

**CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI**

**VITOR HUGO MAIOCHI**

**MODELO TERMODINÂMICO PARA AVALIAÇÃO DAS PERDAS DE  
DESEMPENHO EM EXPANSORES DO TIPO SCROLL**

São Bernardo do Campo

2019

VITOR HUGO MAIOCHI

**MODELO TERMODINÂMICO PARA AVALIAÇÃO DAS PERDAS DE  
DESEMPENHO EM EXPANSORES DO TIPO SCROLL**

Dissertação de Mestrado, apresentada ao Centro  
Universitário da Faculdade de Engenharia Industrial,  
como parte dos requisitos necessários para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia, orientado pelo  
Prof. Dr. Paulo E. B. de Mello.

São Bernardo do Campo

2019

Maiochi, Vitor Hugo .

Modelo Termodinâmico para Avaliação das Perdas de Desempenho em Expansores do Tipo Scroll / Vitor Hugo Maiochi. São Bernardo do Campo, 2019.

96 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista Mello.

Coorientador: Prof. Vitor Maiochi.

1. Expansor scroll. 2. modelo determinístico. 3. simulador scroll. 4. ORC. 5. eficiência isentrópica. I. Mello, Paulo Eduardo Batista, orient.  
II. Título.



Dedico este trabalho a toda minha família que esteve sempre ao meu lado, possibilitando que eu vencesse mais essa etapa na minha vida.

## **AGRADECIMENTOS**

Sou grato ao professor Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello por sua confiança, supervisão e apoio necessário para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus pais pelo suporte e encorajamento sempre motivando minha evolução pessoal e profissional.

Ao centro Universitário da FEI, pela concessão da bolsa de estudos para a realização desse curso de mestrado.

## RESUMO

A possibilidade de esgotamento dos combustíveis fósseis assim como o aumento do consumo de energia global associado a um senso de urgência cada vez maior em conter as mudanças climáticas têm promovido um grande interesse em pesquisa e desenvolvimento no setor energético. O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) é visto como uma das tecnologias mais promissoras para recuperação de calor de fontes de baixa temperatura, onde a eficiência isentrópica do expensor desempenha um papel fundamental. Estudos anteriores demonstraram que simulações numéricas de um expensor scroll por CFD são demasiadamente demoradas. Mesmo com processadores e computadores atuais são necessárias 8 horas para uma simulação 2D e 140 horas para uma 3D. Utilizando métodos numéricos, foi elaborado neste trabalho um modelo determinístico baseado em uma solução transiente das equações de conservação de massa e energia para um expensor scroll utilizando linguagem de programação C# em conjunto com a biblioteca *Coolprop* de propriedades termodinâmicas. O modelo desenvolvido fornece resultados compatíveis com as medições experimentais realizadas utilizando um protótipo construído pelo grupo de pesquisa e considerando efeitos físicos como vazamentos internos, sub-expansão, sobre-expansão e fatores mecânicos que provocam perda de eficiência isentrópica. O modelo desenvolvido fornece resultados similares aos obtidos através do CFD, a saber: potência fornecida, eficiência isentrópica, fator de preenchimento, vazão em massa através dos vazamentos, de forma muito mais rápida. Por fim, o trabalho também apresenta a validação do modelo através da comparação com resultados experimentais da literatura.

Palavras-chave: Expensor scroll. modelo determinístico. simulador scroll. ORC. eficiência isentrópica

## ABSTRACT

The potential for depletion of fossil fuels resources as well as the increase in global energy consumption combined with a growing sense of urgency in containing climate changes have fostered a strong interest in research and development in the energy sector. The Organic Rankine Cycle (ORC) is one of the most promising technologies for heat recovery from low temperature heat sources where the isentropic efficiency of the expander plays a key role. Previous studies have demonstrated that numerical simulations of a scroll expander for CFD are too time-consuming, even with current processors and computers it takes around 8 hours for one 2D simulation and 140 hours for a 3D. Using numerical methods, a deterministic model based on a transient solution of mass and energy conservation equations for a scroll expander was developed using C# programming language in conjunction with the thermodynamic properties library *Coolprop*. The developed model provides results compatible with the experimental measurements performed using a prototype built by the research group and considers physical effects such as internal leakage, under-expansion, over-expansion and mechanical factors that cause isentropic loss of isentropic efficiency. The developed model provides consistent results to those obtained with CFD, namely power supplied, isentropic efficiency, filling factor, mass flow through leaks much faster. Finally, this work also presents the validation of the model by comparison with experimental results from the literature.

Keywords: Scroll expander. deterministic model. scroll simulator. ORC. isentropic efficiency

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 – Mapa de utilização para 3 tipos de expansores e 3 aplicações . . . . .	19
Ilustração 2 – Ciclo Orgânico de Rankine . . . . .	21
Ilustração 3 – Diagrama T-s da água e fluidos típicos usados em ORC's . . . . .	22
Ilustração 4 – Mapa de operação de expansores . . . . .	26
Ilustração 5 – Desenhos da patente da máquina desenvolvida por León Creux . . . . .	27
Ilustração 6 – Princípio de funcionamento de um expansor scroll . . . . .	28
Ilustração 7 – Principais componentes de um expansor aberto do tipo scroll . . . . .	30
Ilustração 8 – Influência da relação de pressão . . . . .	31
Ilustração 9 – Geometria do scroll . . . . .	32
Ilustração 10 – Comparação da geometria dos scrolls comercial e do modelo . . . . .	34
Ilustração 11 – Validação experimental de um modelo geométrico . . . . .	34
Ilustração 12 – Representação do modelo conceitual do expansor scroll . . . . .	35
Ilustração 13 – Diagrama de informações do modelo semi-empírico . . . . .	36
Ilustração 14 – Comparação entre as potências calculada e medida . . . . .	37
Ilustração 15 – Geometria de um scroll comercial (esquerda) e o modificado . . . . .	39
Ilustração 16 – Eficiência scroll curto e longo em função da taxa de expansão . . . . .	39
Ilustração 17 – Eficiência isentrópica em função da relação de pressão . . . . .	41
Ilustração 18 – Protótipo do expansor scroll . . . . .	42
Ilustração 19 – Vazão em massa durante uma revolução para dois valores de $r_p$ . . . . .	43
Ilustração 20 – Fator de preenchimento e eficiência em função da rotação . . . . .	43
Ilustração 21 – Eficiências isentrópicas em função da relação de pressão e o impacto de cada perda . . . . .	45
Ilustração 22 – Sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita) . . . . .	46
Ilustração 23 – Efeito de sub-expansão para $r_p$ de 4,1 . . . . .	47
Ilustração 24 – Efeito de sobre-expansão para $r_p$ de 2,1 . . . . .	48
Ilustração 25 – Obstrução parcial da admissão pelo scroll móvel . . . . .	48
Ilustração 26 – Simulações de CFD para perda de pressão na admissão . . . . .	49
Ilustração 27 – Folgas radial ( $\delta_R$ ) e tangencial ( $\delta_T$ ) . . . . .	51
Ilustração 28 – Selo flutuante instalado no topo das paredes do scroll . . . . .	52
Ilustração 29 – Bancada de teste da selagem radial . . . . .	52
Ilustração 30 – Resultados obtidos com variações na folga radial entre a placa de vidro e o selo ao longo da espessura da parede do scroll . . . . .	53

