, o parâmetro adimensional  $y^+$  nas superfícies do conjunto bocal-rotor foi monitorado, resultando em valores na faixa recomendada anteriormente ( $30 < y^+ < 200$ ), o qual indica que os resultados obtidos podem ser considerados como satisfatórios (ANSYS INC., 2011b). Além disso, foi realizada uma análise da distribuição dos valores de  $y^+$  local desde o bordo de ataque (posição 0) até o bordo de fuga (posição 1) da pá do rotor, posições representadas na forma adimensional, para 20% (Figuras

3.5(a)), 50% (Figuras 3.5(b)) e 80% (Figuras 3.5(c)) da altura da pá, no rotor projetado com o fluido R245fa.

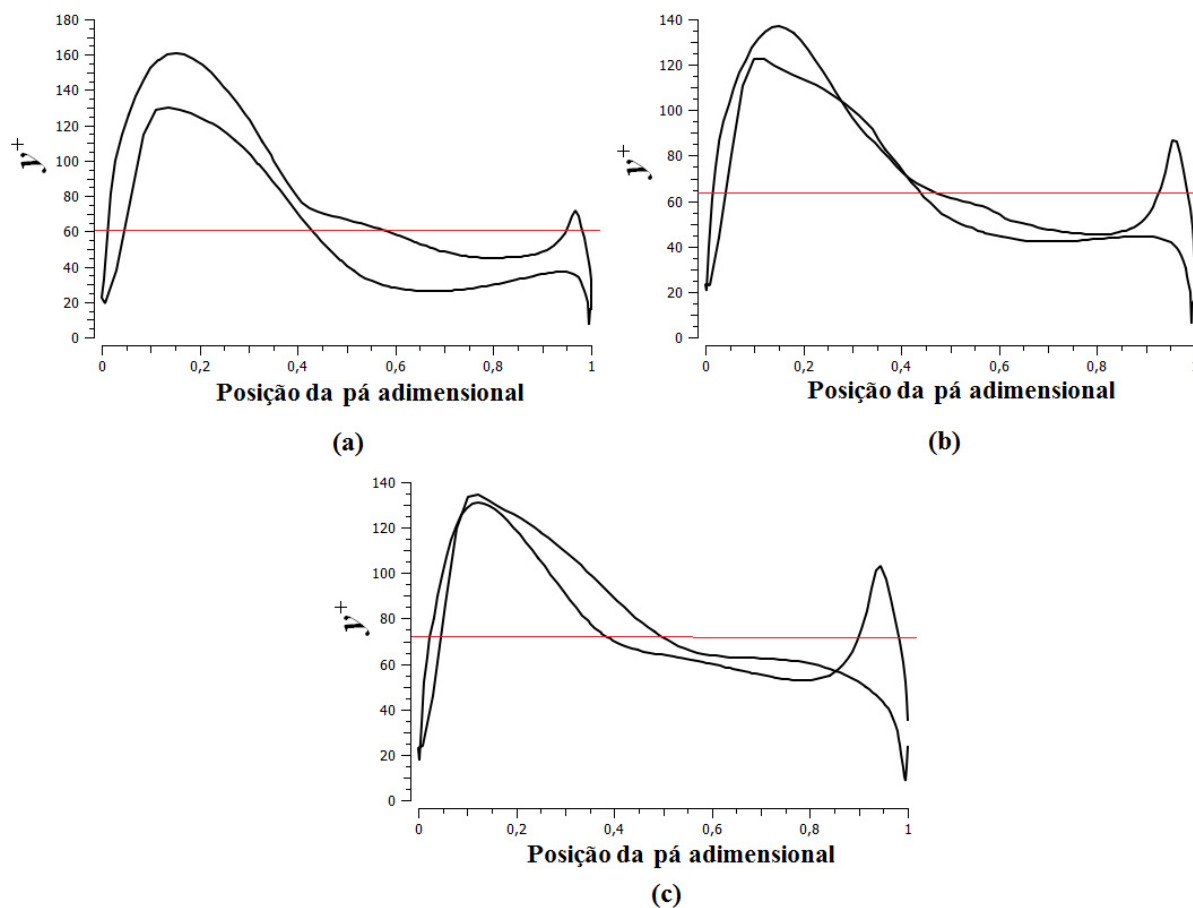


Figura 3.5 Distribuição de  $y^+$  na pá do rotor projetado com R245fa, para (a) 20%, (b) 50% e (c) 80% da altura da pá

Os valores do parâmetro  $y^+$  foram calculados para o ponto de projeto depois de realizadas as análises na etapa de pós-processamento, utilizando o programa computacional ANSYS CFD-Post®. Na Figura 3.5(a), pode ser observado que para 20% da altura da pá foi obtido um valor médio (aritmético) de  $y^+$  de 61,88, na Figura 3.5(b), para 50% da altura da pá, a média foi de 64,12 e finalmente, na Figura 3.5(c), para 80% da altura da pá, o valor médio foi de 72,69. Esses resultados indicam que a malha encontra-se mais refinada em regiões mais próximas do cubo do que em regiões mais próximas da carcaça. Entretanto, praticamente todos os valores encontram-se na faixa desejada do modelo de turbulência utilizado ( $30 < y^+ < 200$ ), onde é ativada a função de parede.

É importante ressaltar que, dependendo do modelo escolhido, esses valores de  $y^+$  podem não ser os mais adequados, sendo necessário em alguns casos, refinar a malha para garantir que sejam representados apropriadamente os fenômenos físicos do escoamento, atingindo dessa maneira uma solução confiável.

Analogamente, no Apêndice A são mostradas as distribuições de  $y^+$  para 20%, 50% e 80% da altura da pá, para o rotor radial projetado com o fluido refrigerante R123, obtidas no ponto de projeto.

### 3.5.3 Condições de Contorno

As condições de contorno foram impostas no programa comercial ANSYS-CFX®, o qual resolve as equações fundamentais para o domínio discretizado. Para as simulações da turbina radial deve ser inserida a rotação do rotor e a pressão de referência, considerada neste estudo como 0 kPa. Diversas condições podem ser utilizadas para a análise do escoamento em turbomáquinas, aquelas utilizadas neste trabalho são descritas a seguir. Na Figura 3.6 são mostradas as diferentes superfícies consideradas na definição das condições de contorno.

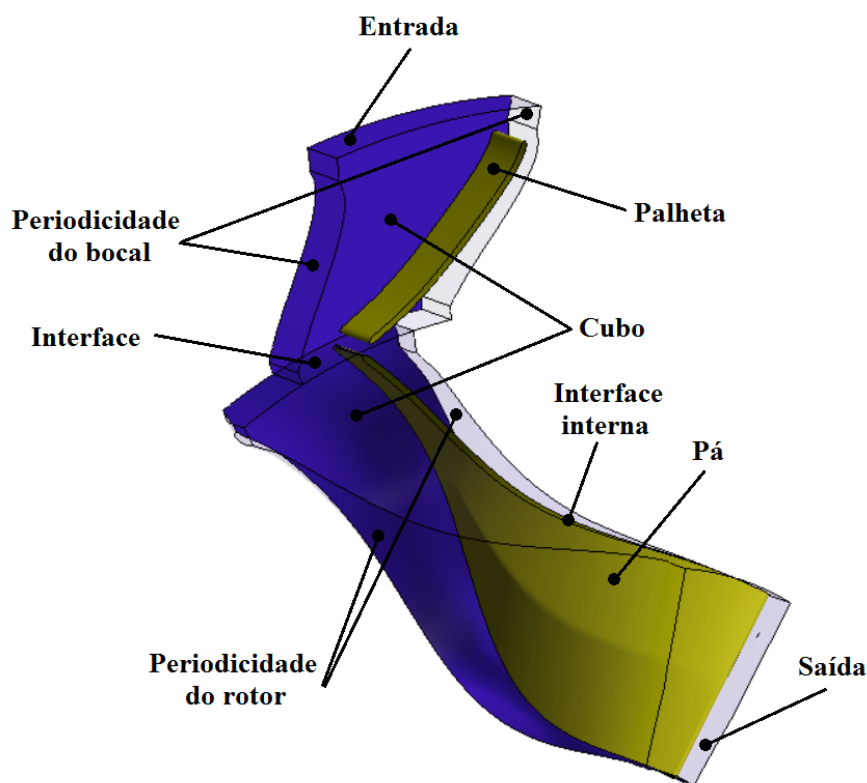


Figura 3.6 Superfícies da turbina radial consideradas nas condições de contorno

## 1. Entrada

Estabelecida na superfície de entrada do bocal. Nesta superfície é especificado o regime do escoamento, considerado como subsônico, a pressão total ( $p_{01}$ ) na entrada do bocal, a direção do escoamento, representada pelas componentes cilíndricas da velocidade na entrada do bocal e a temperatura total na entrada do bocal ( $T_{01}$ ). Além disso, o nível da intensidade da turbulência deve ser especificado. Neste estudo, um nível de intensidade médio (5%) foi selecionado.

## 2. Saída

Definida na superfície que representa a saída do rotor radial. Da mesma forma que na superfície de entrada, o escoamento é considerado subsônico. Para esta região, a pressão estática na saída do rotor é fornecida.

## 3. Periodicidade

A condição de periodicidade é usada quando a geometria de interesse e a solução do escoamento esperadas possuem uma repetição periódica rotacional. Assim, ao calcular as propriedades do escoamento nas células de uma fronteira periódica, o CFX® iguala aquelas propriedades às das células vizinhas do plano periódico oposto. Isso é realizado com o objetivo de se reduzir o esforço computacional ao se realizar os cálculos numéricos.

## 4. Paredes

As condições de contorno de parede são utilizadas nas regiões sólidas por onde circula o fluido. Essas superfícies podem ser estacionárias ou podem se movimentar. Neste estudo, as superfícies referentes ao cubo, carcaça e pá ou palheta foram definidas como paredes lisas adiabáticas, sendo que aquelas referentes ao rotor são tratadas como rotacionais, e as referentes ao bocal como estacionárias.

## 5. Interfaces

Foram utilizadas duas interfaces diferentes fluido-fluido. A primeira definida como a superfície que conecta a saída do bocal com a entrada do rotor, sendo escolhido neste estudo, o tipo de interface *stage* para realizar o acoplamento entre os dois componentes mencionados. A segunda é uma interface interna no rotor, necessária para considerar a folga entre a superfície da carcaça e as pás, e as perdas devidas a esta folga.

### 3.5.4 Equação de Estado

O programa ANSYS-CFX® utiliza equações de estado cúbicas para prever o comportamento do fluido de trabalho considerado como um gás real. Estas são amplamente úteis do ponto de vista da engenharia, pois geralmente só exigem o conhecimento das propriedades críticas, como temperatura ( $T_c$ ) e pressão ( $p_c$ ), e em alguns casos o valor do fator acêntrico,  $\omega$ . Estas propriedades são geralmente conhecidas para a maioria das substâncias puras, ou podem ser estimadas se não estiverem disponíveis.

O programa disponibiliza quatro tipos de equações de estado: Standard Redlich Kwong; Aungier Redlich Kwong; Soave Redlich Kwong; e Peng Robinson. Neste trabalho, foi selecionada a equação de estado de Aungier Redlich Kwong, pois é considerada uma das equações de estado mais precisas, sendo aplicável numa ampla faixa de condições, inclusive em condições próximas do ponto crítico, fornecendo nesta região uma maior precisão (ANSYS INC., 2011a). A equação de estado de Aungier Redlich Kwong é apresentada a seguir (Equação 3.25).

$$p = \frac{RT}{v - b + c} - \frac{a(T)}{v(v + b)} \quad (3.25)$$

onde

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (3.26)$$

$$a = a_0 \left( \frac{T}{T_c} \right)^{-n} \quad (3.27)$$

$$a_0 = \frac{0,42747R^2T_c^2}{p_c} \quad (3.28)$$

$$b = \frac{0,08664RT_c}{p_c} \quad (3.29)$$

$$c = \frac{RT_c}{p_c + \frac{a_0}{v_c(v_c + b)}} + b - v_c \quad (3.30)$$

Na Equação (3.30)  $v_c$  é o volume específico crítico e na Equação (3.27)  $n$  é um expoente que depende da substância pura, o qual pode ser expresso em função do fator acêntrico,  $\omega$  (ANSYS INC., 2011a).

$$n = 0,4986 + 1,1735\omega + 0,4754\omega^2 \quad (3.31)$$

O fluido R245fa não se encontra dentro da biblioteca do CFX®, portanto, para as simulações da turbina projetada com este fluido foi necessário criar um novo material, inserindo todas suas propriedades no ponto crítico, extraídas do programa REFPROP®, além do calor específico a pressão constante, o qual é determinado por meio do seguinte polinômio, sendo a temperatura,  $T$ , dada em (K), CFD Online (2012).

$$C_{p0} = 5,34674 + (0,0141302)T + (0,000111188)T^2 + (-2,75001e-07)T^3 + (2,16421e-10)T^4 \quad (3.32)$$

## Capítulo 4

# METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

Atualmente, diferentes processos de projeto de engenharia devem apresentar uma visão multidisciplinar, envolvendo estudos que utilizem ferramentas computacionais rápidas e eficientes e ao mesmo tempo de alta confiabilidade. O desenvolvimento de novos equipamentos cada vez mais rápidos e eficientes, tem sido possível mediante a implementação de solucionadores altamente precisos em conjunto com eficientes algoritmos de otimização utilizados em diversas aplicações de projeto de turbomáquinas.

Uma vez que a finalidade fundamental de qualquer procedimento de projeto é satisfazer da maneira mais adequada os objetivos propostos, sujeitos às restrições do mesmo, hoje em dia as técnicas de otimização estão sendo usadas cada vez mais como parte fundamental de qualquer projeto, tanto em sistemas globais quanto em componentes individuais.

Para um melhor entendimento dos complexos fenômenos presentes nos diversos processos industriais, é necessária a integração de procedimentos de otimização potencialmente úteis e adaptáveis. Com referência ao projeto de turbomáquinas, como a turbina radial utilizada em ciclos ORC analisada neste trabalho, os fenômenos físicos que mais afetam os resultados devem ser analisados minuciosamente.

As técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional associadas à evolução de diferentes *hardwares* e de algoritmos de otimização, têm-se tornado uma ferramenta muito importante para a redução do tempo no desenvolvimento do projeto. Contudo, a grande maioria dos métodos atuais de otimização são eficientes, porém quando acoplados com

soluções de CFD demandam tempos computacionais elevados. Nesse contexto, a construção de superfícies de resposta surge como uma estratégia adequada para otimizar um determinado caso, uma vez que o custo computacional requerido para analisar o problema exclusivamente mediante técnicas de CFD pode ser proibitivo.

Neste capítulo é explicada a metodologia de otimização implementada no presente estudo que tem como objetivo aumentar a eficiência da turbina radial. Esta metodologia integra a construção de superfícies de resposta mediante o uso de funções de base radial (RBF - *Radial Basis Function*) e o uso de um Algoritmo Genético. O procedimento de otimização, realizado no programa ModeFrontier®, foi aplicado à turbina radial que opera com o fluido de trabalho R245fa para o ponto de projeto.

## 4.1 Variáveis de Projeto

A técnica de otimização utilizada neste trabalho consiste em avaliar alguns parâmetros que não podem ser levados em conta no projeto unidimensional (onde não podem ser determinados valores intermediários entre a entrada e a saída da turbina), que envolvem grandezas ao longo da passagem completa. Estes foram escolhidos dentre de muitos outros, pela importância que representam em relação à geometria do canal meridional do rotor.

Mediante uma análise cuidadosa foram escolhidos os valores que adotaram os parâmetros geométricos avaliados baseando-se nos limites construtivos do rotor, estas grandezas foram variadas verificando que as características de desempenho obtidas em cada caso apresentaram comportamentos adequados, sem nenhum tipo de entupimento na passagem do canal e sem a presença de instabilidades durante o processo da solução iterativa. Tais parâmetros são detalhados a seguir:

- Geometria do canal meridional:

O canal meridional do rotor foi gerado através de curvas de *Bézier*, mediante cinco pontos de controle que determinam a configuração das curvaturas das superfícies do cubo e da carcaça. Os pontos de controle intermediários podem ser deslocados em proporção porcentual aos comprimentos horizontais ou verticais das respectivas curvas. Somente a curva de *Bézier* que representa a carcaça foi modificada mediante este procedimento, já que segundo análises



previamente realizadas neste trabalho, nas regiões próximas desta superfície foram apresentadas distribuições de pressão não uniformes. Os deslocamentos do ponto intermediário da superfície da carcaça foram realizados nos sentidos horizontal (X) e vertical (Y), tal como mostrado na Figura 4.1.

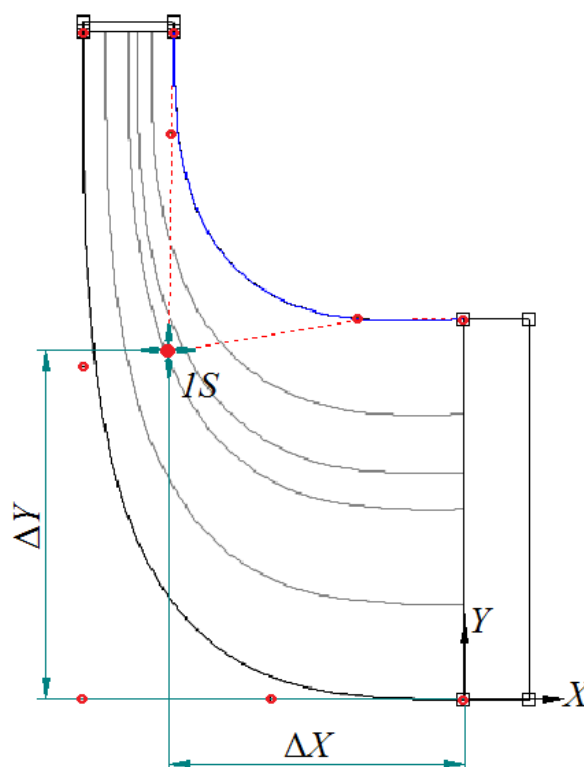


Figura 4.1 Esquema da variação do ponto de controle intermediário da carcaça para a otimização do canal meridional.

- Ângulo de envolvimento,  $\theta$ :

Esta grandeza, diretamente relacionada com a pá do rotor, é medida desde o bordo de fuga até o bordo de ataque da mesma. Na Figura 4.2 é apresentada a diferença das geometrias entre rotores semelhantes com valores de  $\theta$  diferentes. A faixa adequada para a variação deste ângulo foi cuidadosamente selecionada, pois o objetivo é considerar aqueles valores onde a turbina apresente o melhor desempenho possível, considerando ainda os limites construtivos da mesma. É importante destacar que a variação deste ângulo não modifica a condição inicial dos ângulos do escoamento na entrada e saída do rotor.

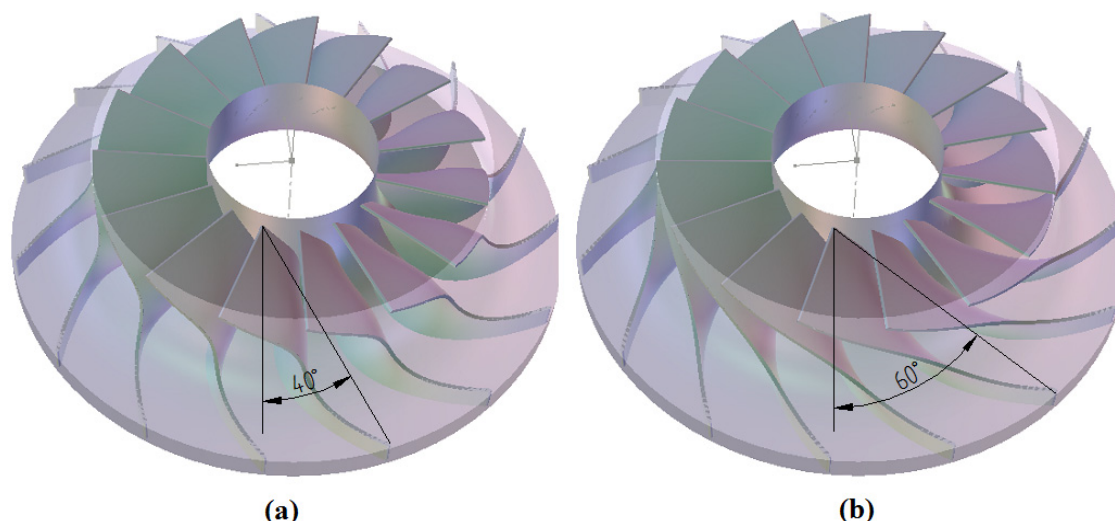


Figura 4.2 Configuração de um rotor de 15 pás com diferentes valores do ângulo  $\theta$  (a)  $40^\circ$  e (b)  $60^\circ$

Considerando os dois parâmetros mencionados anteriormente, nesta fase de otimização realiza-se uma análise sequencial com as seguintes variáveis de projeto:

1. Variação do ângulo de envolvimento  $\theta$ .
2. Deslocamento na direção X do ponto de controle intermediário da curva de *Bézier* da carcaça, *ISX*.
3. Deslocamento na direção Y do ponto de controle intermediário da curva de *Bézier* da carcaça, *ISY*.

Os deslocamentos em proporção porcentual e os valores assumidos para as variáveis de projeto foram definidos após testes preliminares, seus valores são mostrados na Tabela 4.1. Nesta tabela, “0%” representa a configuração inicial, ou seja, sem deslocamento; enquanto o número entre parênteses mostra o valor da variável em milímetros. Com relação ao ângulo de envolvimento,  $\theta$ , o valor de  $-48^\circ$  corresponde ao caso base.

Tabela 4.1 Deslocamentos em proporção porcentual e valores assumidos para a otimização

Variáveis de projeto	Valores adotados
<i>ISX</i>	0% (-64) – 20% (-51,2) – 40% (-38,4) (mm)
<i>ISY</i>	0% (105) – 5% (110,25) – 10% (115,5) (mm)
$\theta$	-56 – -52 – -48 – -44 – -40 ( $^\circ$ )

## 4.2 Superfícies de Resposta e Funções de Base Radial

A metodologia de superfícies de resposta (RSM - *Response Surface Methodology*) pode ser explicada como a relação entre a entrada,  $x$ , e a saída,  $y$ , de um determinado problema que pode matematicamente ser definido por uma função:  $y = f(x)$  (Myers e Montgomery, 2002). Nesta estratégia de técnicas de aproximação, a finalidade é gerar uma nova função conhecida  $g(x)$  a partir de uma função exata  $f(x)$ , que pelo menos, representará um determinado espaço. Considerando que a função  $f(x)$  é desconhecida a priori, o erro quadrático,  $e_q = \|f(x) - g(x)\|^2$  não pode ser calculado com precisão. O conceito principal das técnicas de aproximação é usar um conjunto de medidas  $(x_k, y_k = f(x_k))$  do fenômeno físico para calcular o erro médio quadrático (MSE) (Battaglia e Maynard, 1996).

$$\varepsilon = \frac{1}{n_e} \sum_{k=1}^{n_e} \|y_k - g(p, x_k)\|^2 \quad (4.1)$$

onde  $n_e$  é o número de experiências, e  $p$  é o vetor que contém os coeficientes dos polinômios,  $g(p, x_k)$  a ser determinado pela aproximação.

Com base na Equação (4.1), o interesse é gerar  $g(x)$  que minimiza  $\varepsilon$ . Para isto, são requeridas duas etapas diferentes: treinamento e validação. O processo de treinamento consiste na seleção dos dados para realizar a aproximação e deve representar as evoluções da função exata. Na etapa de validação, o conjunto de dados deve ser diferente dos dados de treinamento, e é utilizado para verificar a aproximação. Polinômios podem ser usados como métodos de aproximação para determinar a função  $g(x)$ .

Aproximações por funções de base radial (FBR), originalmente desenvolvidas por Hardy (1971), diferem da metodologia de superfícies de resposta clássica por permitir a escolha das funções de base (Keane & Nair, 2005). Uma nova função  $g(x)$  conhecida é gerada a partir de uma função  $f(x)$  desconhecida. A função de base radial pode ser definida como uma função em que seus valores dependem somente da distância da origem, ou alternativamente da distância de um ponto a outro ponto  $x$ , chamado de centro.

Neste trabalho, uma estratégia baseada em RSM que utiliza funções de base radial (RBF) foi utilizada para avaliar a influência das variáveis de projeto selecionadas no procedimento de otimização. As superfícies de resposta foram criadas usando o programa computacional ModeFrontier®.

Matematicamente, a função a ser determinada pode ser representada da seguinte forma:

$$s(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \phi(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\| / \delta) \quad (4.2)$$

onde  $s(x)$  é a função aproximada e é representada como a soma das  $n$  funções de base radial,  $\phi = \phi(r)$ , cada uma associada com diferentes centros,  $x_i$ , que são avaliados pelos coeficientes,  $\alpha_i$ , chamados de pesos dos centros;  $\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|$  é a norma euclidiana e  $\delta$  é o parâmetro de escala que determina a forma da função de base radial (ESTECO, 2007).

