

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PEDRO MANTEGAZZA

**Modelagem de uma Turbina Radial para o Ciclo de Rankine  
Orgânico Pelo Método da Linha Média**



**PEDRO MANTEGAZZA**

**Modelagem de uma Turbina Radial para o Ciclo de Rankine Orgânico Pelo  
Método da Linha Média**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo como parte dos requisitos necessários para a conclusão do curso de graduação em Engenharia Mecânica.

**Área de Concentração:**  
Engenharia Mecânica

**Orientador:**  
Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez

São Carlos  
2016

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

M291m Mantegazza, Pedro  
Modelagem de uma Turbina Radial para o Ciclo de Rankine Orgânico Pelo Método da Linha Média / Pedro Mantegazza; orientador Luben Cabezas Gómez. São Carlos, 2016.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --  
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2016.

1. Ciclo de Rankine Orgânico. 2. Turbina Radial. 3. Método da Linha Média. I. Título.

## FOLHA DE AVALIAÇÃO

**Candidato:** Pedro Mantegazza

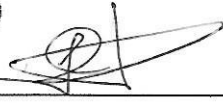
**Título:** Modelagem de uma Turbina Radial para o Ciclo de Rankine Orgânico pelo Método da Linha Média

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Escola de Engenharia de São Carlos da  
Universidade de São Paulo  
Curso de Engenharia Mecânica.

### BANCA EXAMINADORA


Professor Doutor Luben Cabezas Gómez (Orientador)

Nota atribuída: Dez ( 10,0 )

  
\_\_\_\_\_  
(assinatura)

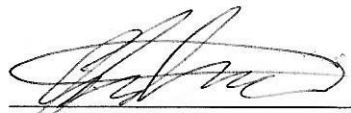
Professor Doutor Antonio Moreira dos Santos

Nota atribuída: Dez ( 10,0 )

  
\_\_\_\_\_  
(assinatura)

Doutorando Gustavo dos Santos Ribeiro

Nota atribuída: Dez ( 10,0 )

  
\_\_\_\_\_  
(assinatura)

Média: Dez ( 10,0 )

Resultado: Aprovado

**Data:** 02/12/2016

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM  NÃO  Visto do orientador

  
\_\_\_\_\_



Em memória de Odilon Mantegazza, grande inspiração na minha escolha profissional e exemplo de pessoa a ser seguido.





## AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho aos meus pais, Ezio e Sonia, exemplos de vida para mim. Agradeço por todo o aprendizado pessoal, profissional e por todo o apoio incondicional neste caminho tortuoso, mas gratificante que é a vida. São merecedores de toda vitória por mim conquistada.

Dedico também às minhas irmãs, Gabriela e Graziela, por sempre me ensinarem tudo o que sabem e me mostrarem o que fazer nas novas fases que se iniciavam, como quem acabara de passar por elas.

Agradeço pelas conversas com meu avô Marcílio, sempre contando suas experiências dos tempos de ferraria.

Dedicado à Cinthya, companheira para todos os momentos. O apoio mútuo de quem passa pela mesma etapa foi crucial para a superação das dificuldades.

Dedico a todos os amigos que fiz em São Carlos e que me acompanharam nessa trajetória. A todos vocês meu agradecimento pelas risadas, trabalhos em grupos, conhecimentos compartilhados, momentos de lazer e companheirismo que fizeram com que esses anos todos valessem a pena.

Todo o meu agradecimento à EESC-USP pela sua qualidade e estrutura, entregando as ferramentas necessárias para a formação do engenheiro.

Dedico a todos os professores que, com seus ensinamentos em sala aula ou em discussões fora dela, enriqueceram meu conhecimento.

Agradeço especialmente ao Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez, pela confiança depositada, pela orientação e disposição para me ajudar nesse Trabalho de Conclusão de Curso.



*“When the dragons grow too mighty  
To slay with pen or sword  
I grow weary of the battle  
And the storm I walk toward  
When all around is madness  
And there's no safe port in view  
I long to turn my path homeward  
To stop a while with you*

*When life becomes as barren  
And as cold as winter skies  
There's a beacon in the darkness  
In a distant pair of eyes  
In vain to search for honor  
In vain to search for truth  
But these things can still be given  
Your love has shown me proof”*

*(Madrigal – Rush)*



## RESUMO

MANTEGAZZA, P. **Modelagem de uma Turbina Radial para o Ciclo de Rankine Orgânico Pelo Método da Linha Média.** 2016. 109 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2016.

Com o crescimento da busca por energias renováveis, as fontes de calor de baixa temperatura tornam-se favoráveis a essa forma de geração, como por exemplo, fontes geotérmicas, captação solar e incineração de lixo. Nesse contexto, surge o ciclo de Rankine orgânico, que utiliza fluidos orgânicos, cujas características são: baixo ponto de ebulição sob altas pressões, baixo volume específico e a possibilidade do uso de sistemas compactos. Entretanto, a eficiência energética é baixa devido às baixas temperaturas da fonte quente. O expansor escolhido para esse ciclo compreende uma turbina radial e o método da linha média proporciona uma análise suficientemente precisa do sistema para o projeto preliminar, levando em consideração vários modelos de perdas desenvolvidos na literatura. O objetivo deste trabalho é realizar uma comparação com resultados da literatura e otimizar a eficiência isentrópica e térmica em um projeto de uma turbina radial utilizando cinco ciclos orgânicos distintos. Conclui-se que a metodologia empregada apresenta suficiente precisão e que nas condições desejadas o fluido R123 apresenta o melhor equilíbrio entre eficiência isentrópica de turbina e térmica no ciclo e que o fluido R245fa apresenta a melhor eficiência de turbina.

Palavras-Chave: Ciclo de Rankine Orgânico, Turbina radial, Método da linha média.



## ABSTRACT

MANTEGAZZA, P. **A Radial Inflow Turbine Modeling for the Organic Rankine Cycle by the Mean Line Method**. 2016. 109 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2016.

The increasing search for renewable energy sources is leading the technology development to the use of low temperature heat sources, for example, geothermal energy, solar collectors and waste heat. In this context arises the Organic Rankine Cycle with its organic working fluids. Their main characteristics are the low vaporization temperatures under high pressure, low specific volume and the possibility of using compact systems. The thermal efficiency, however, is low, due to its low temperature of the hot heat source. The chosen expander for the cycle comprehends an inflow radial turbine and the mean line method provides a sufficient precise analysis of the cycle for the preliminary project, considering the loss models present in the literature. The objective of this work is to compare the model's results to those present in the literature and to optimize the isentropic and thermal efficiency on an IFR development using five distinct organic working fluids as well. It concludes that the methodology has a good precision and in the desired conditions, the R123 working fluid presents the best balance between turbine isentropic and cycle's thermal efficiency. It also shows that the R245fa working fluid has the best isentropic turbine efficiency, but the worst cycle thermal efficiency.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Radial inflow turbine, Mean line method.





## ÍNDICE DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo de Carnot saturado (ÇENGEL; BOLES, 2013).....	41
Figura 2 - Ciclo de Carnot supercrítico (ÇENGEL; BOLES, 2013). ....	42
Figura 3 - Ciclo de Rankine ideal (ÇENGEL; BOLES, 2013). ....	43
Figura 4 - Ciclo de Rankine real (ÇENGEL; BOLES, 2013).....	45
Figura 5 - Planta de geração de energia por incineração de lixo acoplada a um ORC (VÉLEZ et al., 2012).....	47
Figura 6 - Geração de energia geotérmica através do ORC (VÉLEZ et al., 2012). ....	47
Figura 7 - Cogeração através de motor a combustão interna acoplado a um ORC (VÉLEZ et al., 2012).....	48
Figura 8 - ORC acoplado a um ciclo de captação solar com tanque de armazenamento da energia térmica (VÉLEZ et al., 2012). ....	49
Figura 9 – Curva de saturação de fluido úmido (BAO; ZHAO, 2013).....	50
Figura 10 – Curva de saturação de fluido isentrópico (BAO; ZHAO, 2013). ....	51
Figura 11 - Curva de saturação de fluido seco (BAO; ZHAO, 2013). ....	52
Figura 12 - Turbina aeronáutica axial e seus componentes principais (RICK, 2013). ....	54
Figura 13 - Compressor centrífugo e seus componentes (DIXON; HALL, 2010). ....	55
Figura 14 - Componentes de velocidade do escoamento em uma turbomáquina (KORPELA, 2011). ....	56
Figura 15 - Triângulo de velocidades. ....	57
Figura 16 - Volume de controle para uma turbomáquina generalizada (DIXON; HALL, 2010). ....	58
Figura 17 - Componentes simplificados da turbina radial (KORPELA, modificado, 2011).....	62
Figura 18 - Diagrama termodinâmico para uma turbina radial (RAHBAR et al., 2014). ....	63
Figura 19 - Formato do plano meridional de turbinas radiais em função da velocidade específica (WALSH; FLETCHER, 2004). ....	65

Figura 20 - Eficiência versus Velocidade específica em turbinas (BASKHARONE, 2006).....	66
Figura 21 - Voluta em uma turbina radial, segundo Whitfield e Noor (1994) (modificado).....	67
Figura 22 - Componentes de perdas em perfis de pás (Japikse, 2006). ....	68
Figura 23 - Mecanismo de perdas por folga de topo em pás de turbinas (Korpela, 2011).....	69
Figura 24 - Escoamentos secundários em perfis de pás (Korpela, 2011). ....	70
Figura 25 - Rotor e estator de uma turbina radial (Baskharone, 2006). ....	71
Figura 26 - Pontos-chave e dimensões principais de uma turbina radial (RAHBAR et al., 2014). ....	73
Figura 27 - Fluxograma do procedimento de cálculo de turbinas radiais proposto. ....	76
Figura 28 - Procedimento de análise de desempenho do rotor.....	87
Figura 29 - Procedimento de análise de desempenho da saída do estator. ....	88
Figura 30 - Procedimento iterativo para cálculo da densidade em 3. ....	89
Figura 31 - Procedimento de análise de desempenho da entrada do estator e da voluta.....	93
Figura 32 - Ciclo termodinâmico para um sistema ORC com a numeração dos estados (RAHBAR et al., 2014).....	95
Figura 33 - Triângulos de velocidade das turbinas otimizadas.....	110
Figura 34 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R123.....	112
Figura 35 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R123. ....	112
Figura 36 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R227ea.....	113
Figura 37 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R227ea. ..	113
Figura 38 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R236ea.....	114
Figura 39 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R236ea. ..	114
Figura 40 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R236fa.....	115
Figura 41 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R236fa. ...	115
Figura 42 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R245fa.....	116
Figura 43 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R245fa. ...	116

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de entrada do programa proposto.....	78
Tabela 2 - Dados de entrada do programa para o estudo comparativo. ....	97
Tabela 3 – Resultados da comparação entre o programa atual e os resultados de Rahbar et al. (2014) para os fluidos R245fa e R123. ....	102
Tabela 4 – Resultados da comparação entre o programa atual e os resultados de Rahbar et al. (2014) para os fluidos R236fa e Isobutano. ....	103
Tabela 5 - Dados de entrada otimizados para os fluidos selecionados.....	104
Tabela 6 - Desempenho da turbina e do ciclo otimizados. ....	105
Tabela 7 - Geometria das turbinas após otimização. ....	106
Tabela 8 - Contribuição de cada mecanismo de perda em cada turbina otimizada. ....	107
Tabela 9 - Pressão estática, viscosidade e densidade dos fluidos avaliados nos pontos-chave.....	108
Tabela 10 - Velocidades mais significativas na análise das turbinas. ....	109
Tabela 11 - Valores da função objetivo otimizada.....	111

# LISTA DE SÍMBOLOS

## LETRAS

$^{\circ}C$	Graus Celsius
$A$	Área
$a$	Velocidade do som
$b$	Largura
$BK$	Fator de bloqueio do escoamento
$C_p$	Capacidade calorífica a pressão constante
$C_v$	Capacidade calorífica a volume constante
$c$	Velocidade absoluta do escoamento
$co$	Corda
$D$	Dimensão da máquina (análise adimensional)
$D_s$	Diâmetro específico
$d$	Diâmetro
$E$	Energia total
$ER$	Razão de pressão
$F$	Força
$g$	Gravidade
$gH$	Transferência líquida de energia (análise adimensional)
$h$	Entalpia
$I$	Rotalpia
$K$	Kelvin
$K_f$	Coefficiente de torque do atrito no disco do rotor
$k$	Coefficiente de perda de entalpia
$L$	Dimensão característica

$Ma$	Número de Mach
$m$	Massa
$\dot{m}$	Vazão mássica
$m_f$	Coefficiente de perdas para atrito no rotor e escoamentos secundários
$N$	Velocidade rotacional (análise adimensional)
$N_s$	Velocidade específica
$o_g$	Largura média da garganta do rotor
$P$	Pressão
$p$	Passo das pás
$Q$	Calor trocado
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
$R$	Constante de gás
$RR$	Rugosidade média
$Re$	Número de Reynolds
$R_h$	Grau de reação
$r$	Raio
$S$	Entropia total
$s$	Entropia específica
$T$	Temperatura
$t$	Espessura
$U$	Velocidade linear do rotor
$u$	Energia interna
$\dot{V}$	Vazão volumétrica
$v$	Volume específico
$W$	Trabalho
$\dot{W}$	Taxa de geração de trabalho útil
$w$	Velocidade relativa do escoamento
$x$	Título de vapor
$Z$	Número de pás
$z$	Coordenada $z$ em relação ao datum

## LETRAS GREGAS

$\alpha$	Ângulo entre a velocidade absoluta resultante e sua componente meridional
$\beta$	Ângulo entre a velocidade relativa resultante e sua componente meridional
$\gamma$	Razão entre CP e CV
$\eta$	Eficiência
$\nu$	Viscosidade dinâmica
$\rho$	Densidade
$\sigma$	Solidez do estator
$\tau$	Torque
$\varphi$	Coefficiente de fluxo
$\psi$	Coefficiente de carga
$\Omega$	Velocidade rotacional do rotor (rad/s)

## SUBSCRITOS

1 – 2	Relativo ao um processo termodinâmico arbitrário (seção 3.1)
1	Voluta
2	Entrada do estator
3	Saída do estator
4	Entrada do rotor
5	Saída do rotor
6	Entrada da bomba (ciclo)
7	Saída da bomba (ciclo)
<i>II</i>	Segunda lei
<i>amb</i>	Ambiente
<i>at</i>	Atrito
<i>BF</i>	Bordo de fuga
<i>bomba</i>	Relativo à bomba (ciclo)
<i>c</i>	Corrigido
<i>carnot</i>	Relativo ao ciclo de Carnot
<i>ciclo</i>	Relativo ao ciclo
<i>cond</i>	Relativo ao condensador
<i>cubo</i>	Relativo ao cubo do rotor
<i>disco</i>	Relativo ao disco do rotor
<i>ecin</i>	Energia cinética
<i>el</i>	Elétrico
<i>ent</i>	Entrada
<i>estágio</i>	Relativo ao estágio da turbina
<i>estator</i>	Relativo ao estator
<i>evap</i>	Relativo ao evaporador
<i>F</i>	Relativo à fonte fria
<i>fol</i>	Folga

<i>g</i>	Garganta
<i>hid</i>	Hidráulico
<i>inc</i>	Incidência
<i>iso</i>	Relativo ao processo isentrópico
<i>m</i>	Componente meridional
<i>mec</i>	Mecânico
<i>med</i>	Média
<i>ótimo</i>	Valor ótimo
<i>perdas</i>	Relativo às perdas do sistema
<i>Q</i>	Relativo à fonte quente
<i>r</i>	Componente radial
<i>rankine</i>	Relativo ao ciclo de Rankine
<i>real</i>	Relativo ao processo real
<i>rel</i>	Da velocidade relativa
<i>rev</i>	Reversível
<i>rotor</i>	Relativo ao rotor
<i>s</i>	Estado isentrópico
<i>sai</i>	Saída
<i>sec</i>	Secundário
<i>sep</i>	Separação
<i>T</i>	Relativo a turbinas
<i>t</i>	Relativo ao estado de estagnação
<i>ts</i>	Total-estático
<i>ter</i>	Térmico
<i>topo</i>	Relativo ao topo das pás do rotor
<i>U</i>	Componente tangencial
<i>vol</i>	Voluta
<i>x</i>	Componente axial



## SIGLAS

ASHRAE	American Society Of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFC	Clorofluorcarboneto
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CI	Combustão Interna
IFR	Inward Flow Radial Turbine
ODP	Ozone Depleting Potential
ORC	Ciclo de Rankine Orgânico



## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>29</b>
<b>2. OBJETIVOS .....</b>	<b>31</b>
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>32</b>
3.1. Fundamentos Termofluídicos .....	32
3.2. Ciclo de Rankine e Ciclo de Rankine Orgânico (ORC).....	40
3.3. Fluidos ORC .....	49
3.4. Turbinas – Fundamentos.....	53
3.5. Turbinas Radiais.....	61
3.5.1. Fundamentos .....	61
3.5.2. Componentes e Perdas.....	66
<b>4. METODOLOGIA .....</b>	<b>72</b>
4.1. Turbinas radiais – Método da Linha Média.....	72
4.2. Procedimento de Cálculo .....	73
4.2.1. Valores de Entrada.....	78
4.2.2. Análise de Desempenho – Rotor .....	79
4.2.3. Análise de Desempenho – Estator e Voluta.....	87
4.2.4. Correção da Eficiência e Re-iteração.....	93
4.3. Cálculo do Ciclo Termodinâmico.....	94
4.4. Estudo comparativo.....	96
4.5. Processo de Otimização.....	97
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>100</b>
5.1. Estudo comparativo.....	100
5.2. Otimização.....	104
<b>6. CONCLUSÕES .....</b>	<b>117</b>
<b>7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>119</b>



## 1. INTRODUÇÃO

O mundo moderno demanda sempre maiores quantidades de energia, cada vez mais limitadas pelo preço e reservas limitadas de petróleo, mudanças climáticas e questões econômicas. Por outro lado, várias fontes de energia renováveis, como energia solar, eólica ou geotérmica estão à disposição, como também calor rejeitado pela indústria ou por residências (VÉLEZ et al., 2012).

O uso de água como fluido de trabalho no ciclo de Rankine apresenta algumas desvantagens, como a necessidade de superaquecimento do vapor para evitar condensação durante a expansão, risco de erosão das pás das turbinas, pressão excessiva no condensador e necessidade de sistemas complexos de alto custo (BAO; ZHAO, 2013). Sua aplicabilidade em ciclos de geração energia com fontes de calor de média temperatura é discutível. Entretanto, em fontes de calor de baixa temperatura é inviável o seu uso.

Nesse contexto de crescente busca por fontes de energia alternativas surge o ciclo de Rankine orgânico (do inglês, ORC). Empregando fluidos orgânicos com menor temperatura de evaporação, tais como hidrocarbonetos ou refrigerantes, o ORC trabalha sob menores temperaturas e pressões, reduzindo os riscos ligado a segurança, possibilitando o uso de sistemas de complexidade menor do que de ciclos a vapor d'água e com menor custo (RAHBAR et al., 2014). Suas aplicações vão desde aplicações em usinas de incineração de lixo, biomassa, até energia solar, geotérmica e até reaproveitamento de calor rejeitado em motores CI ou em processos industriais (TCHANCE et al., 2008).

O fluido utilizado deve possuir boas características termodinâmicas para aplicação em baixa temperatura e pressão, além de preencher requisitos de segurança ambiental, de inflamabilidade, toxicidade, devendo ser economicamente viável (VÉLEZ et al., 2012). É também desejável que o fluido seja denso, possua boa capacidade térmica e que sua expansão não leve a condensação do fluido dentro da turbina.

As dificuldades envolvidas na disseminação dessa tecnologia dizem respeito ao desenvolvimento das turbinas utilizadas e da seleção do fluido de trabalho ideal. Turbinas radiais se mostram bastante atrativas para o uso em ORCs devido às

suas características de performance em ciclos de baixa potência, suportando maiores razões de pressão por estágio, assim como sua facilidade de manufatura e robustez. Suas aplicações em baixas temperaturas também permitem o uso de materiais de melhor custo-benefício, favorecendo a viabilidade econômica desse tipo de sistema.

O desafio dos ORCs está no desenvolvimento de um ciclo com boa eficiência térmica, considerando que as fontes de calor são de baixa temperatura e a escolha do fluido é determinante para o bom funcionamento do sistema. Ainda, é importante definir os limites de pressão do ciclo termodinâmico, bem como a turbina utilizada, de forma que a eficiência da turbina e do ciclo termodinâmico estejam sobre seu ponto ótimo.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo principal desse trabalho é desenvolver uma ferramenta que auxilie no projeto preliminar de turbomáquinas para geração de energia com base em modelos desenvolvidos na literatura, voltado para a aplicação no Ciclo Rankine Orgânico que permite a otimização desse sistema com base em parâmetros pré-estabelecidos pelo usuário dessa ferramenta.

Com base em fundamentos termodinâmicos e fluídicos, deseja-se entender os parâmetros de desempenho de sistemas termofluídicos, que combinados com metodologia de projeto de turbinas radiais e de correlações de perdas presentes na literatura, um novo modelo de desenvolvimento de turbinas radiais seja criado e com base nele, todo o processo de desenvolvimento de turbomáquinas seja aprimorado.

Uma comparação com resultados teóricos presentes na literatura é proposta para uma primeira validação do modelo. Então um projeto de otimização de uma turbina combinada com um ORC é proposto para um sistema de geração de energia de 10 kW, tendo como meta obter a melhor relação entre eficiência isentrópica da turbina e eficiência do ciclo termodinâmico para que o melhor aproveitamento da energia do ORC seja atingido.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1. Fundamentos Termofluídicos

A análise do escoamento em turbomáquinas está ligada a duas grandes áreas: a Termodinâmica e a Mecânica dos fluidos. Os princípios de conservação das duas áreas não devem ser aplicados de forma separada, visto que a forma com que o escoamento ocorre na máquina estudada afeta as propriedades termodinâmicas do fluido e vice-versa.

Os princípios de conservação termo e fluidodinâmicos aplicados à teoria e cálculo de turbomáquinas são a primeira e segunda leis da Termodinâmica, a equação da continuidade e a conservação dos momentos linear e angular.

A primeira lei da termodinâmica enuncia que a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo, mas que ela pode apenas mudar de forma, princípio chamado de conservação da energia. Dessa forma, considerando-se um sistema adiabático, ou seja, aonde não há troca de calor com o ambiente externo, no caso de dois estados já determinados, o trabalho realizado é sempre o mesmo, independentemente de como esse processo de mudança de estado ocorrer, ou seja, a variação da energia total do sistema entre esses estados é igual ao trabalho realizado (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Em um sistema não adiabático, aonde há troca de calor com o ambiente a variação infinitesimal da energia total da massa de um sistema ( $dE$ ) entre dois estados distintos será igual ao calor adicionado ao sistema nesse processo ( $\delta Q$ ) menos o trabalho realizado por ele ( $\delta W$ ), não importando o caminho utilizado, apenas os estados inicial e final. Matematicamente, a primeira lei é expressa segundo a eq. (1) (SONNTAG; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003).

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (1)$$

A convenção comumente adotada é de sinal positivo para calor entrando e trabalho saindo do sistema, e de sinal negativo para calor saindo e trabalho entrando no sistema.



A entalpia de uma substância é uma propriedade extensiva, ou seja, que é dependente da massa ou da extensão volumétrica do sistema e ela é composta pela soma da energia interna, definida como a soma das formas de energia microscópicas (as quais são intrínsecas de suas características internas e ao grau de agitação das moléculas), o produto da pressão e o volume específico da substância naquele estado (pressão e volume específico, assim como temperatura são propriedades intensivas da matéria), conforme expresso na eq. (2). Neste trabalho, será apresentada apenas a entalpia específica, isto é, a entalpia por massa. Na convenção utilizada, as propriedades específicas são representadas por letras minúsculas e as propriedades totais, por letras maiúsculas.

$$h = u + Pv \quad (2)$$

A entalpia é, portanto, uma propriedade termodinâmica que reúne a energia interna do fluido com a energia associada ao seu escoamento. Essa propriedade, assim como a entropia (analisada na próxima seção) e a energia interna, não podem ser medidas diretamente, como massa ou temperatura. Dessa forma as mesmas são calculadas em função das variáveis independentes do estado termodinâmica em questão. Normalmente as propriedades podem ser avaliadas em função do tipo de modelo da substância considerado. No caso dos gases as propriedades termodinâmicas se calcula utilizando a teoria de gases ideais ou utilizando tabelas termodinâmicas de dados coletados de gases reais.

Um gás pode ser considerado gás ideal quando valer a relação da eq. (3), conhecida como equação de estado de gás ideal, sendo  $R$  a constante de gás, a qual relaciona o número de moléculas de gás ideal com seu volume, pressão e temperatura. Através dela é possível observar que as propriedades nessa relação são intensivas.

$$Pv = RT \quad (3)$$

Na análise por gases ideais as propriedades extensivas são funções apenas da temperatura, enquanto que as propriedades intensivas respeitam a equação de estado de gás ideal. Sabendo-se a temperatura do estado e o calor específico a pressão constante ( $C_p$ ) (para a entalpia) ou a volume constante ( $C_v$ ) (para a energia interna), que são também funções da temperatura apenas, calcula-se a diferença entre as propriedades, considerando-se o calor específico médio entre os estados (quando a diferença for considerável), expresso pelas eq. (4) e eq (5).

$$\Delta h (T) = \Delta T C_{p,med}(T) \quad (4)$$

$$\Delta u (T) = \Delta T C_{v,med}(T) \quad (5)$$

O calor específico a pressão constante ( $C_p$ ) como função da temperatura pode ser aproximada por um polinômio de terceiro grau, e os coeficientes desse polinômio podem ser encontrados em tabelas de propriedades termodinâmicas. A relação entre  $C_p$  e  $C_v$  obedece a eq. (6). A relação entre os calores específicos ( $\gamma$ ) é determinada pela eq. (7).

$$C_p = C_v + R \quad (6)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (7)$$

Já em uma análise de gases reais, as propriedades extensivas são obtidas por meio de tabelas termodinâmicas ou banco de dados. Nesse caso, é definido um estado de referência para o material, por exemplo, a determinada temperatura e pressão, na qual as propriedades extensivas são definidas como zero. Então modifica-se os estados para se definir essas propriedades nas novas condições.

O princípio da conservação da massa, segundo Çengel e Cimbala (2015) para um volume de controle se expressa como segue. A transferência total de massa para dentro ou para fora de um volume de controle durante um intervalo de tempo é igual à variação total da massa total dentro do volume de controle

durante esse intervalo de tempo. Da mesma forma que a energia, a massa é conservada no início e no final de um processo em um sistema fechado e em volumes de controle, a diferença da quantidade de massa que atravessa as fronteiras de entrada e saída do sistema deve ser igual à variação da massa interna do sistema.