Ilustração 31 – Bocal convergente com extensão . . . . .	54
Ilustração 32 – Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente- divergente . . . . .	55
Ilustração 33 – Variação da vazão em massa dos vazamentos internos . . . . .	56
Ilustração 34 – Onda de choque e variação de pressão na garganta . . . . .	56
Ilustração 35 – Vazão em massa durante uma revolução para dois valores de $r_p$ . . . . .	57
Ilustração 36 – Diagrama de informações do modelo elaborado . . . . .	59
Ilustração 37 – Bancada utilizada nos ensaios experimentais . . . . .	60
Ilustração 38 – Evolução dos volumes nas câmaras em função do ângulo $\theta$ . . . . .	61
Ilustração 39 – Volume nas câmaras em função do ângulo $\theta$ . . . . .	62
Ilustração 40 – Bancada de testes utilizada para medição do torque de atrito . . . . .	67
Ilustração 41 – Evolução do torque de atrito com a rotação obtido experimentalmente. . . . .	68
Ilustração 42 – Potência calculada sem perdas por vazamentos e atrito e a potência isentrópica em função da relação de pressão . . . . .	71
Ilustração 43 – Eficiência isentrópica em função da relação de pressão . . . . .	72
Ilustração 44 – Evolução da potência para três rotações e folga $\delta_T=165 \mu\text{m}$ . . . . .	73
Ilustração 45 – Eficiência isentrópica para três rotações e folga $\delta_T=165 \mu\text{m}$ . . . . .	74
Ilustração 46 – Potência do expensor a 2600 rpm e três folgas tangenciais diferentes . . . . .	75
Ilustração 47 – Eficiência isentrópica do expensor a 2600 rpm e três folgas tangenciais diferentes . . . . .	76
Ilustração 48 – Pressões das câmaras do expensor para uma revolução completa . . . . .	77
Ilustração 49 – Potência calculada versus experimental para $\delta_T=165\mu\text{m}$ . . . . .	78

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais vantagens de cada tecnologia . . . . .	22
Tabela 2 – Lista dos principais fabricantes de ORC . . . . .	24
Tabela 3 – Dados de expansores scroll isento de óleo disponíveis na literatura . . . . .	44
Tabela 4 – Identificação dos parâmetros utilizados para simulação do expensor . . . . .	59
Tabela 5 – Coeficientes polinomiais para equação 20. . . . .	62
Tabela 6 – Fator de preenchimento para três rotações e $\delta_T=165 \mu\text{m}$ . . . . .	74
Tabela 7 – Fator de preenchimento para duas folgas tangenciais para rotação de 2600 rpm . . . . .	77

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área, ( $\text{m}^2$ )
$c_p$	Calor específico a pressão constante, ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$c_v$	Calor específico a volume constante, ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$e$	Espessura da parede do scroll, (mm)
$h$	Entalpia específica, ( $\text{J.kg}^{-1}$ )
$k$	Condutividade térmica, ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$D$	Diâmetro do impelidor, (mm)
$E$	Energia interna total do volume de controle, (J)
$\dot{m}$	Vazão mássica, ( $\text{kg.s}^{-1}$ )
$\mathbf{n}(\varphi)$	Vetor normal unitário
$Ma$	Número de Mach (-)
$N$	Velocidade de rotação, (rpm)
$P$	Pressão estática, (Pa)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor, (J/s)
$r$	Raio, (m)
$r_p$	Razão de pressões, (-)
$r_v$	Razão volumétrica, (-)
$S$	Posição, (m)
$\mathbf{t}(\varphi)$	Vetor tangente unitário
$t$	Tempo, (s)
$T$	Temperatura, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$U$	Energia interna, (J)
$\mathbf{U}$	Vetor velocidade, ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$V$	Volume, ( $\text{m}^3$ )
$v$	Volume específico, ( $\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$ )
$\dot{V}_s$	Vazão volumétrica deslocada, ( $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ )
$\dot{W}$	Potência de saída, (W)

**LETRAS GREGAS**

$\delta$	Folga, (mm)
$\varepsilon$	Eficiência, (-)
$\varphi$	Ângulo da curva evolvente, (rad)
$\gamma$	Razão entre calores específicos, (-)
$\rho$	Densidade do fluido, (kg.m <sup>-3</sup> )
$\phi$	Fator de preenchimento, (-)
$\Delta t$	Passo de tempo, (s)
$\theta$	Ângulo de orbitação, (°)
$\omega$	Velocidade angular (rad.s <sup>-1</sup> )

**SUBSCRITOS**

<i>ad</i>	Adiabático
<i>amb</i>	Ambiente
<i>b</i>	Circunferência base
<i>ch</i>	Câmara
<i>crit</i>	Crítico
<i>ev</i>	Evaporação
<i>cd</i>	Condensação
<i>ex</i>	Exaustão do expensor
<i>es</i>	Início real da curva evolvente externa
<i>e0</i>	Início da curva evolvente externa
<i>fe</i>	Externa da curva involuta fixa
<i>fi</i>	Interna da curva involuta fixa
<i>i0</i>	Início da curva evolvente interna
<i>int</i>	Interna
<i>is</i>	Início real da curva evolvente interna
<i>leak</i>	Vazamentos
<i>max</i>	Máximo
<i>meas</i>	Medido
<i>me</i>	Externa da curva involuta móvel
<i>mi</i>	Interna da curva involuta móvel
<i>out</i>	Saída
<i>o</i>	Órbita efetiva
<i>o<sup>n</sup></i>	Órbita nominal
<i>R</i>	Radial
<i>s</i>	Isentrópico
<i>su</i>	Entrada do expensor
<i>T</i>	Tangencial
<i>thr</i>	Garganta
<i>tot</i>	Total

## LISTA DE ABREVIATURAS

<b>CAD</b>	Desenho Assistido por Computador, do inglês <i>Computational Aided Design</i> .
<b>CAES</b>	Armazenamento de Energia em Ar Comprimido, do inglês <i>Compressed Air Energy Storage</i> .
<b>CFD</b>	Fluidodinâmica Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i> .
<b>OFSC</b>	Compressor de Parafuso Isento de Óleo, do inglês <i>Oil Free Screw Compressor</i> .
<b>OMTS</b>	Octametiltrisiloxano, do inglês <i>Octamethyltrisiloxane</i> .
<b>ORC</b>	Ciclo Orgânico Rankine, do inglês <i>Organic Rankine Cycle</i> .
<b>PTFE</b>	Politetrafluoretileno, do inglês <i>Polytetrafluoroethylene</i> .
<b>UHMWPE</b>	Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular, do inglês <i>Ultra High Molecular Weight Polyethylene</i> .
<b>WHR</b>	Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês <i>Waste Heat Recovery</i> .

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	18
1.1	OBJETIVOS	20
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	21
2.1	CICLO ORGÂNICO DE RANKINE E SUAS APLICAÇÕES	21
2.2	MÁQUINAS DE EXPANSÃO	24
<b>2.2.1</b>	<b>Limitações das tecnologias de expansores volumétricos e turbinas radiais</b>	25
<b>2.2.2</b>	<b>Expansores de deslocamento positivo</b>	25
<b>2.2.3</b>	<b>História do expansor scroll</b>	26
<b>2.2.4</b>	<b>Princípio de funcionamento expansores scroll</b>	27
<b>2.2.5</b>	<b>Modelos de expansores scroll</b>	29
2.3	MODELAGEM	30
<b>2.3.1</b>	<b>Modelo geométrico</b>	32
<b>2.3.2</b>	<b>Modelo analítico</b>	34
2.4	EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE EXPANSORES SCROLL	38
<b>2.4.1</b>	<b>Perdas de eficiência</b>	44
<b>2.4.2</b>	<b>Perdas por sub-expansão e sobre-expansão</b>	45
<b>2.4.3</b>	<b>Perda de pressão na admissão</b>	47
<b>2.4.4</b>	<b>Perdas mecânicas</b>	50
<b>2.4.5</b>	<b>Perdas provocadas por vazamentos internos</b>	50
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	58
3.1	Simulação Computacional	58
3.2	Volume das câmaras	61
3.3	Modelo Termodinâmico	63
3.4	Scroll sem vazamentos internos	64
3.5	Scroll com vazamentos internos	65
3.6	Cálculo dos vazamentos internos	66
3.7	Avaliação das perdas por atrito	67
3.8	Cálculo da redução de pressão na admissão	68
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	70
4.1	Scroll sem vazamentos internos	70
4.2	Scroll com vazamentos internos	72
<b>4.2.1</b>	<b>Influência da rotação</b>	72