O parâmetro de escala,  $\delta$ , é definido especificamente para o problema que está sendo analisado. No ModeFrontier® o valor ótimo de  $\delta$  pode ser encontrado automaticamente, minimizando assim o erro médio *leave-one-out*. O método *leave-one-out* é um sistema adequado para a verificação da qualidade do modelo de interpolação. A RBF selecionada neste estudo foi do tipo Gaussiano, Equação (4.3) (ESTECO, 2007), pois esta se mostrou como uma função eficiente na construção de superfícies de resposta em estudos de otimização de turbomáquinas (Gutiérrez, 2013).

$$\phi(r) = \exp(-r^2) \quad (4.3)$$

Para uma adequada determinação das superfícies de resposta a população inicial do conjunto de dados do modelo deve ser escolhida cuidadosamente. Sua distribuição pode ser obtida através das estratégias de planejamento de experimentos (DOE), onde uma matriz de testes representa as possíveis combinações entre os parâmetros envolvidos e seus níveis de discretização. É importante que o plano de experimentos seja construído de tal forma que as variáveis de projeto sejam distribuídas da forma mais uniforme possível.

Dentre os métodos de planejamento de experimentos mais comuns encontram-se o plano fatorial completo, plano fatorial fracionário e hipercubo latino. Neste trabalho, foi utilizado o plano fatorial completo, que permite avaliar todas as combinações possíveis para cada uma das variáveis selecionadas. Este plano de experimentos torna-se a melhor opção quando são analisadas poucas variáveis de projeto.

Para o DOE foram selecionados três níveis para os deslocamentos do ponto de controle intermediário nas direções (X) e (Y) e cinco níveis para o ângulo de envolvimento  $\theta$  (Tabela 4.1), totalizando 45 experiências na fase de exploração preliminar. No Apêndice B são mostrados os resultados obtidos nas simulações de CFD de todas as combinações geradas ao

utilizar o plano fatorial completo.

As diferentes configurações da turbina radial e a análise do escoamento foram realizadas mediante o uso de *scripts* nos programas BladeGen® e CFX®, respectivamente, nas etapas de pré-processamento e pós-processamento. Este procedimento é explicado na Figura 4.3

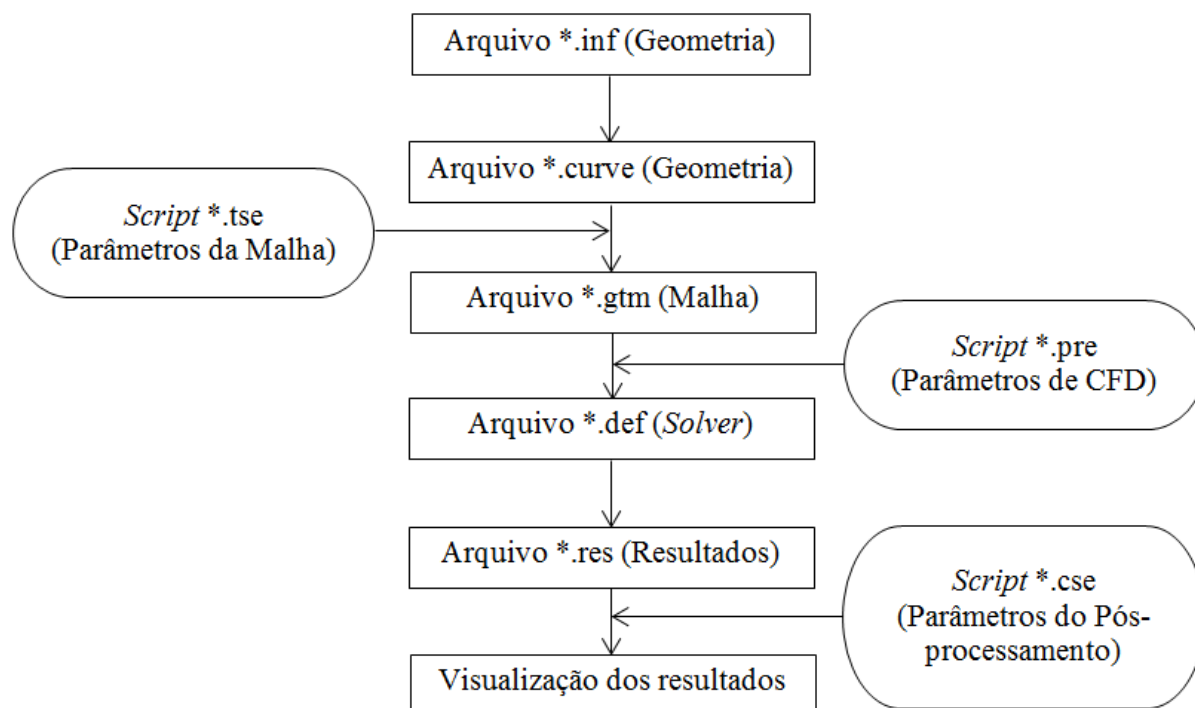


Figura 4.3 Procedimento para a simulação dos diferentes projetos mediante o uso de *scripts*

Para a construção das superfícies de resposta, os projetos obtidos mediante a metodologia explicada na Figura 4.3, devem ser divididos aleatoriamente em dois grupos. O primeiro grupo é utilizado para o treinamento da superfície de resposta RBF e o segundo para a validação da mesma. Depois das superfícies de resposta serem treinadas e validadas, foi elaborado um programa em linguagem JAVA® que reúne a informação de todas as superfícies geradas para estimar a eficiência total-total, a potência e a vazão mássica e, a partir deste algoritmo foi realizado um processo de otimização, explicado a seguir, visando maximizar a eficiência total-total da turbina radial.

### 4.3 Algoritmo de Otimização

O problema de otimização analisado neste trabalho pode ser formulado da seguinte forma:

$$f(X) = \max(\eta_{tt}) \quad (4.4)$$

sujeito a

$$\dot{m}_{projeto} \pm 1,5\% \quad (4.5)$$

Nesta etapa de otimização é utilizado o código desenvolvido em linguagem JAVA®, baseado nos metamodelos gerados a partir do uso de funções de base radial. A utilização de técnicas de metamodelagem torna-se muito útil, devido à alta demanda de recursos computacionais para cada configuração ser analisada exclusivamente mediante ferramentas de CFD.

Na solução do problema de otimização, Equação (4.4), foi utilizado o algoritmo genético multiobjetivo de ordenação não dominada (NSGA II *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) desenvolvido por Deb, K. *et al.* (2000) e disponibilizado no ModeFrontier®. A escolha deste método foi realizada com base em problemas de otimização de turbomáquinas bem sucedidas encontradas na literatura técnica (Cravero e Macelloni, 2010; Silva e Tomita, 2011; Wang, 2010 e Wang *et al.*, 2011). O NSGA II é uma variação do algoritmo NSGA, que busca aumentar a eficiência por meio da incorporação do conceito de elitismo. Segundo Rey N. (2014) o método pode ser explicado da seguinte forma:

1. Geração da população inicial de tamanho  $n$ ;
2. Identificação das frentes de dominância e as distâncias de aglomeração;
3. Aplicação dos operadores genéticos de cruzamento e mutação para a geração da população de descendentes de tamanho  $n$ ;
4. A população inicial (pais) e a população de descendentes (filhos) são reunidas em um mesmo conjunto de tamanho  $2n$ ;
5. Os indivíduos desse conjunto são classificados de acordo com as frentes de dominância, selecionando-se aqueles que têm maior grau de dominância;

6. A nova população é criada. Caso os indivíduos selecionados superem o tamanho  $n$  da população, são eliminados aqueles que tenham a menor distância de aglomeração;
7. O critério de convergência é avaliado. Caso seja atingido, o processo é finalizado; caso contrário, deve-se retornar ao passo um e continuar até que o critério de convergência seja atingido.

Informações adicionais sobre o NSGA II podem ser encontradas em ModeFrontier® (2000). Embora o problema de otimização deste trabalho considera-se como mono-objetivo, o algoritmo multiobjetivo de ordenação não dominada NSGA II foi selecionado com o intuito de permitir uma extensão direta para mais objetivos se necessário em estudos futuros.

A população inicial no procedimento de otimização foi estabelecida mediante um DOE fatorial completo, utilizando cinco níveis para as três variáveis de controle,  $ISX$ ,  $ISY$  e  $\theta$ . A configuração do algoritmo NSGA II e o espaço de busca das variáveis de projeto utilizadas no presente estudo podem ser encontrados nas Tabelas 4.2 e 4.3, respectivamente.

Tabela 4.2 Configuração do algoritmo NSGA II utilizado no procedimento de otimização

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Número de variáveis de projeto	3
Tamanho da população inicial	125
Número de gerações	100
Probabilidade de cruzamento	0,9

Tabela 4.3 Espaço de busca das variáveis de projeto no procedimento de otimização

<b>Parâmetro</b>	<b>Limite inferior</b>	<b>Limite superior</b>	<b>Passo</b>
Ponto de controle, $ISX$ (mm)	-64	-38,4	0,4
Ponto de controle, $ISY$ (mm)	105	115,5	0,5
Ângulo de envolvimento, $\theta$ (°)	-56	-40	0,5

Para a busca da solução foram analisados dois casos com configurações diferentes, o primeiro com 100 e o segundo com 500 gerações. Os resultados obtidos mostraram que 100 gerações foram suficientes para atingir a convergência desejada, pois a diferença nos valores das variáveis de interesse entre os dois testes foi muito pequena. Além disso, o tempo gasto com o número menor de gerações (uma hora e meia aproximadamente) justifica a escolha da primeira configuração, pois no segundo caso o tempo aumentou consideravelmente, alcançando um total de quatro horas. O esquema completo da metodologia de otimização implementada no programa ModeFrontier®, com o intuito de obter a máxima eficiência total-total da turbina radial é mostrado na Figura 4.4.

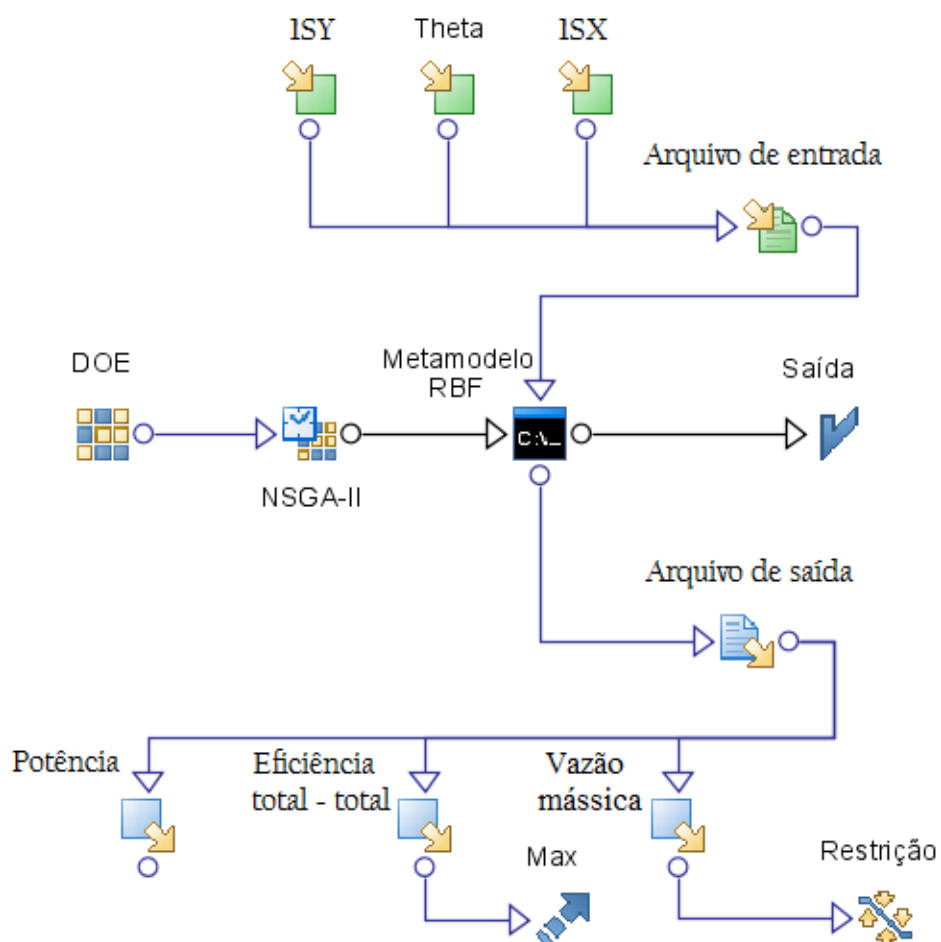


Figura 4.4 Esquema da metodologia de otimização implementada no programa ModeFrontier®



## Capítulo 5

# RESULTADOS

Neste Capítulo são apresentados os resultados obtidos com a metodologia de projeto unidimensional, aqueles referentes ao procedimento de otimização implementado com o objetivo de obter a máxima eficiência total-total e finalmente, as características de desempenho aerotermodinâmico obtidas mediante técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional do conjunto bocal-rotor das turbinas radiais.

### 5.1 Projeto Unidimensional da Turbina Radial

Neste Item são mostradas as principais grandezas geométricas, triângulos de velocidade e as propriedades termodinâmicas do bocal e do rotor das turbinas radiais, obtidas mediante a rotina “*TURBINA\_ORC*”. Para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos dois fluidos refrigerantes utilizados como fluidos de trabalho, necessárias no programa desenvolvido, o REFPROP© utiliza a equação de estado MBWR para o fluido R123 e a equação ECS para o fluido R245fa. Nas Tabelas 5.1 e 5.2 apresentam-se as propriedades termodinâmicas dos pontos mais importantes que caracterizam o processo de expansão da turbina radial para os fluidos R123 e R245fa, respectivamente. Pode ser visto que as estações 2 e 4 apresentam as

mesmas propriedades termodinâmicas, pois as perdas na interface bocal-rotor não foram consideradas.

Tabela 5.1 Propriedades termodinâmicas do processo de expansão para o R123

Comp.	Estação	$T$ (K)	$p$ (kPa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kgK)	$a$ (m/s)
Bocal	01	364,136	540	31,197	436,900	1,6958	130,366
	1	363,849	535,373	30,925	436,751	1,6958	130,425
	02	363,734	522,455	30,076	436,900	1,6973	130,829
	2	353,389	378,220	21,754	431,282	1,6973	132,418
	2s	352,687	378,220	21,816	430,726	1,6958	---
Rotor	04	363,558	514,748	29,586	436,900	1,6981	131,032
	4	353,389	378,220	21,754	431,282	1,6973	133,072
	06	332,038	154,911	8,999	419,329	1,7077	134,417
	6	330,917	154,032	8,655	418,625	1,7077	134,363
	6s	326,287	154,032	8,800	415,232	1,6973	---
	6ss	325,586	154,032	8,823	414,719	1,6958	---

Tabela 5.2 Propriedades termodinâmicas do processo de expansão para o R245fa

Comp.	Estação	$T$ (K)	$p$ (kPa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kgK)	$a$ (m/s)
Bocal	01	362,694	840	44,761	473,436	1,8097	132,247
	1	362,360	831,164	44,256	473,238	1,8097	132,392
	02	362,193	811,748	43,024	473,436	1,8115	132,971
	2	352,243	582,380	30,391	467,115	1,8115	136,464
	2s	351,654	582,380	30,472	466,490	1,8097	---
Rotor	04	362,048	803,561	42,525	473,436	1,8120	133,179
	4	352,243	582,380	30,391	467,115	1,8115	137,596
	06	334,738	269,731	13,895	455,432	1,8208	140,910
	6	333,549	267,731	13,273	454,522	1,8208	140,974
	6s	330,358	267,731	13,436	451,415	1,8115	---
	6ss	329,754	267,731	13,468	450,828	1,8097	---

As propriedades termodinâmicas das tabelas anteriores podem ser visualizadas no diagrama temperatura - entropia ( $T - s$ ) das Figuras 5.1 e 5.2, para as turbinas projetadas com R123 e R245fa, respectivamente. Nestas figuras, a linha verde representa o processo de expansão real, onde são consideradas as perdas como a geração de entropia, enquanto a linha azul exibe o processo de expansão ideal, o qual é realizado isentropicamente.

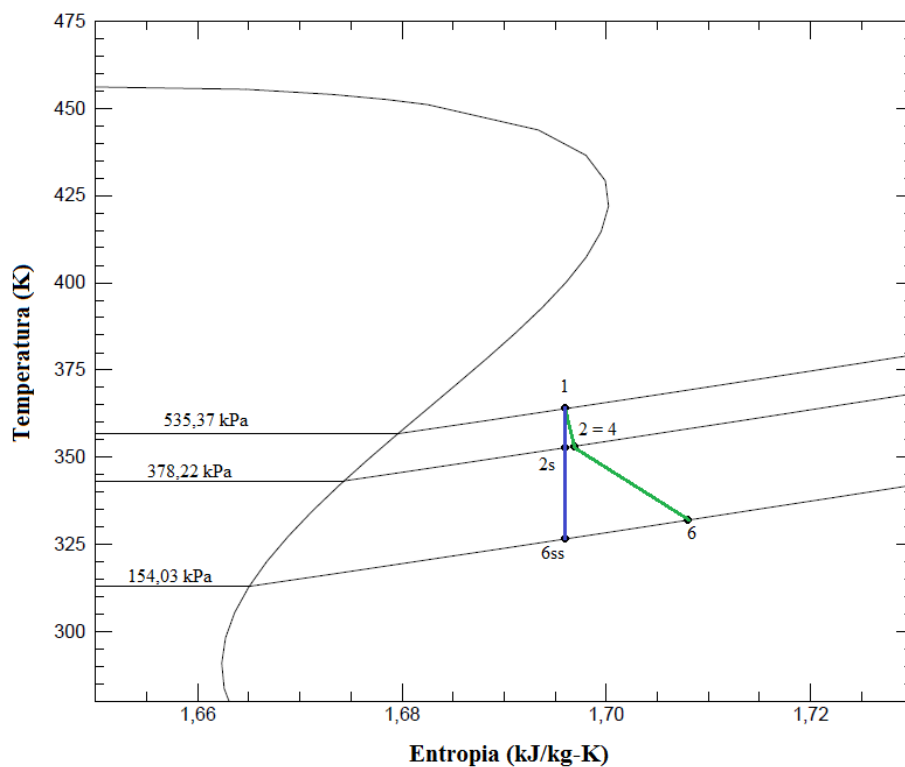


Figura 5.1 Diagrama  $T$ - $s$  do processo de expansão para o R123

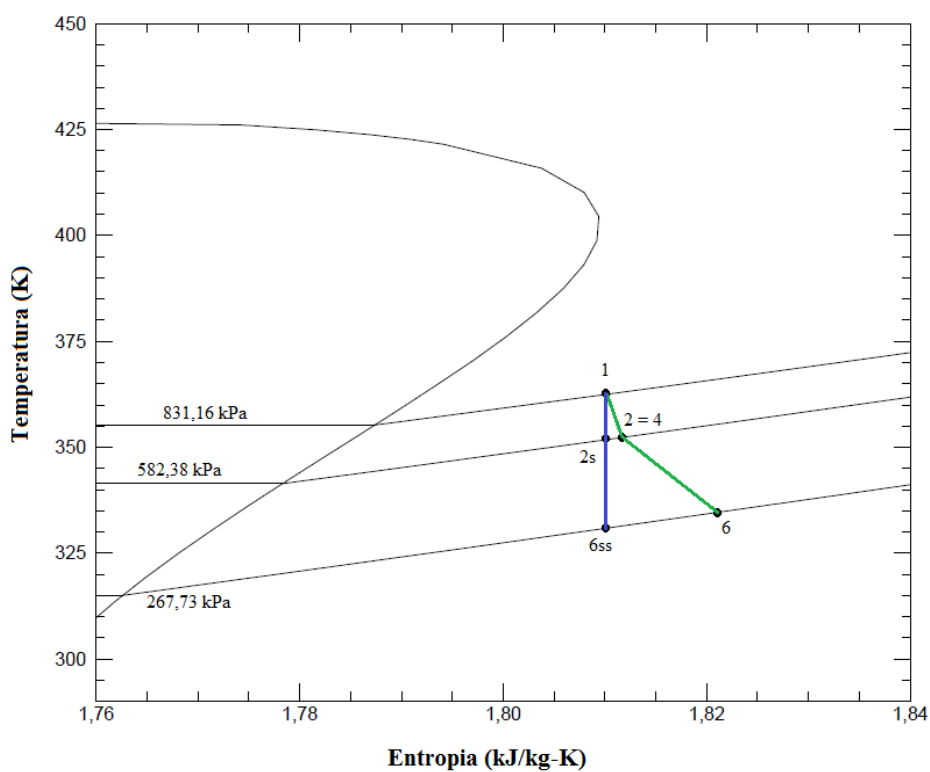


Figura 5.2 Diagrama  $T$ - $s$  do processo de expansão para o R245fa

As Figuras 5.3 e 5.4 apresentam a geometria do canal meridional das duas turbinas radiais analisadas, operando com R123 e R245fa, respectivamente.

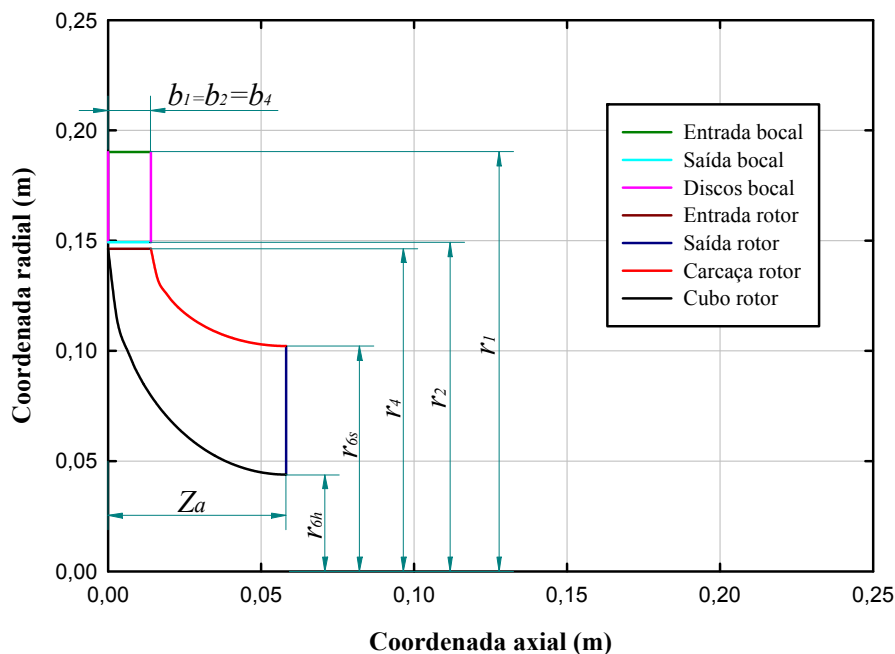


Figura 5.3 Plano meridional da turbina radial projetada para o fluido R123

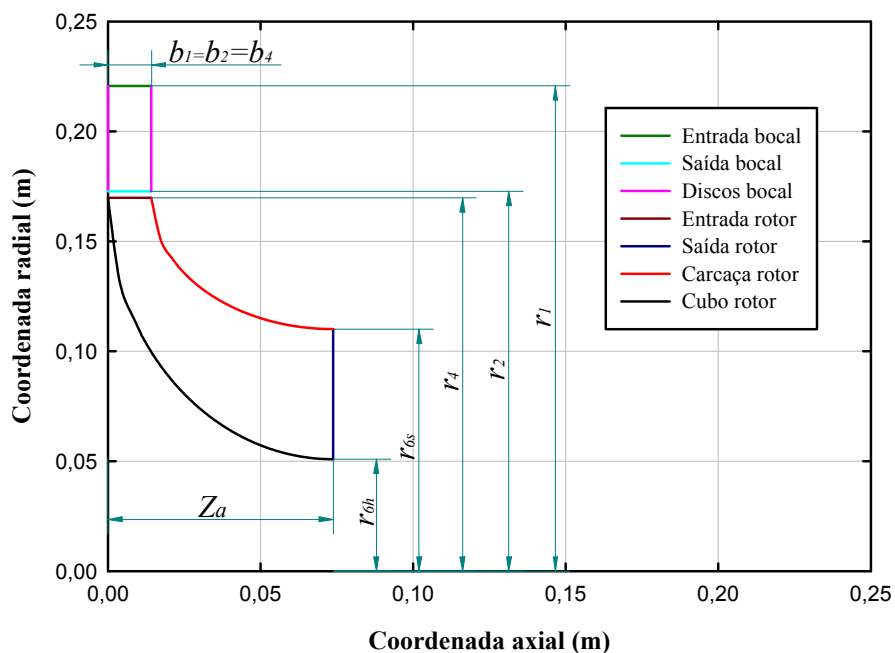


Figura 5.4 Plano meridional da turbina radial projetada para o fluido R245fa

Os parâmetros globais do projeto unidimensional e de desempenho são apresentados na Tabela 5.3, para as duas turbinas analisadas operando com R123 e R245fa.