A partir de uma combinação da primeira lei da termodinâmica e da conservação da massa aplicada a volumes de controle, considerando-se um volume com apenas uma entrada e uma saída em regime permanente ( $\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sai}$ ), obtém-se uma forma de aplicação para a primeira lei expressa na eq. (8). Essa forma não é expressa em termos de energia e massa absolutos, mas em termos de fluxo de energia e de massa. Na equação apresentada, os termos  $c^2/2$ ,  $g$  e  $z$  representam respectivamente, a energia cinética do escoamento, gravidade e altura em relação a uma referência e estes dois últimos termos combinados representam a energia potencial do fluido. Por isso deve-se utilizar a vazão mássica, taxa de transferência de calor e a potência, bem como a entalpia específica.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{sai} \left( h_{sai} + \frac{c_{sai}^2}{2} + gz_{sai} \right) - \dot{m}_{ent} \left( h_{ent} + \frac{c_{ent}^2}{2} + gz_{ent} \right) \quad (8)$$

A segunda lei da termodinâmica enuncia que os processos termodinâmicos ocorrem em uma direção e que a energia possui qualidade e quantidade. Ela estabelece que é impossível a construção de uma máquina que opere em um ciclo e que não produza outro efeito além da geração de trabalho e troca de calor com um único reservatório (enunciado de Kelvin-Planck), ou seja, todos os ciclos termodinâmicos possíveis operam entre dois reservatórios de calor, um quente e um frio e, portanto, nenhuma máquina térmica tem eficiência de 100%. Ela também enuncia que é impossível a construção de um dispositivo que opera em um ciclo cujo efeito é apenas a transferência de calor de uma fonte fria para uma fonte quente, ou seja, a energia flui naturalmente da fonte mais quente para a fonte mais fria e o oposto só ocorre com entrada de energia no sistema (enunciado de Clausius) e permite obter a máxima eficiência a ser atingida em sistemas térmicos cíclicos que operam reversivelmente.

Na análise de máquinas de fluxo reais, porém, não é possível que os processos sejam reversíveis, ou seja, é possível observar irreversibilidades em todos os casos reais. O atrito na interface entre um sólido e um fluido, ou entre as várias camadas de fluido, assim como a expansão não resistida de um gás ou transferência de calor são exemplos de processos irreversíveis. Portanto, os processos reversíveis são impossíveis de serem reproduzidos na grande maioria dos processos reais, mas auxiliam na identificação e eliminação de imperfeições no desenvolvimento dos processos termodinâmicos (ÇENGEL; BOLES, 2013). Os mesmos permitem calcular a maior eficiência a ser atingida em um processo, auxiliando na definição da eficiência de segunda lei de um processo ( $\eta_{II}$ ), definida pela eq. (9), pela relação entre a potência útil gerada ( $\dot{W}$ ) e a potência gerada em um processo reversível ( $\dot{W}_{rev}$ ), bem como a eficiência de segunda lei para um ciclo ( $\eta_{II,ciclo}$ ) (eq. (10)), definida como a eficiência do ciclo real ( $\eta_{ter,ciclo}$ ) em relação à eficiência do ciclo de Carnot que opera entre fontes de calor de mesma temperatura ( $\eta_{ter,rev}$ ).

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{rev}} \quad (9)$$

$$\eta_{II,ciclo} = \frac{\eta_{ter,ciclo}}{\eta_{ter,rev}} \quad (10)$$

O ciclo de Carnot será explicado na seção subsequente e representa o ciclo reversível com maior eficiência operando entre duas fontes de calor.

A entropia total de um sistema é formalmente definida como o grau de desorganização das moléculas, e matematicamente definida pela eq. (11). É uma propriedade utilizada na medição da qualidade da energia de um sistema termodinâmico, visto que a mesma é capaz de permitir o cálculo das irreversibilidades do sistema.

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (11)$$

O princípio de aumento da entropia diz que em um sistema fechado a entropia sempre aumenta ou permanece a mesma. Isso quer dizer que os processos reais seguem em uma determinada direção se ocorrerem espontaneamente, ligando a entropia à segunda lei. Além disso, é uma propriedade que não se conserva, está sempre aumentando, com exceção dos processos internamente reversíveis e adiabáticos. De fato, esses processos com geração nula de entropia são denominados isentrópicos e constituem modelos para o processo real realizado em regime permanente, sendo adequado para a análise de turbomáquinas. A partir disso define-se que a eficiência isentrópica da geração de trabalho em turbinas ( $\eta_T$ ) é a razão entre a diferença de entalpia de entrada e de saída do fluido na máquina real ( $\Delta h_{real}$ ) e a mesma diferença no processo isentrópico ( $\Delta h_{iso}$ ), segundo a eq. (12).

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{iso}} \quad (12)$$

Repetindo a análise da entalpia, o cálculo da entropia também é realizado utilizando-se a entropia específica e será dividido entre os casos da hipótese de gases ideais e gases reais e é também calculada com utilizando-se estados de referência. Porém, o valor da entropia em si não é o fator mais interessante no presente trabalho, e sim a diferença de entalpia relativa ao valor da diferença de entropia, a partir da qual é possível determinar o estado desejado e conseqüentemente a eficiência isentrópica do componente.

Na análise por gás ideal a ser realizada, admite-se que  $C_p$  ou  $C_v$  são constantes e assumem seus valores médios (quando a diferença é significativa). Dessa forma, a variação de entropia se calcula pelas eqs. (13) e (14).

$$s_2 - s_1 = C_{p,med} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (13)$$

$$s_2 - s_1 = C_{v,med} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (14)$$

Na análise por gases reais, a definição da entropia é realizada também por meio da busca das propriedades em tabelas termodinâmicas e banco de dados de fluidos, dos quais é possível obter os estados do fluido a partir de duas propriedades. Dessa forma, o que é comumente realizado para sistemas adiabáticos é um cálculo de processo real, a partir de correlações de perdas entálpicas ou de pressão, e de um processo isentrópico, a partir dos quais se calcula a eficiência isentrópica.

Quando a energia cinética e potencial do fluido não são significativas em relação à entalpia, esta é representada apenas como uma combinação da energia interna e o trabalho de escoamento do fluido, conforme já foi apresentado na eq. (2). Para o caso de aplicação em máquinas em que a energia potencial é desprezível, mas a energia cinética é consideravelmente grande em relação à entalpia, ou seja, a velocidade do escoamento é alta, convém combinar esses dois termos em um termo chamado entalpia de estagnação ( $h_t$ ) (eq. (15)). A entalpia ( $h$ ) do fluido definida na eq. (2) passa a ser denominada nesse caso de entalpia estática.

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (15)$$

Considerando-se um processo em um volume de controle adiabático aonde não haja realização de trabalho, é possível demonstrar que a entalpia de estagnação é mantida constante a partir da primeira lei. Dadas as condições de vazão mássica constante, de variação pouco significativa da energia potencial, e volume de controle adiabático sem realização de trabalho, a partir da eq. (8) obtém-se que:

$$\dot{m}_{sai} \left( h_{sai} + \frac{c_{sai}^2}{2} \right) - \dot{m}_{ent} \left( h_{ent} + \frac{c_{ent}^2}{2} \right) = 0 \quad (16)$$

Conclui-se que a partir da definição da entalpia de estagnação, ver eq. (15), a entalpia de estagnação entre a entrada e saída do volume de controle não varia, ou seja, é constante quando não há interferências externas no sistema.

A conservação do momento linear, ou Segunda Lei de Newton, define que a soma das forças atuando sobre um corpo é igual à variação do momento angular desse corpo e é definida pela eq. (17), aonde  $c$  é a velocidade do escoamento,  $m$  a massa e  $F$  a força resultante sobre esse corpo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$F = \frac{d(mc)}{dt} \quad (17)$$

Em um volume de controle em regime permanente com uma entrada e uma saída, pode-se empregar a equação do momento linear (eq. (18)):

$$F = \dot{m}(c_2 - c_1) \quad (18)$$

Em um sistema em rotação, pode-se desenvolver a equação do momento linear multiplicando ambos os lados pela coordenada radial, para se obter a conservação do momento angular, eq. (19) (DIXON; HALL, 2010).

$$\tau = \frac{d(mrc)}{dt} \quad (19)$$

Considerando que o fluido tem uma entrada em uma coordenada radial ( $r_1$ ) e a saída em outra coordenada radial ( $r_2$ ), fazendo com que a diferença entre as velocidades tangenciais na entrada ( $c_{u1}$ ) e na saída ( $c_{u2}$ ) causem um torque ( $\tau$ ) no sistema. Esse fenômeno pode ser expresso pela eq. (20):

$$\tau = \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (20)$$

Em sistemas fechados sem influência externas, o torque gerado é nulo e vale a relação expressa na eq (21).

$$r_2 c_{u2} = r_1 c_{u1} \quad (21)$$

O número de Mach ( $Ma$ ) no escoamento de um fluido é a razão entre sua velocidade ( $c$ ) e a velocidade do som ( $a$ ) no estado em que essa grandeza é avaliada. Números de Mach menores do que 1 caracterizam o escoamento subsônico enquanto que valores maiores do que 1 caracterizam escoamento supersônico. As eq. (22) apresenta o cálculo do número de Mach e a eq. (23) apresenta o cálculo da velocidade do som para gases ideais a determinada temperatura ( $T$ ) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$Ma = \frac{c}{a} \quad (22)$$

$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (23)$$

### 3.2. Ciclo de Rankine e Ciclo de Rankine Orgânico (ORC)

Apresentando a maior eficiência possível de se obter entre duas faixas determinadas de temperatura, o ciclo de Carnot não é um processo possível de se reproduzir, dado que ele possui várias limitações de ordem prática no que diz respeito às máquinas utilizadas nos processos de expansão e/ou compressão. O ciclo de Rankine se mostra como uma boa solução para os problemas apresentados pelo ciclo de Carnot, apresentando, porém, menor eficiência. Por ser uma forma de geração de energia utilizando predominantemente o vapor d'água como fluido de trabalho, ela é adequada para o uso com fontes de calor de alto poder calorífico, como combustíveis fósseis. No atual contexto de busca por fontes renováveis de energia, o ciclo de Rankine orgânico ganha importância ao possibilitar essa geração em temperaturas mais baixas do que as do vapor d'água no ciclo de Rankine convencional.

Para se operar entre duas faixas determinadas de temperatura, o ciclo de Carnot apresenta a maior eficiência possível. Nesse ciclo o fluido é aquecido de forma



isotérmica e reversível em uma caldeira, expandido isentropicamente, condensado de forma reversível e isotérmica em um condensador e comprimido também isentropicamente até o estado inicial, quando considerado um ciclo abaixo da temperatura crítica do fluido de trabalho. Um exemplo desse ciclo é apresentado na Figura 1.

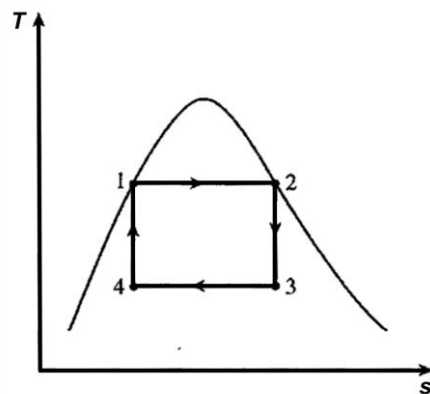


Figura 1 - Ciclo de Carnot saturado (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Entretanto, alguns fatores práticos inviabilizam esse ciclo. No exemplo dado, considerando o uso do fluido na região de saturação em ambas as faixas de temperatura, apesar dos processos de evaporação e condensação a pressão constante ocorrerem também a temperaturas constantes, as dificuldades surgem na expansão e compressão do fluido, dado que as turbinas atuando na expansão do fluido e gerando trabalho de eixo são projetadas para atuar com título de vapor maior do que 90%, da mesma forma que compressores e bombas não funcionam bem com misturas bifásicas. O processo de condensação é também difícil de se controlar, no que diz respeito ao título na saída do condensador. Além disso, para se obter maior eficiência, seria necessário que a temperatura da fonte quente seja mais alta, fator limitado pela temperatura crítica do fluido.

Como alternativa, a temperatura quente do ciclo poderia estar acima da temperatura crítica do fluido (Figura 2), de forma a se obter uma maior eficiência. Porém, outros problemas de ordem prática se fazem presentes, como a compressão isentrópica a altas pressões e transferência de calor isentrópica a pressões variáveis.

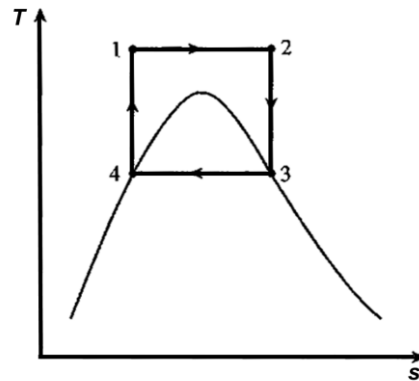


Figura 2 - Ciclo de Carnot supercrítico (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_Q}{T_F} \quad (24)$$

A eficiência do ciclo de Carnot é apresentada na eq. (24) e ela é desenvolvida através da subtração das áreas abaixo das linhas de processo de injeção e rejeição de calor do sistema à temperatura constante.

Assim sendo, conclui-se que o ciclo de Carnot, apesar de apresentar a maior eficiência possível a ser obtida em um ciclo entre dois limites de temperatura especificados, não apresenta possibilidades de ser reproduzido em sistemas reais.

Nesse contexto, o ciclo de Rankine é a idealização do que ocorre na prática em usinas de geração de energia utilizando água como fluido de trabalho. Suprindo as dificuldades de ordem prática do ciclo de Carnot, o ciclo de Rankine ideal (Figura 3) consiste na compressão isentrópica de água líquida, com o custo do trabalho de compressão, aquecimento em uma caldeira a pressão constante, expansão isentrópica em uma turbina, gerando a taxa de trabalho desejada e resfriamento a pressão constante em um condensador.

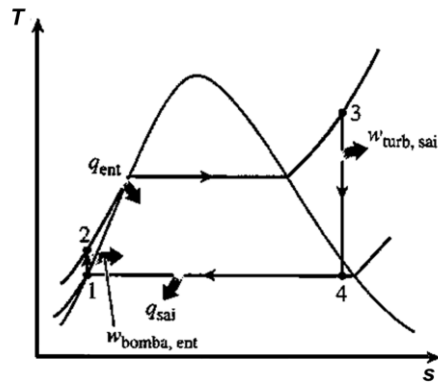


Figura 3 - Ciclo de Rankine ideal (ÇENGEL; BOLES, 2013).

No ciclo de Rankine real há perdas em todos esses processos, havendo irreversibilidades na passagem da água e vapor d'água pelas tubulações da caldeira e do condensador, além das conexões, causando perda de pressão em cada um dos componentes. Ainda há perda de calor do vapor para a vizinhança da tubulação, e irreversibilidades durante a expansão na turbina e compressão na bomba, sendo, portanto, necessário que mais calor seja introduzido a fim de se obter a mesma potência líquida.

Analisando-se componente a componente, é possível obter um melhor detalhamento das características de cada um.

O aumento de pressão da água no estado líquido pode ser realizado por uma bomba, dado que não há variação significativa do volume específico. Entretanto, essa pequena variação já produz alguma diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido desse componente. É preferível que o fluido esteja comprimido para que as zonas de baixa pressão no lado de sucção das pás da bomba não provoquem rápida evaporação e condensação do fluido, causando erosão a longo prazo, fenômeno chamado de cavitação.

Na caldeira ocorre a entrada de calor no sistema, sendo ela responsável pela produção de vapor, dado que a água entra no estado líquido comprimido e sai no estado de vapor superaquecido. O calor no trocador é normalmente advindo de gases da combustão de combustíveis fósseis, entre outras fontes de alto poder calorífico. A pressão de saída do trocador no ciclo real é um pouco mais baixa do que a pressão na entrada por conta de perdas ocorridas na passagem do fluido, conforme já foi citado. No ciclo de Rankine ideal a pressão de saída é

igual à pressão na entrada da caldeira, e com isso, a mudança de fase ocorre a temperatura constante.

A expansão do vapor na turbina ocorre de forma isentrópica no ciclo de Rankine ideal e com irreversibilidades no ciclo real, causado pelas perdas por atrito, descolamento da camada limite no bordo de fuga das pás, escoamentos secundários do fluido no rotor, entre outras formas de perdas especificadas nas seções subsequentes. Além disso, é desejável que não haja queda no título de vapor para valores abaixo de 90% ao longo da turbina, pois as gotas condensadas causam erosão nas pás.

O condensador recebe o vapor superaquecido da saída da turbina ou uma mistura com alto título de vapor. O calor do fluido que sai da turbina é rejeitado para o ambiente ao longo desse componente, trocando calor com água de rios, lagos, ou mesmo com o ar. O estado desejável da saída de água é líquido saturado, porém por conta cavitação, conforme já foi citado, a água sofre um resfriamento maior e o estado passa a ser líquido comprimido. Além disso, a pressão na saída do condensador em um ciclo real é menor do que a pressão na entrada do mesmo, e por conta disso, a bomba terá um trabalho de compressão maior (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A eficiência do ciclo de Rankine é definida como a razão entre o trabalho gerado no eixo e o calor adicionado ao sistema na caldeira, conforme eq. (25).

$$\eta_{rankine} = \frac{\dot{W}_{sai}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (25)$$

O calor de entrada do ciclo é a área abaixo da curva da pressão superior do ciclo, enquanto que o calor de saída do ciclo pode ser calculado como a área abaixo da curva da pressão inferior, segundo a Figura 4.

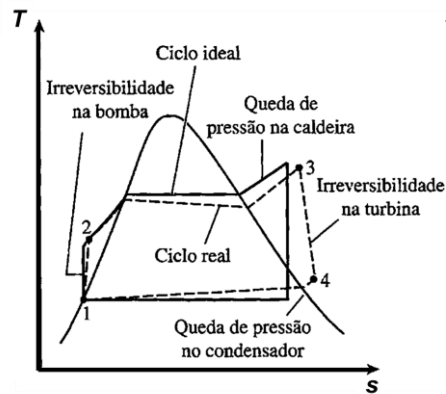


Figura 4 - Ciclo de Rankine real (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A eficiência desse ciclo é baseada na diferença entre a temperatura média de entrada de calor e a temperatura média de rejeição de calor. Com base nisso, uma das formas de se melhorar a eficiência desse ciclo é aumentar a temperatura média de evaporação, a partir do aumento da temperatura do vapor superaquecido ou com o aumento da pressão na caldeira. Porém, o aumento da temperatura do vapor tem como limitante o material utilizado nas tubulações e nas turbinas. Outra alternativa é trabalhar com menores pressões de condensação, dado que o aproveitamento do calor da fonte ocorre através das elevadas temperaturas do ciclo, o que explica o fato de as usinas a vapor operarem com pressões abaixo da atmosférica.

Uma forma comumente utilizada é de se expandir o vapor em turbinas com dois estágios, um de alta pressão e outro de baixa pressão, promovendo a passagem do vapor entre eles pela caldeira para que haja reaquecimento, de forma a aumentar a geração de energia na expansão.

Entretanto, quando a fonte quente não possui temperaturas muito altas, o ciclo de Rankine passa a ter uma relação de custo-benefício muito baixa, dado a complexidade dos componentes que o compõe e a baixa eficiência do ciclo a baixas temperaturas.

A partir dos dados apresentados, o ciclo de Rankine Orgânico (ORC) se apresenta como uma alternativa viável de geração de energia.

Esse ciclo difere do ciclo de Rankine comum por utilizar fluidos orgânicos, mas os princípios de funcionamento do ciclo são mantidos. O peso molecular dos

fluidos orgânicos, mais elevado do que o da água, implica em um menor volume específico, que por sua vez influi nas dimensões dos componentes do sistema, permitindo o uso de sistemas de menores dimensões para uma mesma capacidade de geração em relação ao ciclo a vapor. De construção simples, o sistema é desenhado para aproveitar a energia acumulada em fontes de calor de baixas temperaturas, sendo necessário altas pressões para que essa energia possa ser convertida em trabalho útil e é adequado para o uso com fontes de energia renováveis, como solar e geotérmica, bem como incineração de lixo, queima de biomassa ou reaproveitamento de gases de saída de outros ciclos de combustão de combustíveis fósseis. As pressões utilizadas são mantidas acima de 1 atm para que não haja a invasão do ar atmosférico dentro do sistema, não havendo, assim, necessidade de um sistema de vácuo. Além disso é possível o uso de materiais menos nobres, diferentemente de turbinas a vapor e aeronáuticas, que trabalham a temperaturas muito elevadas, exigindo materiais que mantenham a resistência nessas temperaturas. É necessário, entretanto, atentar-se aos riscos dos fluidos utilizados, pois seu custo é alto e podem oferecer riscos de combustão, à saúde e ao meio ambiente, diferentemente do vapor d'água, cujo vazamento não acarretaria em grandes danos ao ambiente e em grandes perdas materiais.

A seguir apresenta-se alguns exemplos de ORCs com fontes de energia renováveis, sendo o primeiro exemplo um caso de usina de incineração de lixo. Vários estudos foram realizados nos últimos tempos devido ao potencial de reaproveitamento de energia presente em resíduos. Vélez et al. (2012) apresentam que, quanto maior o fluxo de calor e maior a temperatura da fonte quente do ciclo, melhor a viabilidade econômica do ciclo. É possível observar na Figura 5 que o ciclo para esse caso possui construção relativamente simples, sendo que os gases da incineração do lixo responsáveis pelo fornecimento de calor para o evaporador do ORC, e da mesma forma, o calor absorvido pelo condensador reaproveitado.

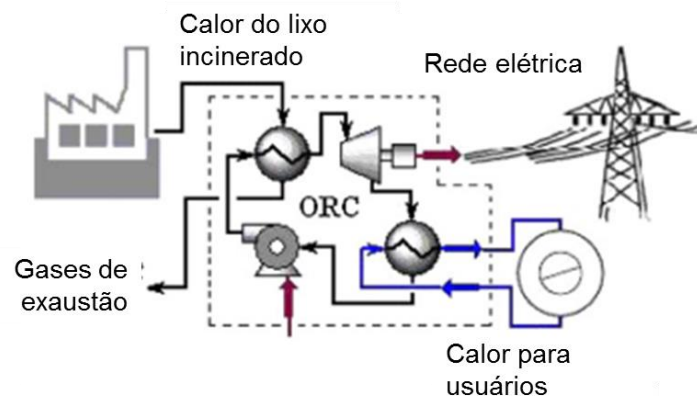


Figura 5 - Planta de geração de energia por incineração de lixo acoplada a um ORC (VÉLEZ et al., 2012).

O sistema mostrado na Figura 6 representa uma forma de geração de calor em fontes geotérmicas. São poucos os lugares que dispõem dessa forma de energia e nem todos são providos de vapor d'água superaquecido, de forma que possa ser utilizado em turbinas a vapor comuns. Dessa forma o ORC se mostra como uma boa alternativa para reaproveitar o calor produzido por essas fontes, sendo o vapor produzido pela fonte utilizado como fluido quente no evaporador de um ORC. Segundo Vélez et al. (2012), essa forma de aproveitamento da energia ainda é pouco utilizada, porém, pesquisas indicam um potencial de melhor desempenho de ORCs com regeneração. Além disso, seria possível acoplar uma usina ORC a uma usina de geração geotérmica a vapor convencional, de forma a melhorar a eficiência global da mesma.

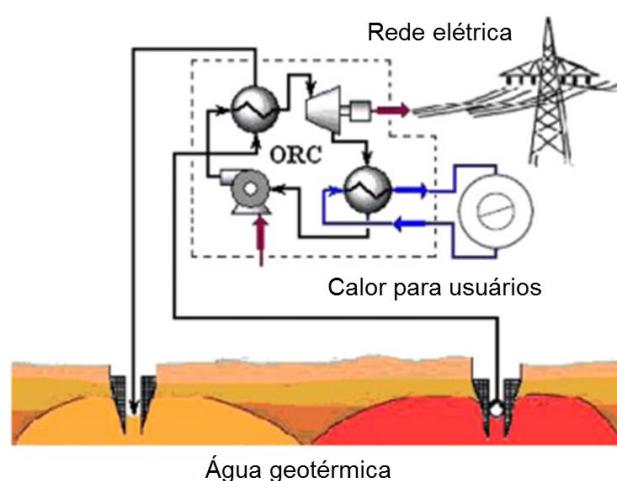


Figura 6 - Geração de energia geotérmica através do ORC (VÉLEZ et al., 2012).

Uma forma de geração de energia através de biomassa é apresentada na Figura 7. Um gaseificador é responsável pela formação de gás de síntese, o qual é queimado em um motor de combustão interna. Os gases da combustão são reaproveitados em um ORC, e o calor transferido no condensador ainda pode ser utilizado para fins domésticos, como por exemplo aquecimento de água. Ainda existe a possibilidade de reaproveitamento do calor da água de resfriamento do motor CI no evaporador do ORC, aumentando assim o seu aproveitamento. Esse sistema com gaseificação apresenta bom desempenho, porém, possui também a desvantagem de necessitar de um grande investimento inicial (VÉLEZ et al., 2012).

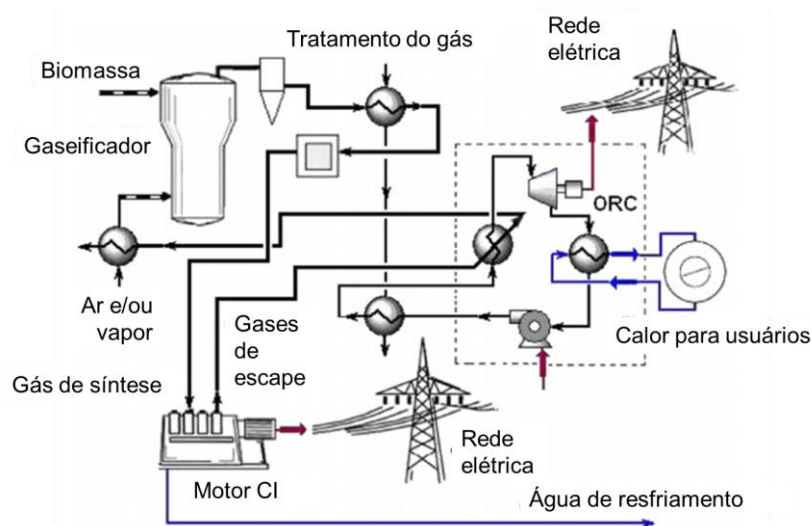


Figura 7 - Cogeração através de motor a combustão interna acoplado a um ORC (VÉLEZ et al., 2012).

Na Figura 8 é apresentado um ORC acoplado a um ciclo de receptor e armazenamento solar. Receptores solares de formato parabólico concentram a radiação solar nas tubulações, aonde é utilizada uma salmoura. O ciclo de salmoura é um ciclo de recebimento e transferência de calor para o ORC através do evaporador, e o calor que não é transferido passa a ser armazenado através da massa de salmoura em um tanque térmico. O ciclo de Rankine orgânico abriu a possibilidade de trabalho em temperaturas mais baixas, fazendo com que usinas em pequena escala passassem a ser viáveis técnica e economicamente. De fato, a usina presente em Saguaro, no estado do Arizona nos Estados Unidos, apresenta eficiência de conversão da energia solar em elétrica de 8,4%,



com relatos de usinas semelhantes com eficiências de 5% a 20%. Da mesma forma que os outros ciclos aqui apresentados, o calor rejeitado no condensador pode ser reaproveitado para uso doméstico (VÉLEZ et al., 2012).

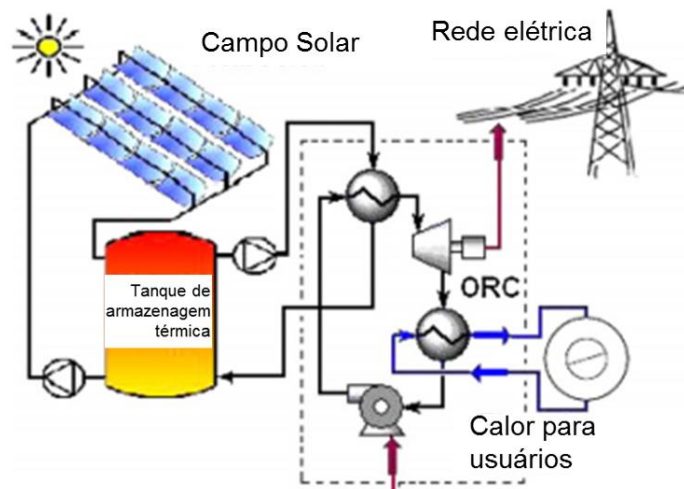


Figura 8 - ORC acoplado a um ciclo de captação solar com tanque de armazenamento da energia térmica (VÉLEZ et al., 2012).