<b>4.2.2</b>	<b>Influência da folga tangencial</b> . . . . .	74
4.3	Comparação com dados experimentais . . . . .	78
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b> . . . . .	80
	REFERÊNCIAS . . . . .	82
	<b>APÊNDICE A – Algoritmo do modelo termodinâmico do expensor scroll utilizando linguagem de programação C#</b> . . . . .	85
	<b>APÊNDICE B – Algoritmo do modelo termodinâmico do expensor scroll utilizando software EES</b> . . . . .	92



## 1 INTRODUÇÃO

Problemas ambientais como os fenômenos climáticos conhecidos por ilhas de calor e aquecimento global causados pela emissão de dióxido de carbono têm ganhado cada dia mais notoriedade. As taxas de liberação de dióxido de carbono na atmosfera, assim como o consumo de energia no mundo, dobraram nas últimas quatro décadas. Preocupações cada vez maiores com as mudanças climáticas no mundo clamam por uma redução na emissão de gases que destroem a camada de ozônio. O aumento do consumo de energia pode demonstrar uma evolução econômica global e até mesmo um aumento na qualidade de vida das pessoas, porém a possibilidade de esgotamento de fontes não renováveis para a geração de energia é algo iminente num futuro não muito distante.

Na conferência do clima da Organização das Nações Unidas sobre mudança do clima (COP23) realizada em 2017 na Alemanha, mais de 20 países lançaram uma nova aliança global para eliminação do carvão como fonte de energia tradicional, bem como colocaram uma moratória para que não seja construída mais nenhuma termelétrica movida a carvão.

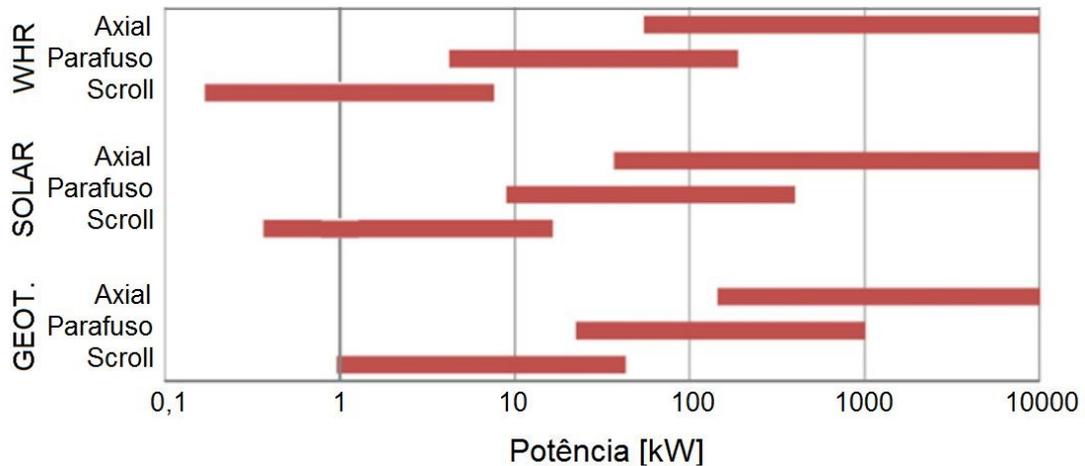
Este cenário vêm promovendo mudanças na maneira de produzir a energia que alimenta a economia mundial e um importante número de novas soluções tem sido desenvolvidas e aprimoradas para otimizar o aproveitamento de suprimentos de energia renováveis e o Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC) tem ganho destaque dentre essas tecnologias.

Um problema quando se trata de energia limpa de fontes solar e eólica e a variação da energia gerada ao longo do tempo. Uma das soluções para essa intermitência na geração de energia é o Armazenamento de Energia em Ar Comprimido, do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES), onde a energia excedente nos momentos de pico é utilizada para comprimir ar e estocá-lo em tanques e, nos momentos de baixa disponibilidade de sol ou vento, é expandido mantendo a geração de energia.

As tecnologias ORC e CAES demandam uma atenção especial na seleção do expensor por esse equipamento desempenhar uma grande influência sobre a eficiência energética e devem apresentar alta eficiência isentrópica otimizando a geração de energia. A tecnologia dos expansores utilizados em um ORC depende principalmente das condições de operação e do tamanho do sistema, podendo ser classificadas em dois tipos principais: turbomáquinas do tipo dinâmicas e os expansores de deslocamento positivo. Na figura 1, é possível observar que os expansores do tipo scroll são mais adequados para aplicações com menores escalas de geração

de potência por serem caracterizados por menor vazão, maior razão de pressão e rotação muito menor que as turbomáquinas.

Figura 1 – Mapa de utilização para 3 tipos de expansores e 3 aplicações



Fonte: Autor "adaptado de" Quoilin et al., 2013

Dada a relevância do tema, a comunidade científica vem estudando expansores de deslocamento positivo do tipo scroll para uso em ORC's há algumas décadas e a crescente demanda por maiores níveis de eficiência é um dos principais motivos para o aumento no número de pesquisas. Trabalhos relacionados ao tema foram desenvolvidos pelo grupo de pesquisa na FEI: Fanti (2017) desenvolveu um protótipo de expansor scroll para trabalhar com ar comprimido, capaz de gerar 1043 W a 2114 rpm e pico de eficiência isentrópica de 29 %; Silva (2017) apresentou uma estratégia para simulações transientes 2D e 3D utilizando CFD discutindo o escoamento compressível com número de Mach elevado que ocorre no estrangulamento das folgas tangenciais. Romao (2017) analisou a influência das folgas tangenciais sobre o desempenho de um expansor scroll através de dados experimentais obtidos com o protótipo, aumentando a eficiência isentrópica obtida por Fanti (2017) para 40 % para uma folga tangencial de 165  $\mu\text{m}$ , com uma rotação de 2600 rpm.

Um modelo teórico é uma ferramenta efetiva que pode ser utilizada para prever e melhorar o desempenho de um expansor scroll e três níveis de modelagem podem ser citados: modelos empíricos ou "caixa preta", semi-empíricos ou caixa cinza e determinísticos ou "caixa branca".

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal desse trabalho é desenvolver um modelo de simulação numérica do tipo determinístico para um expensor scroll que permita:

- a) descrever a geometria e o comportamento termodinâmico do expensor;
- b) quantificar as fontes de redução da eficiência isentrópica mais relevantes;
- c) estudar as influências da rotação e da folga tangencial do expensor na eficiência isentrópica, e conseqüentemente sobre a potência gerada pelo expensor.

Estudos anteriores demonstraram que simulações numéricas de um expensor scroll por CFD são demasiadamente demoradas, sendo necessárias 8 horas para uma simulação 2D e 140 horas para uma 3D. Dessa forma, este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo capaz de fornecer resultados similares aos obtidos através do CFD, de forma muito mais rápida.

Este trabalho também tem como objetivo a validação do modelo termodinâmico desenvolvido, comparando os resultados calculados por meio do modelo com os dados experimentais obtidos na bancada de testes com o protótipo de expensor scroll desenvolvido e construído pelo grupo de pesquisa.

Por fim, esse estudo contribuirá para avaliação das principais causas de redução de eficiência auxiliando no pré dimensionamento do scroll e no desenvolvimento de melhorias para otimização do design, a fim de aumentar a eficiência isentrópica desta família de máquinas.