Tabela 5.3 Parâmetros de projeto e de desempenho das turbinas radiais: R123 e R245fa

Parâmetro	R123	R245fa
Rotor		
Raio na entrada, $r_4$ (m)	0,1463	0,1698
Largura da pá na entrada, $b_4$ (m)	0,0140	0,0142
Ângulo do escoamento absoluto na entrada, $\alpha_4$ (deg)	73,7112	71,4878
Ângulo do escoamento relativo na entrada, $\beta_4$ (deg)	-45,0688	-39,1482
Velocidade absoluta na entrada, $c_4$ (m/s)	111,1175	117,8636
Velocidade relativa na entrada, $w_4$ (m/s)	44,1285	48,2549
Velocidade circunferencial na entrada, $u_4$ (m/s)	137,8982	142,2296
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_4$ (-)	0,8350	0,8566
Número de Mach relativo na entrada, $Ma_4'$ (-)	0,3316	0,3507
Raio do cubo na saída, $r_{6h}$ (m)	0,0439	0,0509
Raio médio quadrático na saída, $r_{6\_RMS}$ (m)	0,0786	0,0858
Raio da carcaça na saída, $r_{6s}$ (m)	0,1022	0,1101
Largura da pá na saída, $b_6$ (m)	0,0583	0,0592
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_6$ (deg)	-0,8765	-0,6556
Ângulo do escoamento relativo na saída (RMS), $\beta_{6\_RMS}$ (deg)	-63,3207	-59,4732
Velocidade absoluta na saída, $c_{6\_RMS}$ (m/s)	37,5254	42,6752
Velocidade relativa na saída, $w_{6\_RMS}$ (m/s)	83,5662	84,0104
Velocidade circunferencial na saída, $u_{6\_RMS}$ (m/s)	74,0952	71,8775
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_6$ (-)	0,2793	0,3027
Número de Mach relativo na saída, $Ma_6'$ (-)	0,6219	0,5959
Distância radial, $\Delta r$ (m)	0,003	0,003
Número de pás, $N_{pá}$ (-)	15	17
Espessura da pá (m)	0,002	0,002
Bocal		
Raio na entrada, $r_1$ (m)	0,1902	0,2207
Largura da palheta na entrada, $b_1$ (m)	0,0140	0,0142
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_1$ (-)	0,1323	0,1505
Raio na saída, $r_2$ (m)	0,1493	0,1728
Largura da palheta na saída, $b_2$ (m)	0,0140	0,0142
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_2$ (deg)	73,7112	71,4878
Velocidade absoluta na saída, $c_2$ (m/s)	111,1175	117,8636
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_2$ (-)	0,8391	0,8637
Número de palhetas, $N_B$ (-)	18	20
Eficiência total-total, $\eta_{tt}$ (%)	71,21	74,28
Eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ (%)	69,14	71,56
Contribuição das perdas por incidência (%)	1,31	1,71
Contribuição das perdas no bocal (%)	8,19	10,00
Contribuição das perdas pela passagem (%)	57,57	59,08
Contribuição das perdas devido às folgas (%)	31,91	28,16
Contribuição das perdas por atrito no disco (%)	1,02	1,04
Rotação, $n$ (rpm)	9000	8000
Parâmetro de tamanho, $VH$ (m)	0,08	0,09
Coefficiente de vazão, $\phi$	0,270	0,298
Coefficiente de pressão, $\psi$	0,924	0,890
Vazão mássica, $\dot{m}$ (kg/s)	8,5931	16,7947
Potência líquida, $P_l$ (kw)	126,02	266,38

Com os resultados mostrados na Tabela 5.3 é possível desenhar os triângulos de velocidade do rotor. A Figura 5.5 apresenta os triângulos de velocidade na entrada e na saída do rotor da turbina radial, onde os ângulos dos escoamentos absolutos e relativos são medidos com relação à direção radial.

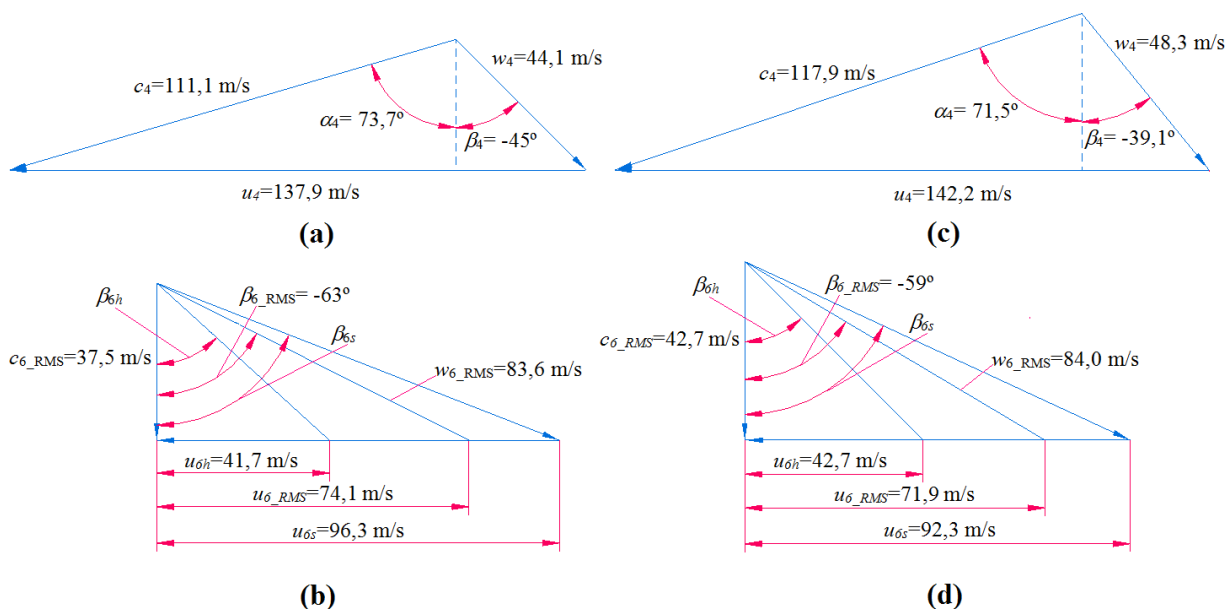


Figura 5.5 Triângulos de velocidades do rotor das turbinas radiais projetadas para R123 (a) na entrada (b) na saída, e para R245fa (c) na entrada (d) na saída

É importante ressaltar que no procedimento de projeto o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor,  $\beta_4$ , não corresponde exatamente ao ângulo do escoamento relativo ótimo,  $\beta_{4ót}$  (Equação 2.103), já que o primeiro é calculado como consequência do desvio gerado pelo bocal, o qual implica a introdução das perdas por incidência.

No que se refere à saída do rotor, o programa “TURBINA\_ORC” tem a restrição de gerar um escoamento sem giro na saída, portanto, a velocidade absoluta na saída do rotor,  $c_6$ , deve ser aproximadamente axial, de modo que o ângulo do escoamento absoluto,  $\alpha_6$ , esteja próximo de  $0^\circ$ , desde o cubo até a carcaça. Na Tabela 5.3, pode ser visto que os valores obtidos para dito ângulo cumprem esta condição, podendo-se considerar a velocidade  $c_6$  completamente axial. Por outro lado, em virtude da variação dos raios na saída do rotor, existe uma diferença entre as velocidades circunferenciais na saída do rotor,  $u_6$ , ao longo da altura da pá, resultando em ângulos do escoamento relativo na saída,  $\beta_6$ , diferentes para o cubo, a estação média quadrática e a carcaça.

## 5.2 Avaliação das Turbinas Radiais Obtidas no Projeto Unidimensional

Para a verificação da viabilidade das turbinas radiais geradas com a metodologia desenvolvida, foram analisados alguns parâmetros que precisam ser atendidos simultaneamente. Esses parâmetros incluem grandezas tais como, ângulos do escoamento relativo e absoluto, assim como algumas características geométricas do bocal e rotor. Contudo, esta verificação é realizada com base nos limites de projeto aerotermodinâmicos e construtivos para gases ideais reportados na literatura, pois não existem trabalhos disponíveis baseados em modelos de gases reais.

Dentre as condições do escoamento que devem ser cumpridas para a correta avaliação das turbinas obtidas, encontra-se o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor,  $\beta_4$ . Moustapha *et al.* (2003), recomendam valores para este ângulo entre  $-20^\circ < \beta_4 < -40^\circ$ , enquanto Nishi & Sawada (1969), utilizam valores entre  $-20^\circ < \beta_4 < -45^\circ$ . De forma similar, o ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor,  $\alpha_4$ , deve encontrar-se nas faixas recomendadas. Dixon (1998) aconselha ângulos entre  $70^\circ < \alpha_4 < 80^\circ$ , enquanto Nishi & Sawada (1969), recomendam valores  $60^\circ < \alpha_4 < 80^\circ$ .

Com relação aos números de Mach, deve-se constatar que o escoamento na saída do bocal e na entrada do rotor apresente valores inferiores a um, com o objetivo de evitar entupimento nestes componentes. Pode ser visto que nas duas turbinas analisadas neste trabalho, os ângulos  $\beta_4$  e  $\alpha_4$  encontram-se nas faixas sugeridas, além disso, os números de Mach satisfazem a condição de escoamento subsônico ( $Ma < 1$ ), como comentado anteriormente (Tabela 5.3).

Com relação às limitações geométricas, existem diferentes restrições que devem ser levadas em consideração, para garantir que os resultados alcançados sejam razoáveis em termos de proporção da turbina radial. Para a relação entre o raio na entrada do rotor e o raio da carcaça na saída do rotor,  $r_4/r_{6s}$ , aspecto geométrico muito importante que define a curvatura da carcaça, a qual pode influenciar na capacidade da turbomáquina extrair energia útil do fluido, foi estabelecido um valor mínimo de 1,42; da mesma forma, para a relação entre o raio do cubo na saída do rotor e o raio da carcaça na saída do rotor,  $r_{6h}/r_{6s}$ , o valor de 0,4 foi utilizado como limite inferior desta razão. As restrições anteriores foram definidas de acordo com Rohlik (1968) e relatadas em Ventura (2012).

No que se refere aos raios na entrada e saída do bocal, Kofskey & Nusbaum (1972), recomendam que esta razão esteja na faixa de  $1,2 < r_1/r_2 < 1,3$ ; entretanto Aungier (2006), utiliza uma faixa um pouco mais ampla de  $1,1 < r_1/r_2 < 1,7$ . Assim sendo, os valores obtidos neste trabalho; 1,2739 e 1,2772 para o R123 e R245fa, respectivamente, encontram-se nas faixas citadas anteriormente.

### 5.3 Procedimento de Otimização Paramétrica

Na sequência são apresentados os resultados referentes à metodologia de otimização aplicada no ponto de projeto ao rotor da turbina radial que opera com o fluido R245fa. Com o intuito de avaliar a influência das variáveis de projeto (ponto de controle  $ISX$ , ponto de controle  $ISY$  e ângulo de envolvimento  $\theta$ ) foram construídas no programa ModeFrontier® superfícies de resposta utilizando a função de base radial Gaussiana, para cada variável de saída analisada, eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , potência,  $P_t$ , e vazão mássica,  $\dot{m}$ .

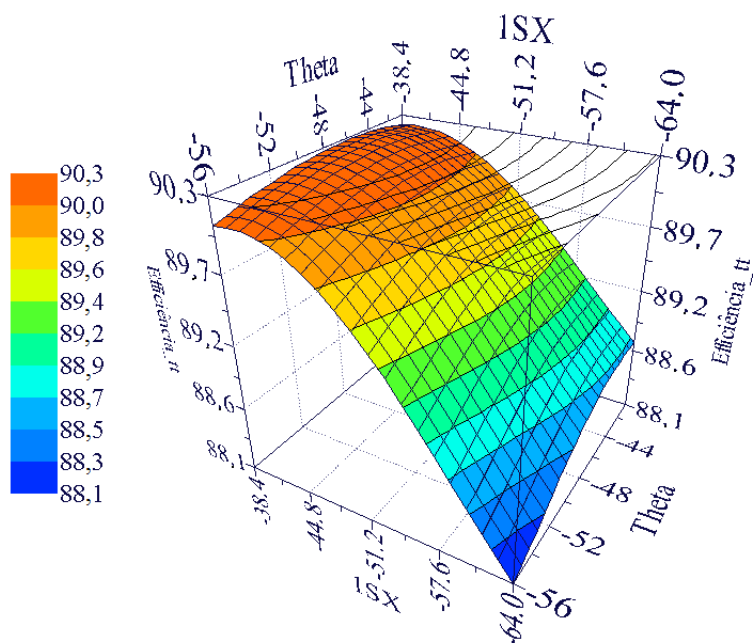
Para a construção e avaliação das superfícies de resposta foram usadas as experiências obtidas do plano fatorial completo da exploração preliminar. Tais projetos foram divididos aleatoriamente em dois grupos. O primeiro grupo conformado por 30 projetos foi utilizado para o treinamento da superfície de resposta RBF e o segundo grupo, conformado pelos 15 projetos restantes, foi usado para a validação dos metamodelos desenvolvidos. As superfícies de resposta para a eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , potência,  $P_t$ , e vazão mássica,  $\dot{m}$  são mostradas nas Figuras 5.6, 5.7 e 5.8, respectivamente.

Nas Figuras 5.6(a), 5.7(a) e 5.8(a), podem ser observadas as superfícies de resposta para cada variável de saída analisada em função do ângulo de envolvimento  $\theta$  e do ponto de controle  $ISX$ . Analogamente, nas Figuras 5.6(b), 5.7(b) e 5.8(b) encontram-se as superfícies de resposta em função do ângulo de envolvimento  $\theta$  e do ponto de controle  $ISY$ .

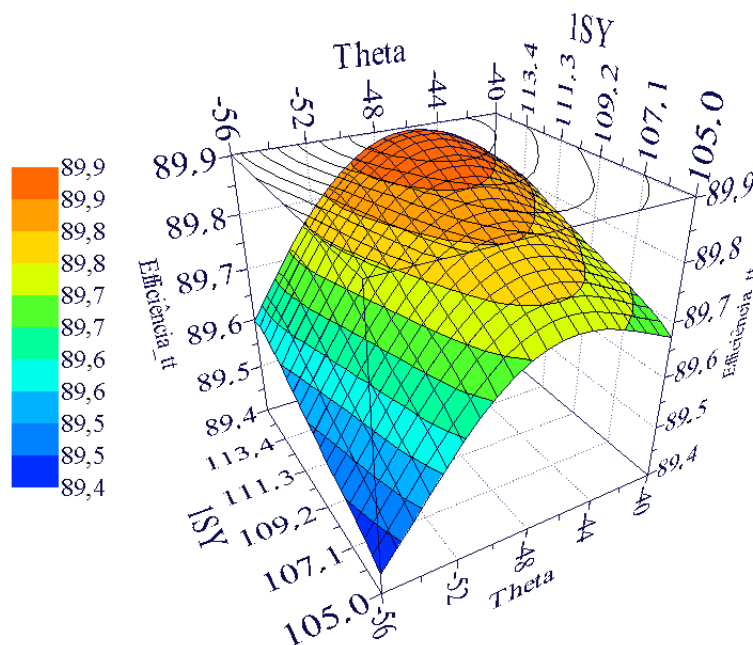
Na Figura 5.6(a) observa-se que as maiores eficiências podem ser atingidas quando o ponto de controle,  $ISX$ , adota valores próximos do limite superior selecionado (-38,4 mm) e quando o ângulo de envolvimento,  $\theta$ , se encontra aproximadamente nos valores intermediários da faixa analisada. Nesta Figura também pode ser visto que existe pouca variação da eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , com a mudança do ângulo de envolvimento  $\theta$  no espaço de busca estudado. Na Figura 5.6 (b) evidencia-se que a eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , aumenta



com o incremento dos valores do ponto de controle  $ISY$ . Além disso, nota-se que as máximas eficiências (cor laranja escuro) são obtidas quando  $\theta$  se encontra aproximadamente entre  $-42^\circ$  e  $-50^\circ$ .



(a)



(b)

Figura 5.6 Superfícies de resposta da eficiência isentrópica,  $\eta_u$  (%), em função do ângulo de envolvimento  $\theta$  ( $^\circ$ ) e (a) do ponto de controle  $ISX$  (mm) (b) do ponto de controle  $ISY$  (mm)

Na Figura 5.7 (a) mostra-se que as maiores potências líquidas,  $P_l$ , são obtidas com os valores mais próximos do limite superior da variável  $ISX$  analisados. Com relação ao ângulo de envolvimento,  $\theta$ , foram obtidas potências líquidas altas numa ampla faixa de valores de  $\theta$ , entre  $-40^\circ$  e  $-55^\circ$  aproximadamente. Na Figura 5.7 (b) aprecia-se que as regiões com as maiores potências, representadas pela cor laranja escuro, encontram-se nos maiores valores adotados do ponto de controle  $ISY$  com ângulos de envolvimento,  $\theta$ , entre  $-40^\circ$  e  $-48^\circ$ .

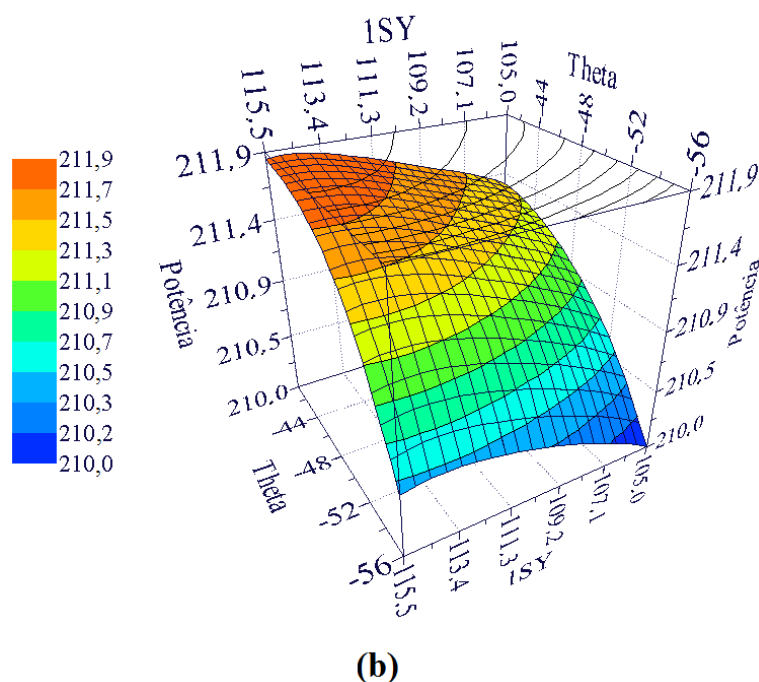
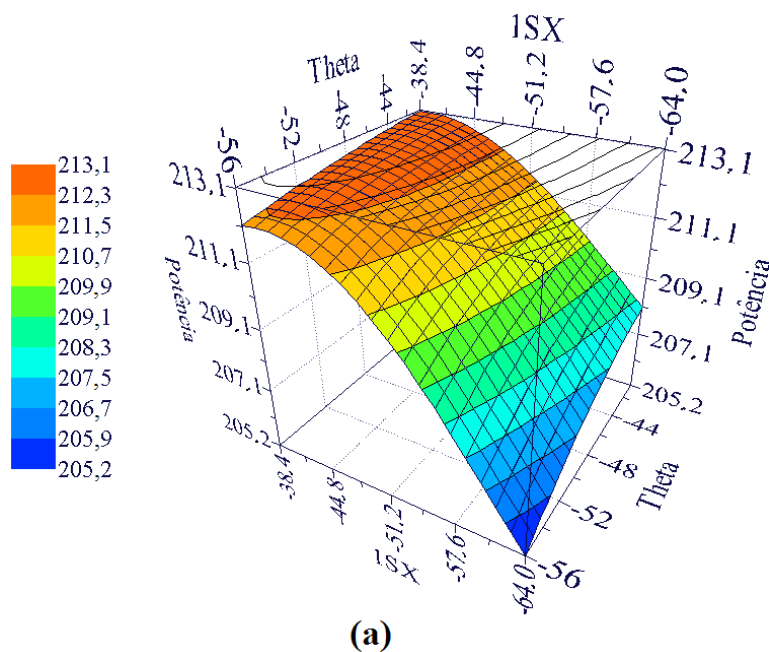


Figura 5.7 Superfícies de resposta da potência,  $P_l$  (kW), em função do ângulo de envolvimento  $\theta$  ( $^\circ$ ) e (a) do ponto de controle  $ISX$  (mm) (b) do ponto de controle  $ISY$  (mm)

Na Figura 5.8 (a) nota-se que as menores vazões mássicas,  $\dot{m}$ , obtidas (área em azul), se encontram em regiões próximas do limite inferior estabelecido para o ponto de controle,  $ISX$  (-64 mm), quando o ângulo de envolvimento,  $\theta$ , adota valores entre  $-56^\circ$  e  $-48^\circ$ . Na Figura 5.8 (b) observa-se um comportamento aproximadamente linear de  $\dot{m}$  em função tanto do ponto de controle  $ISY$  quanto da variável  $\theta$ . Além disso, as maiores vazões mássicas foram obtidas para valores de  $\theta$  entre  $-40^\circ$  e  $-42^\circ$ .

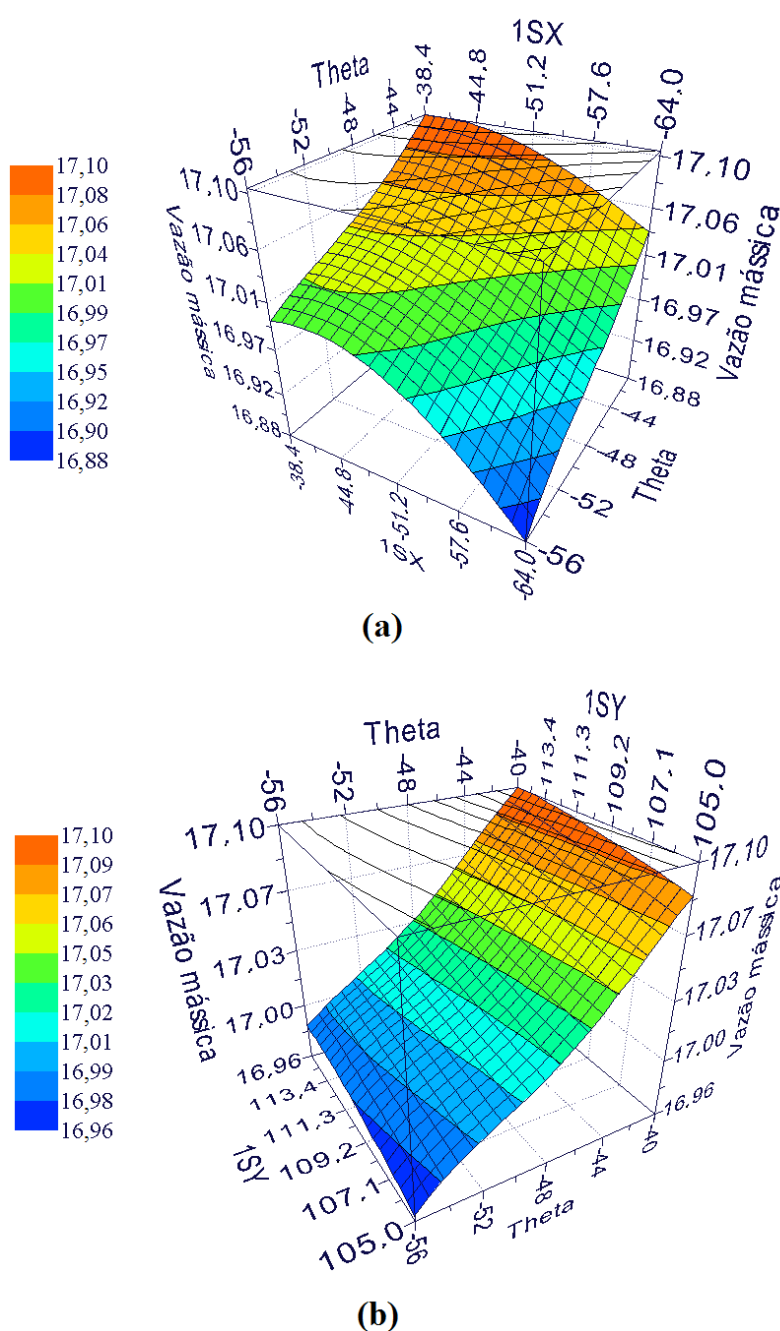


Figura 5.8 Superfícies de resposta da vazão mássica,  $\dot{m}$  (kg/s), em função do ângulo de envolvimento  $\theta$  ( $^\circ$ ) e (a) do ponto de controle  $ISX$  (mm) (b) do ponto de controle  $ISY$  (mm)

Para verificar a qualidade das superfícies de resposta foram analisados os resíduos obtidos na etapa da validação. Nas Figuras 5.9 (a), (b) e (c) são mostrados os resíduos para a eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , potência,  $P_l$  e vazão mássica,  $\dot{m}$ , respectivamente. Nota-se que os valores obtidos para as três variáveis analisadas foram pequenos (0,083% para  $\eta_{tt}$ , 0,140% para  $P_l$  e 0,069% para  $\dot{m}$ ), sendo que os maiores valores se apresentaram na estimativa da potência. No entanto, ao analisar todos os valores máximos estes se encontram muito próximos de zero. Também, na fase de validação, para quantificar a confiabilidade dos metamodelos, devem ser analisados os coeficientes de determinação  $R^2$ . Nesta etapa foram obtidos valores de 0,991 para a vazão mássica e de 0,996 para a eficiência total-total e a potência, resultados que indicam que os modelos podem ser considerados como adequados.