### 3.3. Fluidos ORC

A seleção do fluido a ser utilizado no ciclo Rankine orgânico é uma das etapas mais importantes do processo de dimensionamento do sistema, visto que as características do fluido têm bastante influência sobre o desempenho final do ciclo e da turbina. Além disso, o custo de obtenção de fluidos orgânicos é mais elevado do que nos ciclos a vapor d'água. Para tal, algumas das características desejadas são definidas adiante.

Os fluidos de trabalho para ORCs são fluidos orgânicos. Essa generalização permite o uso de substâncias orgânicas de várias classes, segundo Bao e Zhao (2013), como hidrocarbonetos, aromáticos, éteres, perfluorocarbonetos, CFCs, álcoois e siloxanos. A restrição encontrada se aplica a fluidos com temperaturas críticas ou muito altas, ou muito baixas. Comumente são utilizados fluidos refrigerantes, bem como hidrocarbonetos nos ORCs.

A primeira característica aqui descrita é a curva de saturação de vapor do fluido no diagrama T-s, mostrado na Figura 9. Por esse fator, pode-se descrever um

fluido através de seu comportamento na expansão em uma turbina como úmido, isentrópico e seco.

O primeiro deles possui uma derivada negativa da entropia em relação à temperatura, e uma expansão isentrópica do vapor saturado resulta em uma mistura bifásica na saída da turbina. Um exemplo típico desse fluido é a água e a amônia. Por conta dessa característica, conforme foi explicitado na seção anterior, deve-se trabalhar com um limite de no mínimo 90% de título de vapor na saída da turbina para evitar a erosão das pás. Para que esse fenômeno ocorra, deve-se reaquecer o fluido na saída da turbina, o que demanda mais transferência de calor devido à fase gasosa.

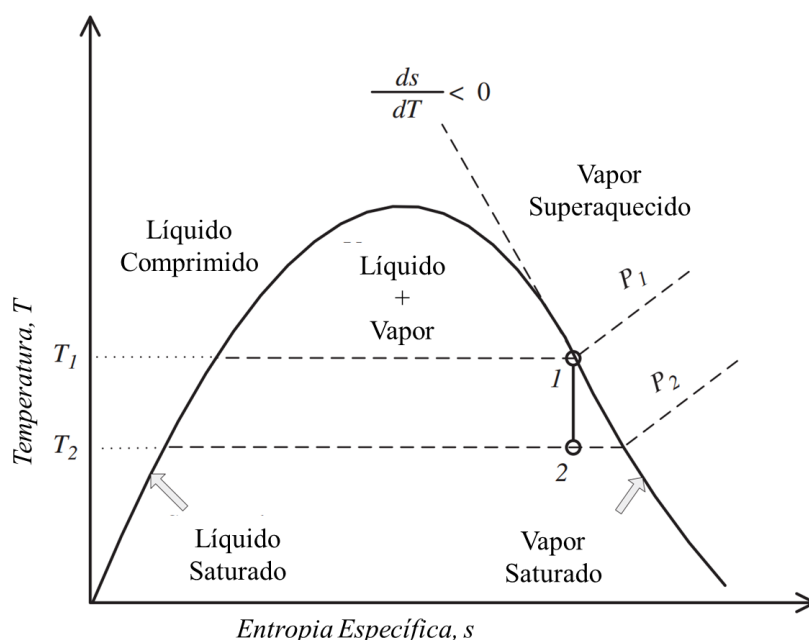


Figura 9 – Curva de saturação de fluido úmido (BAO; ZHAO, 2013).

O fluido de saturação isentrópica não possui variação da entropia com o aumento da temperatura, então uma expansão isentrópica do vapor saturado o manteria no mesmo estado, conforme Figura 10. Um exemplo de fluido de saturação isentrópica é o R11. Pela falta de necessidade de instalação, o fluido com essa característica de saturação do vapor se faz ideal para o uso em ORCs.

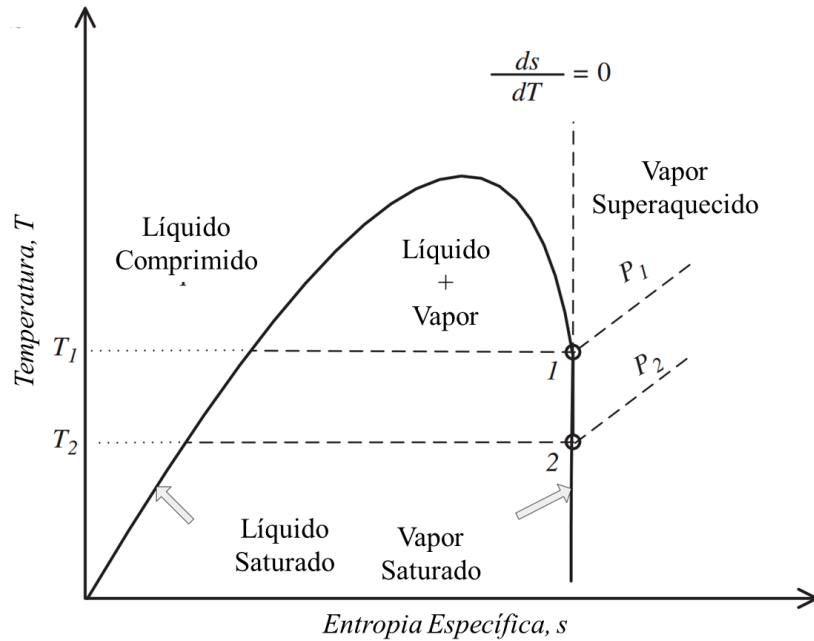


Figura 10 – Curva de saturação de fluido isentrópico (BAO; ZHAO, 2013).

O fluido de saturação de vapor seca possui uma inclinação positiva para esse trecho da curva e uma expansão isentrópica do vapor saturado na turbina o mantém na região de vapor superaquecido, conforme apresentado na Figura 11. Uma desvantagem desse fluido é a necessidade de resfriamento do fluido após a expansão para melhor desempenho do condensador. Por outro lado, essa forma de expansão cria a possibilidade de recuperação da energia que não foi totalmente reaproveitada durante a expansão devido ao superaquecimento do vapor remanescente.

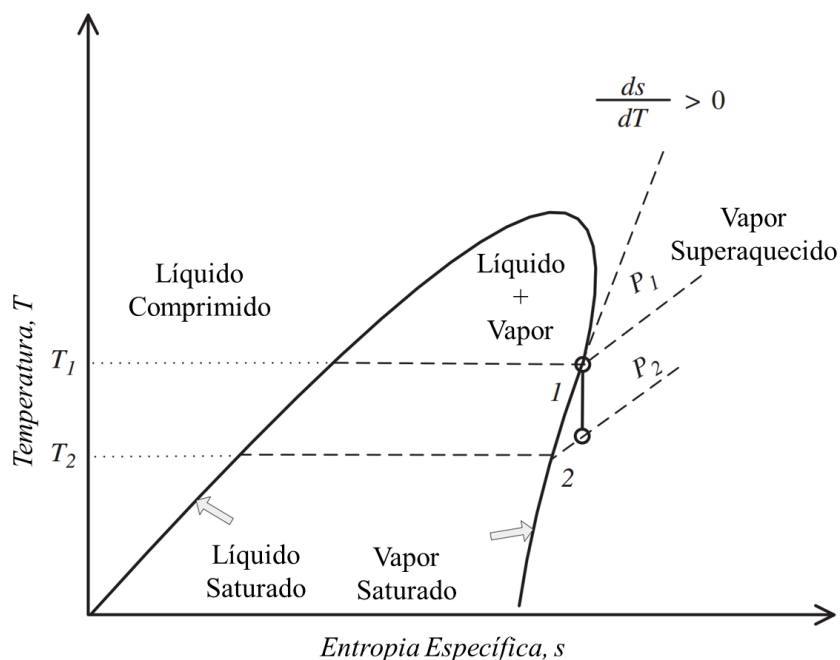


Figura 11 - Curva de saturação de fluido seco (BAO; ZHAO, 2013).

Das três categorias de fluido, segundo Bao e Zhao (2013), se o fluido for úmido mas possuir grande inclinação da curva de saturação do vapor, este vai apresentar o melhor desempenho, porém com o custo da possibilidade de haver umidade na turbina. O fluido seco apresenta possibilidade de uso em ciclos com regeneração, com o custo de haver maior complexidade do sistema, enquanto que o fluido isentrópico proporciona um melhor aproveitamento devido à simplicidade do processo por ter vapor saturado na saída. Além disso, um aumento da temperatura de superaquecimento ocasiona maior eficiência térmica do ciclo, porém reduz a eficiência de segunda lei.

A pressão de condensação e evaporação devem ser escolhidas de forma que ela seja menor do que a pressão atmosférica, evitando-se assim a contaminação do fluido de trabalho por ar ou água porém, a temperatura mais baixa do ciclo não deve ser menor do que o ponto de congelamento. A escolha das pressões deve ocorrer de forma que a diferença de temperatura da fonte quente para a fonte fria ocasione maior eficiência ao ciclo, ao mesmo tempo que o perfil de temperaturas do fluido de trabalho no trocador de calor possua inclinação semelhante à do fluido quente do trocador, reduzindo assim a temperatura média no mesmo e conseqüentemente as irreversibilidades (PALTRINIERI, 2014).

As propriedades físicas do fluido que se fazem importante dizem respeito às características dimensionais e de performance – termodinâmica e econômica – do sistema. O peso molecular tem influência sobre o volume específico do fluido nos diferentes estados. É desejável que o fluido possua menor volume específico, caracterizando assim sistemas mais compactos e de menor custo, além de apresentarem maior trabalho de expansão, o que é inversamente proporcional ao volume específico. Espera-se também que o fluido apresente maior condutividade térmica, e conseqüentemente menor área de transferência de calor, reduzindo custos em trocadores de calor. Para efeito de minimização das perdas por atrito nas tubulações é importante que o fluido apresente baixa viscosidade, o que melhora o desempenho geral do sistema.

É importante que o fluido apresente baixa temperatura de evaporação e temperatura de fusão entre 0 e 100°C à pressão ambiente para facilitar o manuseio e que suas características de segurança sejam condizentes com os padrões atuais. Isso significa que o fluido deve ter baixo potencial reativo com o ozônio (Ozone Depleting Potential – ODP) e baixo potencial estufa, e pertencer a um grupo de segurança segundo a norma ASHRAE 34, a qual classifica os fluidos segundo seu risco de corrosão, inflamabilidade e toxicidade.

### **3.4. Turbinas – Fundamentos**

A categoria de dispositivos denominada turbomáquinas abrange aqueles em que há transferência de energia entre um fluido escoando continuamente e uma ou mais séries de pás em movimento rotativo sobre um eixo fixo, segundo Korpela (2011). A mudança na entalpia de estagnação do fluido provocada pelo rotor da turbomáquina gera ou consome trabalho. Além disso, esse efeito de geração ou de consumo de trabalho é um dos critérios de classificação desse tipo de sistema, sendo o primeiro grupo composto por turbinas a gás, a vapor, eólicas e hidráulicas e o segundo grupo, por ventiladores, bombas e compressores.

Outra forma de classificação de turbomáquinas é feita considerando o escoamento em relação ao eixo de rotação. Pode-se fazer essa divisão em turbinas axiais, aonde o escoamento do fluido é totalmente ou parcialmente

paralelo ao eixo de rotação da máquina; ou turbinas radiais, nas quais o escoamento se dá totalmente ou parcialmente em um plano perpendicular ao eixo de rotação. Há ainda as turbinas de escoamento misto, aonde a velocidade na saída do rotor possui componentes radiais e axiais (DIXON; HALL, 2010). Um exemplo bastante conhecido de máquina axial é uma turbina aeronáutica, composta por um compressor e uma turbina axiais (Figura 12). Exemplo de turbomáquina radial é o compressor centrífugo (Figura 13).

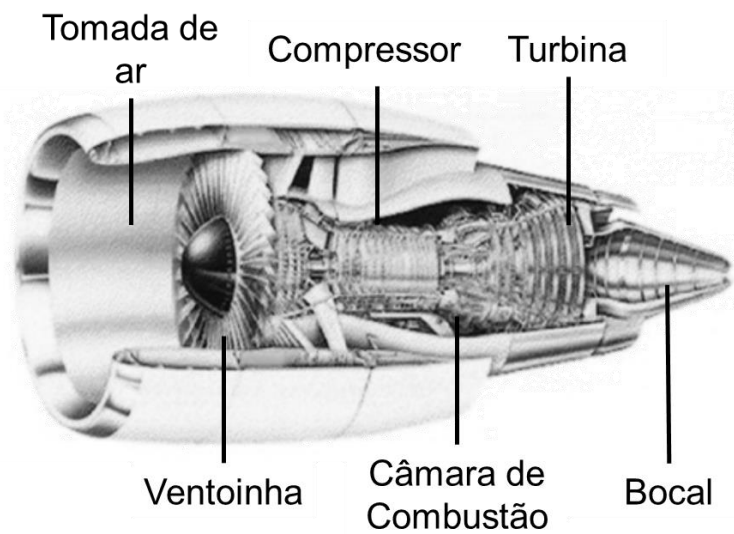


Figura 12 - Turbina aeronáutica axial e seus componentes principais (RICK, 2013).

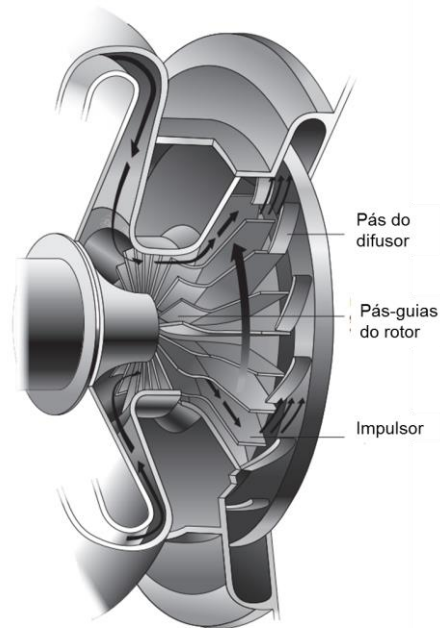


Figura 13 - Compressor centrífugo e seus componentes (DIXON; HALL, 2010).

Uma terceira forma de classificação para as turbomáquinas diz respeito à forma como ocorre a variação de pressão, segundo Dixon e Hall (2010). Quando toda a mudança de pressão ocorre no estator e o rotor apenas redireciona a direção da velocidade, a turbomáquina em consideração é de impulso. Caso haja aceleração do fluido nas pás do rotor, a turbomáquina é de reação. Segundo Baskharone (2006), o grau de reação de um compressor é o quanto a passagem do fluido pelo rotor se assemelha a um difusor, enquanto que em uma turbina é o quanto a passagem do fluido pelo rotor se assemelha a um bocal convergente.

A aplicação para cada tipo de máquina é determinante para que sua geometria seja definida. As aplicações de turbinas são basicamente em sistemas de potência de geração de energia elétrica em usinas termelétricas e nucleares, bem como geração hidráulica e eólica, além de turbocompressores. Turbomáquinas são utilizadas também para sistemas de propulsão, principalmente no setor aeronáutico, como em turbofans, turbojatos ou turbopropulsores.

Um estágio em uma turbomáquina é definido como um par rotor-estator (ou vice-versa). Em uma turbina, o conteúdo energético térmico do fluido é convertido em energia cinética pelo estator, que em seguida é transferida ao rotor como

trabalho de eixo. No caso de um compressor, a energia cinética do fluido adquirida com o movimento do rotor é em seguida convertida em energia térmica pelo estator.

Seguindo a forma com que o fluido transfere energia para a máquina, realizando um movimento ao longo do eixo de rotação do rotor, é esperado que o sistema de coordenadas utilizado seja polar. Dado que a geometria é axi-simétrica é possível considerar um plano meridional contendo a velocidade resultante das componentes axial e radial, chamada de meridional ( $c_m$ ) (eq. (26)), dado que o movimento do fluido ocorre essencialmente ao longo dessas direções, com componentes também na direção tangencial. A velocidade absoluta do fluido ( $c$ ) é então uma resultante das componentes axial ( $c_x$ ), radial ( $c_r$ ) e tangencial ( $c_U$ ), conforme eq. (27). Na Figura 14 é apresentado um exemplo dessas componentes em uma turbina.

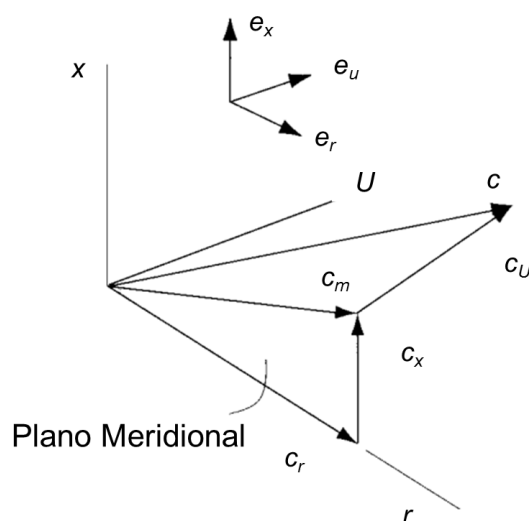


Figura 14 - Componentes de velocidade do escoamento em uma turbomáquina (KORPELA, 2011).

$$c_m = \sqrt{c_x^2 + c_r^2} \quad (26)$$

$$c = \sqrt{c_x^2 + c_r^2 + c_U^2} \quad (27)$$

Nos componentes rotativos, a representação da velocidade do fluido é realizada através dos chamados triângulos de velocidade, a partir dos quais é possível



relacionar a velocidade linear da pá, a velocidade absoluta do escoamento e a velocidade do escoamento em relação à velocidade da pá, segundo a Figura 15.  $\alpha$  é o ângulo entre a velocidade absoluta e a velocidade meridional, enquanto que  $\beta$  é o ângulo entre a velocidade relativa e a meridional. Observa-se que a diferença entre a componente tangencial da velocidade absoluta e a da velocidade relativa é igual à velocidade linear do rotor, segundo a eq. (28). As componentes tangenciais da velocidade estão na mesma direção que a velocidade linear da pá e, portanto, recebem o subscrito U.

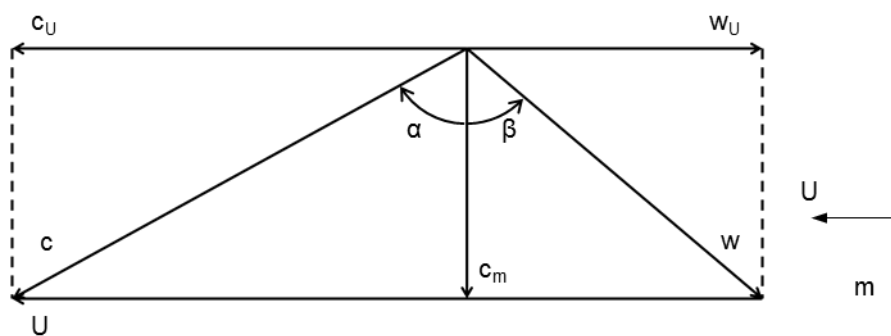


Figura 15 - Triângulo de velocidades.

$$c = \sqrt{c_m^2 + c_U^2} \quad (28)$$

$$U = \Omega r \quad (29)$$

Através da conservação do momento linear é possível de se obter a equação do torque sobre o eixo da turbina. Considerando o volume de controle da Figura 16, o torque no eixo do rotor é igual ao produto do somatório das forças atuando sobre o eixo e o respectivo braço entre cada componente de força, que desenvolvido resulta na eq. (30) (DIXON; HALL, 2010).

$$\tau_x = \dot{m} (r_1 c_{U1} - r_2 c_{U2}) \quad (30)$$

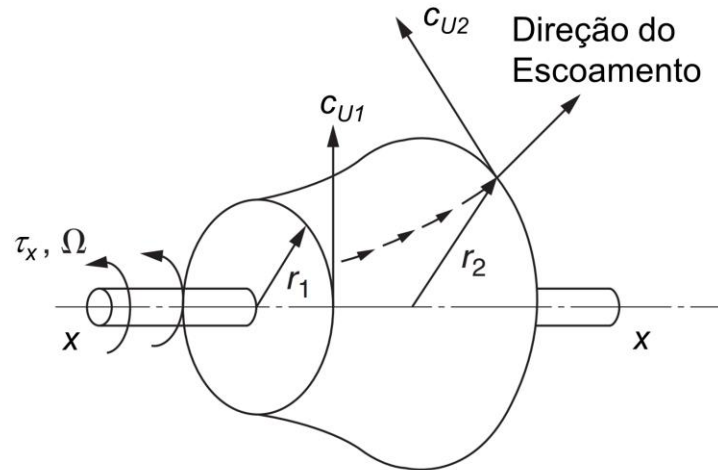


Figura 16 - Volume de controle para uma turbomáquina generalizada (DIXON; HALL, 2010).

Do produto entre o torque e a velocidade angular no eixo, obtém-se a taxa temporal da geração de trabalho na máquina (potência). Retirando-se o termo temporal (vazão mássica) obtém-se o trabalho realizado por unidade de massa de fluido. Apresentada na eq. (31), essa expressão desenvolvida é conhecida como equação de Euler, na qual  $\Delta \dot{W}_x$  é o trabalho no eixo. Valores positivos de  $\Delta \dot{W}_x$  configuram uma turbina, e valores negativos, um compressor ou bomba (DIXON; HALL, 2010).

$$\Delta \dot{W}_x = U_1 c_{U1} - U_2 c_{U2} \quad (31)$$

Partindo da equação de Euler, uma nova propriedade é introduzida na análise de turbomáquinas: rotação, considerando que existe uma relação constante entre os termos de entalpia de estagnação ( $h_t$ ) contidos no trabalho líquido e os produtos das velocidades ( $U c_U$ ). Isolando-se os termos relativos à entrada e à saída do sistema, obtém-se a eq. (32), na qual a rotação ( $I$ ) representa cada um dos lados da equação.

$$h_{t1} - U_1 c_{U1} = h_{t2} - U_2 c_{U2} \quad (32)$$

Portanto, a rotação ( $I$ ) é expressa e desenvolvida na eq. (33).

$$I = h_t - U c_U = h + \frac{1}{2} w^2 - \frac{1}{2} U^2 \quad (33)$$

Sendo ela desenvolvida através da equação de Euler, que representa a conservação do momento angular no rotor de uma turbomáquina, a rotação é uma propriedade importante, pois é conservada ao longo da linha meridional no escoamento.

O estágio inicial do desenvolvimento de uma turbomáquina leva em consideração parâmetros adimensionais que facilitam a generalização e comparação de máquinas com desempenho semelhante. A partir desses parâmetros é possível iniciar um procedimento de cálculo para o desenvolvimento de uma turbomáquina de forma que as propriedades termodinâmicas e fluídicas sejam determinadas nos vários componentes, o que faz com que o desempenho da máquina seja especificado para cada uma em particular. Neste trabalho, será dado um enfoque nos parâmetros específicos de máquinas com escoamento compressível. É importante ressaltar que os parâmetros adimensionais de uma turbomáquina dizem respeito ao rotor da mesma.

O primeiro grupo adimensional é o parâmetro denominado coeficiente de fluxo ( $\varphi$ ), que relaciona a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ) com a rotação ( $N$ ) e as dimensões da máquina ( $D$ ), expresso pela eq. (34).

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{ND^3} \quad (34)$$

O segundo grupo é o parâmetro coeficiente de carga ( $\psi$ ) (eq. (35)), relacionando o trabalho realizado ou gerado ( $gH$ ) na máquina com a rotação e suas dimensões ( $N^2 D^2$ ), representando a taxa de trabalho realizado adimensional.

$$\psi = \frac{gH}{N^2 D^2} \quad (35)$$

O número de Reynolds é um adimensional de grande valor na análise de escoamento viscoso, pois ele relaciona as forças inerciais do escoamento com as forças viscosas e com base em seu valor, classifica-se o regime do escoamento em laminar ou turbulento. Por conta disso, sua aplicação se dá também no cálculo de fatores de atrito em determinação de perdas, dependendo também da rugosidade das paredes no entorno do escoamento. Sua forma geral está expressa na eq. (36) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$Re = \frac{\rho c L}{\mu} \quad (36)$$

A velocidade específica ( $N_s$ ) é outro parâmetro importante no pré-projeto de turbomáquinas. Ela, juntamente com o diâmetro específico ( $D_s$ ), caracteriza a forma da máquina e ambas podem ser expressas pelas eq. (37) e eq. (38), respectivamente (KORPELA, 2011).

$$N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{(gH)^{3/4}} \quad (37)$$

$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad (38)$$

Máquinas com baixa velocidade específica entregam mais trabalho líquido com menor vazão. Em compensação, máquinas com pequeno diâmetro específico produzem menor quantia de trabalho para a mesma vazão. Por exemplo, turbinas axiais possuem alta velocidade específica e baixo diâmetro específico, devido à alta vazão mássica e baixo trabalho específico produzido por estágio. Por outro lado, uma turbina radial possui baixo diâmetro específico e alta velocidade específica, dado que o trabalho específico gerado por trabalho é relativamente grande com uma baixa vazão mássica.

O grau de reação em uma turbomáquina é definido como a razão entre a queda de entalpia estática no rotor ( $\Delta h_{rotor}$ ) e a queda de entalpia estática do estágio ( $\Delta h_{estágio}$ ).

$$R_h = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{estágio}} \quad (39)$$

### 3.5. Turbinas Radiais

#### 3.5.1. Fundamentos

Turbinas do tipo radial (conhecidas em inglês por IFR Turbine - Inward Flow Radial Turbine) são caracterizadas pela conversão da energia da velocidade linear do fluido em uma tubulação para movimento centrífugo. A entrada do fluido nessa máquina ocorre tangencialmente e seu movimento é convertido de radial para axial ao eixo de rotação. Sua conversão de energia se dá através da transferência de energia do fluido que passa de um raio maior para um raio menor no rotor, com a condição de que o produto  $Uc_U$  na saída do rotor seja menor do que na entrada, respeitando assim a condição de trabalho positivo segundo a eq. (31), de forma que a turbina radial seja comumente dimensionada para que sua componente de velocidade tangencial absoluta na saída do rotor seja a mais próximo possível de zero (DIXON; HALL, 2010).

Whitfield e Baines (1991) afirmam que turbinas axiais suportam uma maior razão de pressão por estágio. Porém, se tratando de turbinas menores, uma do tipo axial necessitaria de muitas pás de tamanho reduzido, aumentando a área em contato com o fluido de trabalho e conseqüentemente, as perdas por atrito e o fator de bloqueio causado pela camada limite. A folga entre as extremidades das pás e o envoltório da turbina provoca perdas por vazamento, que são bastante significativas em componentes de dimensões reduzidas. Por conta dessa possibilidade de maior geração de potência por estágio com menores dimensões, esse tipo de turbina se mostra apropriado para a geração de potência em ORCs em baixa escala.

A turbina radial possui voluta, estator e rotor como componentes principais, sendo os dois primeiros responsáveis pela conversão da energia térmica do fluido em energia cinética, e o terceiro responsável pela conversão de energia cinética do fluido em trabalho de eixo. Esses componentes são mostrados de maneira simplificada na Figura 17.