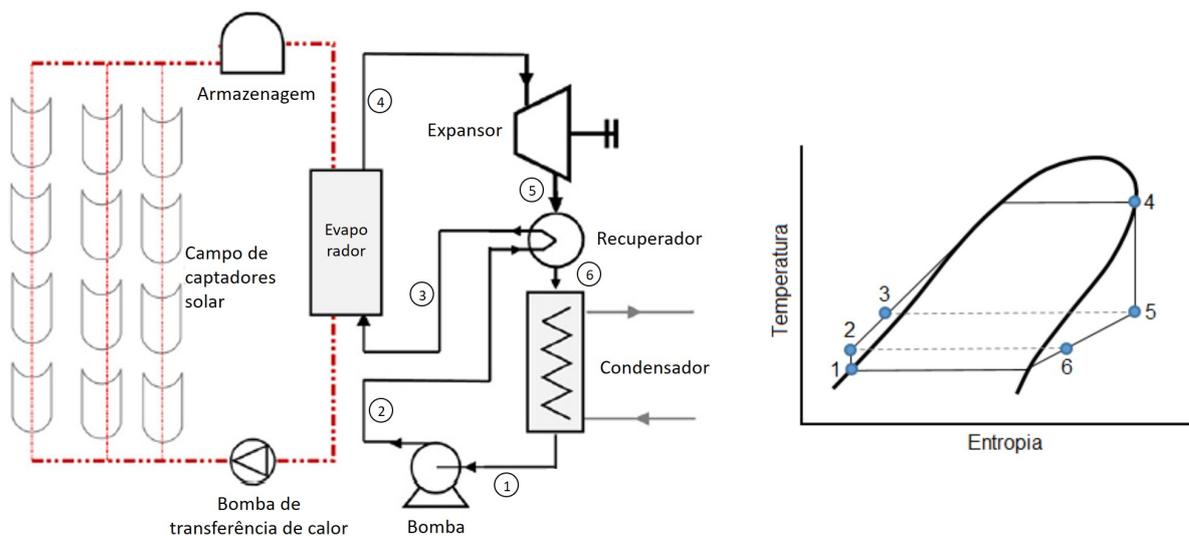
## 2 REVISÃO DA LITERATURA

De forma a organizar a apresentação, a revisão da literatura foi dividida em quatro partes. Primeiramente é realizado uma introdução ao Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC), suas principais aplicações e fabricantes. Na próxima seção, são apresentadas tecnologias de expansores, as limitações tecnológicas e a história dos expansores scroll. Na seção seguinte, são apresentados os níveis de modelagem utilizadas para prever e analisar a eficiência isentrópica de um expensor scroll, os modelos geométricos e os analíticos pesquisados. Por fim, uma seção é dedicada a determinação da eficiência isentrópica dos expansores scroll.

### 2.1 CICLO ORGÂNICO DE RANKINE E SUAS APLICAÇÕES

Conceitualmente, um Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC) é um ciclo de geração de potência que difere do ciclo Rankine tradicional a vapor basicamente pelo fato do fluido de trabalho não ser a água, mas um fluido orgânico que é expandido realizando trabalho mecânico. Os principais componentes de um ORC, assim como no ciclo Rankine tradicional são: gerador de vapor ou evaporador, máquina de expansão (ou turbina), condensador e bomba. O princípio de funcionamento de um ORC integrado a um sistema de concentradores solares lineares é apresentado na figura 2.

Figura 2 – Ciclo Orgânico de Rankine



Fonte: Autor "adaptado de" Quoilin et al., 2013

O ORC por utilizar um fluido orgânico caracterizado por uma temperatura de vaporização mais baixa que a da água sendo capaz de gerar energia a partir de gradientes de temperatura inferiores aos praticados no ciclo Rankine tradicional. Essa característica torna seu uso adequado a ciclos de geração de potência de pequena e média escalas, utilizando fontes de energia renováveis como a solar e outras fontes de calor rejeitadas durante processos industriais. Na tabela 1, estão destacadas as principais vantagens do ORC e do ciclo a vapor.

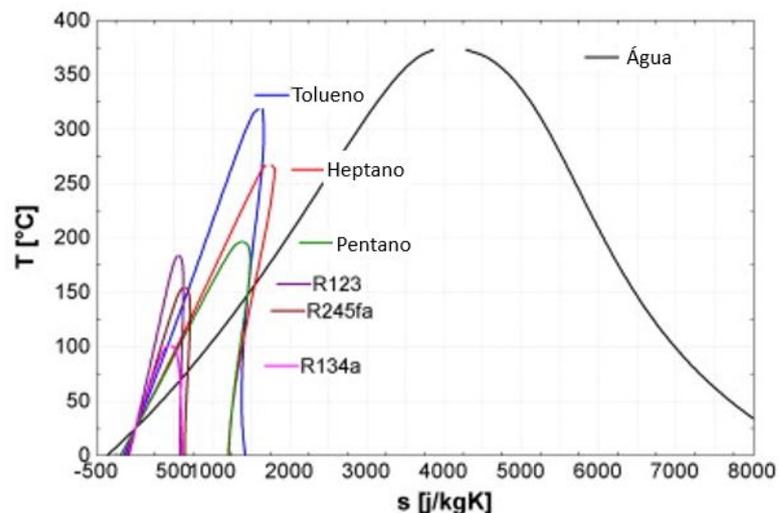
Tabela 1 – Principais vantagens de cada tecnologia

Vantagens do ORC	Vantagens do ciclo a vapor
Design simplificado do expansor	Maior eficiência isentrópica
Menor temperatura de sucção no expansor	Menor custo do fluido de trabalho
Compacto (maior densidade do fluido)	Fluido de trabalho ecológico
Menor pressão de evaporação	Fluido de trabalho não inflamável/tóxico
Maior pressão de condensação	Baixo consumo da bomba
Sem sistema de tratamento de água	Alta estabilidade química do fluido

Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013

O diagrama T-s da figura 3, apresenta a curva de saturação da água e de alguns fluidos comumente utilizados em aplicações ORC's que possuem uma curva de inclinação de vapor saturado praticamente vertical dispensando o uso de superaquecimento do vapor (QUOILIN et al., 2013).

Figura 3 – Diagrama T-s da água e fluidos típicos usados em ORC's



Fonte: Quoilin et al., 2013

Acordos para eliminação do uso de combustíveis fósseis como fonte de energia, o aumento do consumo de energia global, altas taxas de liberação de dióxido de carbono na atmos-

fera, assim como, mudanças climáticas e problemas ambientais clamam por mudanças na atual matriz energética. Quoilin et al. (2013) citam algumas medidas como: redução no uso de energia dos edifícios e indústria, substituição do consumo de combustíveis fósseis por eletricidade, geração de energia limpa com mudanças visando a utilização de energias renováveis como: energia eólica, biomassa, geotermal, entre outras e aumento da capacidade de transmissão das redes para absorver as flutuações diárias e sazonais.

Dentre um número importante de novas soluções para geração de energia a partir de fontes de calor de baixa temperatura, o ORC ganhou destaque e vem desempenhando um importante papel. Quoilin, Declaye e Lemort (2010) citam que os ORC's têm sido mais comumente utilizados para quatro diferentes tipos de aplicações:

- a) energia geotermal: as temperaturas muito baixas das fontes de calor têm determinado o uso de fluidos de trabalho como o R134a;
- b) Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês *Waste Heat Recovery* (WHR): processos industriais geralmente envolvem liberação de calor para a atmosfera que constituem um enorme potencial para aproveitamento / recuperação de calor de fontes de baixa temperatura, assim como os motores de combustão interna;
- c) combustão de biomassa: dois tipos de tecnologias podem ser aplicadas para geração de energia por meio de biomassa: gaseificação e ORC sendo essa uma tecnologia bem testada no campo ao contrário da gaseificação que apesar de ter maior eficiência isentrópica necessita de um alto investimento;
- d) energia solar: ORC pode ser acoplado a concentradores de energia solar para gerar energia elétrica. A tecnologia atualmente utilizada para esse caso é o ciclo tradicional de Rankine, porém o ORC apresenta inúmeras vantagens como por exemplo, a possibilidade de utilização de plantas de menor tamanho.