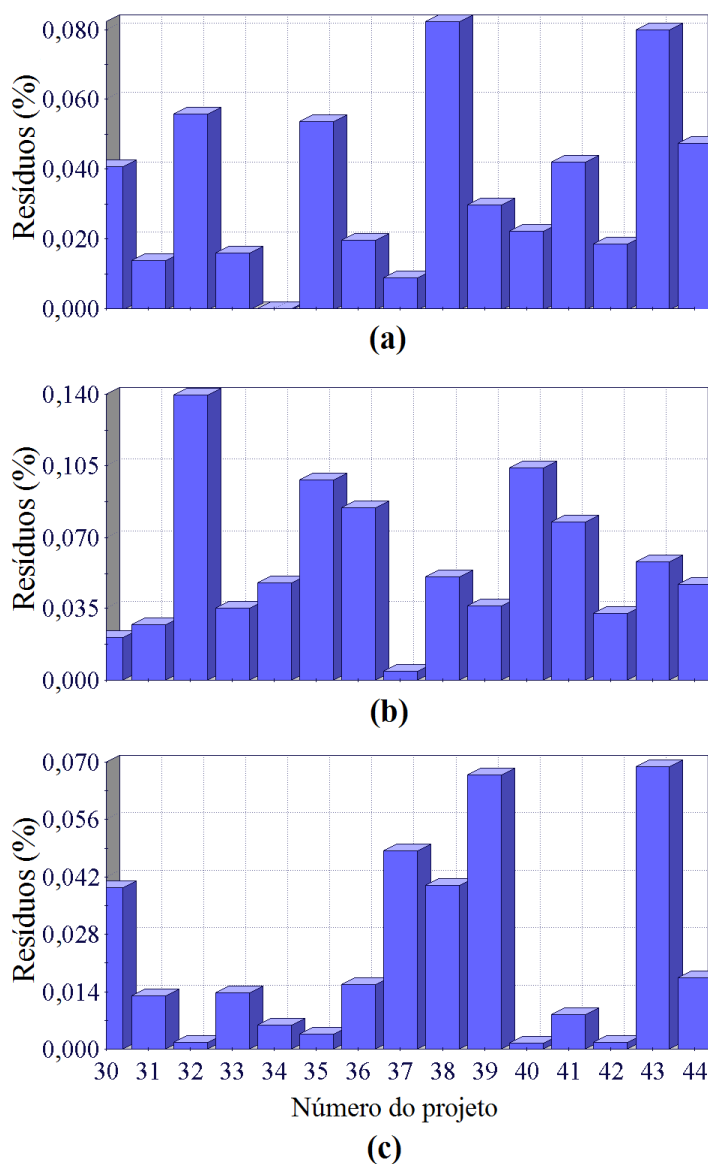


Figura 5.9 Resíduos da etapa de validação das superfícies de resposta (a) eficiência total-total,  $\eta_{tt}$ , (b) potência,  $P_l$  e (c) vazão mássica,  $\dot{m}$

Do anterior procedimento de validação pode-se dizer que os metamodelos gerados são adequados para prever efetivamente os parâmetros analisados na etapa de otimização. Portanto, com base nestes resultados, foi desenvolvido um programa em linguagem JAVA® que reúne as informações das superfícies de resposta, permitindo calcular a eficiência total-total, a potência e a vazão mássica e, a partir deste programa foi realizado um processo de otimização no ModeFrontier®, visando maximizar a eficiência total-total da turbina radial e calculando a vazão mássica com uma tolerância estabelecida com relação ao ponto de projeto assim como a potência.

Os resultados do procedimento de otimização são mostrados nas Figuras 5.10, 5.11 e 5.12. Nestas figuras são apresentados os gráficos de dispersão da vazão mássica versus a eficiência total-total, potência versus eficiência total-total e vazão mássica versus potência, respectivamente. Na cor cinza são representados os projetos considerados como factíveis, já que cumprem a tolerância estabelecida de  $\pm 1,5\%$  na vazão mássica, com relação ao ponto de projeto e na cor laranja mostram-se os projetos que infringem esta restrição.

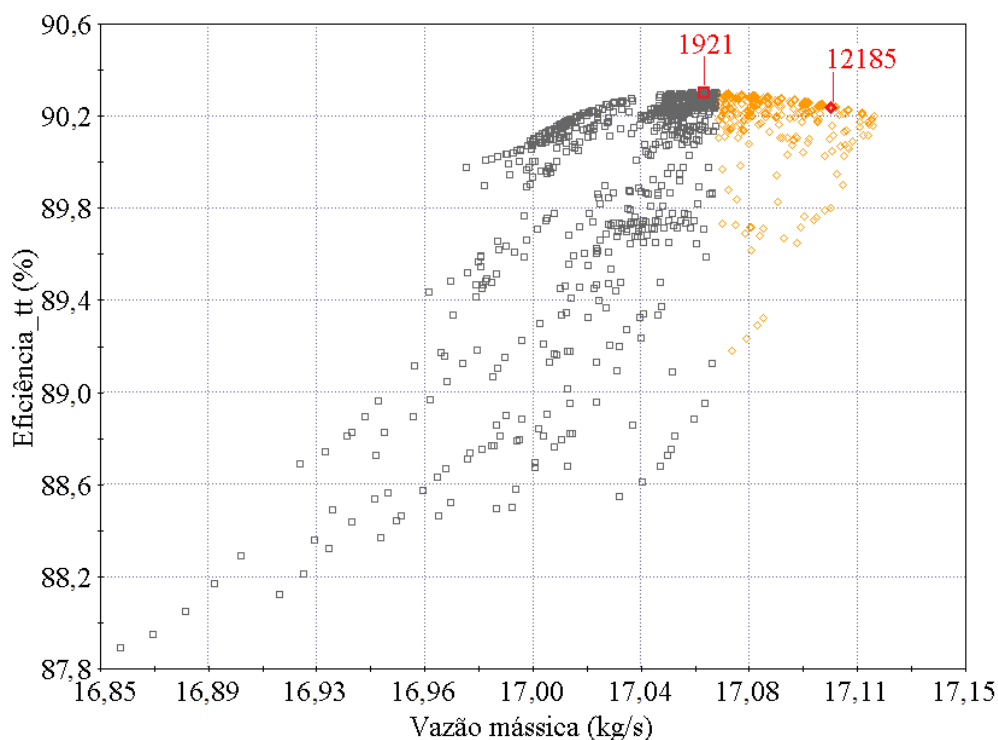


Figura 5.10 Gráfico de dispersão da vazão mássica versus a eficiência total-total

O projeto que satisfizes todas as condições do problema de otimização (máxima eficiência total-total sujeita à restrição da vazão mássica) estabelecidas neste trabalho foi o n° 1921. Com o intuito de avaliar a precisão do modelo desenvolvido, foi selecionado além do

projeto n° 1921, o projeto n° 12185 para comparar com os resultados obtidos utilizando técnicas de CFD. Este último projeto foi escolhido por apresentar a máxima potência de todos os projetos analisados.

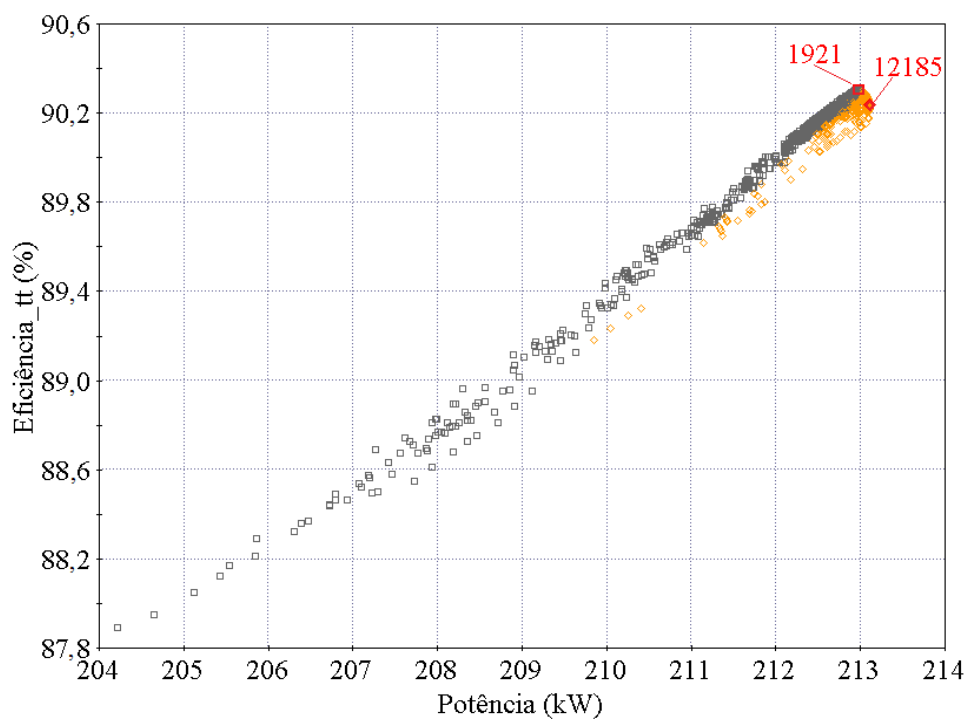


Figura 5.11 Gráfico de dispersão da potência versus eficiência total-total

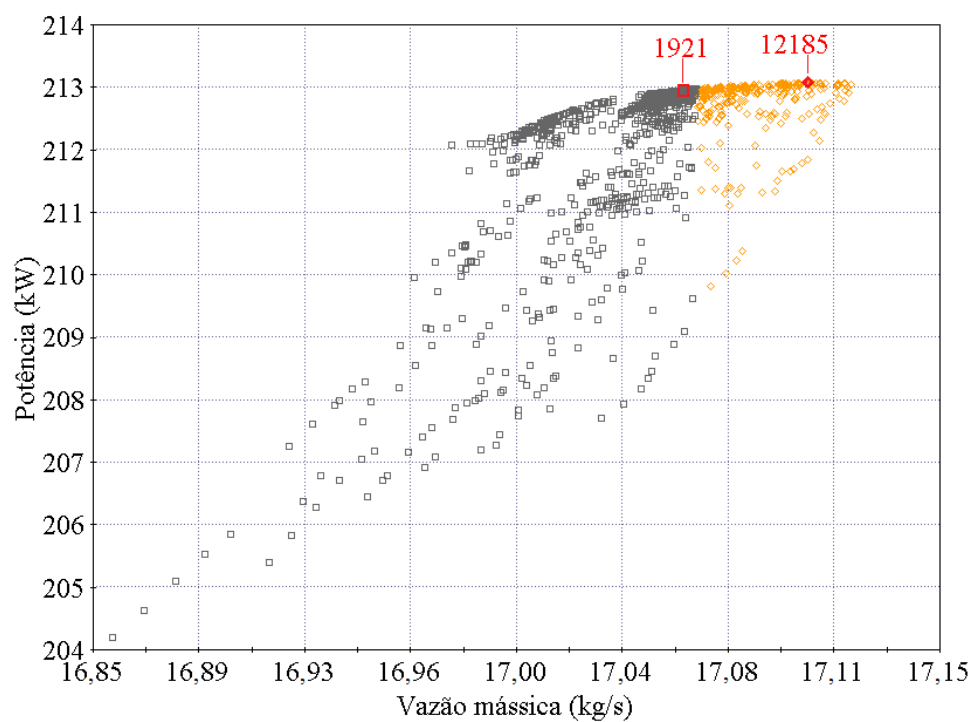


Figura 5.12 Gráfico de dispersão da vazão mássica versus potência

Na Figura 5.13 apresenta-se um gráfico de bolhas obtido a partir dos resultados do processo de otimização. Neste gráfico é mostrado o comportamento de todos os projetos gerados, observando-se a influência das três variáveis de projeto, ponto de controle  $ISX$ , ponto de controle  $ISY$  e ângulo de envolvimento  $\theta$  na eficiência total-total da turbina radial.

Nota-se que as maiores eficiências foram obtidas quando a variável  $ISX$  adota valores próximos do limite superior (-38,4 mm), representado pelas bolhas com o diâmetro máximo; além disso, evidencia-se que a eficiência é claramente influenciada pelo ponto de controle  $ISX$ . Com relação à variável  $ISY$ , foram obtidas altas eficiências ao longo de praticamente toda a faixa analisada, entretanto, os maiores valores de  $\eta_{tt}$  são alcançados com o limite superior do ponto de controle  $ISY$  ou em regiões muito próximas a esta.

No que se refere ao ângulo de envolvimento  $\theta$ , observa-se que na faixa entre  $-46^\circ$  e  $-48^\circ$  obtiveram-se os valores mais elevados de eficiência total-total, contudo, pode ser visto que alterações tanto no ângulo  $\theta$ , quanto no ponto  $ISY$ , resultam pouco significativas na eficiência, quando comparadas com a influência da variável  $ISX$ . Na Figura 5.13, mostra-se também que existem vários arranjos das três variáveis de projeto que podem fornecer praticamente a mesma eficiência máxima obtida ou valores muito próximos a este.

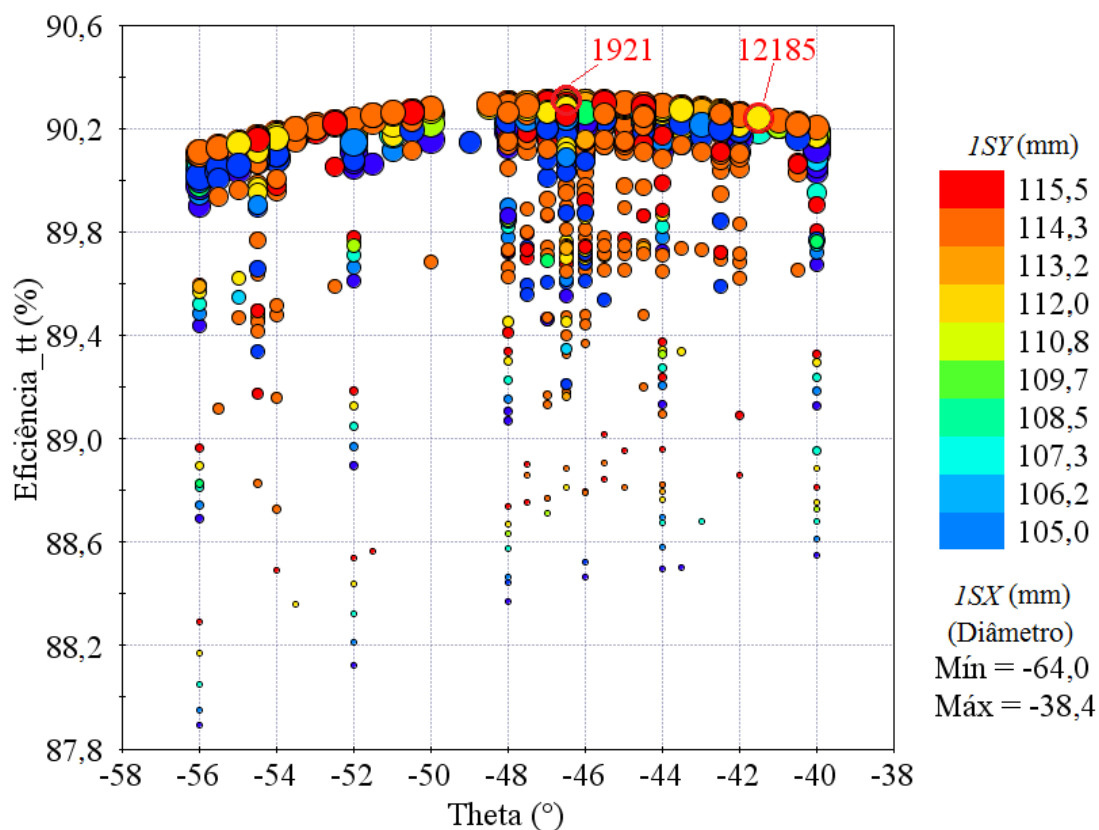


Figura 5.13 Ângulo de envolvimento  $\theta$  versus pontos de controle  $ISX$  e  $ISY$  versus eficiência total-total  $\eta_{tt}$

Na Tabela 5.4 são mostrados os valores que cada variável de projeto adota para o projeto base (sem otimizar) e para os dois casos analisados, n° 1921 e n° 12185.

Tabela 5.4 Valores das variáveis de projeto para os casos analisados

ID	ISX (mm)	ISY (mm)	$\theta$ (°)
Projeto base (sem otimizar)	-64	105	-48
1921 (Máxima eficiência)	-40,4	115	-46,5
12185 (Máxima potência)	-40,4	113	-41,5

Na Tabela 5.5 são resumidos os principais resultados obtidos neste trabalho, apresentando-se uma comparação entre os resultados do projeto unidimensional (1D), aqueles do procedimento de otimização estimados pelas correlações da superfície de resposta, que utiliza a função de base radial Gaussiana (RSM) e os referentes às simulações utilizando técnica de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), tanto para o projeto base sem otimizar (CFD não otim.), quanto para o projeto otimizado (CFD otim.).

Tabela 5.5 Comparativo entre os resultados obtidos do projeto unidimensional, das correlações da superfície de resposta e das simulações CFD

	R245fa						R123		
	$\eta_H$ (%)	$P_l$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\eta_H$ (%)	P (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\eta_H$ (%)	$P_l$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
1D	74,28	266,38	16,795				71,21	126,02	8,593
CFD não otim.	88,37	206,46	16,947				86,80	99,74	8,807
Desvio $1D - CFD$ não otim. (%)	14,1	-22,5	0,9				15,6	-20,9	2,5
Número de projeto	<b>1921</b> (Máx. eficiência)			<b>12185</b> (Máx. potência)					
RSM	90,31	212,97	17,059	90,24	213,10	17,103			
CFD otim.	90,24	212,76	17,053	90,16	212,87	17,100			
Desvio $RSM - CFD$ otim. (%)	-0,07	-0,10	-0,04	-0,08	-0,11	-0,02			
Desvio $CFD$ não otim. - $CFD$ otim. (%)	1,9	3,0	0,6						
Desvio $1D - RSM$ (%)	16,0	-20,0	1,5						
Desvio $1D - CFD$ otim. (%)	16,0	-20,1	1,5						

Ao comparar os resultados do projeto unidimensional com os resultados obtidos mediante técnicas de CFD (projeto não otimizado e otimizado) e com aqueles referentes ao metamodelo RBF, notam-se desvios significativos para a eficiência total-total e a potência. O



anterior pode ser devido ao uso de modelos simplificados para a inclusão das perdas nas metodologias unidimensionais, pois estes modelos não consideram a complexidade do escoamento tridimensional no interior da turbina nem os efeitos viscosos provocados pela geração e dissipação de energias de turbulência, resultando em potências mais altas quando comparadas com as metodologias de CFD. Ainda, os desvios na eficiência explicam-se pelos valores relativamente altos obtidos nas simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional, comportamento comum em turbinas radiais operando com fluidos orgânicos e analisadas através de CFD (Wei, 2014), (Feng *et al.*, 2009).

Do mesmo modo, da Tabela 5.5 pode-se observar que as predições da RSM coincidiram com os resultados das simulações de CFD<sub>otim.</sub> em relação ao projeto com a máxima eficiência (n° 1921) e ao projeto com a maior potência (n° 12185). Em geral, os valores obtidos para as variáveis de saída, segundo a RSM, foram ligeiramente maiores quando comparados com os valores referentes às avaliações de CFD<sub>otim.</sub>. Com relação à vazão mássica, observa-se que para o fluido R245fa a máxima eficiência do projeto otimizado (n° 1921) foi obtida no limite superior da tolerância estabelecida no problema de otimização ( $\dot{m}_{projeto} + 1,5\%$ ).

Também, nota-se que os desvios obtidos entre as correlações da RSM e as simulações de CFD<sub>otim.</sub> para as três variáveis de saída analisadas, eficiência total-total, potência e vazão mássica, foram inferiores aos desvios máximos esperados, tanto para o projeto com a maior eficiência (n° 1921), quanto para o projeto com a potência máxima (n° 12185), conforme o processo de validação das superfícies de resposta, Figura 5.9.

Pode-se dizer que o modelo desenvolvido foi apropriado, uma vez que foram obtidos pequenos desvios entre as duas metodologias (RSM e CFD<sub>otim.</sub>), tornando-se estes resultados uma ferramenta muito importante para a redução do custo computacional, pois o tempo de processamento nas avaliações da RSM é de frações de segundo, em comparação com a simulação de CFD, onde o tempo requerido foi de aproximadamente 3 horas.

Ainda da Tabela 5.5, quando analisado o projeto de CFD otimizado, pode ser observado um incremento com relação ao projeto CFD não otimizado de 1,9% e 3% na eficiência total-total e na potência, respectivamente. Estes resultados indicam que a metodologia de otimização implementada mostrou-se eficaz, pois o aumento obtido na eficiência da turbina radial é considerado significativo no estudo deste tipo de turbomáquinas, sendo este o objetivo principal do procedimento de otimização neste trabalho.

Com a finalidade de avaliar a influência das variáveis de projeto sobre a eficiência total-total, foi realizada uma análise estatística mediante um gráfico de efeitos principais, Figura 5.14. Nesta figura observa-se que o ponto de controle  $ISX$  é o fator mais importante, pois produz uma mudança significativa nos valores das médias do nível inferior “-” para o nível superior “+”, seguido do ângulo de envolvimento  $\theta$  e do ponto  $ISY$ , praticamente com a mesma importância. Além disso, como o objetivo do problema de otimização neste estudo é maximizar, observa-se que a melhor configuração corresponde aos maiores valores observados das variáveis de projeto, isto é, quando as três variáveis adotam valores dos níveis superiores  $(\theta, ISX, ISY) = (+, +, +)$ , o qual concorda com os valores mostrados na Tabela 5.4 para o projeto que teve a maior eficiência (1921).

Para a elaboração do gráfico dos efeitos principais (Figura 5.14) os dados devem ser divididos em dois grupos de igual tamanho e um valor médio é gerado para cada um deles. As médias dos níveis de cada fator são conectadas por uma linha reta. Uma linha horizontal tracejada representa o valor médio da variável de saída, sendo neste caso 90% aproximadamente, enquanto que o ponto no interior de cada caixa representa o valor médio calculado apenas para o nível da caixa. A própria caixa representa o erro-padrão da média e as linhas horizontais acima e abaixo da caixa representam o desvio padrão (ModeFrontier®, 2000).

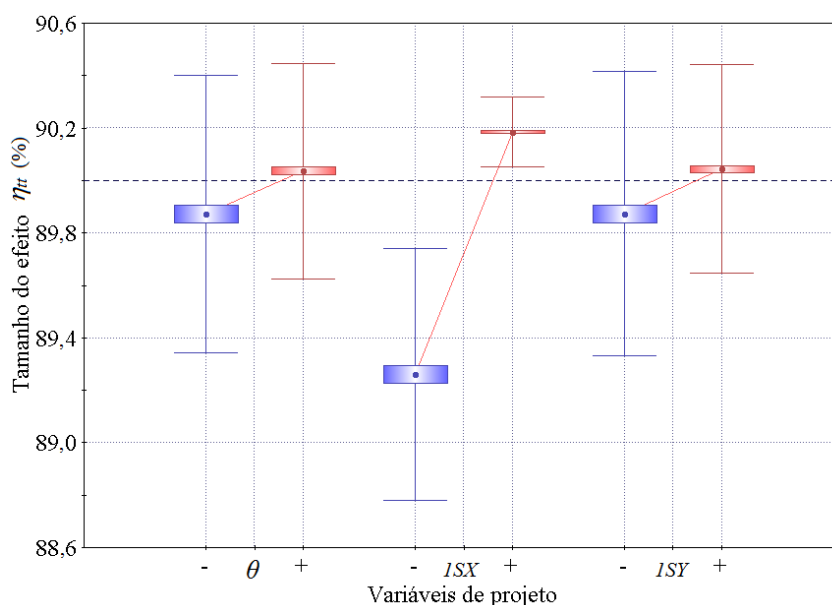


Figura 5.14 Gráfico dos efeitos principais sobre a eficiência total-total  $\eta_{tt}$

Uma análise estatística utilizando o teste *t-student* global também foi realizada com o intuito de estudar a influência das variáveis de projeto sobre a eficiência total-total, potência e vazão mássica, para todos os projetos avaliados no procedimento de otimização. Na Figura

5.15 apresenta-se o gráfico *t-student* global com os tamanhos normalizados dos efeitos de cada uma das três variáveis de projeto sobre as três variáveis de saída analisadas.

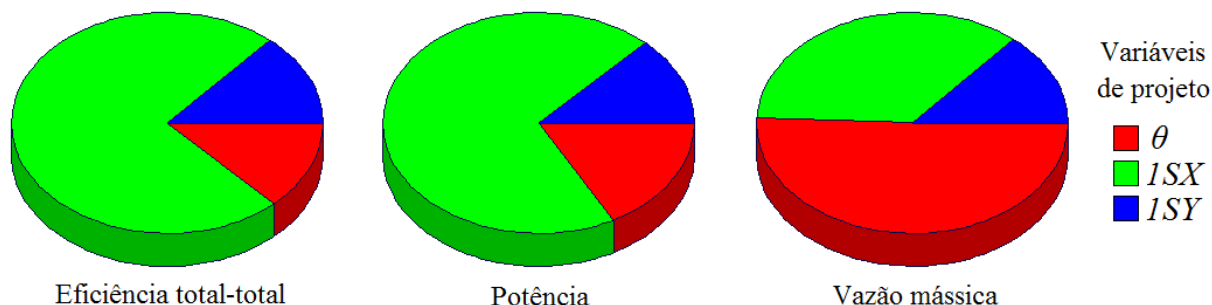


Figura 5.15 Gráfico *t-student* global sobre as variáveis de saída do problema de otimização

Da Figura 5.15, no que se refere à eficiência total-total, evidencia-se que o ponto de controle  $ISX$  apresenta a maior influência, seguido na ordem do ponto de controle  $ISY$  e do ângulo de envolvimento  $\theta$  (apresentando estas duas últimas variáveis praticamente o mesmo grau de importância), o qual coincide com o gráfico dos efeitos principais da Figura 5.14. Com relação à potência, o ponto  $ISX$  também apresentou influência destacada como era de se esperar, seguido do ângulo  $\theta$  e por último do ponto de controle  $ISY$ .