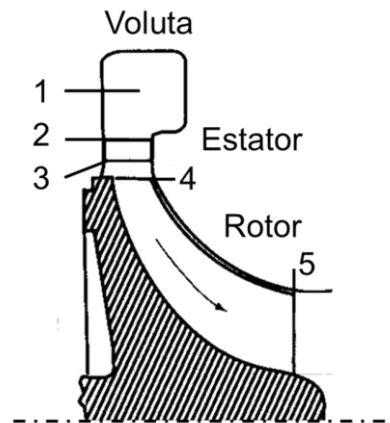


Figura 17 - Componentes simplificados da turbina radial (KORPELA, modificado, 2011).

A análise termodinâmica leva em consideração a hipótese de que os processos ocorridos são adiabáticos e que as perdas são calculadas em sua grande maioria, em função da entalpia estática do fluido de trabalho. A Figura 18 explicita esses processos que ocorrem no interior da turbina.

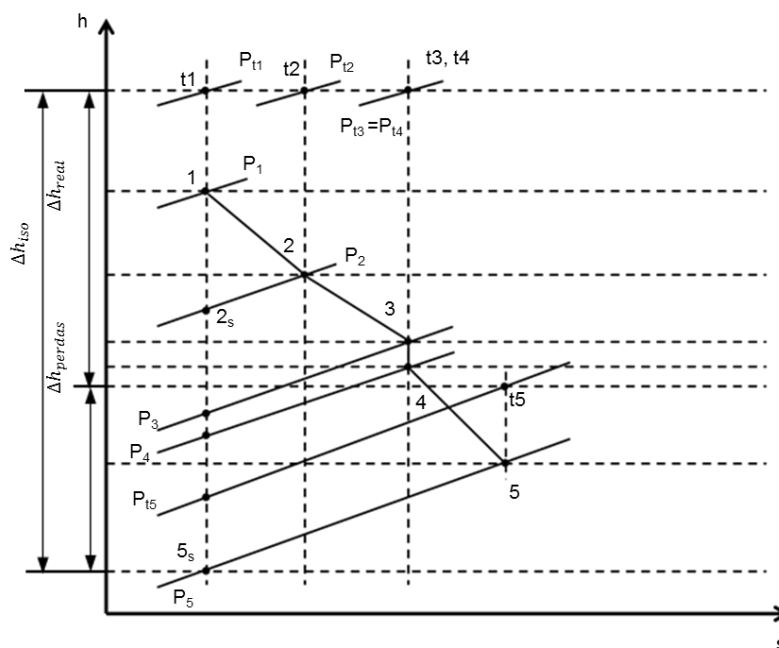


Figura 18 - Diagrama termodinâmico para uma turbina radial (RAHBAR et al., 2014).

Da primeira lei da termodinâmica e da hipótese adiabática, a entalpia de estagnação é mantida em todos os processos aonde não há geração de trabalho. Esses processos ocorrem dos estados 1 até 4, correspondentes à voluta (1-2), estator (2-3) e interespaço estator-rotor (3-4). Assume-se que no interespaço estator-rotor o processo é também reversível e, portanto, isentrópico. É interessante notar que a diferença entre a entalpia estática e de estagnação de cada estado, conforme a eq. (15), corresponde à energia cinética do fluido, que sofre um aumento até o ponto 4. No rotor, entretanto, a entalpia de estagnação não é mantida, respeitando o processo de geração de trabalho e igualmente, a conservação da rotação. O trabalho líquido real será igual à queda da entalpia de estagnação ( $\Delta h_{real}$ ). O trabalho líquido isentrópico corresponde à queda isentrópica de entalpia de estagnação do estado 1 até a entalpia estática do estado 5 ( $\Delta h_{iso}$ ), situação em que a energia cinética do fluido não seria significativa e representaria o maior potencial de aproveitamento da energia da entrada do sistema. Disso, determina-se a eficiência total-estática ( $\eta_{ts}$ ) dessa turbina, representando a razão entre a queda real e a queda isentrópica de entalpia, de acordo com a eq. (40).

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{iso}} \quad (40)$$

O coeficiente de fluxo em uma turbina radial é relacionado com a eq. (34), mas na prática seu cálculo se dá através da razão entre a velocidade meridional ( $c_{m4}$ ) e a velocidade da pá na entrada do rotor ( $U_4$ ), conforme eq. (41).

$$\varphi = \frac{c_{m4}}{U_4} \quad (41)$$

O coeficiente de carga das pás representa em uma turbina radial a queda adimensional da entalpia total do fluido através do rotor, expresso pela eq. (42). Os termos que fazem parte desse cálculo são a queda de entalpia de estagnação ao longo do rotor ( $\Delta h_{real}$ ) e a velocidade da pá na entrada do rotor ( $U_4$ ).

$$\psi = \frac{\Delta h_{real}}{U_4^2} \quad (42)$$

A princípio, a aplicação do número de Reynolds na análise de turbinas radiais se dá através do cálculo de seu valor médio em relação às propriedades avaliadas na entrada e saída dos componentes, bem como o valor do raio, dado o movimento do fluido, conforme expresso na eq. (43). Entretanto, conforme cada aplicação e o método empregado por cada autor, a forma geral da equação pode divergir em cada metodologia de cálculo.

$$Re = \frac{\bar{\rho} \bar{c} \bar{r}}{\bar{\mu}} \quad (43)$$

A velocidade específica ( $N_s$ ) em uma turbina radial é calculada segundo a eq. (44) e depende da rotação do rotor ( $\Omega$ ) em rad/s, velocidade meridional na saída do rotor ( $c_{m5}$ ), área da saída do rotor ( $A_5$ ) e queda de entalpia isentrópica ( $\Delta h_{iso}$ ). O diâmetro específico ( $D_s$ ) é função do diâmetro da entrada do rotor ( $d_4$ ), da queda de entalpia isentrópica ( $\Delta h_{iso}$ ), bem como da velocidade meridional na



saída do rotor ( $c_{m5}$ ) e da área da saída ( $A_5$ ), e é calculado conforme a eq. (45) (WHITFIELD; BAINES, 1991).

$$N_s = \frac{\Omega \sqrt{c_{m5} A_5}}{(\Delta h_{iso})^{3/4}} \quad (44)$$

$$D_s = \frac{d_4 (\Delta h_{iso})^{1/4}}{\sqrt{c_{m5} A_5}} \quad (45)$$

Na Figura 19 é mostrada a influência da velocidade específica sobre o formato do rotor. Observa-se que uma menor velocidade específica, para uma mesma taxa líquida de trabalho gerado, representa um sistema mais compacto.

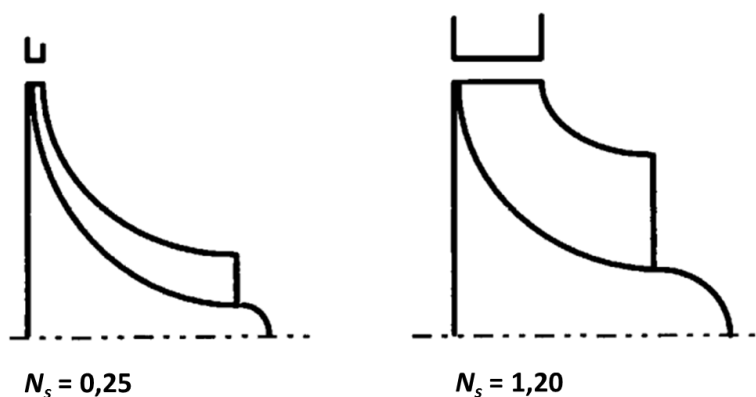


Figura 19 - Formato do plano meridional de turbinas radiais em função da velocidade específica (WALSH; FLETCHER, 2004).

Em uma turbina radial o projeto é realizado comumente de forma que a velocidade meridional na entrada e na saída do rotor sejam iguais, de forma que o grau de reação ( $R_h$ ) possa ser calculado de acordo com a eq. (46) (WHITFIELD; BAINES, 1991), ou seja, é a razão entre a queda de entalpia estática ( $\Delta h_{rotor}$ ) e a queda de entalpia de estagnação ( $\Delta h_{rotor,t}$ ) através do rotor.

$$R_h = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{rotor,t}} \quad (46)$$

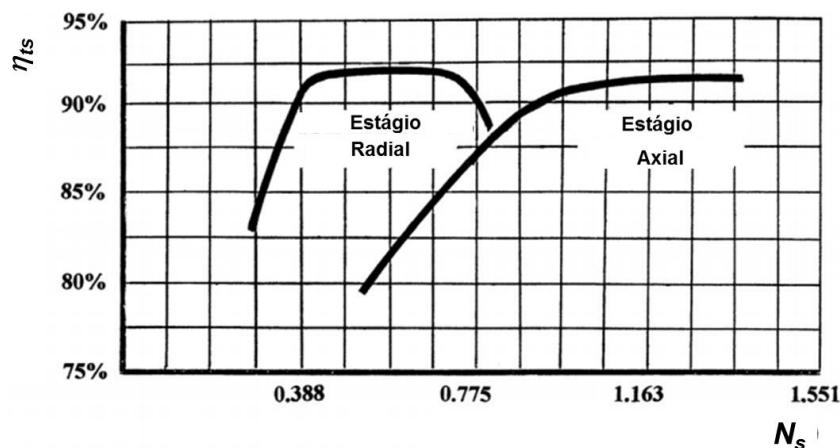


Figura 20 - Eficiência versus Velocidade específica em turbinas (BASKHARONE, 2006).

Da Figura 20 verifica-se que para o caso de velocidade específica baixa a turbina radial oferece melhor eficiência, se comparado a uma turbina axial. De fato, segundo a definição de velocidade específica (eq. (37)), uma máquina com baixa velocidade específica realiza uma taxa maior de trabalho a uma menor vazão.

### 3.5.2. Componentes e Perdas

Os componentes de uma turbina radial são dimensionados de forma a acelerar o fluido convertendo a energia interna em energia cinética até a entrada do rotor, local em que ocorre a geração de trabalho, já foram apresentados na Figura 17.

As perdas que influenciam o desempenho geral da turbina estão intimamente relacionadas com o perfil da máquina, com variações na direção do escoamento ao longo de seu curso, bem como as formas dos componentes, que influenciam no comportamento dos perfis de escoamento, e o atrito entre o fluido em movimento e as paredes do sistema.

O componente de entrada do sistema é a voluta, mostrado na Figura 21, na qual o movimento linear do fluido é convertido em centrífugo através do formato espiral do componente. Além disso, há uma redução da área de escoamento ao longo do curso da voluta entre os pontos 1 e 2 na figura, representando respectivamente a entrada da voluta e a entrada o estator, contribuindo para a aceleração do fluido. É significativa a geração de vórtices nesse componente

durante a conversão do movimento linear do escoamento para rotacional, bem como o atrito, sendo ambos os responsáveis pelas perdas ocorridas nessa seção. O atrito está relacionado com a velocidade do escoamento e a geração de vórtices atua diminuindo a velocidade do fluido na entrada do estator em relação à velocidade que poderia ser obtida segundo a conservação do momento angular.

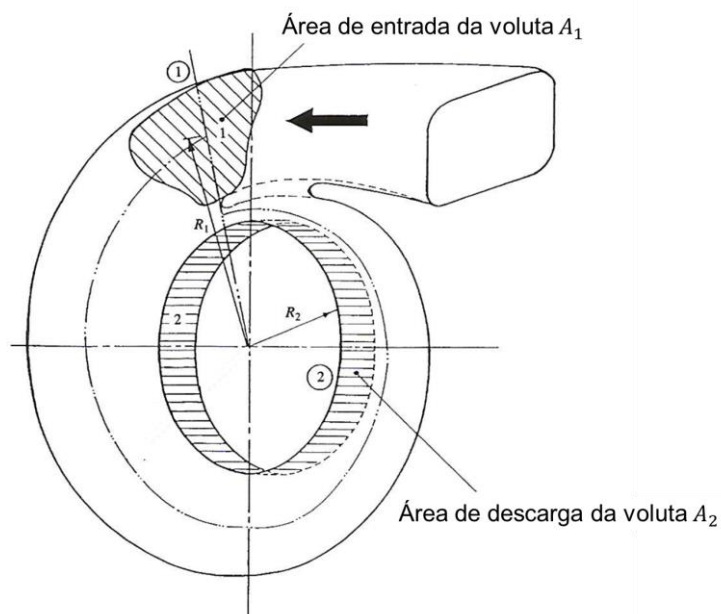


Figura 21 - Voluta em uma turbina radial, segundo Whitfield e Noor (1994) (modificado).

O segundo estágio de uma turbina radial é o estator, o qual pode, ou não, conter pás. Para os dois casos, o fluido sofre também um aumento da velocidade absoluta, dado que suas duas componentes, segundo suas equações governantes, sofrem um aumento. A redução da área do escoamento na direção meridional do escoamento, ou seja, radial com sentido para o centro, é responsável pelo aumento da velocidade nessa direção, seguindo a conservação da massa, enquanto que essa mesma redução do raio externo para o raio interno do estator provoca um aumento na velocidade tangencial do fluido, seguindo a conservação do momento angular. A presença ou não de pás influencia no comportamento do escoamento, visto que as mesmas direcionam melhor o escoamento e contribuem para eliminar possíveis dispersões das componentes de velocidade geradas na voluta. As pás do estator podem ter uma curvatura, para que o ângulo de entrada seja diferente do ângulo de saída em

relação à direção meridional, ou não ter uma curvatura, sendo assim o ângulo do escoamento em relação à linha meridional igual na entrada e na saída. As pás curvadas são utilizadas no caso em que o escoamento vindo da voluta não atingem o ângulo necessário de saída do estator, sendo necessário um redirecionamento (WHITFIELD; BAINES, 1991). Esse componente apresenta perdas de perfis de asa, como perdas de bordo de fuga causadas pela separação do fluido na ponta do componente devido ao gradiente de pressão entre os lados de maior velocidade e de menor velocidade, contendo menor e maior pressão, respectivamente. O atrito também se faz relevante, por se tratar de um componente com dimensões relativamente pequenas para o fluxo mássico que o atravessa, porque a área de contato do fluido com a turbina passa a ser relativamente grande.

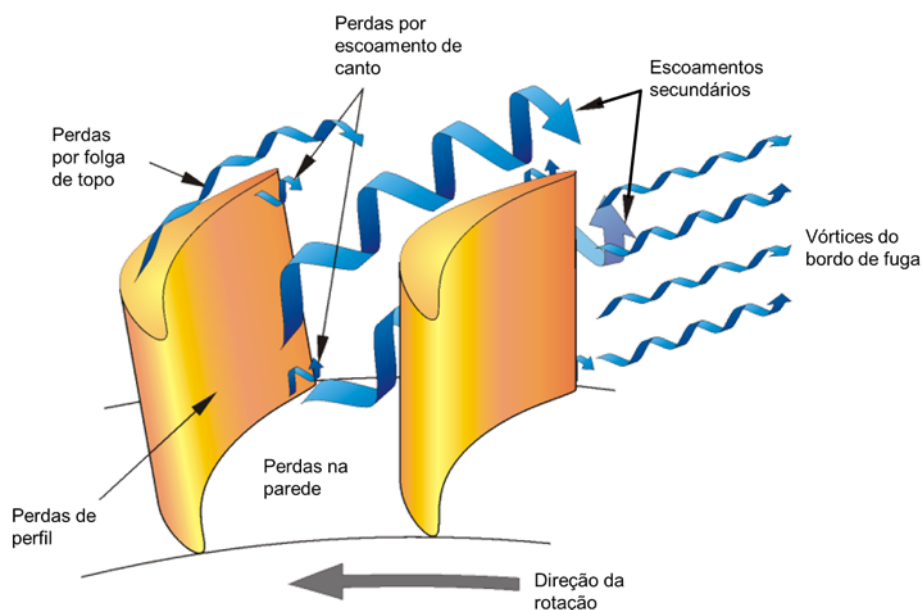


Figura 22 - Componentes de perdas em perfis de pás (Japikse, 2006).

Um dos componentes mais importantes da turbina é o rotor, aonde ocorre finalmente a conversão da energia cinética do fluido em energia mecânica no eixo, além da mudança na direção do escoamento de radial para axial. Justamente por conta dessa mudança de direção ocorrem nesses componentes as perdas mais significativas do sistema. A Figura 22 apresenta a forma que essas perdas tomam forma através do escoamento em um perfil de pá de rotor

em uma turbina. O atrito é presente devido à grande área de contato do fluido com as paredes do rotor e da carcaça. O mecanismo de perdas por folga de topo é devido a vórtices formados pela diferença de velocidade entre o fluido escoando na folga entre o topo da pá e a carcaça da turbina e o fluido que escoava no rotor, juntamente com a diferença de pressão entre as superfícies das pás, visto que a folga de topo possibilita a passagem de fluido por ela, conforme apresentado na Figura 23.

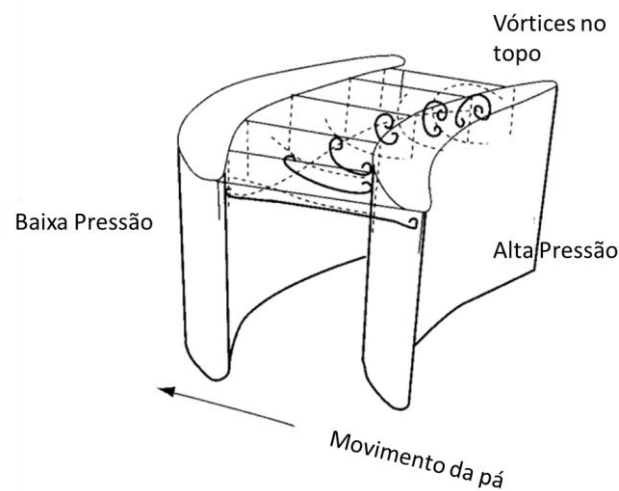


Figura 23 - Mecanismo de perdas por folga de topo em pás de turbinas (Korpela, 2011).

Devido ao gradiente de pressão entre o lado côncavo (alta pressão) de uma pá e o lado convexo (baixa pressão) da pá subsequente, o fluido sofre recirculação no passo entre ambas, provocando o chamado escoamento secundário (Figura 24), retardando o movimento do fluido (KORPELA, 2011).

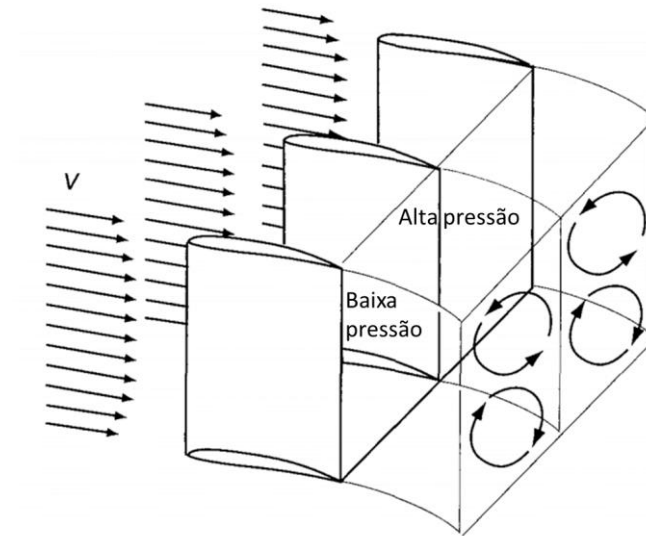


Figura 24 - Escoamentos secundários em perfis de pás (Korpela, 2011).

O ângulo de incidência do fluido em relação ao ângulo da pá na entrada do rotor pode causar um descolamento da camada limite conforme sua magnitude devido ao movimento em sentido contrário do rotor em relação ao fluido (WHITFIELD; BAINES, 1991), bem como bordo de fuga da pá, causando também separação do fluido na saída da turbina, assim como foi exemplificado para o estator e por fim, a energia cinética não aproveitada na saída do rotor também são fatores responsáveis por perdas.

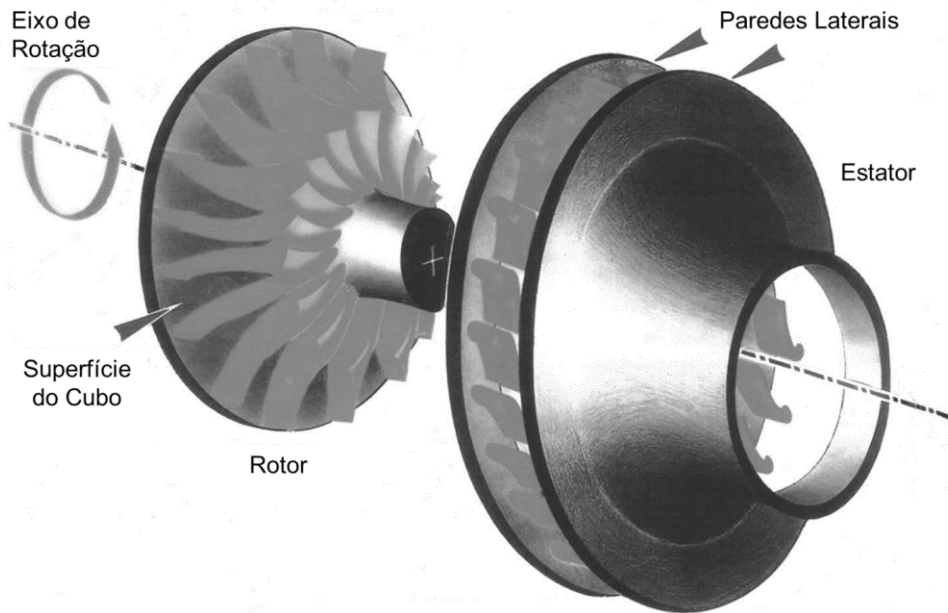


Figura 25 - Rotor e estator de uma turbina radial (Baskharone, 2006).

Na grande maioria dos casos as perdas são calculadas em termos da entalpia estática real do estado em relação ao estado isentrópico. Tomando como exemplo a Figura 18, o estado 2 ( $h_2$ ) possui um análogo isentrópico chamado 2s ( $h_{2s}$ ). O coeficiente de perdas em termos da entalpia é representado então pela diferença de entalpia entre os estados. Escrevendo de forma arbitrária, a queda entálpica pelas perdas ( $\Delta h$ ) é dada como uma diferença entre a entalpia do estado real ( $h_{real}$ ) e a entalpia do estado isentrópico ( $h_{iso}$ ) e também função das velocidades do escoamento e propriedades físicas do fluido. Dessa forma, a maioria dos métodos de perdas apresentados na seção de metodologia são da forma da eq. (47).

$$\Delta h = h_{real} - h_{iso} = f(c, w, Prop. Físicas) \quad (47)$$

## **4. METODOLOGIA**

A metodologia utilizada no presente trabalho consistirá em um programa escrito no software MATLAB, dada sua flexibilidade e facilidade de se escrever rotinas iterativas. As propriedades físicas e termodinâmicas do fluido são calculadas com o auxílio da biblioteca de propriedades físicas e termodinâmicas REFPROP. O cálculo utilizado nesse projeto é baseado em uma aproximação unidimensional do escoamento ao longo da turbina, chamado de Método da Linha Média (MLM) e com o auxílio de modelos de perdas presentes na literatura é possível estimar a performance do sistema em condições reais. Por fim, o projeto da turbina será otimizado em função de parâmetros de saída selecionados para que o sistema apresente o melhor desempenho nas condições de trabalho estipuladas.

### **4.1. Turbinas radiais – Método da Linha Média**

Para uma abordagem inicial mais simplificada no desenvolvimento de uma turbina, o Método da Linha Média (MLM) surge como uma alternativa à análise do escoamento 3D no interior do sistema, apresentando resultados confiáveis baseados em modelos e correlações obtidos através de testes em trabalhos presentes na literatura, sem a necessidade de dados específicos de geometria como formato de pás. Utilizando-se pontos-chave localizados nas fronteiras da turbomáquina (entrada e saída), bem como nas fronteiras entre os componentes internos, estacionários e rotativos, do sistema, o escoamento é avaliado sobre a linha meridional, que descreve de forma generalizada o percurso do fluido ao longo da máquina. Em cada ponto considerado o escoamento é avaliado em uma posição mediana, a qual representa as condições média desse escoamento na seção considerada (MOUSTAPHA et al., 2003). Neste trabalho, a convenção dos pontos considerada segue a Figura 26.



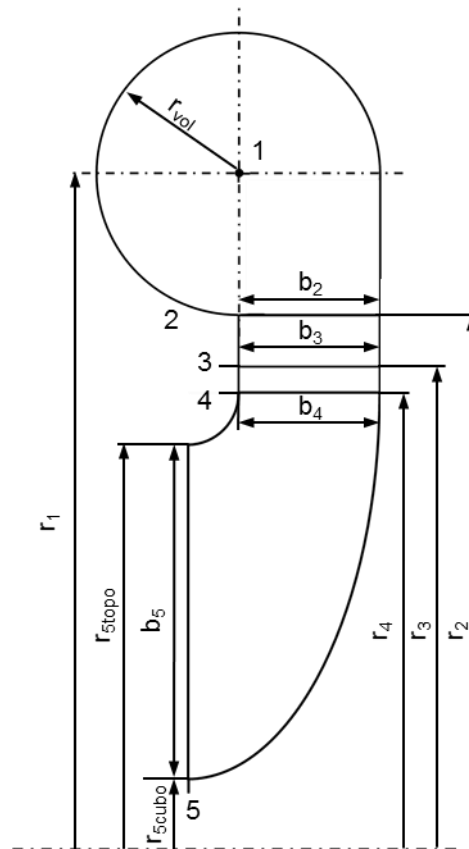


Figura 26 - Pontos-chave e dimensões principais de uma turbina radial (RAHBAR et al., 2014).

#### 4.2. Procedimento de Cálculo

A forma com que o trabalho é desenvolvido depende dos parâmetros de entrada da metodologia de cálculo, que é baseada no trabalho de Rahbar et al. (2014). Os parâmetros de entrada do sistema dizem respeito ao rotor, à entrada do sistema e a algumas relações geométricas entre os componentes. As outras grandezas envolvidas com os componentes estacionários são definidas através dos cálculos realizados sobre o sistema. Dessa forma, os dados iniciais do programa são:

Pressão de estagnação na entrada da voluta ( $P_{t1}$ );

Temperatura de estagnação na entrada da voluta ( $T_{t1}$ );

Razão de pressão total-estática ( $ER_{ts}$ )

Coeficiente de carga do rotor ( $\psi$ );

Coeficiente de fluxo do rotor ( $\varphi$ );

Rotação do rotor ( $\Omega$ );

Ângulo de saída do escoamento do rotor ( $\alpha_5$ );

Razão entre raios da base da pá do rotor e raio na entrada do rotor ( $r_{5cubo}/r_4$ );

Razão entre os raios de entrada e saída do estator ( $r_2/r_3$ );

Razão entre os raios da voluta e de entrada do estator ( $r_1/r_2$ );

Vazão mássica ou potência desejada no gerador elétrico ( $\dot{m}$  ou  $\dot{W}_{el}$ );

Estimativa inicial da eficiência do estágio da turbina ( $\eta_{ts}$ );

Valores estimados da eficiência da transmissão no eixo e do gerador elétrico ( $\eta_{mec}$  e  $\eta_{el}$ )

Os três primeiros fatores ( $P_{t1}$ ,  $T_{t1}$  e  $ER_{ts}$ ) são inerentes ao ciclo termodinâmico e definirão seu comportamento, enquanto que os três seguintes ( $\psi$ ,  $\varphi$  e  $\Omega$ ) são baseados na experiência e em máquinas já existentes. A razão de pressão determina a pressão estática na saída da turbina com base na pressão de estagnação na entrada.