Em aplicações de conversão descentralizada de calor de baixa temperatura em eletricidade, a tecnologia do ORC oferece uma interessante alternativa que é parcialmente explicada pela sua característica modular. Um sistema ORC similar pode ser usado com poucas modificações em conjunto com várias fontes de calor. Além disso, ao contrário dos ciclos convencionais, a tecnologia do ORC pode ser utilizada em menores escalas de geração de potência descentralizadas (QUOILIN; DECLAYE; LEMORT, 2010).

A evolução do mercado de fabricantes de ORC deu-se no início dos anos 80 e tem crescido de forma acentuada desde então. A tabela 2, apresenta os principais fabricantes que são:

Turboden com 45% das unidades instaladas no mundo e 8,6% da potência instalada, ORMAT com 24% das unidades instaladas e 86% da potência instalada e Maxxtec com 23% das unidades instaladas e 3,4% da potência instalada (QUOILIN et al., 2013).

Tabela 2 – Lista dos principais fabricantes de ORC

Fabricante	Potência [kWe]	Temperatura da fonte de calor [ °C]
Ormat, EUA	200-70.000	150-300
Turboden, Itália	200-2.000	100-300
Adoratec/Maxxtec, Alemanha	315-1.600	300
Opcon, Suécia	350-800	<120
GMK, Alemanha	50-5.000	120-350
Bosch KWK, Alemanha	65-325	120-150
Turboden PureCycle, EUA	280	91-149
GE CleanCycle	125	>121
Cryostar, França	n/a	100-400
Tri-o-gen, Holanda	160	>350
Electratherm, EUA	50	>93

Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013

## 2.2 MÁQUINAS DE EXPANSÃO

O principal componente do ORC é o expansor que desempenha papel fundamental para a eficiência isentrópica de todo o sistema. Atualmente dois principais tipos de expansores são utilizados no ORC, são eles: expansores do tipo de velocidade (turbinas radiais e axiais); e expansores do tipo de deslocamento positivo (scroll, parafuso, pistão e palhetas).

Os expansores de deslocamento positivo são mais apropriados para aplicações de refrigeração e também para ORC de escala reduzida por serem caracterizados por baixa vazão de massa, maior razão de pressão e rotação muito menor que as turbinas. As turbinas são usualmente aplicadas em ORC de dimensões relativamente grandes com potência acima de 50 kW.

A seleção do tipo de expansor deve ser feita juntamente com fluido de trabalho (LEMORT et al., 2013). Uma detalhada análise das tecnologias de expansores mais comuns, comparando seus respectivos mapas de operação para cada fluido e tipo de aplicação é realizada por Quoilin, Declaye e Lemort (2010), sendo nesse estudo considerado as máquinas de expansão radial de único estágio, expansores parafusos e scroll.

### 2.2.1 Limitações das tecnologias de expansores volumétricos e turbinas radiais

Os expansores volumétricos são caracterizados por uma relação volumétrica incorporada a geometria do equipamento, o que corresponde ao aumento de volume na câmara onde o fluido está aprisionado no início do processo de expansão. As principais limitações dos expansores volumétricos são causadas pelo efeito da sub e sobre-expansão que ocorrem quando a pressão na câmara de expansão é menor ou maior que a pressão na linha de descarga provocando perdas de eficiência. A máxima razão volumétrica para expansores do tipo de deslocamento positivo usualmente não é maior do que 5, sendo limitada pelo tamanho do rotor no caso dos expansores de parafuso e pelo número de revoluções da parede do scroll no caso de expansores do tipo scroll. Outra importante limitação dos expansores volumétricos é a taxa de expansão que é associada ao diâmetro máximo do rotor no caso de expansores de parafuso ou ao máximo tamanho da câmara de expansão no caso de expansores scroll.

Para turbinas radiais, a primeira importante limitação é a velocidade máxima periférica permitida, que é dada pela equação 1.

$$U_2 = \pi N D_2 \quad (1)$$

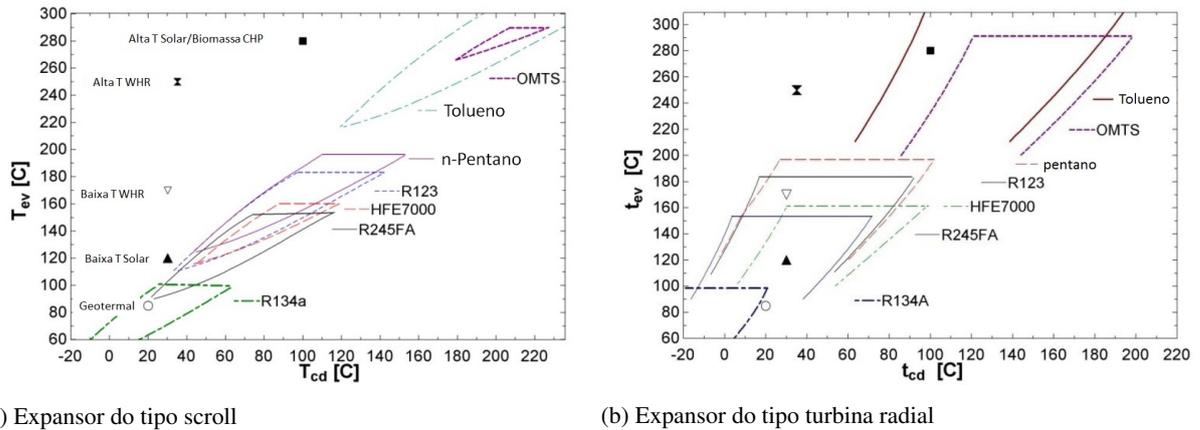
Onde:  $D_2$  é o diâmetro do impelidor,  $N$  é a velocidade de rotação.

O número de Mach no bocal da turbina é outra limitação das turbinas radiais, a maioria dos fabricantes permitem fluxo supersônico no bocal da turbina, porém número de Mach muito alto pode reduzir a eficiência isentrópica e deve ser evitado. Todas as limitações descritas traçam um mapa de condições permitidas de trabalho num diagrama  $T_{ev} / T_{cd}$ . A figura 4 mostra mapas de operação para dois tipos de tecnologia de expansores: scroll e turbina considerando diferentes tipos de fluido de trabalho.

### 2.2.2 Expansores de deslocamento positivo

Os principais expansores do tipo de deslocamento positivo são: pistão, scroll, parafuso e de palhetas. No expansor de pistão, o mesmo volume trabalha sucessivamente na sucção e expansão por meio de válvulas de sucção e de descarga. Os expansores rotativos como os de parafuso, scroll e de palhetas não possuem válvulas sendo o processo de expansão imposto pela sua geometria e as câmaras que, no caso do expansor do tipo de pistão são separados, para esse caso coexistem após uma rotação completa.

Figura 4 – Mapa de operação de expansores



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin, Declaye e Lemort, 2010

Os expansores de deslocamento positivo são bons substitutos para os expansores do tipo turbina quando aplicados para geração de energia de baixa potência. As principais vantagens dos expansores de deslocamento positivo quando comparados com as turbinas são: reduzida velocidade de rotação geralmente entre 1500 e 3000 rpm, alta confiabilidade e tolerância a presença de líquidos (QUOILIN et al., 2013). Em determinadas condições operacionais, líquido pode aparecer no final da expansão, isso causaria danos nos expansores do tipo de pistão e turbina, mas não para os expansores do tipo scroll e parafuso porque não possuem válvulas.