Quanto à vazão mássica, a variável mais relevante foi o ângulo de envolvimento  $\theta$ , resultando o ponto  $ISY$  o de menor importância das três variáveis de projeto. É importante ressaltar que, as variáveis com menor importância sobre as três variáveis de saída analisadas, mesmo sendo as de menor influência, quando comparadas com as demais, não podem ser consideradas como desprezíveis, pois todos os fatores resultaram ser significativos no problema de otimização estudado.

## 5.4 Curvas Características da Turbina Radial

Na sequência, são apresentados os resultados das simulações do escoamento obtidos mediante o programa comercial CFX® na etapa de pós-processamento, das duas turbinas estudadas neste trabalho, a primeira operando com o fluido R123 e a segunda com R245fa, sendo mostrados os resultados desta última tanto no projeto inicial (sem otimizar) quanto no projeto otimizado.

Com as geometrias geradas a partir dos resultados da metodologia explicada no Capítulo 2, foi simulada a condição de projeto, utilizando a pressão total ( $p_{01}$ ) na entrada do bocal e as condições de contorno do Item 3.5.3, ambas obtidas na análise unidimensional. Seguidamente, com o objetivo de determinar o comportamento das turbinas numa ampla faixa de razões de pressão e conseqüentemente de vazão, foram realizadas simulações variando  $p_{01}$  e mantendo a rotação da máquina constante, assim como a pressão estática na saída do rotor,  $p_6$ , a qual depende da temperatura de trabalho no condensador.

Com as grandezas mais importantes das simulações do escoamento, foi possível realizar o traçado das curvas características da turbina radial para 14 pontos de operação diferentes, tanto para o fluido R123 quanto para o R245fa. O limite inferior e superior das vazões mássicas analisadas foi determinado pelos resíduos em cada caso, pois valores fora deste intervalo não atingiram o critério de convergência estabelecido, apresentando instabilidades no procedimento da solução iterativa. Em todos os casos simulados, os valores dos resíduos associados a cada equação de conservação resolvida se encontraram abaixo de  $10^{-5}$ , exceto a menor e a maior vazão onde o critério de convergência foi de  $10^{-4}$ .

Nas Figuras 5.16, 5.17 e 5.18, apresentam-se as curvas de desempenho típicas deste tipo de turbina: eficiência total-total versus razão de pressão; massa corrigida versus razão de pressão e eficiência total-total versus a relação da velocidade isentrópica; respectivamente. Nestas figuras, a razão de pressão refere-se à pressão de estagnação na entrada do bocal e à pressão estática na saída do rotor ( $p_{01}/p_6$ ), a eficiência total-total é calculada por meio da Equação (2.20), e a massa corrigida é determinada mediante a Equação (5.1).

$$m_{corr} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \quad (5.1)$$

Na Figura 5.16, pode-se visualizar que com a vazão mássica de projeto das duas turbinas, foram obtidos valores altos da eficiência (inclusive maiores que os obtidos na análise unidimensional, Tabela 5.3), 86,80% para o R123 e 90,24% para o projeto otimizado com o fluido R245fa, mesmo assim, existem algumas vazões que apresentam um rendimento um pouco maior que o ponto de projeto; o valor máximo foi de 88,53% para o R123 e 90,37% para o R245fa com a geometria otimizada. As altas eficiências obtidas nas simulações realizadas resultaram ser um comportamento padrão de turbinas radiais operando com este tipo de fluidos quando analisadas mediante CFD (Wei, 2014), (Feng *et al.*, 2009).

A faixa de eficiência obtida para o R123 foi de  $74,70\% < \eta_{tt} < 88,53\%$ , entretanto, para o R245fa caso otimizado, atingiu-se uma faixa de rendimentos mais estreita, porém com valores mais altos  $80,72\% < \eta_{tt} < 90,37\%$ . Nota-se também, um incremento de 1,9% na eficiência total-total da turbina que opera com o fluido R45fa (considerado como significativo), depois da implementação do procedimento de otimização, tal como mostrado na Tabela 5.5.

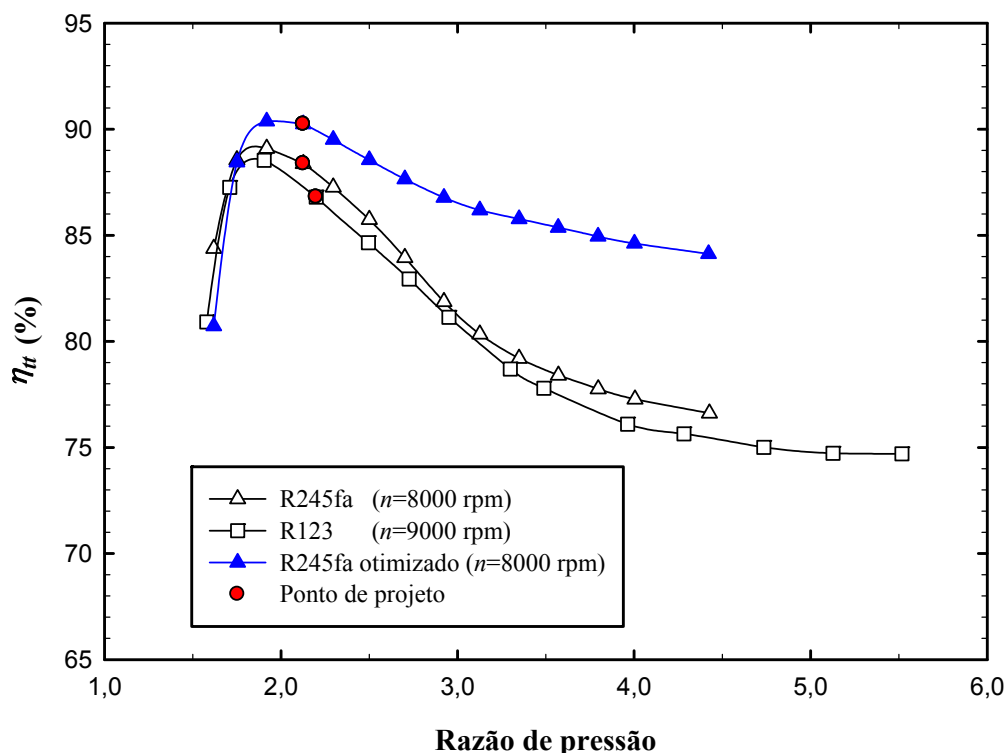


Figura 5.16 Eficiência total-total da turbina radial em função da razão de pressão

Ainda na Figura 5.16, observa-se que com os dois fluidos analisados a razão de pressão resultante da análise de CFD no ponto de projeto (2,20 para o R123 e 2,13 para o projeto otimizado com R245fa) foi menor que aquela obtida no projeto unidimensional (3,50 para o R123 e 3,13 para o R245fa). Também, pode-se observar que apesar de existir esta diferença, as turbinas poderiam operar com as razões de pressão estabelecidas no projeto unidimensional, conseguindo alcançar eficiências razoavelmente altas para este tipo de turbomáquina.

Na Figura 5.17 nota-se que a massa corrigida aumenta com a razão de pressão, mesmo assim, nas regiões de razões de pressão mais elevadas o incremento da massa não é tão significativo quando comparado com as menores razões de pressão. Também, como era

esperado, a turbina que opera com o refrigerante R245fa apresenta uma curva com valores de massa corrigida mais altos, pois esta turbina foi projetada para uma vazão mássica maior e consequentemente uma potência mais alta.

É fundamental que a turbina radial seja corretamente dimensionada para que por ela escoe a vazão necessária, pois turbinas pequenas trabalhando com vazões relativamente grandes podem operar em regiões próximas do limite de entupimento, o qual é gerado quando não existe mais um aumento da massa corrigida com o aumento da razão de pressão, alcançando seu valor máximo, conhecida como a condição de choque (Moustapha *et al.*, 2003).

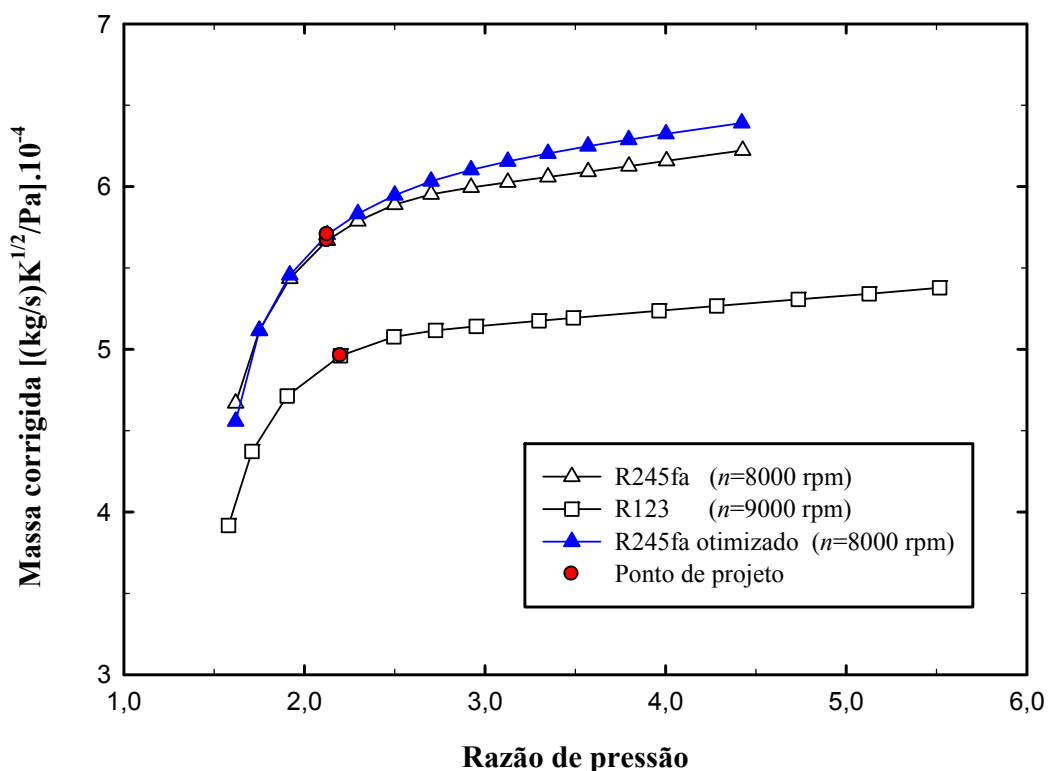


Figura 5.17 Massa corrigida em função da razão de pressão

Na Figura 5.18, a velocidade isentrópica  $c_s$  (Equação (5.2)), definida como a velocidade que deve ser atingida numa expansão ideal com sua equivalente razão de pressão é calculada em função da queda de entalpia total isentrópica,  $\Delta h_{0s}$  (Whitfield & Baines, 1990).

$$c_s = \sqrt{2\Delta h_{0s}} \quad (5.2)$$

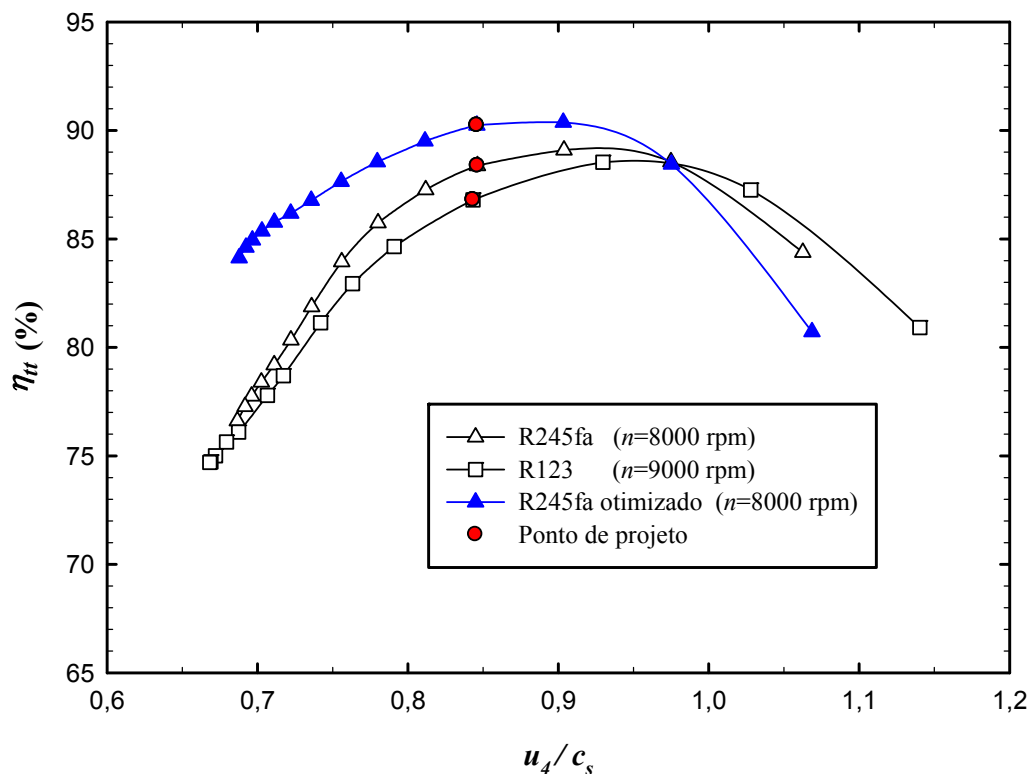


Figura 5.18 Eficiência total-total da turbina radial em função da relação da velocidade isentrópica

Nesta última figura é plotado o rendimento da turbina radial em termos da relação da velocidade isentrópica  $u_4/c_s$ ; observa-se que, para o ponto de projeto foi obtida uma relação de 0,843 e 0,846 para o R123 e R45fa geometria otimizada, respectivamente, valores um pouco diferentes dos obtidos no projeto unidimensional (0,664 para o R123 e 0,681 para o R245fa). Também, pode ser visto que a maioria das vazões analisadas tanto para o R123 quanto para o R245fa encontram-se na faixa entre  $0,66 < u_4/c_s < 0,8$ .

Nas Figuras 5.19 a 5.21, são plotadas algumas características de desempenho que permitem estudar as turbinas radiais quando trabalhando no ponto de projeto e fora deste. Embora não sejam consideradas como curvas típicas deste tipo de turbomáquinas, são muito importantes para compreender o comportamento do escoamento numa ampla faixa de razões de pressão e conseqüentemente de vazões. Na Figura 5.19 é traçada a eficiência total-total da turbina radial em função da massa corrigida,  $m_{corr}$ . Os valores de eficiência máxima obtidos correspondem às vazões mássicas de 7,25 kg/s e 14,72 kg/s para o R123 e o R245fa projeto otimizado, respetivamente.

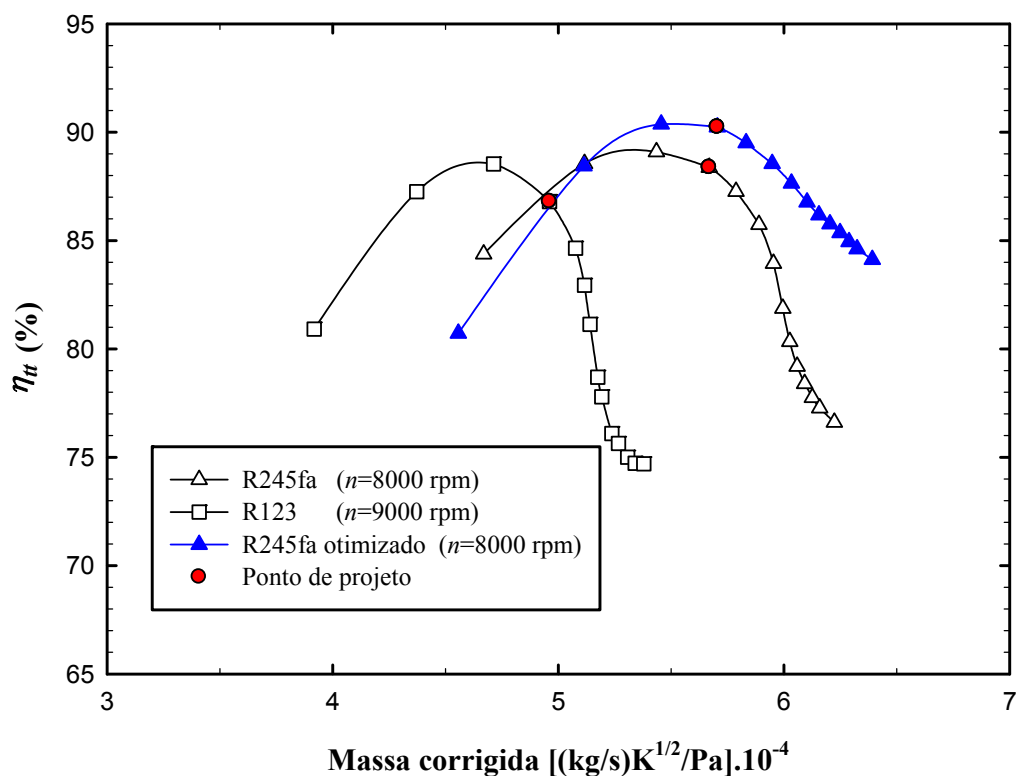


Figura 5.19 Eficiência total-total da turbina radial em função da massa corrigida

Nas Figuras 5.20 e 5.21, a potência da turbina radial,  $P$ , é calculada por meio da Equação (2.21). Para o ponto de projeto das duas turbinas analisadas, foram obtidas potências de 99,74 kW e 212,76 kW para o R123 e R245fa projeto otimizado, respectivamente. Estes valores são aproximadamente 20% menores quando comparados com as potências resultantes do projeto unidimensional (Tabela 5.5), o qual pode ser devido às limitações destas metodologias, já que não é considerada a complexidade do escoamento no interior da turbina, sendo este tridimensional, além de utilizar modelos simplificados para a inclusão das perdas.

Na Figura 5.21 é mostrada a potência em função da pressão total ou de estagnação na entrada do bocal,  $p_{01}$ . Nota-se que à medida que aumenta  $p_{01}$  a potência resultante também aumenta. Pode ser visto que com as diferentes vazões analisadas foi possível encontrar uma ampla faixa de potências produzidas, conseguindo obter ainda eficiências razoáveis. Nesta última figura, observa-se que a turbina radial projetada para o fluido R245fa pode gerar potências mais altas, o qual se justifica não só nas maiores vazões com as quais opera, assim como também nas quedas entálpicas obtidas um pouco mais elevadas.



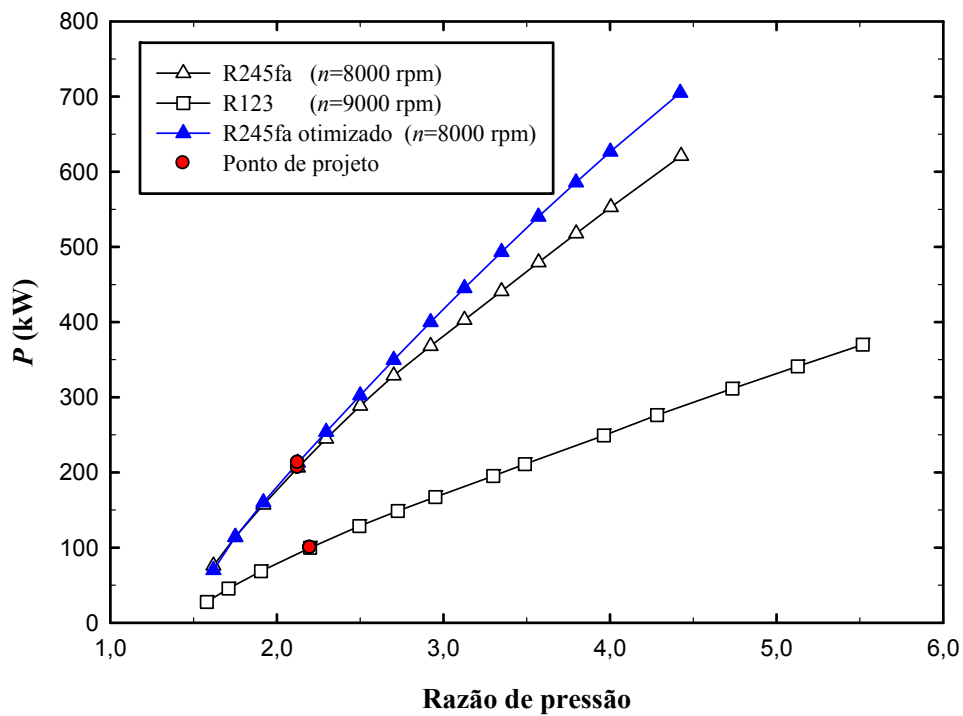


Figura 5.20 Potência da turbina radial em função da razão de pressão

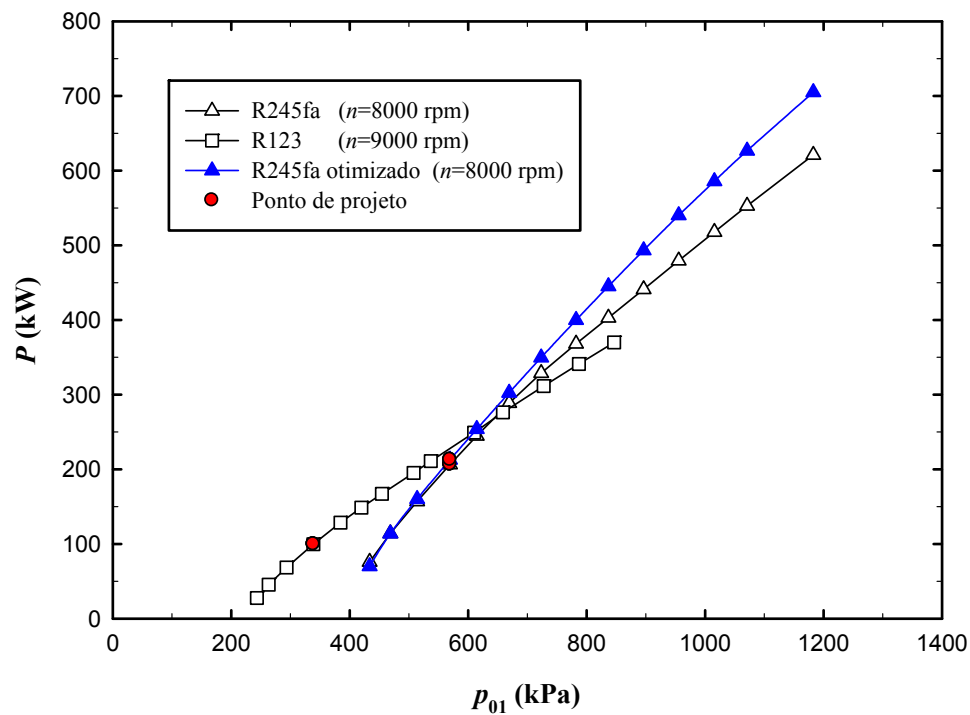


Figura 5.21 Potência da turbina radial em função da pressão total na entrada do bocal

## 5.5 Características de Desempenho da Turbina Radial

Com o intuito de estudar o campo do escoamento, foi realizada uma análise local para entender o comportamento das turbinas radiais avaliadas, quando operando numa ampla faixa de razões de pressão. Na sequência, são apresentados alguns resultados obtidos pelo programa computacional CFD-Post® para a turbina que opera com o fluido R245fa (projeto otimizado); aqueles correspondentes ao fluido R123 podem ser encontrados no Apêndice C.

Os diferentes gráficos mostrados neste item foram obtidos ao analisar a vazão mássica de projeto ( $\dot{m}=17,05$  kg/s) com sua respectiva razão de pressão resultante das simulações utilizando CFD, equivalente a 2,13; e a vazão com a qual foi obtida a razão de pressão de 3,13, estabelecida na análise unidimensional, equivalente a  $\dot{m}=27,04$  kg/s, como comentado anteriormente, estes dois pontos de operação resultaram ser diferentes.

Na Figura 5.22 são mostrados os contornos de pressão estática no plano meridional, observa-se que nas duas vazões estudadas a pressão decresce desde a entrada do bocal até a saída do rotor. Ainda, pode ser notado que na Figura 5.22(a) existe no rotor uma distribuição de pressão mais uniforme que na Figura 5.22(b), mostrando nesta última figura uma região considerável onde existe pouca variação na pressão (cor azul claro).