Os parâmetros geométricos ( $\alpha_5$ ,  $r_{5cubo}/r_4$ ,  $r_2/r_3$  e  $r_1/r_2$ ) criam relações entre as dimensões do sistema, enquanto que o ângulo de saída do escoamento no rotor deve-se à condição de minimizar os vórtices na tubulação de saída do sistema para que as perdas sejam minimizadas nessa região.

O antepenúltimo fator deixa em aberto se a potência elétrica ou a vazão mássica será especificada por conta de elas serem grandezas linearmente dependentes e seu uso será especificado em casa caso. Na construção de um primeiro modelo experimental a ar comprimido, por exemplo, devido às limitações de vazão do sistema, a vazão mássica seria especificada, enquanto que para o caso de projeto de uma turbina para geração de energia, o ideal seria o dimensionamento da mesma considerando uma potência de saída previamente definida.

O método empregado necessita de uma estimativa inicial para a eficiência. Ao final de um ciclo de cálculo, uma nova eficiência é calculada e comparada com aquela estimada inicialmente, para que um novo ciclo seja realizado, até que a diferença entre as duas seja menor do que um valor estipulado previamente. O

fluxo do cálculo segue uma linha bem definida ao longo da máquina, que se inicia com o cálculo do rotor, passando pela saída do estator e em seguida pela entrada do mesmo, com a finalização do procedimento na voluta.

É levado também em consideração a eficiência mecânica do sistema de transmissão no eixo e a eficiência na conversão de energia no gerador elétrico, segundo Rahbar et al. (2014), funcionando como fatores de correção da potência no eixo da turbina.

A metodologia utilizada nos cálculos não respeita uma ordem entre parâmetros geométricos, termodinâmicos e fluídicos, visto que essas grandezas estão interligadas no fluxo das informações. Tomando como exemplo o cálculo da entalpia de estagnação de um estado termodinâmico qualquer segundo a eq. (15), a entalpia de estagnação se relaciona com a entalpia estática e com a energia cinética do fluido naquele ponto e conseqüentemente com a velocidade absoluta do escoamento, ao passo que a velocidade absoluta do escoamento é a resultante das componentes meridional e tangencial, relacionadas com a geometria do sistema e com as equações de conservação da massa e do momento angular.

O procedimento de cálculo da turbina radial é realizado do rotor para a voluta, dado que os coeficientes adimensionais na entrada do problema são relativos ao rotor, e apenas a temperatura de pressão de estagnação na entrada são pontos relativos à voluta. Como as grandezas de um estado está ligada às grandezas do estado imediatamente superior ou inferior, observa-se uma interdependência entre eles. A Figura 27 apresenta um fluxograma com o roteiro de cálculo simplificado de turbinas radiais.

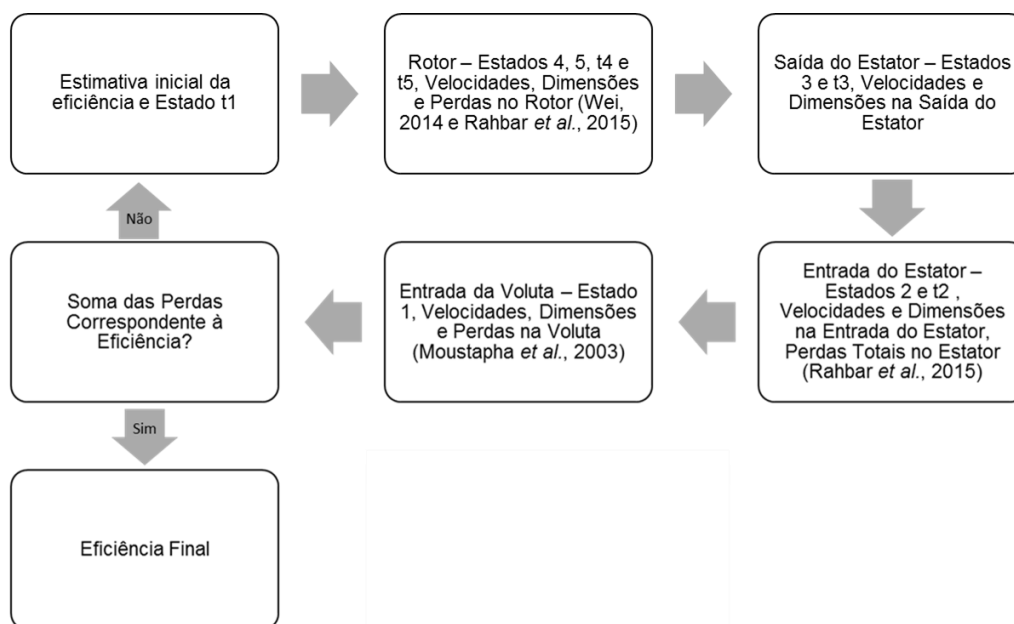


Figura 27 - Fluxograma do procedimento de cálculo de turbinas radiais proposto.

O procedimento apresentado na Figura 27 é iterativo. De fato, a necessidade de se estimar a eficiência da turbina no início do procedimento sugere que uma comparação entre a calculada e a estimada deva ser realizada a fim de se realizar uma correção do modelo e novamente o procedimento de cálculo.

Para a realização desse programa, foram elaborados dois procedimentos que diferem apenas na forma com que as propriedades termodinâmicas são calculadas. Através de um deles calcula-se essas propriedades por dados de gases reais, conforme já foi explicado na seção anterior e através do outro procedimento, por gases reais. Ao longo da descrição do procedimento completo, cada uma dessas formas será detalhada de forma apropriada.

O cálculo das velocidades em cada componente da turbina segue o triângulo de velocidades apresentado na Figura 15, conforme a convenção apresentada na imagem. O sentido considerado positivo para os ângulos do escoamento em relação à linha meridional é horário. Portanto, é conveniente expressar as relações que serão utilizadas em todos eles nesta seção, expressas nas eq. (48) - (54).

$$\frac{c_U}{c} = \sin \alpha \quad (48)$$

$$\frac{c_m}{c} = \cos \alpha \quad (49)$$

$$\frac{c_U}{c_m} = \tan \alpha \quad (50)$$

$$\frac{w_U}{w} = \sin \beta \quad (51)$$

$$\frac{c_m}{w} = \cos \beta \quad (52)$$

$$\frac{w_U}{c_m} = \tan \beta \quad (53)$$

$$U = c_U - w_U \quad (54)$$

A equação da conservação da massa é aplicada sobre um plano normal à direção meridional do escoamento, e sua forma segue sempre a eq. (55) (MOUSTAPHA et al., 2003). O fator de bloqueio ( $BK$ ) leva em consideração a redução da área efetiva do escoamento nos componentes pela presença da camada limite desenvolvida.

$$\dot{m} = \rho A c_m (1 - BK) \quad (55)$$

A conservação da energia pela entalpia de estagnação é calculada conforme a eq. (15), da mesma forma que a conservação do momento angular se aplica como está expressa a eq. (21), com exceção da voluta, em que o termo de perda de velocidade devido à geração de vórtices se faz presente (eq. (56)) e o movimento se conserva da direção axial da tubulação de entrada no ponto 1 para a direção tangencial na entrada do estator (WHITFIELD; NOOR, 1994).

$$c_1 r_1 = c_{U2} r_2 SC \quad (56)$$

Considera-se que a largura ( $b_2$  e  $b_3$ ) na entrada e saída do estator é igual à largura na entrada do rotor ( $b_4$ ). Define-se também que a seção transversal da

voluta segue a geometria apresentada na Figura 26 como um quadrado de lados  $r_{vol}$  e o restante como um arco de circunferência de  $270^\circ$  com raio  $r_{vol}$ .

#### 4.2.1. Valores de Entrada

Os dados de entrada do programa seguem os valores propostos na Tabela 1.

Todos os parâmetros, com exceção da temperatura de estagnação em 1 ( $T_{t1}$ ), razão entre raios da voluta e da entrada do estator ( $r_1/r_2$ ) estimativa inicial da eficiência ( $\eta_{ts}$ ) seguem os valores sugeridos por Rahbar et al. (2014).

Tabela 1 - Dados de entrada do programa proposto.

Parâmetro	Valores propostos (unidade)
$P_{t1}$	200 – 3500 <i>kPa</i>
$T_{t1}$	400 – 500 <i>K</i>
$ER_{ts}$	2 – 15 (–)
$\psi$	0,8 – 2,4 (–)
$\varphi$	0,2 – 0,5 (–)
$\Omega$	20000 – 70000 <i>rpm</i>
$\alpha_5$	0°
$r_{5cubo}/r_4$	0,2 <i>mm/mm</i>
$r_2/r_3$	1,2 <i>mm/mm</i>
$r_1/r_2$	1,2 <i>mm/mm</i>
$BK$	0,1 (–)
$\dot{m}$	0,2 – 1,8 <i>kg/s</i>
$\eta_{ger}$	0,96 (–)
$\eta_{mec}$	0,96 (–)
$\eta_{ts}$	0,75 (–)

O procedimento de cálculo será apresentado para gases reais, visto que o cálculo pela hipótese de gases reais dificilmente se aplica para fluidos ORC porque seu comportamento passa a ser aproximável para essa hipótese em altas temperaturas e pressões.

A análise realizada na primeira etapa do projeto ocorre apenas no rotor, aonde os parâmetros adimensionais utilizados como ponto de partida no desenvolvimento da turbina são de fato levados em consideração. A partir dos dados iniciais do problema e das leis fundamentais da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento a geometria do rotor é obtida, além dos estados termodinâmicos na entrada e saída do rotor.

Os dados de geometria dos componentes estacionários estão relacionados com a geometria do rotor através de razões entre raios e dos ângulos calculados do escoamento em relação à linha meridional, além das relações de conservação que conectam as propriedades termodinâmicas e as propriedades de escoamento com a geometria dos componentes.

Dado que a geometria dos componentes é determinada na etapa de projeto preliminar, salvo perfil de pás, bem como cada estado termodinâmico e suas consequentes propriedades físicas em cada ponto-chave no sistema, os coeficientes de perdas são calculados conforme cada uma das correlações descritas a seguir.

#### 4.2.2. Análise de Desempenho – Rotor

O primeiro passo no cálculo da turbina é definir a potência desejada no eixo do rotor, por conta das perdas mecânicas e na conversão de energia no gerador elétrico. A potência de eixo ( $\dot{W}$ ) é calculada segundo a eq. (57).

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{el}}{\eta_{ger} \eta_{mec}} \quad (57)$$

Com duas propriedades já especificadas, define-se o estado termodinâmico em  $t_1$ .

$$(P_{t_1}; T_{t_1}) \xrightarrow{Refprop} (h_{t_1}; s_{t_1}; \rho_{t_1})$$

Da definição da razão de pressão, é possível calcular a pressão do estado 5, conforme eq. (58), igual à pressão em 5s ( $P_{5s} = P_5$ ). Esse estado é a expansão isentrópica relativa a  $t_1$  ( $s_{5s} = s_{t_1}$ ), e com isso, a entalpia desse estado é calculada. A queda de entalpia isentrópica ( $\Delta h_{iso}$ ) pode ser definida, bem como a queda de entalpia real ( $\Delta h_{real}$ ) e as perdas totais de entalpia ( $\Delta h_{perdas}$ ), a partir da estimativa da eficiência.

$$P_5 = \frac{P_{t_1}}{ER_{ts}} \quad (58)$$

$$(P_{5s}; s_{5s}) \xrightarrow{Refprop} (h_{5s})$$

$$\Delta h_{iso} = h_{t_1} - h_{5s} \quad (59)$$

$$\Delta h_{real} = \Delta h_{iso} \eta_{ts} \quad (60)$$

$$\Delta h_{perdas} = \Delta h_{iso} (1 - \eta_{ts}) \quad (61)$$

A seguir, conforme o que for determinado no início do programa, pode-se calcular a vazão mássica (eq. (62)) quando a potência de saída desejada for especificada, ou vice-versa (eq. (63)).

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{\Delta h_{real}} \quad (62)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta h_{real} \quad (63)$$



Em seguida a pressão de estagnação em  $t_4$  é calculada segundo Rahbar et al. (2014) (eq. (64)), e pela conservação da energia ( $h_{t_4} = h_{t_1}$ ) consequentemente, todo seu estado termodinâmico

$$P_{t_4} = P_{t_1} - \frac{\rho_{t_1} \Delta h_{real} (1 - \eta_{ts})}{4 \eta_{ts}} \quad (64)$$

$$(P_{t_4}; h_{t_4}) \xrightarrow{Refprop} (T_{t_4}; s_{t_4})$$

Das eq. (42) e eq. (41) calcula-se  $U_4$  e  $c_{m4}$ , respectivamente. Assume-se que  $c_{m4} = c_{m5}$  e a partir das relações geométricas da Figura 15 e de  $\alpha_5$ , calcula-se  $c_{U5}$ . Da equação de Euler (eq. (31)), calcula-se  $c_{u4}$  e então, da mesma forma, seguindo as relações da Figura 15, determina-se os valores de  $\alpha_4$ ,  $w_{U4}$ ,  $\beta_4$ ,  $c_4$ ,  $w_4$  e  $c_5$ . As dimensões do estado 5 representam o raio médio da saída do rotor ( $r_5$ ). As propriedades de saída do rotor no topo da pá e no cubo serão avaliadas mais adiante.

O estado 4 pode ser determinado. Com  $h_{t_4}$  e  $c_4$ , o valor de  $h_4$  pode ser determinado através da equação da entalpia de estagnação (eq. (15)). Com isso, o estado termodinâmico 4 pode ser totalmente definido, bem como o número de Mach na entrada do rotor segundo eq. (22), parâmetro crítico no projeto, visto que um valor maior do que 1 deve ser evitado por provocar uma ondas de choque, responsáveis por perdas, como por exemplo, por atrito viscoso na camada limite, dado que a interação camada limite-onda de choque provoca espessamento da camada limite.

$$(s_4; h_4) \xrightarrow{Refprop} (T_4; P_4; \rho_4; \mu_4; a_4)$$

Com base em  $h_{t_4}$ ,  $h_{t_5}$  pode ser calculado. Determinando  $c_5$ , e através da equação da entalpia de estagnação (eq. (15)), calcula-se  $h_5$ , as propriedades termodinâmicas e físicas em 5 e  $t_5$ , visto que  $s_5 = s_{t_5}$  e o número de Mach da velocidade absoluta do escoamento na saída do rotor segundo eq. (22).

$$h_{t5} = h_{t4} - \Delta h_{real} \quad (65)$$

$$(P_5; h_5) \xrightarrow{Refprop} (T_5; s_5; \rho_5; \mu_5; a_5; \gamma_5; C_{p5})$$

$$(s_{t5}; h_{t5}) \xrightarrow{Refprop} (T_{t5}; P_{t5})$$

Da conservação da massa, calcula-se a área de escoamento na saída do rotor, considerando-se o fator de bloqueio causado pela camada limite nas paredes. A medida de  $r_4$  pode ser calculada através da eq. (29), e das relações definidas na Tabela 1 calcula-se  $r_{5cubo}$ . Da geometria do escoamento na saída do rotor, composta por duas circunferências concêntricas, com o fluxo de massa correndo entre as duas circunferências, é possível calcular o raio da saída do rotor no topo da pá ( $r_{5topo}$ ), expresso pela eq. (67) e por fim,  $r_5$ , medida média entre  $r_{5topo}$  e  $r_{5cubo}$ .

$$A_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 c_{m5} (1 - BK)} \quad (66)$$

$$r_{5topo} = \sqrt{\left(\frac{A_5}{\pi}\right) + (r_{5cubo})^2} \quad (67)$$

Da eq. (29) calcula-se  $U_5$ .  $w_{U5}$ ,  $\beta_5$ ,  $w_5$  são calculados segundo a Figura 15, e o número de Mach relativo em 5 ( $Ma_{5,rel}$ ) também é calculado conforme eq. (68). A área do escoamento em 4 segue a equação da saída do rotor. A espessura  $b_4$  da entrada do rotor é calculada como a altura de um cilindro de raio  $r_4$ , expresso na eq (70), e a espessura do rotor na saída é igual à diferença entre entre  $r_{5topo}$  e  $r_{5cubo}$ .

$$Ma_{5,rel} = \frac{w_5}{a_5} \quad (68)$$

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 c_{m4} (1 - BK)} \quad (69)$$

$$b_4 = \frac{A_4}{2 \pi r_4} \quad (70)$$

$$b_5 = r_{5topo} - r_{5cubo} \quad (71)$$

O número de pás do rotor é calculado segundo cálculo proposto por Glassman (1976) na eq. (72), aproximado para o inteiro mais próximo.

$$Z_{rotor} = \frac{\pi}{30^\circ} (110^\circ - \alpha_4)(\tan \alpha_4) \quad (72)$$

Em seguida, verifica-se se as rotalpia em 4 e 5 são iguais, conforme eq. (33).

Para uma melhor avaliação das dimensões, determina-se também as componentes de velocidade relativa no topo e no cubo da saída do rotor, conforme a Figura 15. Dessa forma, são calculados os valores de  $U_{5topo}$ ,  $w_{U5topo}$ ,  $\beta_{5topo}$  e  $w_{5topo}$ , bem como os valores de  $U_{5cubo}$ ,  $w_{U5cubo}$ ,  $\beta_{5cubo}$  e  $w_{5cubo}$ . Então, calcula-se também o número de Mach relativo a esses locais conforme eq. (73) e eq. (74).

$$Ma_{5topo,rel} = \frac{w_{5topo}}{a_5} \quad (73)$$

$$Ma_{5cubo,rel} = \frac{w_{5cubo}}{a_5} \quad (74)$$

Assim, todas as dimensões, propriedades e velocidades dos pontos-chave do rotor estão determinados. O próximo passo então é calcular as perdas pelos vários mecanismos presentes nesse componente.

As perdas por folga de topo das pás ( $\Delta h_{fol,topo}$ ) ocorrem pela recirculação do fluido de trabalho na folga entre esses pontos nas pás e a carcaça da turbina. O procedimento de cálculo é proposto por Rahbar et al. (2014). Primeiramente calcula-se as folgas de topo na direção axial e radial ( $\varepsilon_x$  e  $\varepsilon_r$ , respectivamente),

conforme eq. (75), e em seguida, os coeficientes adimensionais ( $C_x$  e  $C_r$ ) desse mecanismo de perdas pelas eq. (76) e eq. (77). Por fim, a queda de entalpia por conta dessas perdas é calculada segundo a eq. (78).

$$\varepsilon_x = \varepsilon_r = 0,04 b_5 \quad (75)$$

$$C_x = \frac{\left[1 - \left(\frac{r_{5tip}}{r_4}\right)\right]}{[C_{m4} b_4]} \quad (76)$$

$$C_r = \left(\frac{r_{5tip}}{r_4}\right) \left[\frac{(l_{rotor,x} - b_4)}{(C_{m5} r_5 b_5)}\right] \quad (77)$$

$$\Delta h_{fol,topo} = \left(\frac{U_4^3 Z_{rotor}}{8 \pi}\right) (0,4 \varepsilon_x C_x + 0,75 \varepsilon_r C_r - 0,3 \sqrt{\varepsilon_x \varepsilon_r C_x C_r}) \quad (78)$$

O modelo de queda de entalpia estática por incidência ( $\Delta h_{inc}$ ) sugerido por Whitfield e Baines (1991) leva em consideração que a pá da entrada do rotor tem o ângulo ótimo ( $\beta_{4\acute{o}timo}$ ), o qual não gera perdas por incidência. Porém, no escoamento real, nem sempre o ângulo ótimo é o ângulo de escoamento do fluido, gerando as perdas por incidência, por conta dos vórtices gerados pelo movimento relativo das pás do rotor em relação à entrada do fluido, provocando um aumento da entalpia do fluido que entra no rotor, e com isso há menos geração de trabalho no rotor. O fluido em contato com o rotor provoca esforços de flexão na base da pá, e uma vantagem do ORC é a possibilidade do uso de ângulos de pá mais agudos, provocando maiores esforços na base da pá, por conta da menor temperatura do sistema, sendo o material utilizado no rotor mais resistente do que a temperaturas mais altas.

$$\beta_{4\acute{o}timo} = \tan^{-1} \left[ \frac{-1,98 \tan(\alpha_4)}{Z_{rotor} \left(1 - \frac{1,98}{Z_{rotor}}\right)} \right] \quad (79)$$

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} W_4^2 \sin^2(\beta_4 - \beta_{4\acute{o}timo}) \quad (80)$$

O disco do rotor compõe a área do rotor por trás das pás, aonde há o giro relativo do rotor em relação à carcaça da turbina. Pela presença de uma folga, há

também presença de fluido nessa região, através do qual surge atrito entre ele e as paredes, provocando um torque de desaceleração no rotor. Define-se a folga do disco conforme a folga axial do topo das pás do rotor, com 5% da largura da entrada do rotor (eq. (81)). A eq. (83) representa o atrito do cisalhamento para o escoamento no regime laminar, e a eq. (84), para o escoamento no regime turbulento (WHITFIELD; BAINES, 1991). O número de Reynolds ( $\overline{Re}_{rotor}$ ) é calculado conforme eq. (82), avaliando as propriedades médias do escoamento na entrada e saída do rotor (WEI, 2014), e as perdas de entalpia são calculadas conforme a eq. (85).

$$\varepsilon_b = 0,05 b_4 \quad (81)$$

$$\overline{Re}_{rotor} = \frac{\bar{\rho}_{4,5} \bar{C}_{4,5} r_4}{\bar{\mu}_{4,5}} \quad (82)$$

$$K_f = 3,7 \frac{\left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0,1}}{\overline{Re}_{rotor}^{0,5}} \text{ se } \overline{Re}_{rotor} < 10^5 \quad (83)$$

$$K_f = 0,102 \frac{\left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0,1}}{\overline{Re}_{rotor}^{0,2}} \text{ se } \overline{Re}_{rotor} > 10^5 \quad (84)$$

$$\Delta h_{at,disco} = \frac{K_f \bar{\rho} U_4^3 r_4^2}{4 \dot{m}} \quad (85)$$

Wei (2014) apresenta um método para cálculo das perdas por atrito no rotor e por escoamento secundário. Esse método consiste no cálculo da largura média da garganta do rotor ( $o_g$ ), expresso pela eq. (86) e na definição de um coeficiente de perdas para atrito no rotor e escoamentos secundários ( $m_f$ ) com base em um coeficiente de separação e de escoamentos secundários ( $k_{sep,sec}$ ), que assume os valores segundo as eq. (88) e eq. (89). Esse coeficiente leva em consideração o crescimento dos efeitos do escoamento secundário no rotor e da provável separação do escoamento no topo da pá (WEI, 2014). O comprimento e diâmetro hidráulico do rotor estão apresentados nas eq. (90) e eq. (91), e a corda do rotor ( $co_{rotor}$ ) é calculada com base no comprimento hidráulico do rotor (VENTURA et al., 2012). Por fim, as quedas de entalpia por atrito e por escoamentos secundários são calculadas conforme as eq. (93) e eq. (94), respectivamente.

$$o_g = \frac{(2 \pi r_5 c_{m5})}{(Z_{rotor} w_5)} \quad (86)$$

$$k_{sep,sec} = \frac{(r_4 - r_5)}{o_t} \quad (87)$$

$$m_f = 1 \text{ se } k_{sep,sec} \geq 0,2 \quad (88)$$

$$m_f = 2 \text{ se } k_{sep,sec} < 0,2 \quad (89)$$

$$l_{hid,rotor} = \left(\frac{\pi}{2}\right) \left[ \sqrt{\frac{\left[ \left( r_4 - r_{5topo} + \frac{b_4}{2} \right)^2 + \left[ \frac{(r_{5topo} - r_{5cubo})}{2} \right]^2 \right]}{2}} \right] \quad (90)$$

$$d_{hid,rotor} = 0,5 \left( \frac{[4 \pi r_4 b_4]}{[2 \pi r_4 + Z_{rotor} b_4]} + \frac{[2 \pi (r_{5topo}^2 - r_{5cubo}^2)]}{[\pi b_5 + Z_{rotor} b_5]} \right) \quad (91)$$

$$c_{o_{rotor}} = \frac{l_{hid,rotor}}{\pi \sqrt{2}} \quad (92)$$

$$\Delta h_{at,rotor} = 0,11 m_f \left( \frac{l_{hid,rotor}}{d_{hid,rotor}} \right) \frac{(w_4^2 + (0,7 w_5)^2)}{2} \quad (93)$$

$$\Delta h_{sec,rotor} = 0,11 m_f \left[ 0,68 \left( 1 - \left[ \frac{r_5}{r_4} \right]^2 \right) c_{o_{rotor}} \frac{\cos(0,8 \beta_5)}{o_g} \right] \frac{(w_4^2 + (0,7 w_5)^2)}{2} \quad (94)$$

A separação que ocorre no bordo de fuga das pás do rotor também é responsável por uma parcela das perdas ocorridas nesse componente. Seu procedimento é apresentado por Glassman (1976), que sugere uma espessura do bordo de fuga de 4% da largura da saída do rotor. Calcula-se então a perda de pressão conforme eq. (96) (GLASSMAN, 1995), e da eq. (97) é possível obter as perdas por esse mecanismo em termos de entalpia (WEI, 2014).

$$t_{BF,rotor} = 0,04 b_5 \quad (95)$$

$$\Delta P_{BF,rotor} = \frac{\rho_5 w_5^2}{2} \left( \frac{Z_{rotor} t_{BF,rotor}}{2 \pi r_5 \cos \beta_5} \right)^2 \quad (96)$$

$$\Delta h_{BF,rotor} = \frac{2}{\gamma Ma_{rel,5}^2} \frac{\Delta P_{BF,rotor}}{P_5 \left( 1 + \frac{c_5^2}{2 T_5 C_{p5}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}} \quad (97)$$

Por fim, as perdas associadas com a energia cinética do escoamento na saída do rotor podem ser calculadas segundo a eq. (98) (GLASSMAN, 1976).

$$\Delta h_{ecin,rotor} = \frac{c_5^2}{2} \quad (98)$$

Concluindo, a análise de desempenho no rotor pode ser resumida através do seguinte fluxograma (Figura 28):

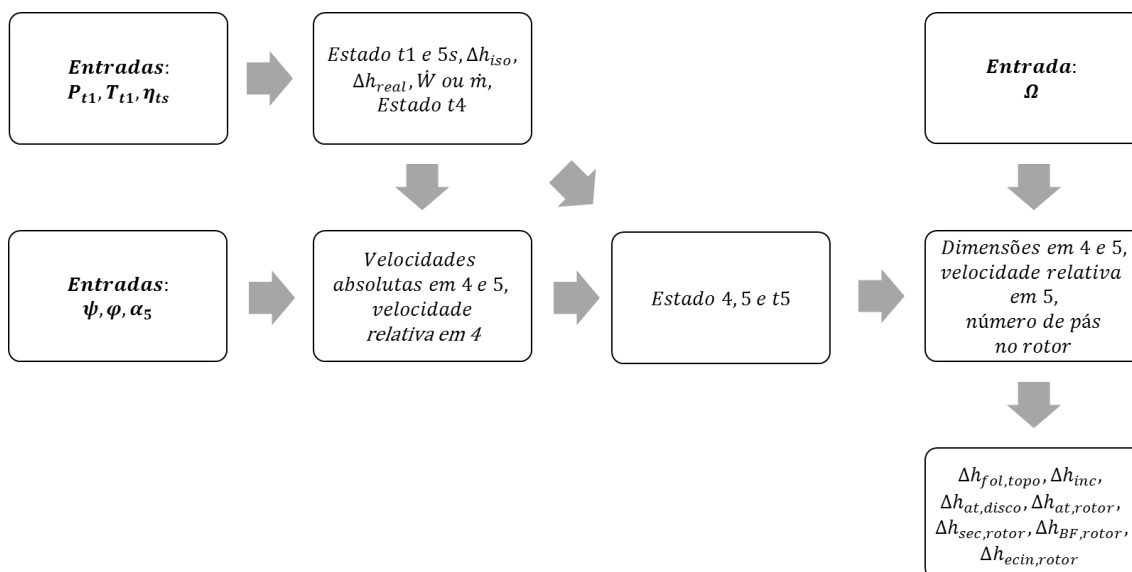


Figura 28 - Procedimento de análise de desempenho do rotor.