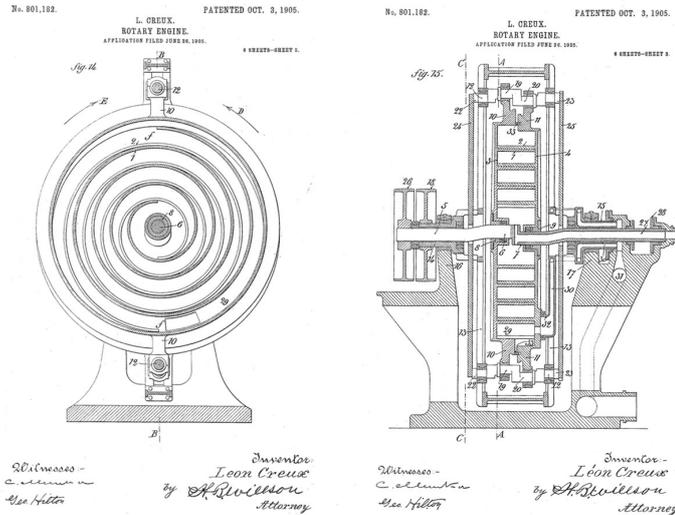
### 2.2.3 História do expansor scroll

A concepção da máquina scroll é relativamente nova. De acordo com Bin et al. (2016), em 1886, o princípio de funcionamento de um compressor scroll apareceu pela primeira vez em uma literatura de patente italiana. A primeira patente de um compressor scroll foi registrada no início do século XX, na França em 1905 pelo engenheiro Léon Creux. A figura 5 mostra a patente de Creux (1905) baseado no conceito de uma máquina a vapor rotativa, entretanto, a tecnologia da época não permitia o desenvolvimento de um protótipo devido a reduzida tolerância para que esse equipamento pudesse funcionar de forma eficiente.

A primeira aplicação industrial de uma máquina com concepção scroll data dos anos 80 com a introdução do compressor scroll no mercado de compressores de refrigeração (LEMORT et al., 2013).

As principais características e princípios de funcionamento permaneceram sem alterações consideráveis ao longo dos anos. Com a evolução da tecnologia e dos processos de fabrica-

Figura 5 – Desenhos da patente da máquina desenvolvida por León Creux



Fonte: Creux, 1905

ção foi possível tornar os compressores scroll mais eficientes e silenciosos. Hoje, o compressor scroll pode ser encontrado em muitas aplicações comerciais e residenciais.

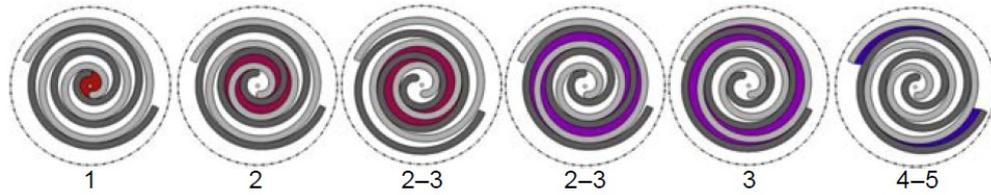
As excelentes características dos compressores scroll fizeram surgir interesse de utilizá-los como expansores, mesmo porque um expansor scroll é essencialmente um compressor scroll trabalhando no sentido inverso. Yanagisawa et al. (1988) realizaram testes com um expansor scroll modificado de um compressor scroll de ar condicionado automotivo comprovando a viabilidade dessa modificação.

#### 2.2.4 Princípio de funcionamento expansores scroll

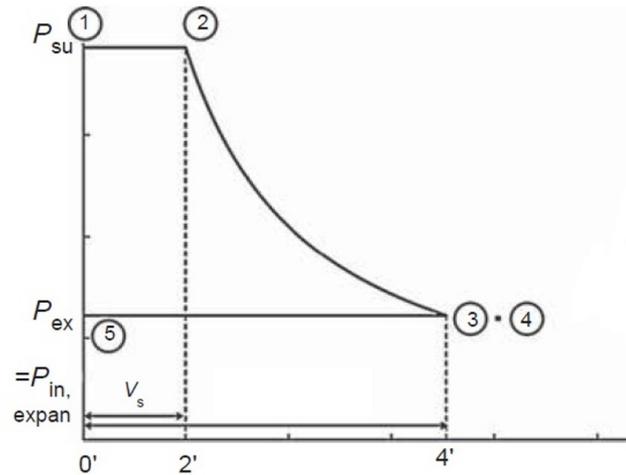
A máquina com geometria scroll é basicamente constituída de duas formas paredes do scroll desenhadas a partir de evolventes, sendo que uma das espirais forma o scroll fixo e a outra forma o scroll móvel, tendo um movimento de translação segundo uma órbita centrada no eixo de rotação do expansor. As duas volutas, cujos eixos de rotação não são concêntricos, são montados com um ângulo relativo de  $180^\circ$ , de modo que eles podem se encontrar em diferentes pontos e formar uma série de câmaras de tamanho crescente.

A razão entre os volumes da câmara de expansão no final do processo de expansão e do processo de expansão e no início é chamado de razão volumétrica  $r_v$ , esta relação é fundamental na análise de potência e eficiência de um expansor do tipo scroll.

Figura 6 – Princípio de funcionamento de um expensor scroll



(a) Evolução do fluido no interior do scroll



(b) Diagrama teórico do processo de expansão

Fonte: Autor “adaptado de” Lemort e Legros, 2017

A figura 6a mostra a evolução do fluido dentro da máquina e a figura 6b o diagrama teórico associado ao processo de expansão. Na posição 1, a câmara de sucção no centro da máquina e em comunicação com o orifício de admissão que nessa posição está no seu volume mínimo. A partir desta posição, o seu volume começa a aumentar até uma revolução completa do eixo e o fluido enche a câmara de sucção na pressão de fornecimento. Na posição 2, a câmara de sucção divide-se em três: duas se transformam em câmaras de expansão e a terceira forma uma nova câmara de sucção cujo volume é igual ao volume mínimo. O par de câmaras de expansão existe por pelo menos uma fração da volta completa, mas também pode levar várias voltas para desaparecer. O número de revoluções completas durante as quais o par de câmaras de expansão existe está intimamente relacionado com a relação volumétrica incorporada a geometria da máquina. Diversos pares de câmaras de expansão podem existir simultaneamente e durante as suas existências, o volume das câmaras de expansão aumenta (evolução 2 para 3), de modo que a pressão do fluido diminui de  $P_{su}$  para  $P_{in,expan}$ .

No final do processo de expansão, as câmaras de expansão tornam-se as câmaras de descarga. Isso acontece quando as câmaras se abrem para a linha de exaustão (posição 3). A pressão no final do processo pode ser igual (expansão perfeita), maior (sub-expansão) ou menor

(sobre-expansão) do que a pressão de exaustão. Para uma última revolução completa do eixo, o volume das câmaras de descarga aumentará um pouco primeiro e finalmente diminuirá para zero. O fluido à pressão de exaustão (na ausência de perdas de pressão) é expelido pela porta de escape (evolução 4 a 5). Nos expansores scroll os tempos de sucção e descarga são impostos pela própria geometria do scroll e da rotação não necessitando de válvulas, como no caso dos compressores.

### **2.2.5 Modelos de expansores scroll**

Diferentes tipos de compressores comerciais do tipo scroll podem ser modificados para funcionarem como expansores e serem integrados em sistemas ORC para recuperação de calor de fontes de baixa temperatura. Isso inclui os expansores herméticos, semi-herméticos e abertos.