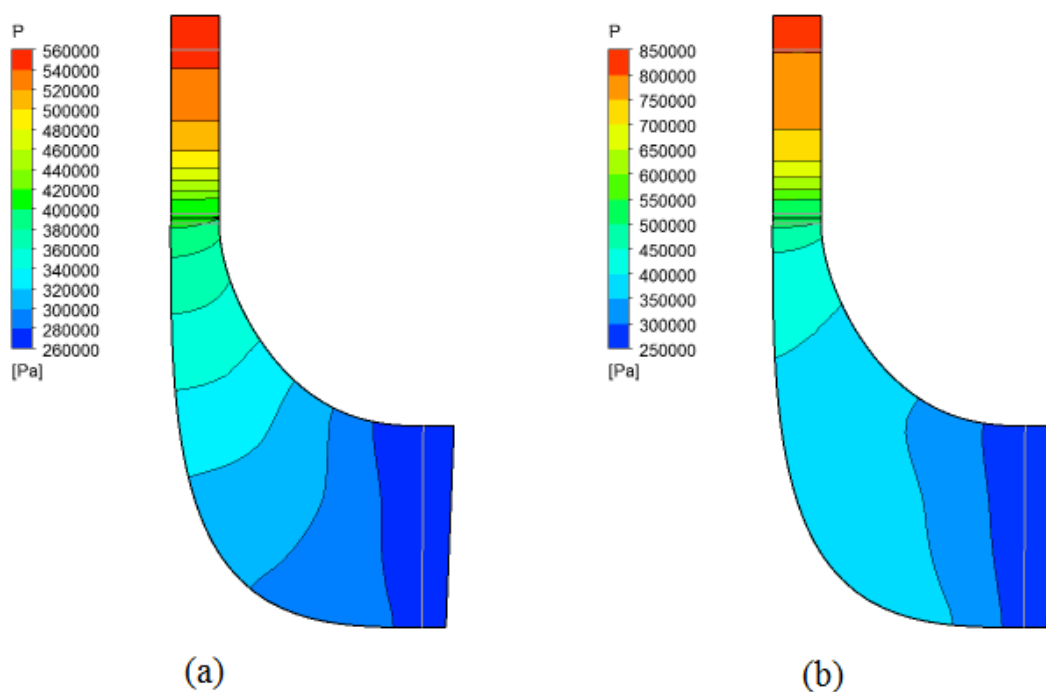


Figura 5.22 Contornos de pressão estática no plano meridional da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

A Figura 5.23 apresenta a distribuição de pressão estática para 20%, 50% e 80% da altura da pá do rotor, tanto para a geometria inicial (sem otimizar), quanto para o projeto otimizado. Pode ser visto que as distribuições das duas vazões mostradas apresentam pouco carregamento. Além disto, com a vazão maior, no caso do projeto sem otimizar, existe um cruzamento aproximadamente entre o 40 e 50% do comprimento da pá normalizado. Isso é resultado do aumento das velocidades no lado de pressão da pá, ocasionando uma diminuição da pressão nesta região, onde gradientes de pressão constantes podem ser associados a efeitos de separação das camadas limites do lado de sucção e pressão da pá.

Nota-se ainda que, com a geometria otimizada obtém-se um gradiente de pressão mais uniforme, evitando-se o cruzamento comentado anteriormente, resultando em um carregamento da pá mais adequado, com mínimas regiões de separação das camadas limites, pois a mudança de pressão é realizada de forma suave ao longo da superfície da pá, diminuindo as possíveis perdas pela passagem e consequentemente transferindo mais energia para o rotor. Também, observa-se que no bordo de fuga e bordo de ataque apresentam-se aumentos e quedas repentinas de pressão, o qual pode ser devido à geometria dos bordos em formato elíptico utilizado.

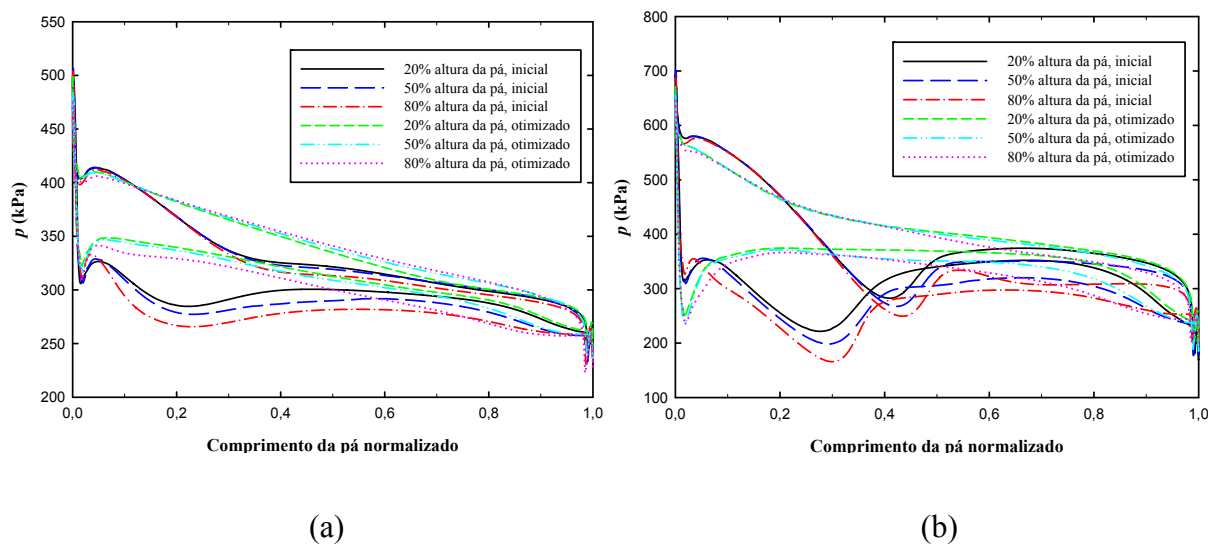


Figura 5.23 Distribuição de pressão no rotor projetado para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

Na Figura 5.24 são mostrados os contornos de temperatura estática a 50% da altura da palheta do bocal e da pá do rotor. Nota-se que, com a vazão de projeto, Figura 5.24(a), a temperatura diminui gradual e uniformemente desde a entrada do bocal até a saída do rotor, entretanto, com a vazão maior, Figura 5.24(b), aparece uma região aproximadamente na

metade do canal, onde existe pouca variação na temperatura (cor verde), o qual concorda com os contornos da Figura 5.22, onde também se apresentou uma pequena mudança de pressão nesta região da passagem do canal.

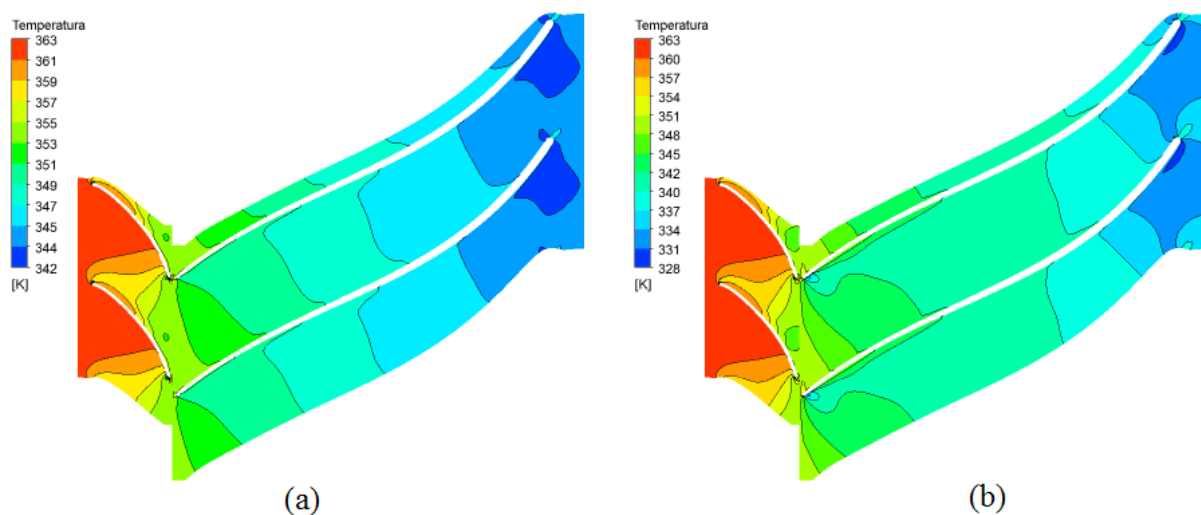


Figura 5.24 Contornos de temperatura estática na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

Na Figura 5.25 apresentam-se os contornos do número de Mach absoluto no caso do bocal, e relativo no caso do rotor, a 50% da altura da palheta e da pá. Pode ser visto que o número de Mach cresce gradativamente desde a entrada do bocal até a saída do mesmo. Evidencia-se que, para  $\dot{m}=27,04$  kg/s, na saída do bocal e entrada do rotor, surge uma pequena região (região em laranja) onde os números de Mach têm valores altos (entre 1,0 e 1,1), tornando-se nesta zona o escoamento transônico.

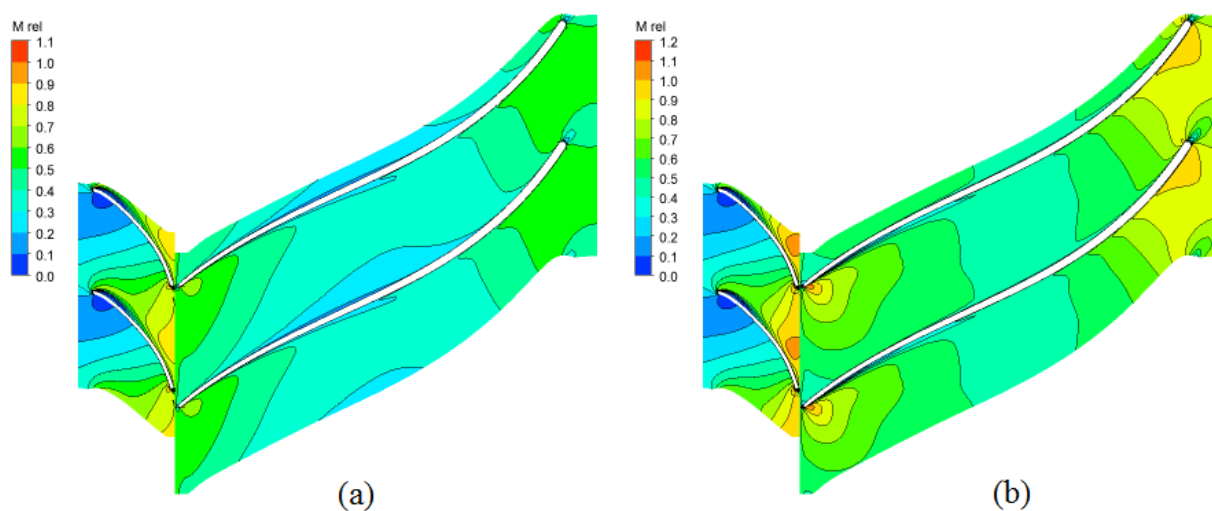


Figura 5.25 Contornos do número de Mach na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

Na Figura 5.26 exibem-se os contornos do número de Mach no plano meridional do bocal e do rotor da turbina radial. Para as duas vazões analisadas o escoamento permanece como subsônico tal como projetado. Entretanto, para a vazão nominal, Figura 5.26(a), os números de Mach na saída do bocal e entrada do rotor foram um pouco menores quando comparados com a vazão maior analisada, Figura 5.26(b). Nota-se também nesta última figura, uma pequena região com números de Mach baixos, aproximadamente entre 0,35 e 0,45, próximo da superfície da carcaça.

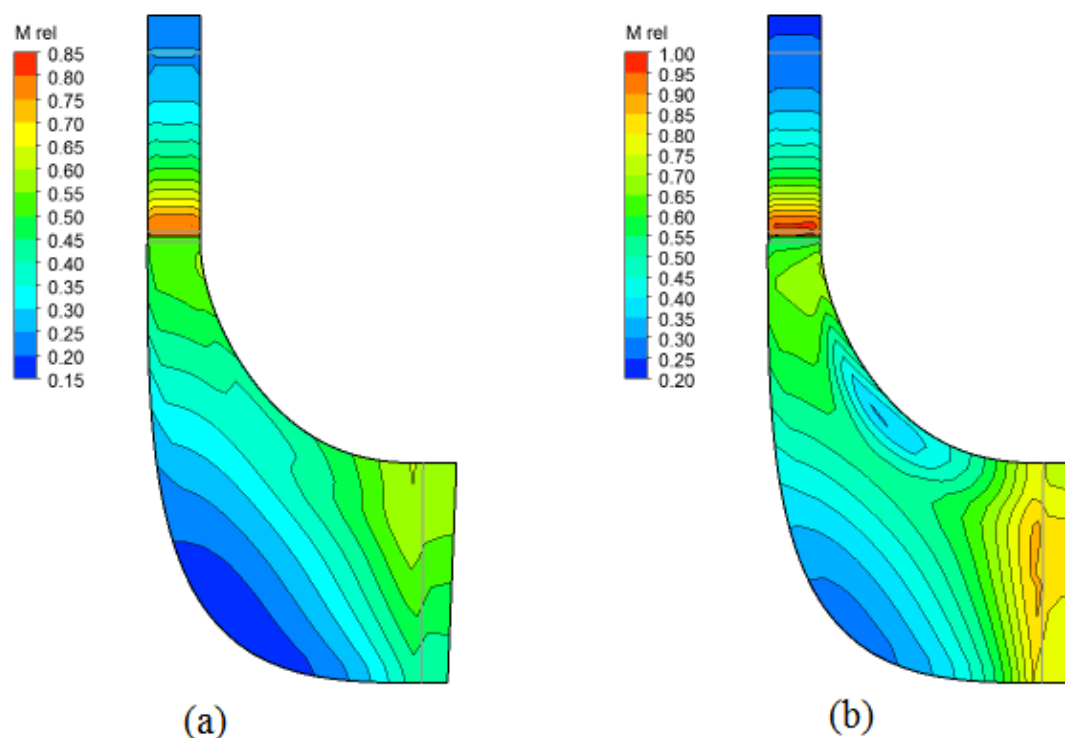


Figura 5.26 Contornos do número de Mach no plano meridional da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m} = 17,05 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 27,04 \text{ kg/s}$

Na Figura 5.27 mostram-se os contornos de velocidade na grade representativa, a 50% da altura da palheta e da pá, do bocal e rotor, respectivamente. Pode ser visto que o escoamento apresenta um comportamento completamente guiado, com a presença de mínimos fluxos secundários, o qual pode ser visualizado também na Figura 5.28. Nesta última figura pode ser visto uma pequena fuga do escoamento desde o lado de pressão até o lado de sucção da pá como consequência da inclusão da folga entre a superfície da carcaça e o rotor (folga de topo).

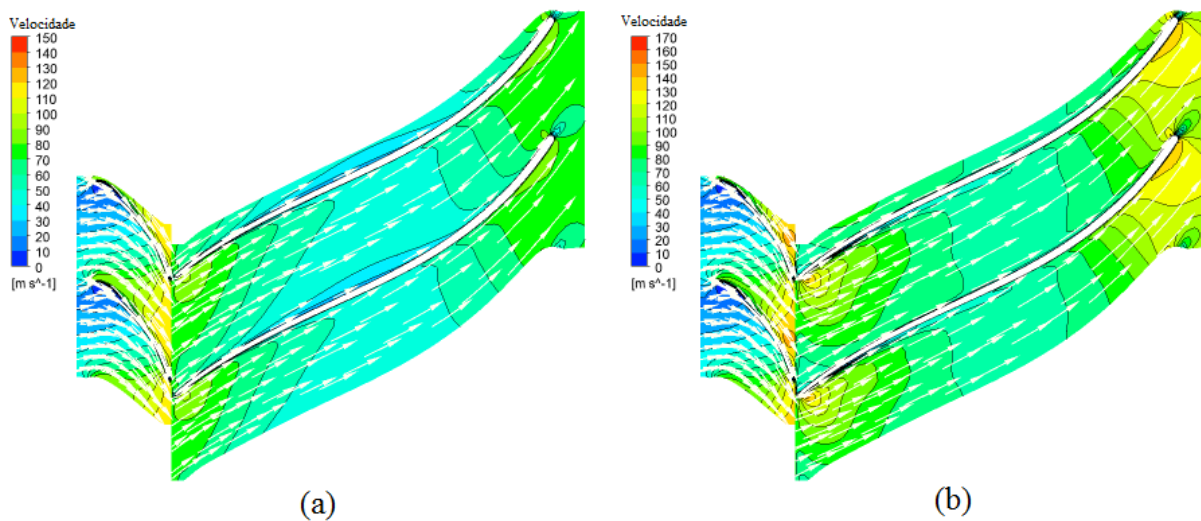


Figura 5.27 Contornos de velocidade na grade representativa da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

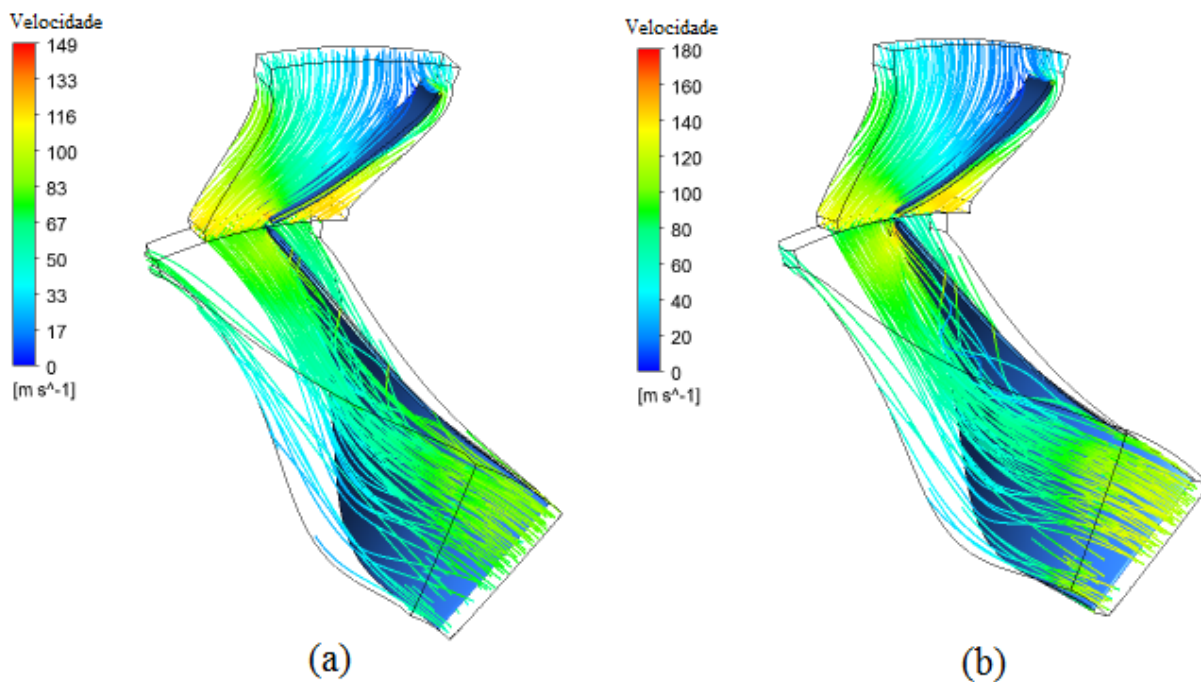


Figura 5.28 Linhas de corrente no bocal e rotor da turbina radial projetada para R245fa (a)  $\dot{m}=17,05$  kg/s e (b)  $\dot{m}=27,04$  kg/s

## Capítulo 6

# CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões extraídas deste trabalho. Algumas sugestões para trabalhos futuros são indicadas para o projeto aerotermodinâmico de turbinas radiais operando em Ciclos Rankine Orgânicos.

### 6.1 Conclusões

Neste estudo foi apresentada uma metodologia detalhada de projeto unidimensional aerotermodinâmico para bocais e rotores de turbinas radiais utilizadas em Ciclos Rankine Orgânicos subcríticos, para os fluidos de trabalho R123e R245fa. O procedimento apresentado considera as propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos mediante a adoção de um modelo de gás real, ao invés das metodologias clássicas de projeto para gases ideais. A utilização desta abordagem torna-se muito importante para prever o verdadeiro comportamento da turbina radial, pois desta maneira, poderia ser atendida a busca da configuração ideal do projeto ORC, pois a correta avaliação de turbomáquinas desde as etapas iniciais do projeto é fundamental para o sucesso da implementação dos ciclos termodinâmicos.

Foi desenvolvido um programa computacional em MATLAB®, chamado de “*TURBINA\_ORC*”, o qual utiliza a equação de estado mais adequada (escolha baseada na

literatura) segundo o fluido selecionado. Foram geradas duas geometrias do conjunto bocal-rotor para os dois fluidos orgânicos nomeados acima, contudo, a metodologia pode ser usada para qualquer tipo de fluido orgânico, desde que se encontre disponível na biblioteca do programa REFPROP<sup>®</sup>. A seleção da equação de estado mais apropriada é de vital importância, pois uma das limitações inevitáveis destas equações é a falta de exatidão em algumas faixas de operação.

O procedimento descrito no Capítulo 2 é um método de projeto unidimensional preliminar para o ponto de projeto, que depende de diversas correlações empíricas e semi-empíricas para a estimação de muitos parâmetros do escoamento. Com o objetivo de analisar detalhadamente o comportamento da turbina tanto no ponto de projeto quanto fora deste, foi usado um código tridimensional de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), ANSYS-CFX<sup>®</sup>, para levar em consideração a complexidade do escoamento no canal da turbina radial. Mediante o uso de técnicas de CFD foram encontradas as características de desempenho das turbinas radiais geradas a partir da análise unidimensional para a rotação de projeto numa ampla faixa de operação.

Ao comparar os resultados obtidos pelo programa “*TURBINA\_ORC*” e aqueles utilizando técnicas de CFD na vazão do projeto preliminar, observa-se que há concordância nos rendimentos resultantes, pelo fato de ter obtido praticamente os maiores valores de todas as vazões estudadas neste ponto de operação,  $\eta_{tt} = 86,80\%$  e  $\eta_{tt} = 90,24\%$  para o R123 e R245fa (geometria otimizada), respectivamente. Mesmo assim, para estas eficiências apresentam-se desvios aproximados de 16% quando comparados com os valores da metodologia unidimensional. Uma das possíveis causas deste comportamento pode ser baseada nas correlações de perdas usadas no projeto preliminar, pois a maioria destas foram desenvolvidas a partir de resultados experimentais onde o número de Reynolds encontra-se na ordem de  $10^4$  e  $10^5$ . No entanto, no que diz respeito às propriedades destes tipos de fluidos durante o processo de expansão da turbina radial, obtém-se valores na ordem de  $10^6$  e  $10^7$ . Finalmente, se fosse possível escolher a ordem adequada do número de Reynolds para a predição das perdas, a comparação dos rendimentos alcançados entre os dois métodos poderia tornar-se mais próxima de uma situação real.

No que concerne às potências resultantes, apesar de se considerar como admissível a diferença obtida nas duas abordagens usadas, nota-se que esta grandeza foi menor na análise de CFD. Isso pode ser devido a que na metodologia unidimensional não é considerada a complexidade do escoamento, sendo este tridimensional. Além disso, as técnicas de CFD



levam em conta os efeitos viscosos provocados pela geração e dissipação de energias de turbulência, permitindo uma predição mais real da potência das turbinas radiais.

Para a predição mais precisa das características de desempenho das turbinas radiais, torna-se muito importante o uso das duas técnicas em conjunto, pois grandezas tais como a pressão de estagnação na entrada do bocal e conseqüentemente a razão de pressão da turbina, para uma determinada vazão mássica e potência de projeto, são recalculadas na análise tridimensional, sendo a abordagem unidimensional a base para a definição dos principais parâmetros geométricos e de funcionamento da turbina.

Com o intuito de aumentar a eficiência total-total foi desenvolvida uma metodologia de otimização no ponto de projeto aplicada ao rotor da turbina radial que opera com o fluido R245fa. Neste processo, foram escolhidas três variáveis de projeto, duas para determinar a melhor configuração da curvatura da superfície da carcaça do canal meridional e uma para determinar o ângulo de envolvimento das pás mais adequado. Estes parâmetros foram selecionados pela influência na geometria do canal ao longo da passagem completa e porque não são considerados no projeto unidimensional, pois nesta metodologia não podem ser determinados valores intermediários entre a entrada e saída da turbina.

Para a avaliação das variáveis de projeto foram construídas superfícies de resposta utilizando a função de base radial Gaussiana para cada variável de saída analisada. A implementação destes metamodelos permitiu fazer uma exploração rápida no espaço de busca analisado, mostrando-se a RSM como uma ferramenta eficiente para a predição das variáveis estudadas, já que foram obtidos desvios muito próximos de zero (0,083% para a eficiência total-total; 0,140% para a potência e 0,069% para a vazão mássica) e coeficientes de determinação,  $R^2$ , altos (0,991 para a vazão mássica e 0,996 para a eficiência total-total e a potência), resultados que indicam uma boa qualidade do ajuste do modelo aproximado. Portanto, conclui-se que o uso de superfícies de resposta do tipo RBF permitiu avaliar de forma rápida e confiável, a partir de um pequeno número de experiências, a influência das variáveis de projeto sobre as variáveis de saída.

Com base nas correlações obtidas através das superfícies de resposta foi realizado um procedimento de otimização com o objetivo de obter a máxima eficiência possível, utilizando o algoritmo genético NSGA II. Os resultados mostram que o ponto de controle *ISX* apresentou a maior influência sobre a eficiência total-total, seguido na ordem do ponto de controle *ISY* e do ângulo de envolvimento  $\theta$ . Com relação à potência, o ponto *ISX* também apresentou influência destacada como era de esperar-se, seguido do ângulo  $\theta$  e por último do ponto de controle *ISY*. Quanto à vazão mássica, a variável mais relevante foi o ângulo de

envolvimento  $\theta$ , resultando o ponto *ISY* o de menor importância das três variáveis de projeto. Deve salientar-se que, as variáveis de projeto com menor influência sobre cada variável de saída não podem ser consideradas como desprezíveis, pois todos os fatores resultaram ser significativos no problema de otimização estudado.