#### 4.2.3. Análise de Desempenho – Estator e Voluta

O procedimento de cálculo do estator se inicia com o cálculo da saída desse componente, relativo ao ponto 3 da Figura 26 e apresentado na Figura 29. Conforme apresentado na Figura 18, o escoamento através interespaço entre a saída do estator e a entrada do rotor é aproximado para um processo isentrópico. Portanto, a entalpia de estagnação e a entropia em 3 e t3 são iguais a essas propriedades em t4. O raio na saída do estator é calculado segundo a eq. (99) (RAHBAR et al., 2014), a largura da saída do estator ( $b_3$ ) é igual à largura da entrada do rotor (eq. (100)), a velocidade tangencial em 3 ( $c_{U3}$ ) é calculada conforme a conservação do momento angular (eq. (101)) e a área do escoamento em 3 ( $A_3$ ) é calculada a partir das dimensões calculadas nesta seção (eq. (102)).

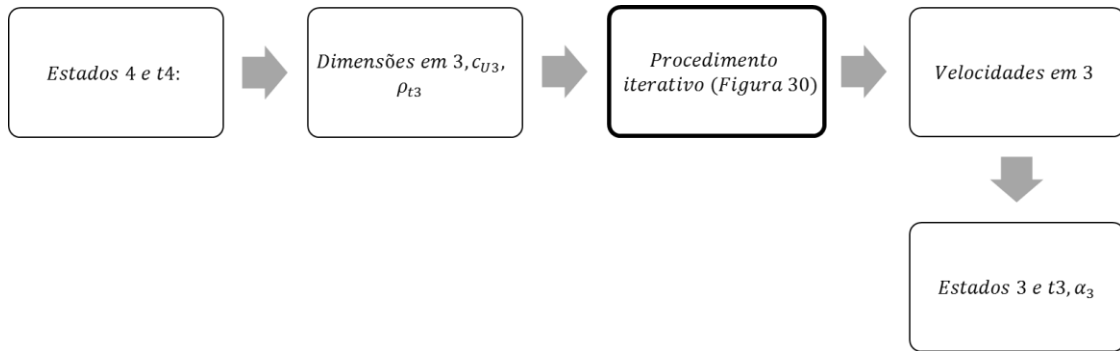


Figura 29 - Procedimento de análise de desempenho da saída do estator.

$$r_3 = r_4 + 2 b_4 \cos \alpha_4 \quad (99)$$

$$b_3 = b_4 \quad (100)$$

$$c_{U3} = \frac{c_{U4} T_4}{r_3} \quad (101)$$

$$A_3 = 2 \pi r_3 b_3 \quad (102)$$

Para dar continuidade aos cálculos das propriedades termodinâmicas em 3, é necessário um procedimento iterativo. É necessário calcular  $c_{m3}$  para se obter  $c_3$  e finalmente,  $h_3$ . Entretanto, só é possível calcular a velocidade meridional em 3 através da eq. (55), que por sua vez, necessita de  $\rho_3$  para ser definida. Entretanto, só uma propriedade termodinâmica foi definida ( $s_3$ ). Então, será admitido inicialmente que  $\rho_3$  assume o valor de  $\rho_{t3}$ , para que as grandezas citadas sejam calculadas e um valor corrigido da densidade do fluido em 3 ( $\rho_{3c}$ ) seja encontrada com o REFPROP. Por fim, o novo valor de  $\rho_3$  calculado será igual à média entre  $\rho_3$  e  $\rho_{3c}$ , e esse procedimento se repetirá até que haja convergência entre esses dois valores, ou seja, até que a diferença entre eles seja menor do que  $1 \text{ kg/m}^3$ .

$$(s_{t3}; h_{t3}) \xrightarrow{\text{Refprop}} (\rho_{t3}; T_{t3}; P_{t3})$$

Define-se então que  $\rho_3 = \rho_{t3}$ , e procede conforme está mostrado na Figura 30.



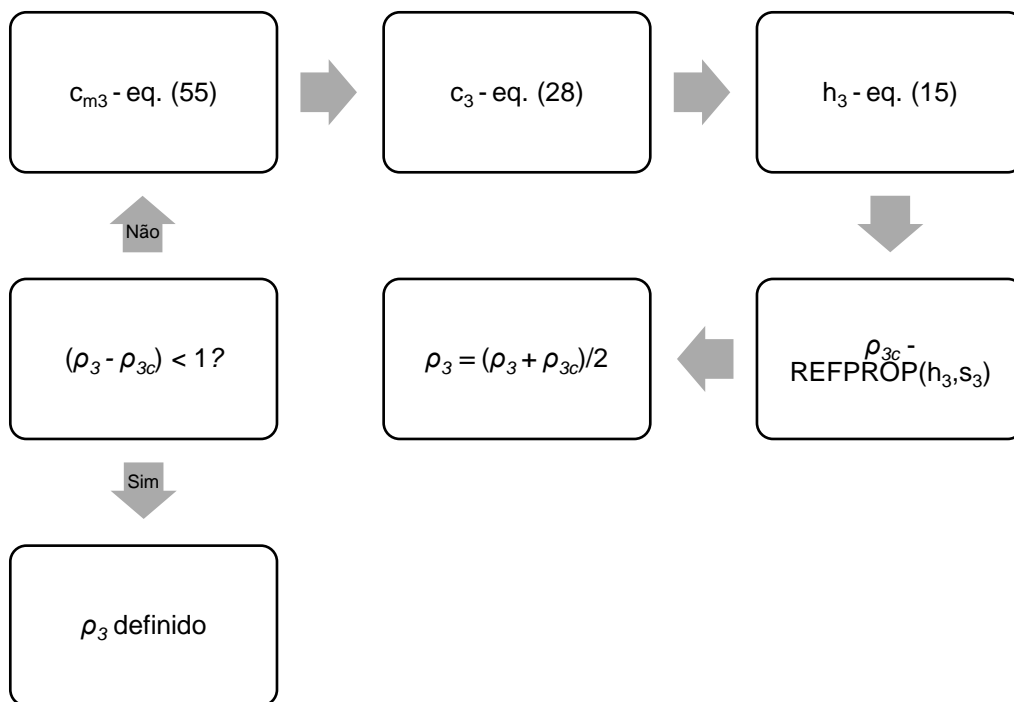


Figura 30 - Procedimento iterativo para cálculo da densidade em 3.

Dessa forma,  $h_3$  também está definido, e portanto, as propriedades do estado 3 podem ser calculadas. O ângulo do escoamento na saída do estator ( $\alpha_3$ ) é calculado conforme a eq. (50) e o número de Mach na saída do rotor ( $Ma_3$ ) é calculado segundo eq. (22).

$$(h_3; s_3) \xrightarrow{Refprop} (T_3; P_3; \mu_3; a_3; \gamma_3; C_{p3})$$

A entrada do estator é calculada como um processo adiabático e sem geração de trabalho, sendo um processo, porém, irreversível. É possível saber, com base nos dados obtidos até agora, a entalpia de estagnação ( $h_{t2}$ ), segundo a conservação da energia, ângulo do escoamento em relação à direção meridional ( $\alpha_2$ ), espessura ( $b_2$ ), conforme foi definido na seção de procedimento de cálculo, raio na entrada do rotor ( $r_2$ ), conforme razão definida como valor de entrada do programa, velocidade tangencial ( $c_{U2}$ ), segundo a conservação do momento angular (eq. (21)), velocidade meridional ( $c_{m2}$ ), conforme triângulo de

velocidades (Figura 15) e eq. (50), velocidade resultante ( $c_2$ ) (eq. (28)), entalpia estática ( $h_2$ ) (eq. (15)), e por fim, a velocidade média no estator ( $\bar{c}_{2,3}$ ) é calculada pela média entre  $c_2$  e  $c_3$ .

Há, portanto, uma propriedade termodinâmica definida em 2 ( $h_2$ ), sendo necessário o cálculo de uma segunda propriedade. Utilizando-se o estado 2 isentrópico (2s), é possível calcular a pressão estática na entrada do rotor, definindo que a pressão em 2s é igual à pressão em 2 ( $P_2 = P_{2s}$ ). O estado 2s representa a saída do fluido de um processo isentrópico na voluta.

O cálculo de perdas da voluta ( $\Delta h_{vol}$ ) (eq. (103)) fornece a diferença de entalpia entre o processo real e isentrópico (eq. (104)), a partir da qual calcula-se a entalpia em 2s e conseqüentemente, a pressão ( $P_{2s}$ ), dado que a entropia desse estado ( $s_{2s}$ ) é igual à entropia já conhecida do estado t1 ( $s_{t1}$ ). O coeficiente de perdas na voluta ( $k_{vol}$ ) tem valor sugerido de 0,1 por Moustapha et al. (2003) e a equação da perda de entalpia leva em consideração a energia cinética do escoamento na saída da voluta (entrada do estator).

$$\Delta h_{vol} = \frac{k_{vol} c_2^2}{2} \quad (103)$$

$$\Delta h_{vol} = h_2 - h_{2s} \quad (104)$$

$$(P_2; h_2) \xrightarrow{Refprop} (T_2; s_2; \rho_2; \mu_2; a_2)$$

O próximo passo consiste na definição da geometria das pás do estator. A corda das pás do bocal ( $co_{estator}$ ) é calculada segundo a eq. (105). A solidez do estator ( $\sigma_{estator}$ ) (eq. (106)), definida como a razão entre a corda e o passo entre duas pás ( $p_{estator}$ ). Seu valor sugerido por Glassman (1976) é de 1,35. Dessa relação, obtém-se o passo das pás, que é utilizado na definição do número de pás ( $Z_{estator}$ ), calculado segundo eq. (107).

$$cO_{estator} = \sqrt{(r_3 \cos \alpha_3)^2 - (r_3^2 - r_2^2)} - r_3 \cos \alpha_3 \quad (105)$$

$$\sigma_{estator} = \left( \frac{cO_{estator}}{p_{estator}} \right) \quad (106)$$

$$Z_{estator} = \frac{2 \pi r_3}{p_{estator}} \quad (107)$$

Desses dados, é possível calcular as perdas ocorridas na passagem pelo estator. Whitfield e Baines (1991) apresentam as perdas por atrito no estator em termos da queda de entalpia ( $\Delta h_{at,estator}$ ) conforme eq. (112), como função do fator de atrito ( $f_{estator}$ ) (eq. (109)), comprimento hidráulico ( $l_{hid,estator}$ ) (eq. (110)) e diâmetro hidráulico ( $d_{hid,estator}$ ) (eq. (111)) no estator, sendo o número de Reynolds calculado através das propriedades médias entre a entrada e saída (eq. (108)). O fator de atrito é função da solidez ( $\sigma_{estator}$ ), do número de Reynolds ( $\overline{Re}_{estator}$ ) e da rugosidade média das paredes ( $RR_{estator}$ ), com valor sugerido de 0,0002 m (RAHBAR et al., 2014).

$$\overline{Re}_{estator} = \frac{\left[ \left( \frac{c_2 r_2 \rho_2}{\mu_2} \right) + \left( \frac{c_3 r_3 \rho_3}{\mu_3} \right) \right]}{2} \quad (108)$$

$$f_{estator} = 8 \left[ \left( \frac{8}{\overline{Re}_{estator}} \right)^{12} + \left( \left[ 2,457 \ln \left( \frac{1}{[7/\overline{Re}_{estator}]^{0,9} + 0,27 RR_{estator}} \right) \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{\overline{Re}_{estator}} \right]^{16} \right)^{-1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (109)$$

$$l_{hid,estator} = r_2 - r_3 \quad (110)$$

$$d_{hid,estator} = \frac{b_2 \cos \alpha_2}{\left( 1 + \frac{b_2}{\sigma_{estator}} \right)} + \frac{b_3 \cos \alpha_3}{\left( 1 + \frac{b_3}{\sigma_{estator}} \right)} \quad (111)$$

$$\Delta h_{at,estator} = 4 f_{estator} \overline{c}_{2,3}^2 \frac{l_{hid,estator}}{d_{hid,estator}} \quad (112)$$

Assim como ocorre nas pás do rotor, o escoamento sofre separação no bordo de fuga nas pás do estator. Glassman (1976) sugere que a espessura do bordo de fuga do estator seja de 5% da largura da pá do estator ( $b_2$ ). Conforme procedimento para o cálculo dessas perdas no rotor, a perda de pressão pela

separação do fluido é dada pela eq. (114) (GLASSMAN, 1995) e as perdas em termos da entalpia são dadas pela eq. (115) (WEI, 2014).

$$t_{BF,estator} = 0,05 b_2 \quad (113)$$

$$\Delta P_{BF,estator} = \frac{\rho_3 c_3^2}{2} \left( \frac{Z_{bocal} t_{bocal}}{2 \pi r_3 \cos \alpha_3} \right)^2 \quad (114)$$

$$\Delta h_{BF,estator} = \frac{2}{\gamma Ma_3^2} \frac{\Delta P_{BF,estator}}{P_3 \left( 1 + \frac{c_3^2}{2 T_3 C_{P3}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}} \quad (115)$$

A modelagem da voluta é mais simples do que do estator, visto que a correlação de perdas leva em consideração a velocidade na entrada do estator. Respeitando a definição da entalpia de estagnação, a entropia em 1 ( $s_1$ ) é igual à entropia em t1 ( $s_{t1}$ ), e a relação entre os raios da entrada da voluta e da entrada do estator ( $r_1/r_2$ ) seguem a relação definida no início do programa com valor igual ao apresentado na Tabela 1. Dessa forma, define-se o raio da entrada da voluta, dado necessário para o cálculo da velocidade na entrada ( $c_1$ ) a partir da eq. (56). Vale observar que a velocidade de entrada no sistema possui apenas a componente meridional, dado que a tubulação é linear até a voluta. Então, da eq. (15) calcula-se a entalpia estática ( $h_1$ ) e conseqüentemente, as propriedades nesse estado.

$$(h_1; s_1) \xrightarrow{Refprop} (T_1; P_1; \rho_1; a_1)$$

Com isso, é possível calcular o número de Mach ( $Ma_1$ ) no estado 1, conforme eq. (22).

A área do escoamento é calculada a partir da conservação da massa, segundo eq. (116). Dela, calcula-se o raio da seção transversal da voluta ( $r_{vol}$ ) conforme a geometria apresentada na Figura 26 (eq. (117)).

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 c_1} \quad (116)$$

$$r_{vol} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 c_1} \quad (117)$$

Por fim, o método de cálculo para análise de desempenho na entrada do estator e na voluta pode ser representado pelo fluxograma apresentado na Figura 31.

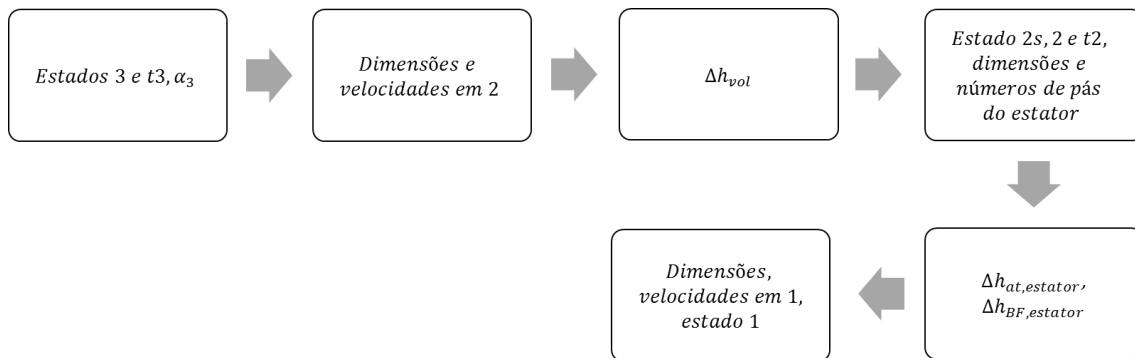


Figura 31 - Procedimento de análise de desempenho da entrada do estator e da voluta.

#### 4.2.4. Correção da Eficiência e Re-iteração

A partir das perdas de entalpia calculadas na seção anterior, calcula-se o total de perdas corrigido ( $\Delta h_{perdas,c}$ ) (eq. (118)).

$$\Delta h_{perdas,c} = \Delta h_{fol,topo} + \Delta h_{inc} + \Delta h_{at,disco} + \Delta h_{at,rotor} + \Delta h_{sec,rotor} + \Delta h_{BF,rotor} + \Delta h_{ecin,rotor} + \Delta h_{vol} + \Delta h_{at,estator} + \Delta h_{BF,estator} \quad (118)$$

Então calcula-se a nova eficiência total-estática corrigida da turbina ( $\eta_{ts,c}$ ) (eq. (119)) e um novo valor para a eficiência total-estática da turbina é calculada através da na média aritmética entre o valor utilizado na estimativa da iteração atual ( $\eta_{ts}$ ) e a eficiência corrigida ( $\eta_{ts,c}$ ) (eq. (120)).

$$\eta_{ts,c} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{real} + \Delta h_{perdas,c}} \quad (119)$$

$$\eta_{ts} = \frac{\eta_{ts} + \eta_{ts,c}}{2} \quad (120)$$

Finalmente é realizada a comparação entre  $\eta_{ts}$  e  $\eta_{ts,c}$  e caso a diferença absoluta entre elas seja maior do que 0,01%, ocorre re-iteração do programa. Caso contrário, considera-se que a convergência foi atingida.

A potência de eixo em um processo reversível é definida pela eq.(121), segundo Çengel e Boles (2013), aonde a temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) é assumida igual a 25°C. Dessa forma, é possível calcular a eficiência de segunda lei para a turbina ( $\eta_{II,T}$ ) (eq. (122)) como sendo a razão entre a potência de eixo e o trabalho reversível para essas condições.

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}[(h_1 - h_5) + T_{amb}(s_1 - s_5)] \quad (121)$$

$$\eta_{II,T} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{rev}} \quad (122)$$

### 4.3. Cálculo do Ciclo Termodinâmico

Além do projeto da turbina, é realizada a análise do ciclo termodinâmico do sistema ORC, com o intuito de se obter as temperaturas de trabalho no condensador e evaporador, bem como obter uma estimativa para a eficiência térmica e de segunda lei para o ciclo. A convenção dos índices do ciclo respeita a continuidade dos números dos estados da turbina, dando continuidade a eles, conforme apresentado na Figura 26, aonde o estado 5 representa a saída da turbina e entrada do condensador, o estado 6 é a saída do condensador e entrada da bomba, o estado 7 é a saída da bomba e entrada do evaporador e o estado 1 é a saída do evaporador e a entrada da turbina.

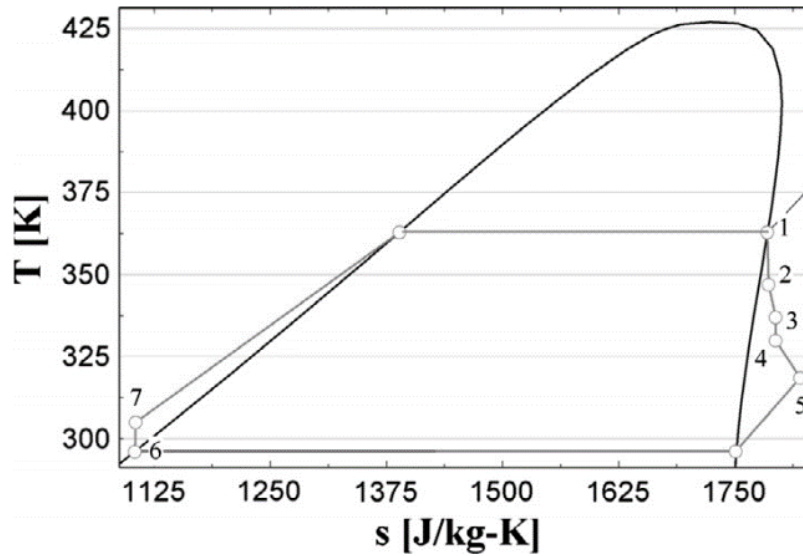


Figura 32 - Ciclo termodinâmico para um sistema ORC com a numeração dos estados (RAHBAR et al., 2014).

A modelagem do ciclo termodinâmico é realizada em função dos valores de saída do projeto da turbina e de valores pré-estabelecidos. É desejável que a entrada da bomba opere sem a ocorrência de mudança de fase, e portanto, define-se que o título de vapor ( $x_6$ ) na entrada desse componente seja igual a 0. Além disso, a pressão no estado 6 deve ser igual à pressão no estado 5 ( $P_6 = P_5$ ), assim como a pressão na saída da bomba deve ser igual à pressão na entrada da turbina, no estado 1 ( $P_7 = P_1$ ), assumindo que o condensador e o evaporador operem sem perdas de pressão significativas. Deve-se assumir também um valor da eficiência isentrópica da bomba ( $\eta_{bomba}$ ), igual a 95%. Dessa forma, é possível calcular esses dois estados restantes.

$$(P_6; x_6) \xrightarrow{Refprop} (T_6; \rho_6; h_6; s_6)$$

Assumindo um processo isentrópico na bomba, calcula-se o estado 7s ( $s_{7s} = s_6$ ), e com a pressão em 7 já definida, calcula-se a entalpia desse estado ( $h_{7s}$ ) e da eq. (123), calcula-se também a entalpia do estado 7 ( $h_7$ ) e também seu estado termodinâmico.

$$\begin{aligned}
 & (P_{7s}; s_{7s}) \xrightarrow{Refprop} (h_{7s}) \\
 h_7 &= \frac{(h_{7s} - h_6)}{\eta_{bomba}} + h_6 \\
 & (P_7; h_7) \xrightarrow{Refprop} (T_7)
 \end{aligned} \tag{123}$$

O trabalho de compressão na bomba ( $\dot{W}_{bomba}$ ) é expresso pela eq. (124), enquanto que o calor de entrada no sistema pelo evaporador ( $\dot{Q}_{evap}$ ) é calculado pela eq. (125), assim como o calor rejeitado no condensador ( $\dot{Q}_{cond}$ ) é expresso pela eq. (126).

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m} \frac{(P_7 - P_6)}{\rho_6 \eta_{bomba}} \tag{124}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_1 - h_7) \tag{125}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_5 - h_6) \tag{126}$$

Por fim, a eficiência térmica do ciclo ( $\eta_{t,ciclo}$ ) é calculada pela razão entre a potência de eixo subtraída do trabalho de compressão da bomba e o calor trocado no evaporador (eq. (127)).

$$\eta_{t,ciclo} = \frac{(\dot{W} - \dot{W}_{bomba})}{\dot{Q}_{cond}} \tag{127}$$

#### 4.4. Estudo comparativo

Essa metodologia de cálculo foi primeiramente testada e seus resultados foram comparados com os de Rahbar et al. (2014), que realizou um estudo de otimização do projeto de turbinas radiais, para fins de validação do modelo e identificação de pontos de melhoria. Os dados de entrada do programa para a realização do estudo comparativo com os resultados de projeto da literatura estão apresentados na Tabela 2.



Tabela 2 - Dados de entrada do programa para o estudo comparativo.

<b>Parâmetro</b>	<b>R245fa</b>	<b>R123</b>	<b>R236fa</b>	<b>Isobutano</b>
$P_{t1}$ (kPa)	1903	1254	1760	1883
$T_{t1}$ (K)	423	423	423	423
$ER_{ts}$ (-)	8,300	8,490	4,510	4,491
$\psi$ (-)	1,085	1,274	1,16	1,225
$\varphi$ (-)	0,4330	0,3320	0,2800	0,2802
$\Omega$ (rpm)	47001	31664	39152	49331
$\alpha_5$ (°)	0	0	0	0
$r_{5cubo}/r_4$ (mm/mm)	0,2	0,2	0,2	0,2
$r_2/r_3$ (mm/mm)	1,2	1,2	1,2	1,2
$r_1/r_2$ (mm/mm)	1,2	1,2	1,2	1,2
$\dot{m}$ (kg/s)	1,790	1,799	1,800	1,798

Os valores que não constam nessa segunda tabela são iguais aos valores apresentados na Tabela 1 aonde consta um valor único no lugar de um intervalo sugerido.

#### 4.5. Processo de Otimização

Para o modelo realizado com gases reais foi proposto realizar otimizações em relação à eficiência do sistema. O método escolhido para essa otimização foi o do enxame de partículas, um método de otimização bioinspirado baseado em populações, significando que um primeiro conjunto de soluções é gerado aleatoriamente e a partir deles a solução otimizada é procurada. Ele é baseado no comportamento natural aves, por exemplo, em busca de comida, no qual o bando segue o indivíduo que possui o melhor caminho até o alimento, até que outro indivíduo encontre um caminho melhor ainda, que é quando todos os outros indivíduos do bando passam a segui-lo. (ARORA, 2012).

A metodologia de aplicação dessa otimização é realizada com a geração inicial de um grupo aleatório de indivíduos. Para cada indivíduo, que é um valor da variável de otimização, o valor da função objetivo (função a ser otimizada) é calculado, e aquele que apresentar o melhor valor passa a ser o líder do conjunto. Em seguida, é calculada uma velocidade para cada indivíduo, função do valor do indivíduo naquela geração e do valor do líder do grupo, além de coeficientes aleatórios. Essa velocidade modificará a posição do indivíduo avaliado, sendo este já considerado de uma geração subsequente a partir do momento que ele recebe um novo valor. Dessa forma, a função objetivo é calculada novamente para esse indivíduo, e caso o valor dessa função para qualquer indivíduo da nova geração seja maior do que o líder do grupo, esse novo indivíduo passa a ser o líder do grupo. Os cálculos são realizados até que a convergência entre os valores dos indivíduos ocorra.

Para o caso do presente trabalho, cada indivíduo é um vetor contendo os valores de  $P_{t1}$ ,  $T_{t1}$ ,  $ER_{ts}$ ,  $\psi$ ,  $\varphi$  e  $\Omega$  dentro do intervalo apresentado na Tabela 1. Esse vetor é a variável de otimização. A função objetivo para esse caso é o produto entre a eficiência da turbina e a eficiência do ciclo termodinâmico, e o valor da potência no gerador elétrico é valor pré-determinado de 10 kW, para aplicações de pequeno porte. A escolha da função objetivo é justificada pelo melhor balanço almejado entre aproveitamento da energia de entrada no evaporador e o melhor desempenho da turbina. Foram impostas restrições para o número de Mach na entrada do rotor ( $Ma_4$ ) e no número de Mach relativo no topo da pá da saída do rotor ( $Ma_{5topo,rel}$ ). Ambos os limites foram no valor de 0,9 com o intuito de se evitar formação de ondas de choque nessas regiões. A escolha por 0,9 ao invés de 1 foi feita pelo fato de o sistema real apresentar flutuações em suas variáveis, e por conta disso, assumiu-se o risco de obter uma menor eficiência a favor da segurança de não ocorrerem perdas mais severas. Outra restrição imposta foi a de que a pressão de condensação do ciclo deveria ser maior do que 100 kPa (pressão positiva em relação à atmosférica) para se evitar entrada de ar, água e impurezas dentro do sistema.