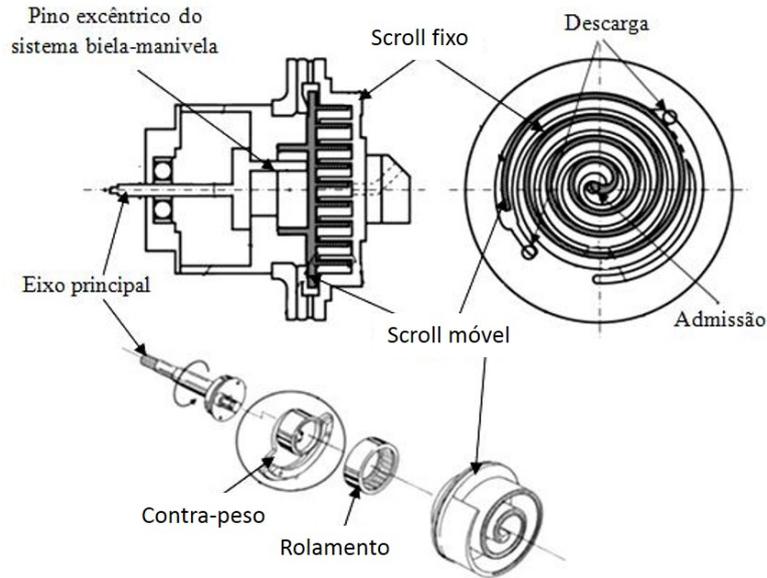
a) expansores hermético podem ser obtidos da conversão de um compressor scroll hermético e são caracterizados por possuírem motor e compressor montados no mesmo eixo, soldados num invólucro de aço. Para utilizá-lo como expensor, faz-se necessário cortar o invólucro para remover a válvula de retenção que previne que a alta pressão do fluido retorne quando o mesmo está operando como compressor;

b) expansores semi-hermético também são montados com motor e compressor no mesmo eixo, sendo que a câmara de expansão pode ser aberta ou não dependendo do fabricante do equipamento. Esse modelo de expensor utiliza retentores para vedação permitindo assim condicionamento em caso de avaria;

c) expansores abertos, como apresentado na figura 7, não possui motor elétrico montado em um invólucro e podem ser obtidos da modificação de compressores scroll abertos largamente utilizados em sistema de ar condicionado automotivo. Devido a questões de segurança e impacto ambiental de muitos dos fluidos de trabalho orgânicos, uma selagem deve ser implementada para esse tipo de expensor quando aplicados nos sistemas ORC.

A empresa Emerson é um fabricante de compressores com geometria scroll e intitula essa tecnologia como Copeland Scroll com potência variando de 1 a 60 hp. A empresa Air Squared fundada em 1991, produz compressores e expansores de ar scroll isentos de óleo e customizados. A Danfoss é outra empresa que atua no ramo de compressores scroll e possui equipamentos otimizados para aplicações de aquecimento com fluido R410A e R407C. A empresa Powerex produz compressores scroll isentos de óleo utilizados para trabalhar com oxigênio.

Figura 7 – Principais componentes de um expansor aberto do tipo scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Ishii et al., 2010

### 2.3 MODELAGEM

Um modelo teórico pode ser uma ferramenta efetiva para prever e melhorar o desempenho de um expansor scroll. Baseado no modelo teórico de um expansor scroll, um grande número de modelos de expansores scroll tem sido propostos por diversos pesquisadores. Três níveis de modelagem podem ser distinguidos:

a) modelos empíricos ou “caixa preta” são caracterizados por um tempo computacional muito baixo, alta robustez numérica, mas não permitem a extrapolação além da faixa de calibração. Tais modelos de simulação são adequados para simulação dinâmica de sistemas de ORC’s;

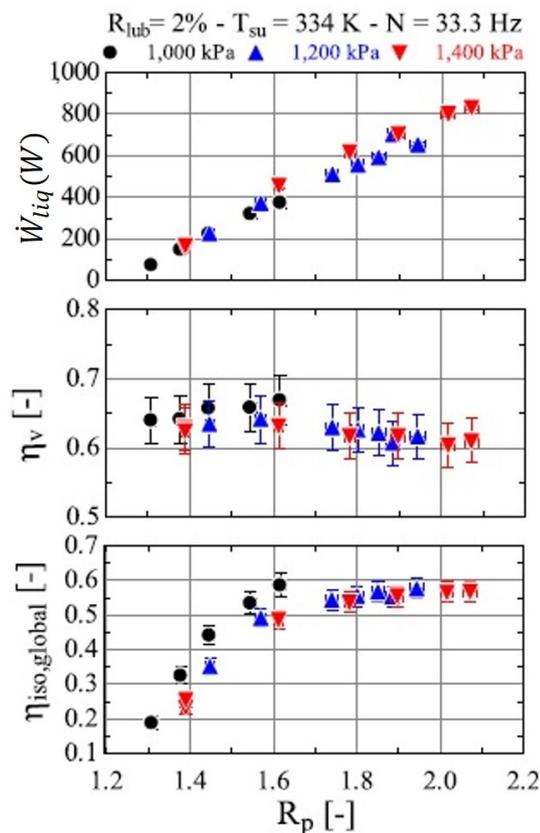
b) modelos semi-empíricos ou “caixa cinza” apresentam baixo tempo computacional e boa robustez numérica. Permitem a extrapolação parcial do desempenho com a variação das condições de operação e características de projeto. Isso se deve ao significado físico dos parâmetros do modelo;

c) modelos determinísticos ou “caixa branca” são baseados em uma descrição abrangente do expansor baseado em equações diferenciais de conservação de massa e energia. A maioria dos parâmetros como a geometria do scroll podem ser medidas e apenas alguns

deles necessitam ser ajustados. Esse tipo de modelo são uma ferramenta poderosa para otimizar o design do expensor.

Como exemplo, o modelo semi-empírico do expensor scroll elaborado por Mendoza et al. (2014) necessitou de oito parâmetros que foram identificados baseados em dados experimentais. A relação de pressão, temperatura na sucção, temperatura ambiente e rotação foram impostas como variáveis de entrada do modelo. Os parâmetros do modelo foram identificados por meio de um algoritmo minimizando os erros na determinação da vazão, potência e temperatura de expansão que são as variáveis principais de saída do modelo. A figura 8 apresenta os resultados de Mendoza et al. (2014) utilizando amônia como fluido, mostrando a influência da relação de pressão na potência, eficiência volumétrica e isentrópica do expensor.

Figura 8 – Influência da relação de pressão



Fonte: Autor “adaptado de” Mendoza et al., 2014

É comum que alguns parâmetros necessitem ajustes mesmo no modelo determinístico. Nesse sentido é preciso atentar quanto a complexidade na elaboração e processamento do modelo versus sua precisão pois não faz sentido continuar refinando um modelo onde esse refinamento não seja passível de validação.

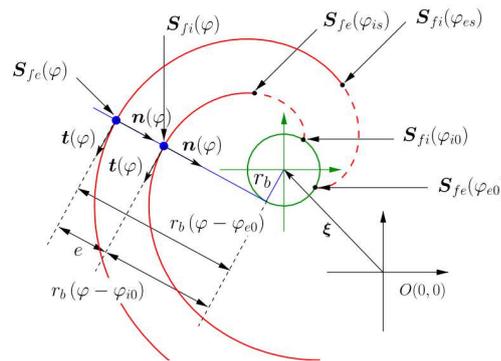
O modelo determinístico foi o escolhido para elaboração desse trabalho.

### 2.3.1 Modelo geométrico

A modelagem da geometria do scroll é uma importante etapa da investigação dos vazamentos internos, forças, transferência de calor, perdas mecânicas, processo termodinâmico. Assim, um modelo geométrico é preciso ser elaborado incluindo as dimensões das câmaras e as áreas de vazamento do scroll.

A forma do scroll é descrita pela evolvente de um círculo e descrevem as curvas utilizadas como parâmetros principais são: o raio do círculo base  $r_b$  e os ângulos  $\varphi$ ,  $\varphi_{e0}/\varphi_{i0}$ ,  $\varphi_{es}/\varphi_{is}$  e  $\varphi_{max}$ , que são, respectivamente, o ângulo do evolvente, o ângulo inicial do evolvente externo / interno, o ângulo onde o evolvente externo / interno é fisicamente iniciado e o ângulo onde os evolventes terminam (BLUNIER et al., 2009). A figura 9 mostra os parâmetros que constituem a forma de um scroll.