As correlações das superfícies de resposta mostraram ser uma ferramenta adequada para prever eficazmente a eficiência total-total, potência e vazão mássica da turbina radial em função dos parâmetros geométricos analisados, pois quando comparados seus resultados com os resultados das simulações de CFD foram obtidos valores muito próximos. Esta metodologia torna-se um instrumento de vital importância para a redução do custo computacional, já que processos de CFD computacionalmente caros podem ser preditos de forma rápida e acertada mediante estas abordagens.

O NSGA II mostrou-se como um algoritmo apropriado para a busca da máxima eficiência total-total da turbina radial, pois foi obtido um aumento de 1,9% com relação ao projeto base, além de ter sido incrementada a potência da turbina em 3%, satisfazendo as condições de projeto definidas no processo de otimização. Finalmente, pode-se inferir que a metodologia de otimização implementada neste estudo torna-se um procedimento muito eficaz no projeto de turbinas radiais, pois o incremento alcançado na eficiência total-total pode ser considerado muito significativo no estudo deste tipo de turbomáquinas. Além disso, este procedimento também permitiu obter distribuições mais adequadas de pressão estática, contornos de temperatura e número de Mach, entre outras grandezas, quando comparadas com as da geometria base sem otimizar.

Por último, conclui-se que os métodos e técnicas utilizadas no desenvolvimento deste trabalho podem auxiliar de uma forma adequada o projeto de turbinas radiais que operam em Ciclos Rankine Orgânicos, considerando que a análise compreende desde a fase de concepção inicial até a otimização de um dos principais componentes da turbina, envolvendo parâmetros decisivos na geometria do canal ao longo da passagem completa.

## 6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

O presente estudo pode ser definido como uma importante ferramenta para o projeto aerotermodinâmico de bocais e rotores de turbinas radiais utilizadas em ORC's. Entretanto, a

consideração de outros aspectos, nomeados a seguir, poderiam tornar a análise mais adequada e abrangente para posteriormente poder realizar uma eventual fabricação.

Uma validação experimental poderia ser realizada com a intenção de ajustar alguns coeficientes empíricos utilizados na metodologia unidimensional e baseados originalmente em modelos de gases ideais. Desta maneira o projeto preliminar iria tornar-se mais próximo de uma situação real.

Além das quatro equações de estado disponibilizadas no programa CFX® para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos, poderiam ser utilizados arquivos do tipo RGP (*Real Gas Properties*) para comparar e selecionar a equação de estado mais apropriada para um determinado fluido de trabalho.

Para realizar um estudo integral da turbina radial torna-se muito interessante a análise do campo do escoamento da voluta no presente trabalho, pois no projeto aerotermodinâmico de turbinas é fundamental avaliar os efeitos da turbomáquina completa sobre as características de desempenho.

No procedimento de otimização foram considerados variáveis de projeto que determinaram a configuração da curvatura da superfície da carcaça do canal meridional e o ângulo de envolvimento das pás. No entanto, um estudo da distribuição dos ângulos do escoamento relativo e da curvatura da superfície do cubo também deveria ser realizado com o objetivo de definir por completo a geometria do canal ao longo da passagem.

Apesar da função de base radial Gaussiana e do algoritmo genético NSGA II ter-se mostrado como apropriados para atingir o objetivo proposto neste trabalho, poderiam ser utilizados outros algoritmos de otimização e modelos para a construção de superfícies de resposta, para efeitos de comparação e possíveis melhorias na predição das variáveis de saída analisadas nesta metodologia.

Para verificar a viabilidade em termos de fabricação dos parâmetros geométricos definidos na metodologia de otimização, deveria ser realizada uma análise considerando a interação fluido-estrutura.

Assim sendo, mediante os resultados obtidos na presente pesquisa, vários estudos complementares poderiam ser conduzidos com o intuito de auxiliar o projeto de turbinas radiais mediante uma metodologia que considere de uma maneira propícia o maior número de parâmetros de projeto, com a expectativa de que o procedimento desenvolvido possa ser útil futuramente para a busca do projeto otimizado do Ciclo Rankine Orgânico.

## Apêndice A

### VARIAÇÃO DE $y^+$ AO LONGO DA PÁ DO ROTOR RADIAL PROJETADO PARA O FLUIDO R123

As distribuições obtidas no ponto de projeto para o rotor operando com o fluido R123, dos valores de  $y^+$  local desde o bordo de ataque (posição 0), até o bordo de fuga (posição 1) da pá do rotor (posições representadas na forma adimensional), são mostradas nas Figuras A.1, A.2 e A.3 para 20%, 50% e 80% da altura da pá respectivamente.

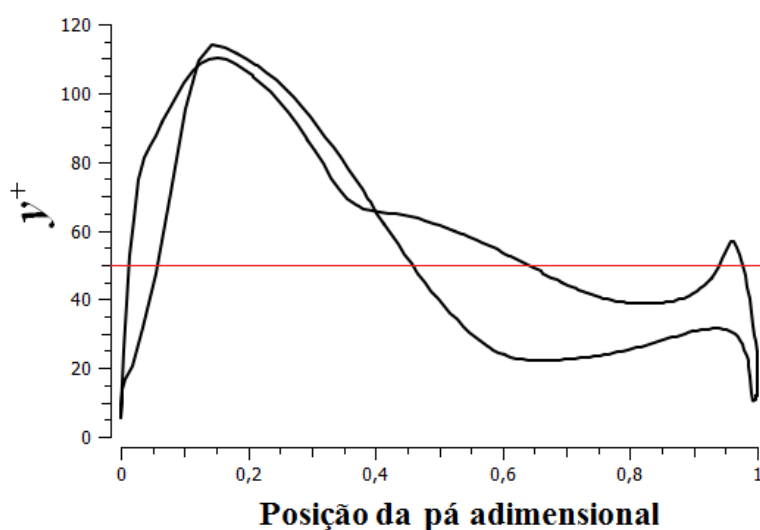


Figura A.1 Distribuição de  $y^+$  na pá do rotor projetado com R123, 20% da altura da pá

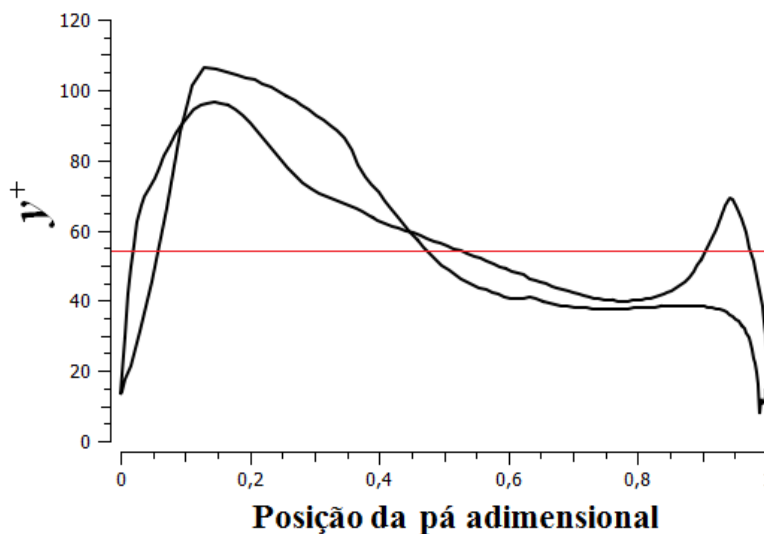


Figura A.2 Distribuição de  $y^+$  na pá do rotor projetado com R123, 50% da altura da pá

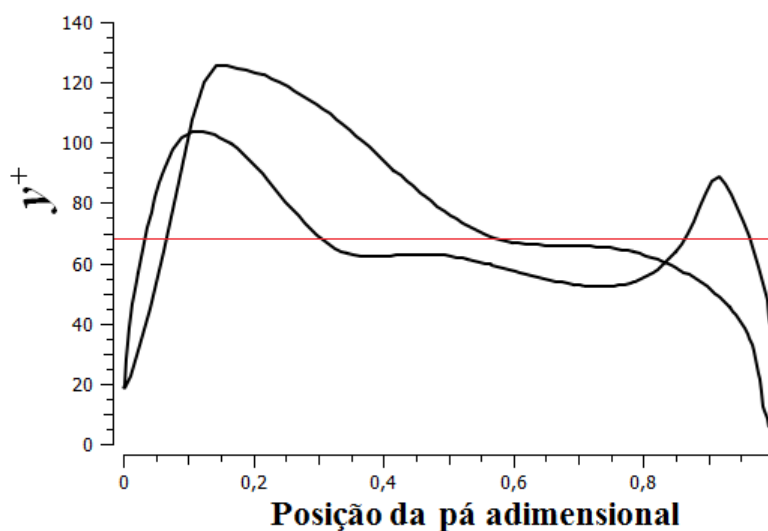


Figura A.3 Distribuição de  $y^+$  na pá do rotor projetado com R123, 80% da altura da pá

Na Figura A.1 observa-se que para 20% da altura da pá foi obtido um valor médio (aritmético) de  $y^+$  de 49,98, na Figura A.2, para 50% da altura da pá, a média foi de 53,73 e finalmente, na Figura A.3, para 80% da altura da pá, o valor médio foi de 67,53. Esses resultados indicam que a malha encontra-se mais refinada em regiões mais próximas do cubo do que em regiões mais próximas da carcaça. Entretanto, praticamente todos os valores encontram-se na faixa desejada do modelo de turbulência utilizado ( $30 < y^+ < 200$ ).

## Apêndice B

# RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES DE CFD

Tabela B.1 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração preliminar

ID	$\theta$ (°)	ISX (mm)	ISY (mm)	$\eta_u$ (%)	$P_l$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
1	-56,0	-64,0	105,00	87,89	204,20	16,857
2	-56,0	-64,0	110,25	88,10	205,00	16,879
3	-56,0	-64,0	115,50	88,30	205,86	16,899
4	-56,0	-51,2	105,00	89,44	209,97	16,964
5	-56,0	-51,2	110,25	89,53	210,38	16,978
6	-56,0	-51,2	115,50	89,61	210,64	16,984
7	-56,0	-38,4	105,00	90,01	212,01	16,988
8	-56,0	-38,4	110,25	90,06	212,10	16,996
9	-56,0	-38,4	115,50	90,10	212,25	16,999
10	-52,0	-64,0	105,00	88,13	205,42	16,912
11	-52,0	-64,0	110,25	88,34	206,34	16,930
12	-52,0	-64,0	115,50	88,54	207,06	16,945
13	-52,0	-51,2	105,00	89,61	210,62	16,993
14	-52,0	-51,2	110,25	89,70	210,87	17,001

ID	$\theta$ (°)	ISX (mm)	ISY (mm)	$\eta_u$ (%)	$P_l$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
15	-52,0	-51,2	115,50	89,78	211,25	17,007
16	-52,0	-38,4	105,00	90,11	212,37	17,012
17	-52,0	-38,4	110,25	90,17	212,56	17,020
18	-52,0	-38,4	115,50	90,19	212,63	17,020
<b>19</b>	<b>-48,0</b>	<b>-64,0</b>	<b>105,00</b>	<b>88,37</b>	<b>206,46</b>	<b>16,947</b>
20	-48,0	-64,0	110,25	88,54	207,01	16,963
21	-48,0	-64,0	115,50	88,69	207,60	16,978
22	-48,0	-51,2	105,00	89,65	210,91	17,023
23	-48,0	-51,2	110,25	89,75	211,32	17,035
24	-48,0	-51,2	115,50	89,85	211,70	17,040
25	-48,0	-38,4	105,00	90,19	212,59	17,037
26	-48,0	-38,4	110,25	90,19	212,71	17,044
27	-48,0	-38,4	115,50	90,20	212,75	17,046
28	-44,0	-64,0	105,00	88,50	207,22	16,987
29	-44,0	-64,0	110,25	88,69	207,79	17,001
30	-44,0	-64,0	115,50	88,83	208,39	17,014
31	-44,0	-51,2	105,00	89,73	211,25	17,049
32	-44,0	-51,2	110,25	89,78	211,50	17,060
33	-44,0	-51,2	115,50	89,89	211,82	17,068
34	-44,0	-38,4	105,00	90,19	212,81	17,066
35	-44,0	-38,4	110,25	90,20	212,82	17,075
36	-44,0	-38,4	115,50	90,20	212,82	17,078
37	-40,0	-64,0	105,00	88,55	207,71	17,030
38	-40,0	-64,0	110,25	88,69	208,21	17,044
39	-40,0	-64,0	115,50	88,82	208,72	17,057
40	-40,0	-51,2	105,00	89,67	211,34	17,087
41	-40,0	-51,2	110,25	89,74	211,62	17,098
42	-40,0	-51,2	115,50	89,81	211,86	17,103
43	-40,0	-38,4	105,00	90,11	212,76	17,103
44	-40,0	-38,4	110,25	90,15	212,82	17,111
45	-40,0	-38,4	115,50	90,19	212,82	17,117

## Apêndice C

### CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DA TURBINA RADIAL PROJETADA PARA O FLUIDO R123

Na sequência, são apresentados os resultados obtidos nas simulações utilizando técnicas de CFD para a turbina radial que opera com o refrigerante R123. Os contornos na grade representativa do bocal e do rotor da turbina radial correspondem ao 50% da altura da palheta e da pá.

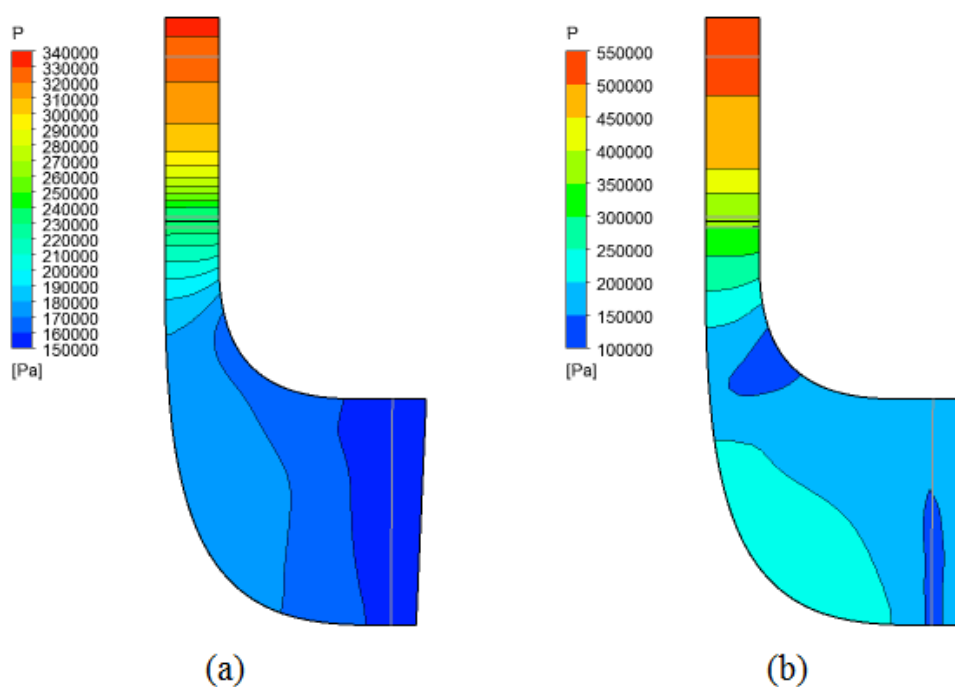


Figura C.1 Contornos de pressão estática no plano meridional da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 14,62 \text{ kg/s}$



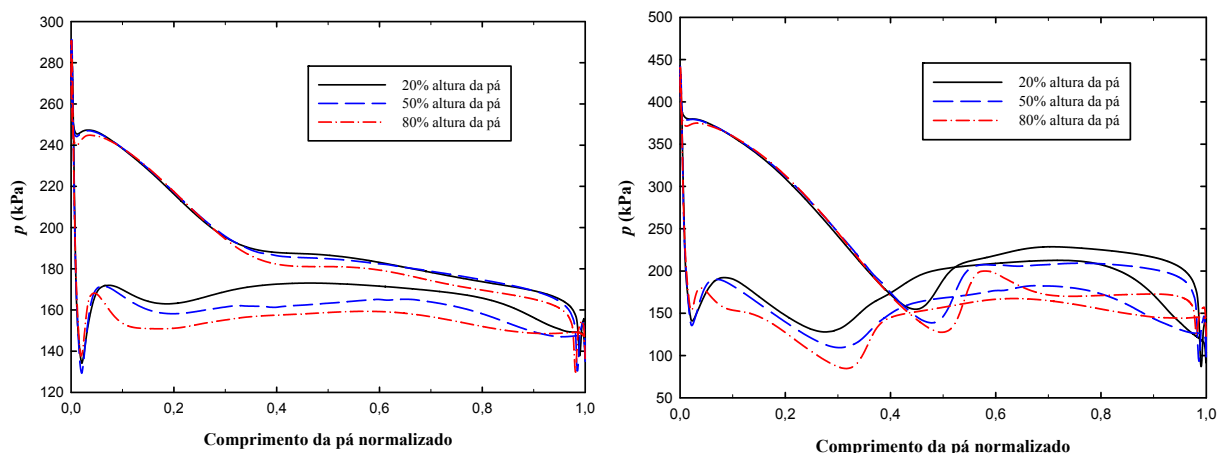


Figura C.2 Distribuição de pressão no rotor projetado para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81$  kg/s e (b)  $\dot{m} = 14,62$  kg/s

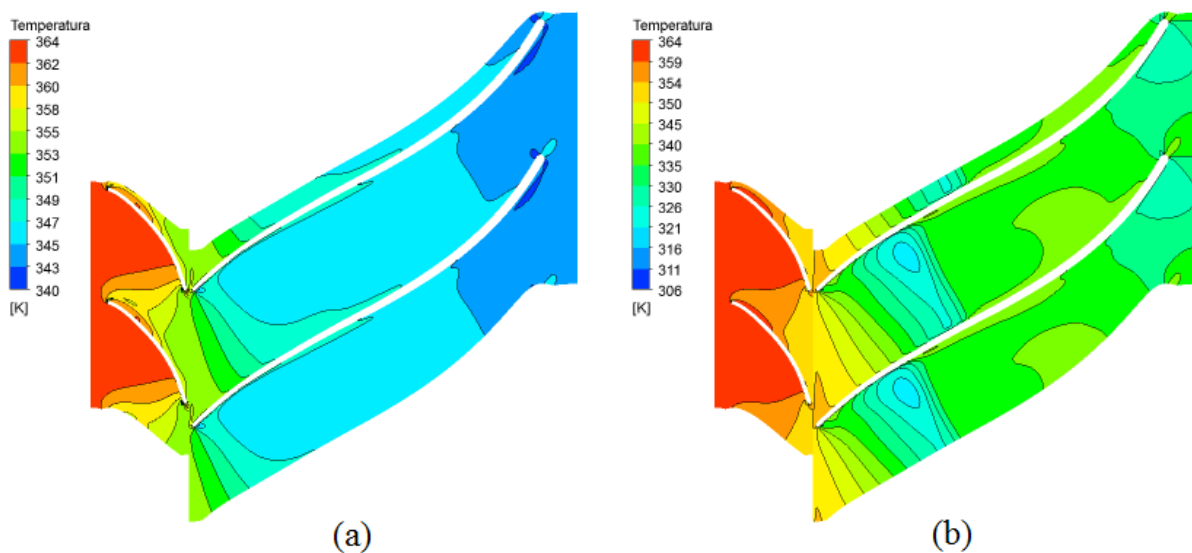


Figura C.3 Contornos de temperatura estática na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81$  kg/s e (b)  $\dot{m} = 14,62$  kg/s

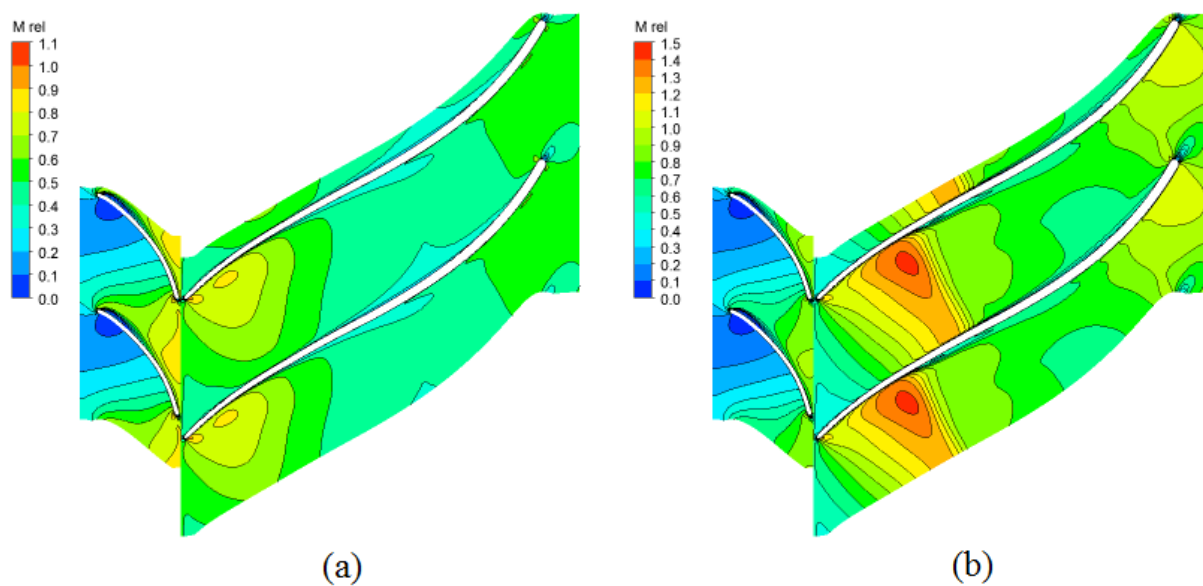


Figura C.4 Contornos do número de Mach na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 14,62 \text{ kg/s}$

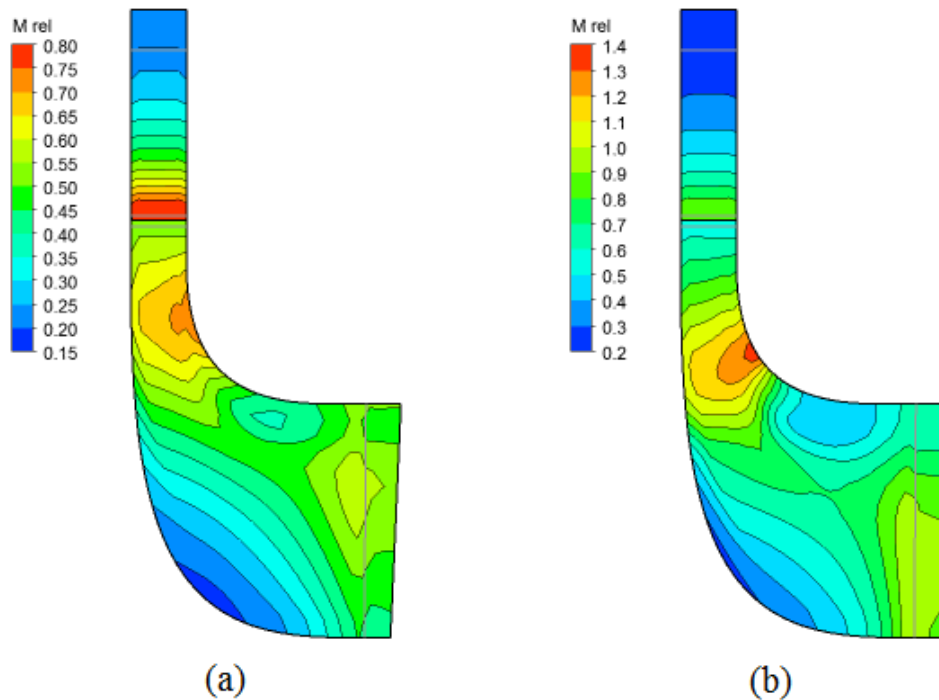


Figura C.5 Contornos do número de Mach no plano meridional da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 14,62 \text{ kg/s}$