Os fluidos testados nessa condição são o R123, R236fa utilizados em ORCs em usinas de incineração, assim como R227ea e R245fa, utilizados em aplicações de geração de energia solar, todos com baixas temperaturas de evaporação

(BAO; ZHAO, 2013). Além disso, utiliza-se também o R123, conforme o trabalho apresentado por Rahbar et al. (2014).

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1. Estudo comparativo

Os resultados da análise realizada com os dados de entrada de Rahbar et al. (2014) estão apresentados na Tabela 3 e Tabela 4, juntamente com os valores das grandezas calculados pelo autor e a diferença relativa entre cada variável.

Grande parte dos resultados apresenta erros em relação aos da literatura menores do que 5%, sendo esse considerado uma variação aceitável, demonstrando que o modelo possui uma boa acurácia. A velocidade específica e grau de reação são fatores importantes no desenvolvimento da turbina por ajudarem a descrever a máquina em termos de parâmetros adimensionais, sendo possível relacionar duas máquinas de aplicações diferentes e realizar comparações de desempenho.

A similaridade das dimensões dos dois modelos também comprova a funcionalidade da metodologia proposta. A espessura da entrada do rotor é a exceção de medida que tem um desvio maior do que 5%, sendo o maior desvio igual a 10,89%. A explicação para isso está no uso do fator de bloqueio do escoamento para o cálculo da área em 4, que maximiza a dimensão para compensar a perda de área pela camada limite.

Conforme as tabelas apresentadas, observa-se que a maior fonte de erros está na eficiência do ciclo termodinâmico, com todos os valores próximos a 10% de erro relativo. A espessura na entrada do rotor também possui grandes diferenças entre uma metodologia e a outra, com exceção do isobutano.

Observa-se também uma diferença máxima de aproximadamente 6% nos valores dos diâmetros. Isso é devido ao fato de que essas dimensões são diretamente afetadas pelas correções dos cálculos devido às diferenças entre as perdas estimadas e as perdas calculadas pelas correlações propostas, visto que os métodos de cálculo das mesmas não são iguais no presente trabalho e no trabalho de referência de Rahbar et al. (2014).

A conclusão a que se pode chegar dessa análise comparativa é de que o programa proposto oferece uma boa precisão no cálculo de turbinas radiais, mas que há diferenças entre os desempenhos estimados nos dois trabalhos. E de fato, a validação real ocorreria no ensaio de um modelo real para avaliação do desempenho.

Tabela 3 – Resultados da comparação entre o programa atual e os resultados de Rahbar et al. (2014) para os fluidos R245fa e R123.

Parâmetro	R245fa			R123		
	Rahbar et al.	Programa atual	Erro	Rahbar et al.	Programa atual	Erro
$\alpha_4$ (°)	68,22	68,24	0,04%	75,37	75,39	0,03%
$U_4$ (m/s)	170,8	173,6	1,60%	156,5	153,0	2,29%
$c_4$ (m/s)	199,5	202,8	1,61%	206,1	201,4	2,32%
$c_5$ (m/s)	74,0	75,2	1,54%	52,0	50,8	2,43%
$w_4$ (m/s)	75,4	76,6	1,55%	67,4	65,9	2,34%
$w_{5topo}$ (m/s)	160,2	166,0	3,47%	142,8	148,5	3,86%
$d_{max}$ (m)	0,1287	0,1281	0,50%	0,1663	0,1635	1,74%
$d_1$ (m)	0,1121	0,1110	0,96%	0,1466	0,1433	2,29%
$d_2$ (m)	0,0955	0,0925	3,21%	0,1268	0,1194	6,17%
$d_3$ (m)	0,0796	0,0771	3,23%	0,1056	0,0995	6,10%
$d_4$ (m)	0,0694	0,0705	1,60%	0,0944	0,0923	2,29%
$d_{5topo}$ (m)	0,0577	0,0601	4,04%	0,0802	0,0842	4,74%
$b_4$ (m)	0,0041	0,0044	7,58%	0,0064	0,0072	10,89%
$b_5$ (m)	0,0219	0,0230	4,83%	0,0307	0,0329	6,59%
$Z_{rotor}$ (–)	11	11	0,00%	14	14	0,00%
$R_h$ (–)	0,4579	0,4575	0,09%	0,3631	0,363	0,03%
$N_s$ (–)	0,673	0,708	4,89%	0,567	0,598	5,14%
$\eta_{ts}$ (–)	70,23	71,58	1,89%	74,54	72,88	2,27%
$\eta_{ciclo}$ (–)	9,92	11,79	15,83%	11,54	12,85	10,23%
$\dot{W}$ (kW)	56,649	61,300	7,59%	56,144	55,201	1,71%

Tabela 4 – Resultados da comparação entre o programa atual e os resultados de Rahbar et al. (2014) para os fluidos R236fa e Isobutano.

Parâmetro	R236fa			Isobutano		
	Rahbar et al.	Programa atual	Erro	Rahbar et al.	Programa atual	Erro
$\alpha_4$ (°)	76,29	76,43	0,18%	77,00	76,42	0,76%
$U_4$ (m/s)	140,1	137,8	1,68%	218,4	220,2	0,81%
$c_4$ (m/s)	165,5	164,4	0,65%	272,1	262,7	3,56%
$c_5$ (m/s)	39,2	38,6	1,66%	61,2	61,7	0,78%
$w_4$ (m/s)	44,3	44,4	0,21%	77,0	71,0	8,39%
$w_{5topo}$ (m/s)	125,1	129,3	3,24%	195,4	201,6	3,08%
$d_{max}$ (m)	0,1276	0,1225	4,20%	0,1572	0,1542	1,96%
$d_1$ (m)	0,1105	0,1051	5,10%	0,1362	0,1327	2,60%
$d_2$ (m)	0,0933	0,0876	6,48%	0,1153	0,1106	4,23%
$d_3$ (m)	0,0777	0,0730	6,42%	0,0961	0,0922	4,25%
$d_4$ (m)	0,0683	0,0672	1,62%	0,0846	0,0852	0,75%
$d_{5topo}$ (m)	0,0579	0,0602	3,82%	0,0718	0,0743	3,38%
$b_4$ (m)	0,0056	0,0062	9,40%	0,0072	0,0074	2,62%
$b_5$ (m)	0,0221	0,0234	5,46%	0,0275	0,0286	3,95%
$Z_{rotor}$ (–)	14	15	6,67%	15	15	0,00%
$R_h$ (–)	0,4323	0,42	2,93%	0,3983	0,420	5,17%
$N_s$ (–)	0,567	0,587	3,46%	0,544	0,565	3,82%
$\eta_{ts}$ (–)	76,14	74,41	2,33%	76,36	73,45	3,96%
$\eta_{ciclo}$ (–)	8,32	9,24	9,98%	9,44	10,47	9,86%
$\dot{W}$ (kW)	40,964	39,953	2,53%	105,081	103,224	1,80%

## 5.2. Otimização

Os resultados da otimização da turbina para os fluidos considerados estão apresentados na Tabela 5 para os dados de entrada, enquanto que Tabela 6, Tabela 7, Tabela 8, Tabela 9 e Tabela 10 apresentam o resultado de desempenho, geometria e propriedades da turbina.

Tabela 5 - Dados de entrada otimizados para os fluidos selecionados.

Fluido	R227ea	R245fa	R123	R236fa	R236ea
$T_{t1}$ (K)	424,2	409,3	499,7	414,1	430,5
$P_{t1}$ (kPa)	3021,6	1352,1	1742,1	1838,6	1816,1
$ER_{ts}$ (-)	2,896	2,751	3,213	3,217	3,053
$\Omega$ (rpm)	78977	72879	79309	62902	77845
$\psi$ (-)	0,800	0,801	0,818	0,816	0,827
$\varphi$ (-)	0,261	0,337	0,267	0,212	0,254

O resultado da otimização trouxe resultados satisfatórios para a eficiência da turbina, levando-se em consideração que a eficiência total-estática foi maior do que a mesma grandeza nas otimizações da literatura, apresentadas por Rahbar et al (2014) e discutidas na seção anterior. A eficiência máxima, atingida pelo R245fa, entretanto, também representou a eficiência mais baixa do ciclo termodinâmico, devido ao fato de que a razão de pressão e as temperaturas médias do ciclo possuem os menores valores, ao passo que o aumento dessas grandezas provoca aumento na taxa de trabalho líquido (RAHBAR et al., 2014), provocando, porém, aumento considerável na velocidade do escoamento, podendo atingir valores de número de Mach superiores à unidade. É interessante ressaltar que o coeficiente de carga para todos os fluidos se manteve em patamares semelhantes, em torno de 0,815, com desvio máximo da ordem de 0,015 e que também o mesmo coeficiente nas análises da literatura, a valores maiores, resultou em menores valores de eficiência da turbina.



Tabela 6 - Desempenho da turbina e do ciclo otimizados.

Fluido	R227ea	R245fa	R123	R236fa	R236ea
$\eta_{ts}$ (%)	77,36	78,16	76,29	74,53	77,63
$\eta_{t,ciclo}$ (%)	7,22	7,12	8,17	7,58	7,50
$\dot{W}_{bomba}$ (kW)	1,051	0,374	0,387	0,537	0,479
$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	135,697	147,212	128,150	136,132	138,357
$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	127,383	137,817	119,257	127,586	129,551
$\dot{m}$ (kg/s)	0,806	0,636	0,513	0,664	0,626
$R_h$ (-)	0,600	0,599	0,591	0,592	0,586
$N_s$ (-)	0,664	0,756	0,614	0,580	0,691
$D_s$ (-)	2,963	2,612	3,147	3,296	2,802
$\overline{Re}_{rotor}$	6163515	3856777	3589780	4912316	4019871
$\overline{Re}_{estator}$	13417958	7931766	8061934	11620799	9109957

A turbina com menor diâmetro específico apresenta a maior velocidade específica. De fato, as duas relações são inversamente proporcionais quando apenas a vazão volumétrica varia. Segundo a Figura 19, máquinas com maiores velocidades específicas possuem uma maior vazão volumétrica para o mesmo trabalho específico e rotação, se considerar a área de entrada e saída do fluido no rotor. Portanto, é de se esperar que os sistemas com menor diâmetro específico apresentem maiores áreas de escoamento relativamente às suas dimensões. Esse fato é comprovado através da tabela Tabela 9, aonde são apresentadas as densidades dos fluidos na entrada e saída do rotor, cujo menores valores pertencem ao R245fa.

Do triângulo de velocidades é possível avaliar algumas características do sistema. Os mesmos estão apresentados na Figura 33. Em primeiro lugar, todos eles possuem formatos semelhantes, ou seja, sem grandes distorções entre seus formatos. Isso quer dizer que independente da velocidade de cada escoamento, os ângulos avaliados nos pontos-chave da turbina possuem valores próximos, o que é confirmado ao se avaliar os resultados na Tabela 10.

O grau de reação também comprova a semelhança entre os sistemas nesse quesito, dado que todos estão próximos do valor de 0,6, pois este possui relação com a diferença de forma dos triângulos de velocidade.

Tabela 7 - Geometria das turbinas após otimização.

<b>Fluido</b>	<b>R227ea</b>	<b>R245fa</b>	<b>R123</b>	<b>R236fa</b>	<b>R236ea</b>
$\alpha_3$ (°)	73,29	69,42	73,37	76,56	74,55
$\alpha_4$ (°)	71,92	67,19	71,92	75,44	72,96
$\beta_4$ (°)	-37,37	-30,54	-34,19	-41,04	-34,23
$\beta_{4ótimo}$ (°)	-31,19	-27,56	-31,18	-32,39	-30,38
$\beta_5$ (°)	-61,87	-55,35	-60,21	-66,77	-63,93
$\beta_{5topo}$ (°)	-71,43	-66,50	-69,99	-74,93	-73,14
$\beta_{5cubo}$ (°)	-37,43	-30,69	-36,81	-43,36	-38,26
$d_{max}$ (mm)	58,35	75,05	70,56	77,06	67,09
$d_{vol}$ (mm)	9,17	13,40	10,52	10,89	10,93
$d_1$ (mm)	49,19	61,65	60,04	66,17	56,17
$d_2$ (mm)	40,99	51,38	50,03	55,14	46,81
$d_3$ (mm)	34,16	42,82	41,70	45,95	39,00
$d_4$ (mm)	31,36	38,23	38,71	42,96	35,51
$d_{5topo}$ (mm)	24,39	29,63	28,40	33,80	29,71
$d_{5cubo}$ (mm)	6,27	7,65	7,74	8,59	7,10
$b_4$ (mm)	2,25	2,96	2,41	2,97	2,98
$b_5$ (mm)	9,06	10,99	10,33	12,60	11,31
$Z_{estator}$ (-)	19	21	19	18	19
$Z_{rotor}$ (-)	12	11	12	14	13

Tabela 8 - Contribuição de cada mecanismo de perda em cada turbina otimizada.

<b>Fluido</b>	<b>R227ea</b>	<b>R245fa</b>	<b>R123</b>	<b>R236fa</b>	<b>R236ea</b>
$\Delta h_{vol}$ (%)	8,73	9,06	8,58	7,66	8,90
$\Delta h_{BF,estator}$ (%)	0,04	0,03	0,02	0,05	0,06
$\Delta h_{at,estator}$ (%)	30,88	25,15	35,04	34,22	29,43
$\Delta h_{fol,topo}$ (%)	28,59	20,60	25,95	35,41	32,00
$\Delta h_{at,rotor}$ (%)	8,82	10,95	8,51	6,85	8,14
$\Delta h_{sec,rotor}$ (%)	6,98	7,82	6,58	6,21	6,78
$\Delta h_{ecin,rotor}$ (%)	14,58	25,38	14,04	8,04	13,49
$\Delta h_{BF,rotor}$ (%)	0,08	0,05	0,04	0,10	0,11
$\Delta h_{inc}$ (%)	0,27	0,09	0,06	0,32	0,09
$\Delta h_{at,disco}$ (%)	1,04	0,89	1,18	1,14	0,99

O fluido R245fa apresenta a menor viscosidade em todos os estados avaliados (Tabela 9) e de fato, é o fluido que apresenta a melhor eficiência total-estática da turbina. Da Tabela 8, obtém-se que uma das maiores contribuições para as perdas é justamente o atrito no estator, com contribuições para as perdas totais variando de 25% a 35%. As perdas por folga de topo também representam parcela considerável das perdas, variando de 20% a 35% nas contribuições para as perdas. É justamente essa característica de ser compacta da turbina radial que provoca esse efeito, dado que a área úmida relativa à dimensão total entre as superfícies do rotor e das paredes da carcaça aumenta, além de que o ORC permite sistemas de dimensões reduzidas, fazendo com que essa característica se torne mais pronunciada. A turbina operando com R123 apresenta a maior perda por esse mecanismo, dado que é a turbina com maior espessura na entrada do rotor, e conseqüentemente, maior folga de topo, além de apresentar o maior número de pás no rotor, contribuindo para o atrito entre elas e a carcaça.

Uma característica importante dos gases é que sua viscosidade cresce com a temperatura. Os fluidos que operaram em ciclos a temperaturas muito acima da temperatura crítica são o R227ea e R123, que além de apresentarem as maiores viscosidades avaliadas em cada estado, apresentaram perdas consideráveis por

atrito no rotor e estator. A turbina operada com o R245fa apresentou as maiores componentes de velocidade relativa na linha média, ocasionando a maior parcela de perdas por escoamento secundário no rotor dentre os fluidos.

Outra conclusão possível é que ambas as perdas no bordo de fuga do rotor e das pás, perdas por atrito no disco e as perdas por incidência são desprezíveis nessa análise, possuindo porcentagens sobre o total de perdas iguais ou menores a 1%, consequência das dimensões escolhidas para as pás e do ângulo de entrada da pá do rotor, assumido igual ao ângulo ótimo, visando esse objetivo de minimização das perdas.

A perda por energia cinética na saída do rotor é recorrente da forma com que a eficiência é calculada, dado que o fluido necessita de energia cinética para que o ciclo continue em funcionamento. A turbina a R245fa foi a que apresentou a melhor relação de minimização das perdas, e com isso, a energia cinética não reaproveitada na saída foi de fato consideravelmente alta em relação aos sistemas avaliados.

Tabela 9 - Pressão estática, viscosidade e densidade dos fluidos avaliados nos pontos-chave.

<b>Fluido</b>	<b>R227ea</b>	<b>R245fa</b>	<b>R123</b>	<b>R236fa</b>	<b>R236ea</b>
$P_1$ (kPa)	2586,0	1178,5	1472,8	1548,8	1544,0
$P_2$ (kPa)	2374,1	1081,3	1341,6	1420,5	1415,9
$P_3$ (kPa)	2074,7	954,9	1154,5	1216,7	1231,3
$P_4$ (kPa)	1950,2	877,6	1086,5	1156,4	1145,7
$P_5$ (kPa)	1043,5	491,6	542,2	571,6	594,9
$\mu_1$ (Pa s)	1,81E-05	1,45E-05	1,75E-05	1,59E-05	1,64E-05
$\mu_2$ (Pa s)	1,77E-05	1,43E-05	1,73E-05	1,57E-05	1,62E-05
$\mu_3$ (Pa s)	1,72E-05	1,41E-05	1,71E-05	1,54E-05	1,59E-05
$\mu_4$ (Pa s)	1,70E-05	1,40E-05	1,70E-05	1,53E-05	1,58E-05
$\mu_5$ (Pa s)	1,57E-05	1,34E-05	1,62E-05	1,44E-05	1,50E-05
$\rho_4$ (kg/m <sup>3</sup> )	119,05	40,48	45,36	61,40	56,98
$\rho_5$ (kg/m <sup>3</sup> )	60,59	22,35	22,63	29,36	28,98

Tabela 10 - Velocidades mais significativas na análise das turbinas.

<b>Fluido</b>	<b>R227ea</b>	<b>R245fa</b>	<b>R123</b>	<b>R236fa</b>	<b>R236ea</b>
$c_1$ (m/s)	69,7	76,3	89,3	78,9	79,7
$c_4$ (m/s)	109,2	126,8	138,4	119,2	125,3
$c_5$ (m/s)	33,9	49,2	43,0	30,0	36,7
$U_4$ (m/s)	129,7	145,9	160,7	141,5	144,7
$w_4$ (m/s)	42,6	57,1	51,9	39,7	44,4
$w_5$ (m/s)	71,9	86,5	86,5	76,0	83,5
$w_{5topo}$ (m/s)	106,4	123,3	125,5	115,3	126,5
$Ma_1$ (-)	0,592	0,540	0,584	0,611	0,588
$Ma_2$ (-)	0,696	0,652	0,691	0,709	0,689
$Ma_3$ (-)	0,821	0,774	0,824	0,836	0,817
$Ma_4$ (-)	0,895	0,875	0,893	0,894	0,901
$Ma_5$ (-)	0,262	0,330	0,273	0,215	0,256
$Ma_{5,rel}$ (-)	0,557	0,581	0,550	0,545	0,582
$Ma_{5topo,rel}$ (-)	0,824	0,828	0,798	0,827	0,882

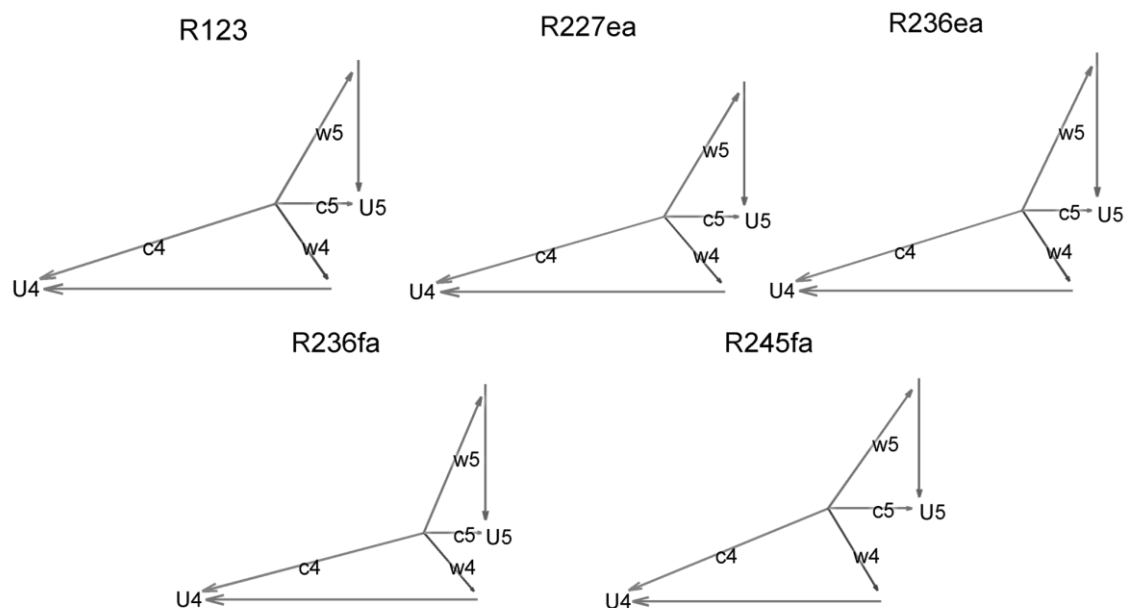


Figura 33 - Triângulos de velocidade das turbinas otimizadas.

Conforme apresentado na Figura 34, Figura 36, Figura 38, Figura 40 e Figura 42, o ponto ótimo das turbinas com R123 e R227ea é funcionando integralmente acima do ponto crítico, das turbinas com R236ea e R236fa é parcialmente acima da temperatura crítica, e o R245fa, abaixo da temperatura crítica. Apesar de já ter sido discutido que a turbina a R245fa apresenta a melhor eficiência isentrópica, ela apresenta também a pior eficiência de ciclo, sendo o ciclo que demanda a maior carga térmica no evaporador e que rejeita a maior quantidade de calor no condensador, devido a pressão mais baixa no evaporador e menor razão de pressão. Analisando por esse lado, o fluido mais interessante é o R123 (Figura 34), que apresenta a menor carga térmica no evaporador e menor quantidade de calor rejeitado no condensador, com uma boa relação de pressão no evaporador e razão de pressão. Porém, esse fluido apresenta o inconveniente de operar no estado de vapor superaquecido mais distante da linha de saturação de vapor, necessitando de mais calor no evaporador para aquecer essa fase, gerando entropia para o sistema, perdendo um potencial de geração de energia. Entretanto, outros fatores também devem ser levados em consideração, como a busca pela melhor eficiência da turbina.

Uma alternativa para essa análise seria o uso do fluido R236ea, apresentando características semelhantes de desempenho de turbina, com uma eficiência térmica do ciclo menor devido às menores temperaturas nos estágios de alta

pressão do sistema, mas com menor geração de entropia devido à operação a temperaturas mais próximas da crítica. Nota-se, porém, que o calor no evaporador já deve ser de 10 kW a mais do que para o ciclo de R123, apesar de sua eficiência total-estática da turbina ser 0,5% abaixo da eficiência máxima atingida pelo R245fa.

Seguindo a Tabela 11, em que são apresentados os produtos entre a eficiência da turbina e do ciclo termodinâmico (ambos em porcentagem), os argumentos acima ratificam a escolha do R123 e seu projeto de turbina, visto que este apresenta a maior eficiência térmica do ciclo juntamente com uma eficiência menos de 2% abaixo da eficiência do R245fa, que é de fato, o projeto menos adequado para os parâmetros desejados de desempenho neste trabalho, enquanto que o projeto com R236ea pode ser visto como uma boa alternativa para o desempenho, visto que está pouco abaixo do fluido ótimo desta análise.

Tabela 11 - Valores da função objetivo otimizada.

<b>Fluido</b>	$\eta_{ts} (\%) \cdot \eta_{t,ciclo} (\%)$
<b>R227ea</b>	558,7
<b>R245fa</b>	556,2
<b>R123</b>	622,9
<b>R236fa</b>	564,7
<b>R236ea</b>	581,9

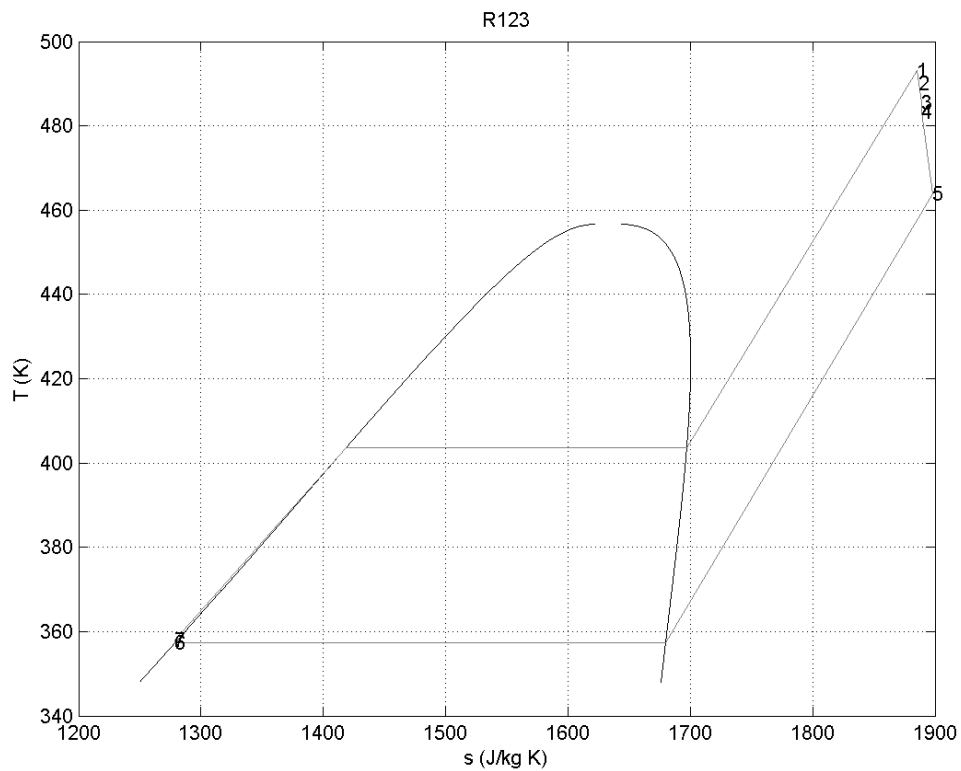


Figura 34 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R123.

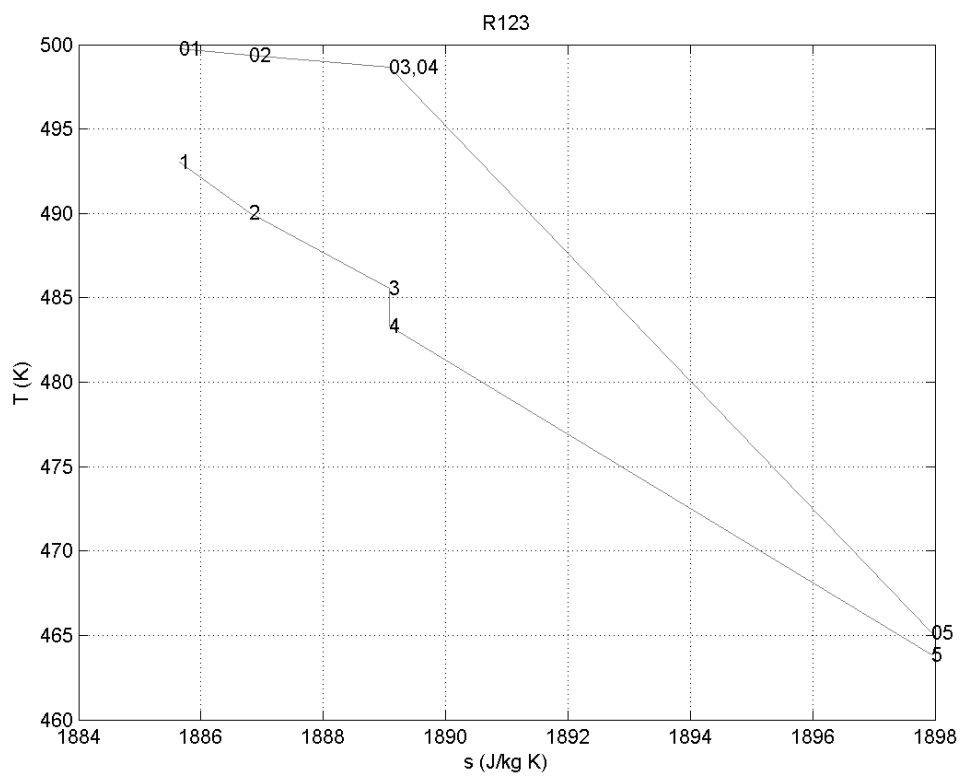


Figura 35 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R123.



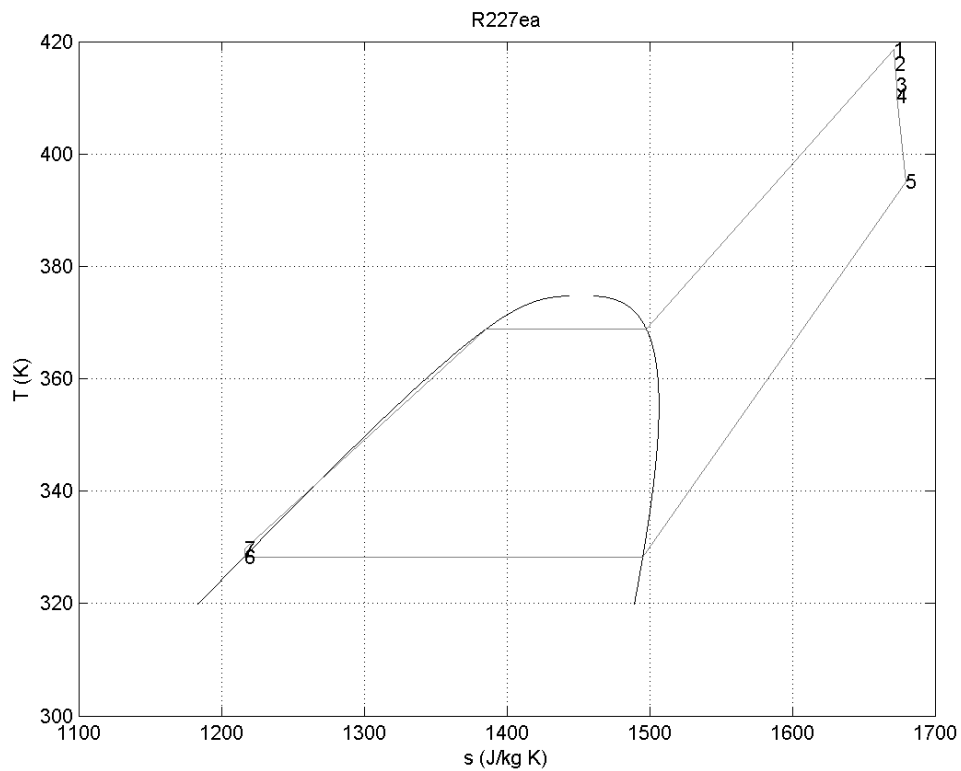


Figura 36 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R227ea.

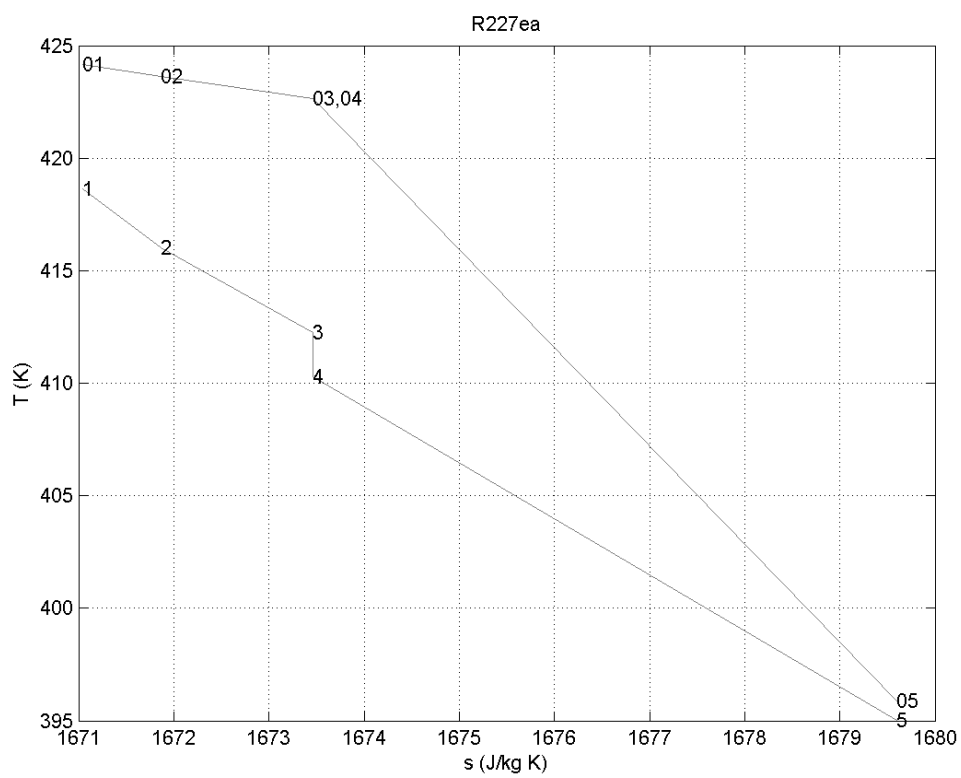


Figura 37 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R227ea.

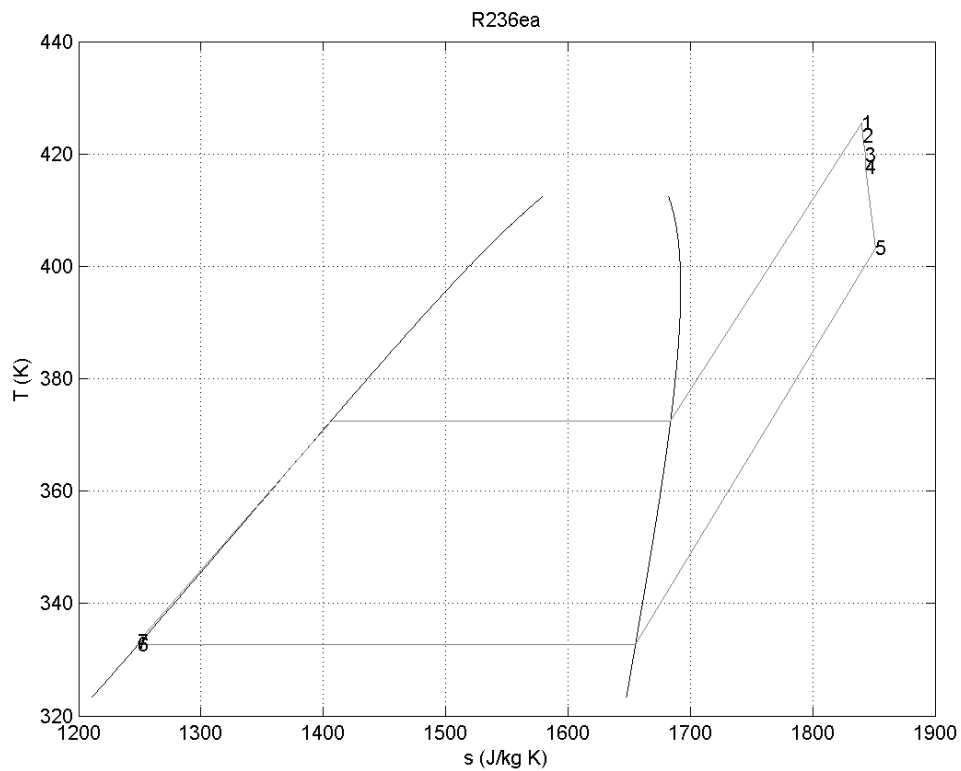


Figura 38 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R236ea.

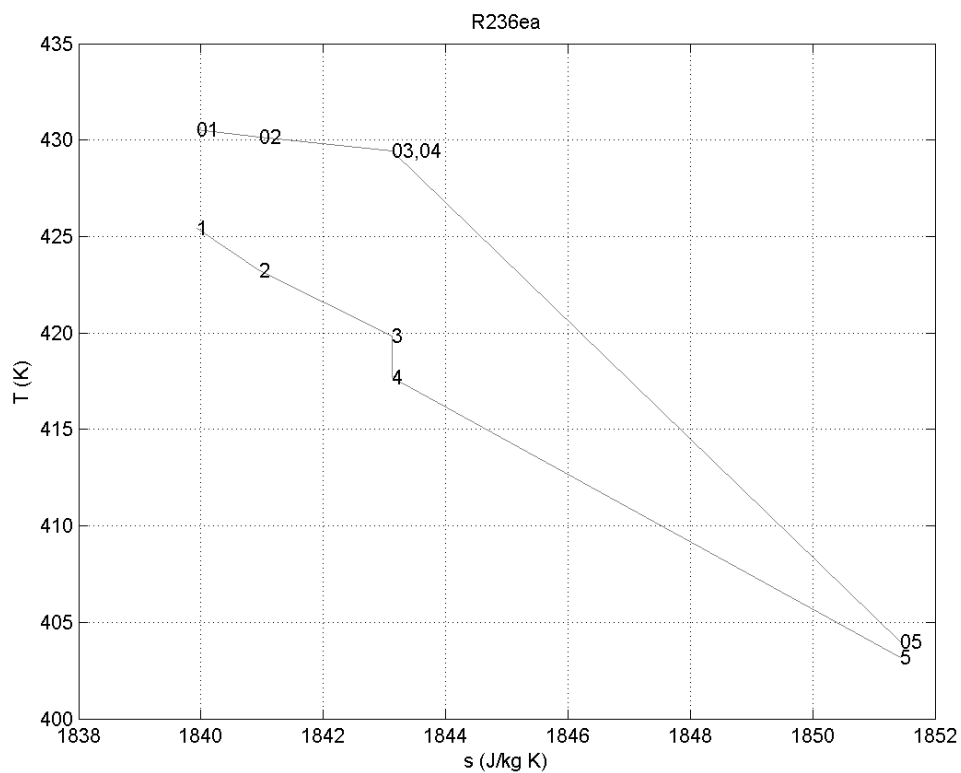


Figura 39 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R236ea.

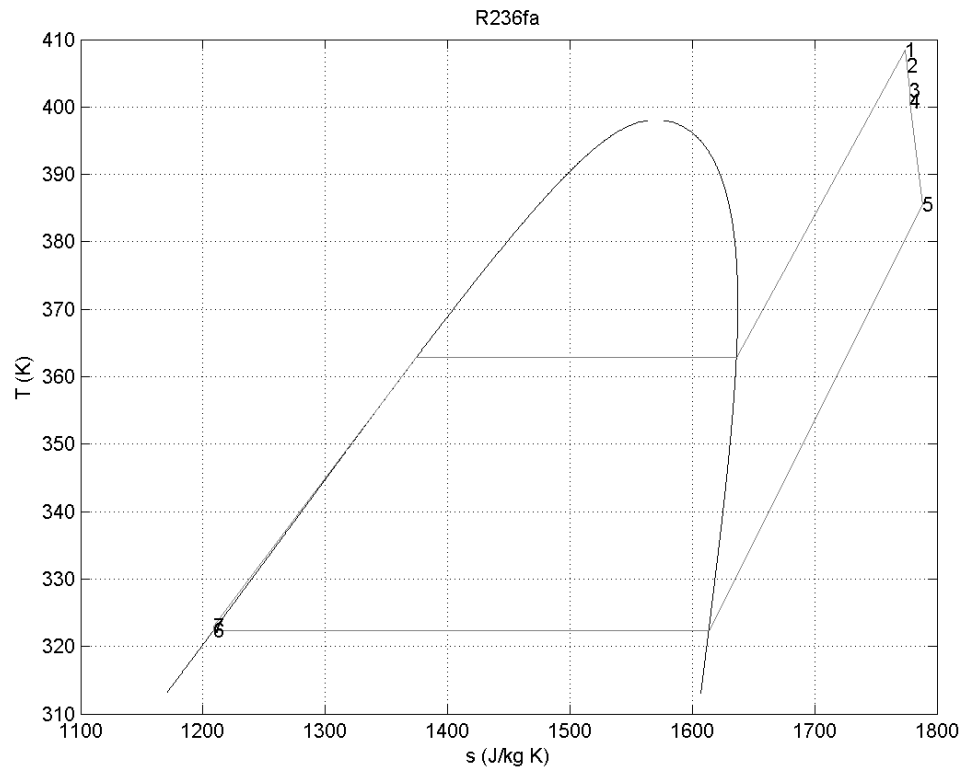


Figura 40 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R236fa.

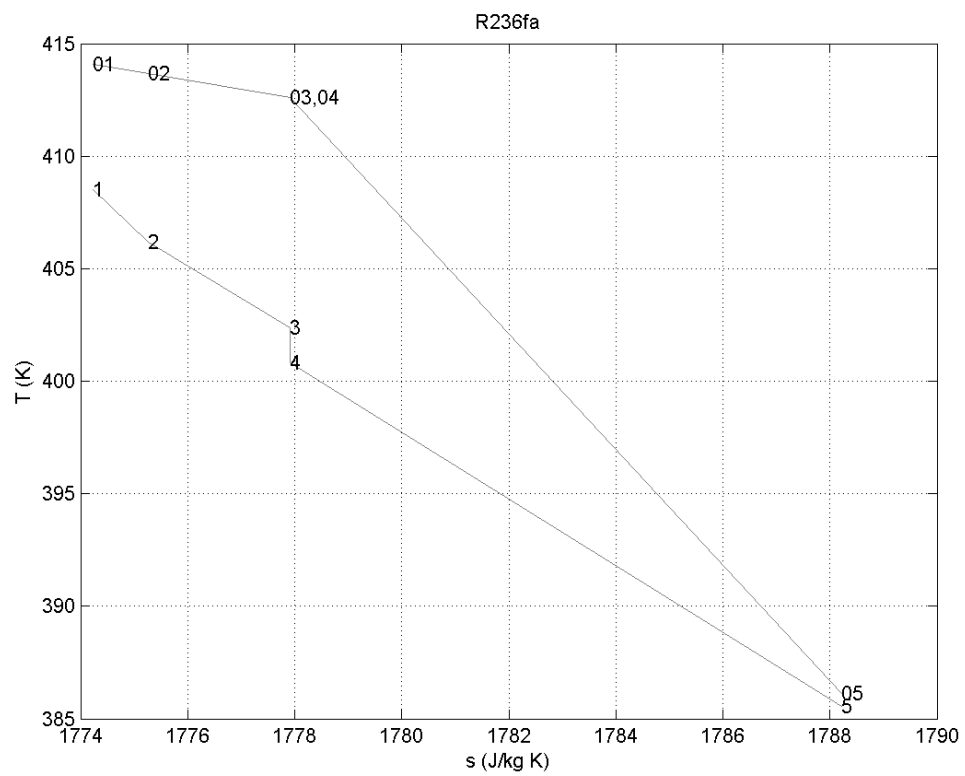


Figura 41 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R236fa.

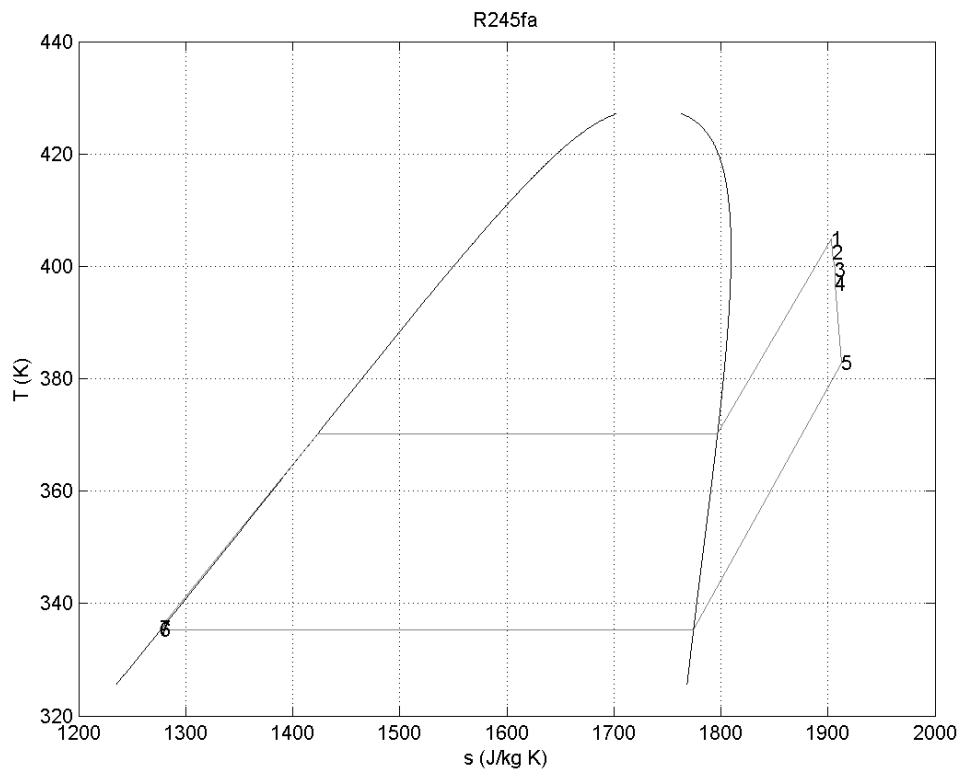


Figura 42 - Ciclo termodinâmico otimizado para o R245fa.

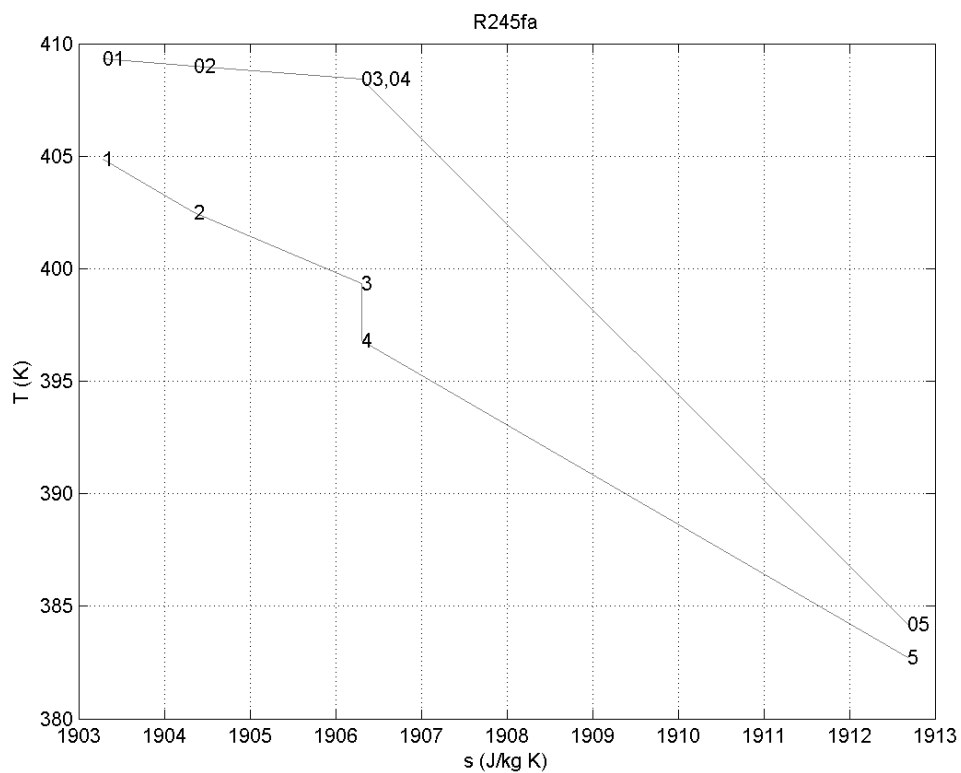


Figura 43 - Diagrama termodinâmico da turbina otimizada para o R245fa.

## 6. CONCLUSÕES

A termodinâmica mostra que ciclos que operam a baixas temperaturas tendem a apresentar menor eficiência. Os ciclos de Rankine orgânico surgem com a possibilidade de geração de energia, mesmo a baixas temperaturas, utilizando fontes renováveis, de forma que a energia que até hoje está presente no cotidiano e não é utilizada, seja reaproveitada.

Nesse contexto de geração de energia em pequena escala, as turbinas radiais surgem como uma boa alternativa de conversão da energia térmica em energia mecânica e elétrica através de um gerador. Esse tipo de máquina converte uma maior densidade de energia com apenas um estágio e apresenta uma geometria mais apropriada que a de turbinas axiais para geração de energia com baixa vazão mássica.

A metodologia de cálculo de turbinas radiais ainda é algo difícil de ser obtido, devido à pequena quantidade de trabalhos relativos a isso publicados. Porém, a literatura disponível já fornece ferramentas para a estimativa inicial de desempenho, possibilitando a realização de fato de etapas subsequentes de um projeto formal a partir de análises mais aprofundadas e realização de experimentos para uma maior precisão do projeto preliminar até a criação do protótipo e validação do modelo.

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia de projeto de turbinas radiais baseada em dados de temperatura, pressão, razão de pressão e coeficiente adimensionais para estimativa do desempenho de uma turbina utilizando-se o método da linha média. A partir deste método é possível calcular dados preliminares da geometria da turbina como diâmetros, espessura de rotor e estator, ângulos de escoamento e velocidade do fluido, a partir de análises termodinâmicas e fluídicas, levando-se em consideração características de fluidos reais. Este modelo de desenvolvimento foi comparado com o modelo proposto por Rahbar et al. (2014). Dessa comparação, concluiu-se que o modelo proposto por este trabalho está próximo do modelo da literatura, com pontos específicos de melhoria, como por exemplo, no cálculo da eficiência térmica de um ciclo de Rankine.

Baseado nesse resultado, foi proposto um cálculo otimizado de uma turbina de 10 kW em condições específicas, a partir do modelo de otimização pelo método do enxame de partículas. Restringiu-se a formação de ondas de choque causadas por escoamento supersônico e tentou-se as perdas ocorridas na passagem do fluido pela turbina, utilizando R123, R245fa, R236fa, R236ea e R227ea como fluidos de trabalho, com o intuito de se analisar o desempenho de um ORC operando de forma otimizada com cada um deles. Buscou-se otimizar o produto da eficiência isentrópica da turbina com a eficiência térmica, visto que há um contrabalanço entre a eficiência de turbina e a eficiência do ciclo, para que o melhor das duas características pudesse ser aproveitado pelo sistema.

Os resultados desse método mostram que o R123 apresenta o melhor desempenho de ciclo dentre os fluidos selecionados, mas não a maior eficiência isentrópica da turbina, alcançada pelo R245fa. Porém, esse segundo apresenta o pior desempenho de ciclo, não sendo o projeto mais adequado nas condições impostas. O fluido R236ea apresentou também bom desempenho com uma turbina com eficiência apenas 0,5% menor do que a mais alta atingida, mas com uma eficiência de ciclo razoável, de forma que esse ciclo calculado também seja uma alternativa de estudo.

A metodologia apresentada não está isenta de falhas, visto que os modelos de perdas são simplificações dos sistemas reais, além de que não há completo entendimento dos mecanismos de perdas nesses componentes, sendo ainda necessário a realização de pesquisas na área.

Este modelo é uma ferramenta de pré-projeto de turbinas radiais, sendo uma etapa necessária no desenvolvimento de novas máquinas. Para que haja análises mais precisas, é necessário a realização de experimentos em componentes desse tipo de sistema com características mais próximas da máquina desejada e prototipagem da máquina para levantamento de seu desempenho, já em condições reais de funcionamento.

Como sugestão para trabalhos futuros é necessário que a geometria da máquina seja melhor definida e o escoamento do fluido em seu interior seja melhor descrito, sendo isso possível através de descrições matemáticas de perfis de pás de turbina, raio de cubo do rotor e análises em CFD, e posterior realização de experimentos para validação real do modelo virtual.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARORA J. S. **Introduction to Optimum Design**. 3<sup>rd</sup> ed. Waltham: Elsevier, 2012.

BAO, J.; ZHAO, L. A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 325-342, abr. 2013.

BASKHARONE, E. A. **Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines**. 1<sup>st</sup> ed. New York: Cambridge University Press, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7<sup>a</sup> ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.

ÇENGEL, Y.A.; CIMBALA, J.M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 3<sup>a</sup> ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2015.

DIXON, S.L.; HALL, C.A. 2010, **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6th ed., Burlington: Butterworth Heinemann, 2010.

GLASSMAN, A. J. **Computer Program for Design Analysis of Radial Inflow Turbines**. Cleveland: Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, fev 1976. Rep. nr. NASA TN D-8164.

GLASSMAN, A. J. **Enhanced Analysis and Users Manual for Radial-Inflow Turbine Conceptual Design Code RTD**. Toledo: University of Toledo, mar 1995. Rep. nr. NASA CR 195454.

JAPIKSE, D. **Turbomachinery Performance Modeling**. Concepts NREC, 2009.

KORPELA, S. A. **Principles of Turbomachinery**. 1<sup>st</sup> ed., Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.

MOUSTAPHA, H. et al. **Axial and radial turbines**. 1<sup>st</sup> ed. White River Junction: Concepts NREC, 2003.

PALTRINIERI, A. **A Mean-Line Model to Predict the Design Performance of Radial Inflow Turbines in Organic Rankine Cycles**. 2014. 145 f. (Master Thesis) - Dipartimento di Ingegneri Industriale, Università Degli Studi di Padova/Institut für Energietechnik, Technische Universität Berlin, Padova/Berlim, 2014.

RAHBAR, K. et al. Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 91, p. 186-198, dez. 2014.

RICK, H. **Gasturbinen und Flugantriebe – Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation**. Ebook. Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2013.

TCHANCE, B. F. et al. Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2468-2476, dec. 2008.

SONNTAG, R. E.; BORGNACKE K.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentals of Thermodynamics**. 6<sup>th</sup> ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.

VENTURA, C. A. M. et al. Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach. **Journal of Fluids Engineering**, v. 134, p. 1-13, mar. 2012.

VÉLEZ, F. et al. A Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 4175-4189, apr. 2012.

WALSH, P. P.; FLETCHER, P. **Gas Turbine Performance**. 2<sup>nd</sup> ed. Oxford: Blackwell Publishing, 1991.

WEI, Z. **Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions**. 2014. 157 f. (Master in aerospace engineering) - Department of Mechanical & Aerospace Engineering, University of Carleton, Ottawa, 2014.

WHITFIELD, A.; BAINES, N.C. **Design of Radial Turbomachines**. London: Longman Scientific & Technical, 1991.

WHITFIELD, A.; NOOR, A. B. M. Design and Performance os Vaneless Volutes for Radial Inflow Turbines - Part 1: Non-Dimensional Conceptual Design Considerations. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Power and Energy**, v208, p. 199-211, jun. 1994.