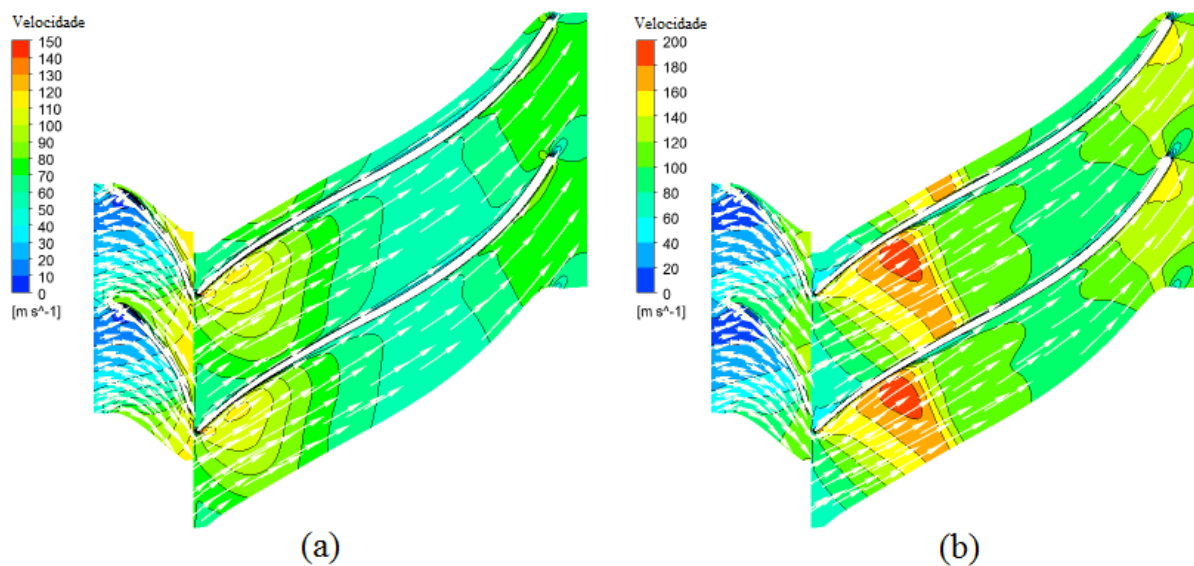


Figura C.6 Contornos de velocidade na grade representativa da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 14,62 \text{ kg/s}$

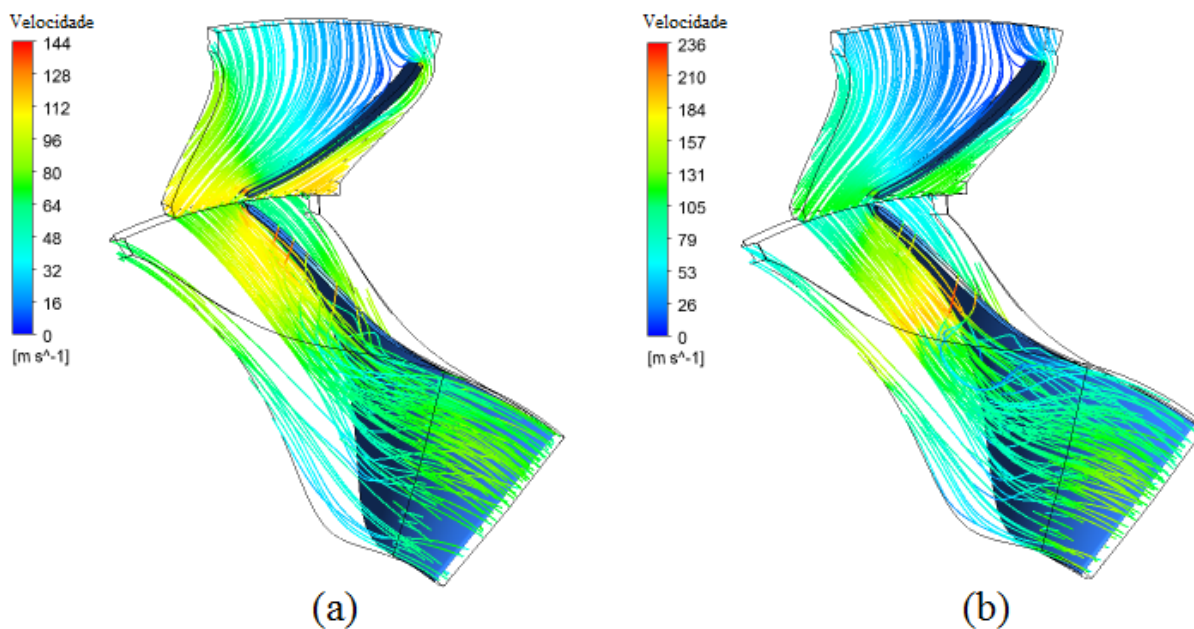


Figura C.7 Linhas de corrente no bocal e rotor da turbina radial projetada para R123 (a)  $\dot{m} = 8,81 \text{ kg/s}$  e (b)  $\dot{m} = 14,62 \text{ kg/s}$

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-WESHAHI, M. A., LATRASH, F., ANDERSON, A., & AGNEW, B. (2014).** Working Fluid Selection of Low Grade Heat Geothermal Organic Rankine Cycle ( ORC ). *International Journal of Thermal Technologies*, 4(1).
- ANDERSON, J. D. (1995).** *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. First Edition. Nova Iorque: McGraw-Hill.
- ANGELINO, G., GAIA, M., & MACCHI, E. (1984).** A review of Italian Activity in the Field of Organic Rankine Cycles. *VDI Berichte*. Milano, Italy.
- ANSYS INC. (2011a).** ANSYS Theory Guide. U.S.A.
- ANSYS INC. (2011b).** ANSYS User's Guide. U.S.A.
- ANSYS INC. (2013a).** ANSYS CFX-Solver Theory Guide. U.S.A.
- ANSYS INC. (2013b).** ANSYS Fluent Theory Guide. U.S.A.
- AUNGIER, R. H. (2006).** *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. New York, USA.: American Society of Mechanical Engineers, ASME.
- BAMBANG, T. P., SUYANTO, SURANA, T., KURNIAWAN, P., DJUBAEDAH, E., & OLA, K. (2011).** Design of n-Butane Radial Inflow Turbine for 100 kW Binary Cycle Power Plant. *International Journal of Engineering & Technology*, 11, 55–59.
- BAMGBOPA, M. O. (2012).** *Modeling and Performance Evaluation of an Organic Rankine Cycle ( Orc ) With R245Fa As Working Fluid*. Middle East Technical University, Northern Cyprus Campus (METU-NCC).
- BAO, J., & ZHAO, L. (2013).** A Review of Working Fluid and Expander Selections for

- Organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325–342.  
<http://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>
- BATTAGLIA, G. J., & MAYNARD, J. M. (1996).** Mean Square Error: A Useful Tool for Statistical Process Management. *AMP Journal of Technology*, 34, 1256–1260.
- BENSON, R. S. (1970).** A Review of Methods for Assessing Loss Coefficients in Radial Gas Turbines. *International Journal of Mechanical Sciences*, 12(10), 905–932.  
[http://doi.org/10.1016/0020-7403\(70\)90027-5](http://doi.org/10.1016/0020-7403(70)90027-5)
- BLAZEK, J. (2001).** *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications* (1 st). Baden-Daettwil: Elsevier.
- BUNDELA, P. S., & CHAWLA, V. (2010).** Sustainable Development through Waste Heat Recovery, 6(1), 83–89.
- CAMPOS, A. P. V. DE. (2013).** *Desenvolvimento de um Compressor Radial para Turbina a Gás de Pequeno Porte*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- CAPATA, R., & HERNANDEZ, G. (2014).** Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC). *Energies*, 7(11), 7067–7093. <http://doi.org/10.3390/en7117067>
- CFDONLINE. (2012).** Modelling R-245fa. Retrieved October 28, 2015, from <http://www.cfd-online.com/Forums/cfx/121566-modelling-r-245fa.html>
- CRAVERO, C., & MACELLONI, P. (2010).** Design Optimization of a Multistage Axial Turbine Using a Response Surface Based Strategy. In *2nd International Conference on Engineering Optimisation*. Lisboa, Portugal.
- DEB, K., PRATAP, A., AGARWAL, S., & MEYARIVAN, T. (2000).** A Fast and Elitist Multi-Objective Genetic Algorithm-NSGA-II, KanGAL Report Number 2000001.
- DIXON, B. S. L. (1998).** *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (4 Edition). Butterworth-Heinemann, UK.
- ELY, J. F., & HUBER, M. L. (1990).** A Predictive Extended Corresponding States Model for Pure and Mixed Refrigerants. In *International Journal of Refrigeration and Air Conditioning* (Vol. 17, pp. 18–31). [http://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90083-3](http://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90083-3)
- ESPINOSA, A.L.S (2013).** *Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis*

*Rodoviários*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá.

**ESTECO. (2007).** Response Surface Methodologies - Metamodels.

**FENG, J., BENRA, F., & DOHMEN, H. J. (2009).** The Use of Real Gas Properties for Design and Flow Field. In *Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2009* (pp. 1–7). Vail, Colorado USA.

**FIASCHI, D., MANFRIDA, G., & MARASCHIELLO, F. (2012).** Thermo-Fluid Dynamics Preliminary Design of Turbo-Expanders for ORC Cycles. *Applied Energy*. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.033>

**FREIRE, A. P. S., MENUT, P. P. M., & SU, J. (2002).** *Turbulência* (Vol. 1). Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas – ABCM.

**FUTRAL, S. M., & WASSERBAUER, C. A. (1965).** Off-design Performance Prediction with Experimental Verification for a radial-Inflow Turbine. *NASA TN D-2621*.

**GLASSMAN, A. J. (1972).** Turbine Design and Applications. *NASA SP 290, 1.3*.

**GLASSMAN, A. J. (1976).** *Computer Program for Design Analysis of Radial-Inflow Turbines. NASA TECHNICAL NOTE* (Vol. NASA TN D-). Cleveland.

**GREEN, D. W., & PERRY, R. H. (2007).** Section 4 Thermodynamics. In McGraw-Hill (Ed.), *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (8th ed., pp. 4–7).

**GUTIÉRREZ, E. I. V. (2013).** *Otimização do projeto e do canal de passagem do rotor e do difusor de compressor centrífugo para turbina a gás*. Universidade Federal de Itajubá.

**HARDY, R. L. (1971).** Multiquadric Equations of Topography and other Irregular Surfaces. *Journal of Geophysical Research*, 76(8), 1905–1915.

**HARINCK, J., PASQUALE, D., PECNIK, R., BUIJTENEN, J. VAN, & COLONNA, P. (2013).** Performance Improvement of a Radial Organic Rankine Cycle Turbine by Means of Automated Computational Fluid Dynamic Design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(6), 637–645. <http://doi.org/10.1177/0957650913499565>

**HATTIANGADI, A. (2013).** *Working Fluid Design for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems*. Delft University of Technology.

**HE, C., LIU, C., GAO, H., XIE, H., LI, Y., WU, S., & XU, J. (2012).** The Optimal

- Evaporation Temperature and Working Fluids for Subcritical Organic Rankine Cycle. *Energy*, 38(1), 136–143. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.022>
- HUNG, T. C., SHAI, T. Y., & WANG, S. K. (1997).** A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-Grade Waste Heat. *Energy*, 22(7), 661–667. [http://doi.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00165-X](http://doi.org/10.1016/S0360-5442(96)00165-X)
- INOUE, N., KANEKO, A., WATANABE, H., UCHIMURA, T., & IRIE, K. (2007).** Development of Electric Power Generation Unit Driven by Waste Heat: Study on Working Fluids and Expansion Turbines. In *ASME Turbo Expo 2007* (pp. 927–938). ASME. <http://doi.org/10.1115/GT2007-27749>
- JACOBSEN, R. T., PENONCELLO, S. G., & LEMMON, E. W. (1992).** A Fundamental Equation for Trichlorofluoromethane (R-11). *Fluid Phase Equilibria*, 80, 45–56.
- JANSEN, W. (1964).** The Design and Performance Analysis of Radial-Inflow Turbines. *NREC Report 1067-1*.
- JAPIKSE, D., & BAINES, N. C. (1997).** *Introduction to Turbomachinery*. Concepts ETI.
- KANG, S. H. (2012).** Design and Experimental Study of ORC (Organic Rankine Cycle) and Radial Turbine Using R245fa Working Fluid. *Energy*, 41(1), 514–524. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.035>
- KEANE, A., & NAIR, P. (2005).** *Computational Approaches for Aerospace Design. The Pursuit of Excellence*. (John Wiley & Sons, Ltd, Ed.).
- KOFSKEY, M. G., & NUSBAUM, W. J. (1972).** Effects of Specific Speed on Experimental Performance of a Radial-Inflow Turbine. *NASA TN D-6605*.
- LAZZARETTO, A., & DEL COL, D. (1995).** Modello Monodimensionale di Previsione delle Prestazionei Fuori Progetto di una Turbine Radiale. In *50° Congresso ATI*. St. Vincent, IT.
- LAZZARETTO, A., & MANENTE, G. (2014).** A New Criterion to Optimize ORC Design Performance Using Efficiency Correlations for Axial and Radial Turbines. *International Journal of Thermodynamics*, 17(3), 173–181. <http://doi.org/10.5541/ijot.562>
- LEMMON, E. W. (2015).** Answers to Frequently Asked Questions, “National Institute of Standards and Technology.” Retrieved September 14, 2015, from [http://www.boulder.nist.gov/div838/theory/refprop/Frequently\\_asked\\_questions.htm](http://www.boulder.nist.gov/div838/theory/refprop/Frequently_asked_questions.htm)

- LEMMON, E. W., MCLINDEN, M. O., & HUBER, M. L. (2002).** NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. Gaithersburg, Maryland, USA.
- LI, J., PEI, G., LI, Y., WANG, D., & JI, J. (2012).** Energetic and Exergetic Investigation of an Organic Rankine Cycle at Different Heat Source Temperatures. *Energy*, 38(1), 85–95. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.032>
- LIU, B.-T., CHIEN, K.-H., & WANG, C.-C. (2004).** Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery. *Energy*, 29(8), 1207–1217. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004>
- LÓPEZ, E. (2013).** *Study on a Radial Turbine Stage with Inlet Guide Vanes for an ORC Process with an Electrical Output of 3,5 kW*. Universität Stuttgart. Retrieved from <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/22574/1/eduardothesis.pdf>
- MACCHI, E. (1977).** *Design Criteria for Turbines Operating with Fluids Having a Low Speed of Sound* (Lecture Series 100). Von Karman Institute for Fluid Dynamics.
- MARCONCINI, M., RUBECHINI, F., ARNONE, A., SCOTTI DEL GRECO, A., & BIAGI, R. (2012).** Aerodynamic Investigation of a High Pressure Ratio Turbo-Expander for Organic Rankine Cycle Applications. In *ASME Turbo Expo 2012* (p. 10). Copenhagen, Denmark.
- MARCUCCILLI, F., & THIOLET, D. (2010).** Optimizing Binary Cycles Thanks to Radial Inflow Turbines. In *Proceedings World Geothermal Congress 2010* (pp. 25–29). Bali, Indonesia.
- MARCUCCILLI, F., & ZOUAGHI, S. (2007).** Radial Inflow Turbines for Kalina and Organic Rankine Cycles. In *European Geothermal Congress* (Vol. I, p. 7). Unterhaching, Germany. Retrieved from [http://smu.edu/geothermal/Oil&Gas/2008/Ryan\\_Tim\\_Unterhaching\\_Cryostar\\_Marcuccilli.pdf](http://smu.edu/geothermal/Oil&Gas/2008/Ryan_Tim_Unterhaching_Cryostar_Marcuccilli.pdf)
- MENTER, F., CARREGAL, J. F., ESCH, T., & KONNO, B. (2003).** The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines. In *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo* (pp. 1–7). Tokyo. Retrieved from [https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo\\_ts059.pdf](https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo_ts059.pdf)



- MIRANDA, R. A. C. (2015).** *Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências*. Universidad Federal de Itajubá.
- MODEFRONTIER®. (2000).** User Manual ModeFrontier®.
- MOUSTAPHA, H., ZELESKY, M. F., BAINES NICHOLAS C., & JAPIKSE, D. (2003).** *Axial and Radial Turbines*. Vermont, USA: Concepts NREC.
- MYERS, R., & MONTGOMERY, D. (2002).** *Response Surface Methodology*. (Wiley, Ed.) (Second edi). New York, USA.
- NGUYEN, V. M., DOHERTY, P. S., & RIFFAT, S. B. (2001).** Development of a Prototype Low-Temperature Rankine Cycle Electricity Generation System. *Applied Thermal Engineering*, 21(2), 169–181. [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00052-1](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00052-1)
- NISHI, A., & SAWADA, T. (1969).** Analytical Investigation of Radial Inflow Turbine Design Geometry. *Bulletin of University of Osaka Prefecture. Series A, Engineering and Natural Sciences*, 18(2), 347–363.
- PALTRINIERI, A. (2014).** *A Mean-Line Model to Predict The Design Performance Of Radial Inflow Turbines in Organic Rankine Cycles*. Università Degli Studi Di Padova, Technische Universität Berlin.
- PASQUALE, D., GHIDONI, A., & REBAY, S. (2013).** Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(4), 42308. <http://doi.org/10.1115/1.4023118>
- PEI, G., LI, J., LI, Y., WANG, D., & JI, J. (2011).** Construction and Dynamic Test of a Small-Scale Organic Rankine Cycle. *Energy*, 36(5), 3215–3223. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.010>
- PERDICHIZZI, A. (s.d.).** *Criteri di Ottimizzazione di uno Stadio di Turbina Assiale*. Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano.
- PERDICHIZZI, A., & LOZZA, G. (1987).** Design Criteria and Efficiency Prediction for Radial Inflow Turbines. In *Gas Turbine Conference and Exhibition*. Anaheim CA, USA.
- PING, L., JIANHUI, C., DI, Z., & YONGHUI, X. (2011).** Study on the Steady and Unsteady Aerodynamic Performance of a Radial Inflow Turbine With Small Partial Admission in a Miniature ORC System. In *ASME 2011 Power Conference, Volume 1* (Vol. 1, pp. 551–558). Denver, Colorado, USA: ASME.

<http://doi.org/10.1115/POWER2011-55268>

- QIU, G. (2012).** Selection of Working Fluids for Micro-CHP Systems with ORC. *Renewable Energy*, 48, 565–570. <http://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.006>
- QUOILIN, S. (2011).** *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. University of Liège.
- QUOILIN, S., & LEMORT, V. (2009).** Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. In *5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry* (Vol. 278, p. 12). Algarve, Portugal. <http://doi.org/hdl.handle.net/2268/14609>
- RAHBAR, K., MAHMOUD, S., & AL-DADAH, R. K. (2014).** Mean-line Modeling and CFD Analysis of a Miniature Radial Turbine for Distributed Power Generation Systems. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 1–12. <http://doi.org/10.1093/ijlct/ctu028>
- RAHBAR, K., MAHMOUD, S., & AL-DADAH, R. K. (2015).** Optimized Efficiency Maps and New Correlation for Performance Prediction of Orc Based on Radial Turbine for Small-Scale Applications. In *3rd International Seminar on ORC Power Systems* (pp. 1–10). Brussels, Belgium.
- RAHBAR, K., MAHMOUD, S., AL-DADAH, R. K., & MOAZAMI, N. (2015A).** Modelling and Optimization of Organic Rankine Cycle based on a Small-Scale Radial Inflow Turbine. *Energy Conversion and Management*, 91, 186–198. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.003>
- RAHBAR, K., MAHMOUD, S., AL-DADAH, R. K., & MOAZAMI, N. (2015B).** Parametric Analysis and Optimization of a Small-Scale Radial Turbine for Organic Rankine Cycle. *Energy*, 83, 696–711. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.079>
- RAHBAR, K., MAHMOUD, S., AL-DADAH, R. K., MOAZAMI, N., & ENNIL, A. S. B. (2015).** Preliminary Mean-line Design and Optimization of a Radial Turbo-Expander for Waste Heat Recovery Using Organic Rankine Cycle. *Energy Procedia*, 75(0), 860–866. <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.188>
- REY N., G. A. (2014).** *Otimização de Risers em Catenária com Amortecedores Hidrodinâmicos*. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Civil da PUC-Rio. Dissertação de Mestrado.

- ROHLIK, H. E. (1968).** *Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency.* NASA TECHNICAL NOTE (Vol. NASA TN D-). Cleveland. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Analytical+determination+of+radial+inflow+turbine+design+geometry+for+maximum+efficiency#0>
- ROSHANZADEH, R. (2011).** *Performance and Cost Evaluation of Organic Rankine Cycle at Different Technologies.* KTH, Sweden.
- ROY, J. P., MISHRA, M. K., & MISRA, A. (2011).** Performance Analysis of an Organic Rankine Cycle with Superheating under different Heat Source Temperature Conditions. *Applied Energy*, 88(9), 2995–3004. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.02.042>
- RUBECHINI, F., MARCONCINI, M., ARNONE, A., SCOTTI DEL GRECO, A., & BIAGI, R. (2013).** Special Challenges in the Computational Fluid Dynamics Modeling of Transonic Turbo-Expanders. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(10), 102701. <http://doi.org/10.1115/1.4025034>
- SAURET, E., & GU, Y. (2014A).** 3D CFD Simulations of a Candidate R143a Radial-Inflow Turbine for Geothermal Power Applications. In *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference, ASME* (p. 9). Baltimore, Maryland, USA.
- SAURET, E., & GU, Y. (2014B).** Three-Dimensional Off-Design Numerical Analysis of an Organic Rankine Cycle Radial-Inflow Turbine. *APPLIED ENERGY*, 135, 202–211. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.076>
- SAURET, E., & ROWLANDS, A. S. (2011).** Candidate Radial-Inflow Turbines and High-Density Working Fluids for Geothermal Power Systems. *Energy*. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.076>
- SCHOBEIRI, T. (1990).** Thermo-Fluid Dynamic Design Study of Single and Double-Inflow Radial and Single-Stage Axial Steam Turbines for Open-Cycle Thermal Energy Conversion Net Power-Producing Experiment Facility in Hawaii. *Journal of Energy Resources Technology*, 112(1), 41. <http://doi.org/10.1115/1.2905711>
- SILVA, R., O. F., & TOMITA, J. T. (2011).** Analysis of Optimization Techniques Using Multi-Objective Genetic Algorithms Applied in the Preliminary Single Stage Axial Flow Turbine Design. In *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering*. Natal, RN, Brasil.

- SPRAKER, W. A. (1987).** Contour Clearance Losses in Radial Inflow Turbines for Turbochargers. *ASME Paper No 87-ICE-52*.
- TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS, G., LAMBRINOS, G., & FRANGOUDAKIS, A. (2009).** Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11–12), 2468–2476. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025>
- TOMITA, J. T. (2009).** *Three-Dimensional Flow Calculations of Axial Compressors and Turbines Using CFD Techniques*. Tese de Doutorado. Instituto Tecnológico de Aeronáutica-ITA, São José dos Campos.
- TURBODEN. (2014).** Technical data sheet – Standard cogeneration units. Retrieved June 4, 2015, from [http://www.turboden.eu/en/public/downloads/CHP con Split.pdf](http://www.turboden.eu/en/public/downloads/CHP%20con%20Split.pdf)
- VENTURA, C. A. M. (2012).** *Aerodynamic Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines for Renewable Power Generation Applications*. University of Queensland.
- VERSTEEG, H. K., & MALALASEKERA, W. (1995).** *An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method*. England: Longman Scientific & Technical.
- WANG, X. (2010).** *CFD Simulation of Complex Flows in Turbomachinery and Robust Optimization of Blade Design*. Vrije Universiteit Brussel.
- WANG, X. D., HIRSCH, C., KANG, S., & LACOR, C. (2011).** Multi-Objective Optimization of Turbomachinery Using Improved NSGA-II and Approximation Model. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200(9–12), 883–895. <http://doi.org/10.1016/j.cma.2010.11.014>
- WANG, Y., DOSTAL, V., & HEJZLAR, P. (2003).** Turbine Design for Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle. In *Proceedings of Global 2003 Conference*. New Orleans, Louisiana, USA.
- WARK, K., & RICHARDS, D. (2001).** *Termodinámica*. (McGraw-Hill/Interamericana, Ed.) (Sexta Edic). España. Retrieved from <http://pt.slideshare.net/YervisAcevedoDiaz/124675104-termodinamica6taedicionkennethwarkjrdonalderichards>
- WASSERBAUER, C. A., & GLASSMAN, A. J. (1975).** *FORTRAN Program for Predicting*

*Off-Design Performance of Radial-Inflow Turbines*. Cleveland. Retrieved from <http://hdl.handle.net/2060/19750024045>

- WEI, Z. (2014).** *Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions*. Carleton University, Ottawa, Ontario, Canada.
- WHITFIELD, A., & BAINES, N. C. (1990).** *Design of Radial Turbomachines*. Essex CM20 2JE, England: Longman Scientific & Technical.
- YAGOUB, W., DOHERTY, P., & RIFFAT, S. B. (2006).** Solar Energy-Gas Driven Micro-CHP System for an Office Building. *Applied Thermal Engineering*, 26(14–15), 1604–1610. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.11.021>
- YAMAMOTO, T., FURUHATA, T., ARAI, N., & MORI, K. (2001).** Design and Testing of the Organic Rankine Cycle. *Energy*, 26(3), 239–251. [http://doi.org/10.1016/S0360-5442\(00\)00063-3](http://doi.org/10.1016/S0360-5442(00)00063-3)
- YOUNGLOVE, B. A., & MCLINDEN, M. O. (1994).** An International Standard Equation of State for the Thermodynamic Properties of Refrigerant 123 (2,2-Dichloro-1,1,1-Trifluoroethane). *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 23(5), 731–779. <http://doi.org/10.1063/1.555950>
- ZHANG, L., ZHUGE, W., ZHENG, X., & ZHANG, Y. (2013).** The Influence of Working Fluid Characteristic Parameters on Turbine Performance for the Small Scale ORC System. In *Volume 1B, Symposia: Fluid Machinery; Fluid Power; Fluid-Structure Interaction and Flow-Induced Noise in Industrial Applications; Flow Applications in Aerospace; Flow Manipulation and Active Control: Theory, Experiments and Implementation; Fundamental Iss* (Vol. 1 B, p. V01BT10A024). <http://doi.org/10.1115/FEDSM2013-16348>