Figura 9 – Geometria do scroll



Fonte: Blunier et al., 2009

As curvas externa e interna do scroll fixo são descritas pelas equações 2 e 3.

$$\mathbf{S}_{fe}(\varphi) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{e0}) \mathbf{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad (2)$$

$$\mathbf{S}_{fi}(\varphi) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{i0}) \mathbf{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in [\varphi_{is}, \varphi_{max}] \quad (3)$$

As equações 2 e 3 são desenvolvidas utilizando eixos ortonormais definidos por vetores unitários, um tangente  $\mathbf{t}$  e um normal  $\mathbf{n}$ , respectivamente definidos nas equações 4 e 5.

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos\varphi, \sin\varphi) \quad (4)$$

$$\mathbf{n}(\varphi) = (-\sin\varphi, \cos\varphi) \quad (5)$$

A parede do scroll tem espessura constante, sendo determinada pela equação 6.

$$e = r_b (\varphi_{i0} - \varphi_{e0}) \quad (6)$$

O scroll móvel é definido como sendo o scroll fixo deslocado em  $180^\circ$ , e é descrito com as equações 7 e 8. O ângulo de orbitação  $\theta$  que aparece nas equações do scroll móvel define a posição relativa entre os scroll fixo e móvel.

$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \quad (7)$$

$$\mathbf{S}_{mi}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fi}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \quad (8)$$

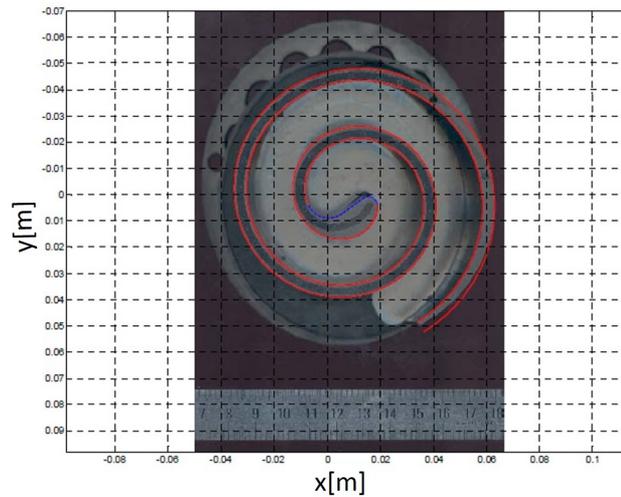
O uso de um raio de orbitação  $r_o$ , descrito pela equação 9, pode resultar no contato entre os dois scrolls. A fim de evitar essa condição, deve-se prever uma pequena folga entre as paredes criando um caminho para vazamentos. O tamanho desta folga deve considerar questões construtivas, como as tolerâncias possibilitadas pelos processos envolvidos na fabricação do dispositivo.

$$r_o = r_b (\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) \quad (9)$$

O método de engenharia reversa foi utilizado por Lemort (2008) para recuperar os parâmetros geométricos de um compressor / expansor scroll comercial. Como pode ser observado na figura 10, inicialmente a órbita do modelo é digitalizada e importada para um software, no caso o Matlab. Em seguida, a forma do scroll descrita pelo modelo é sobreposta a essa figura. Parâmetros são ajustados para corresponder à forma descrita pelo modelo a da figura. Finalmente, esses parâmetros são refinados para obter o volume de deslocamento do compressor fornecido pelo fabricante e igual a  $104,8 \text{ cm}^3$ . O formato da ponta do scroll não pode ser descrito pela evolvente de um círculo. Esses pontos de partida podem ser preenchidos por diferentes geometrias, sendo o mais simples o arco circular.

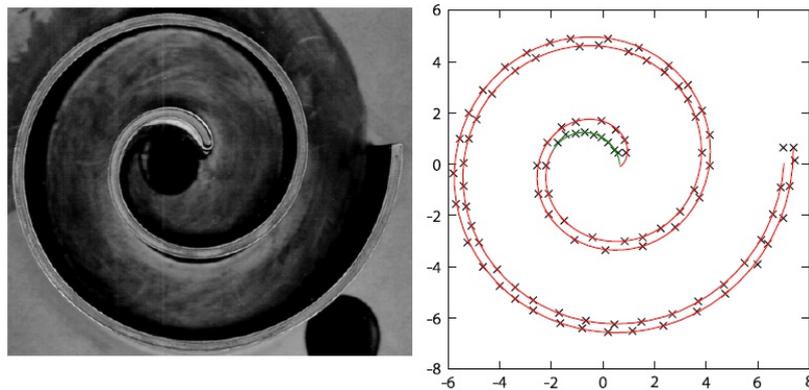
A geometria do scroll utilizada por Blunier et al. (2009) foi validada para um compressor de ar comercial utilizado na Universidade de Tecnologia de Belfort-Montbéliard na França. Os parâmetros das expressões não lineares puderam ser identificados minimizando uma função de erro de mínimos quadrados não lineares pelo método conhecido como Levenberg-Marquardt, como mostra a figura 11.

Figura 10 – Comparação da geometria dos scrolls comercial e do modelo



Fonte: Autor “adaptado de” Lemort, 2008

Figura 11 – Validação experimental de um modelo geométrico



Fonte: Autor “adaptado de” Blunier et al., 2009

### 2.3.2 Modelo analítico

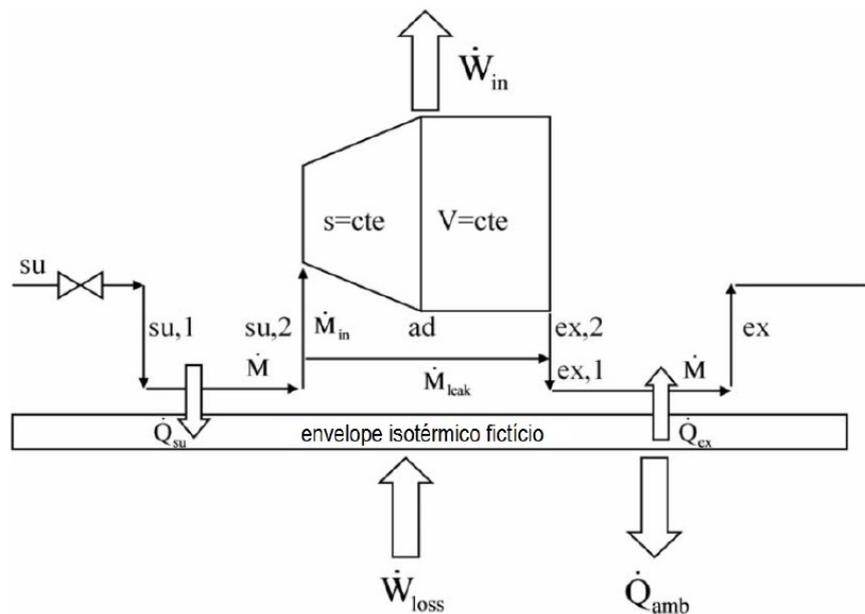
O modelo analítico do tipo semi-empírico proposto por Lemort (2008) para um expensor scroll foi parcialmente validado por testes realizados com vapor de água como fluido de trabalho por Lemort, Teodorese e Lebrun (2006) e foi adaptado do modelo previamente proposto por Winandy, Saavedra e Lebrun (2002) para determinar o desempenho de um expensor scroll modificado de um compressor hermético.

O modelo proposto por Lemort (2008) pode ser encontrado na literatura em diversos outros estudos e seu esquema conceitual está apresentado na figura 12, com a passagem do fluido pelo expensor representada da seguinte forma:

- a) queda de pressão adiabática na alimentação ( $su \rightarrow su,1$ );

- b) resfriamento isobárico ( $su \rightarrow su,2$ );
- c) expansão adiabática e reversível para a pressão imposta pela razão de expansão da máquina ( $su,2 \rightarrow ad$ );
- d) expansão adiabática a volume constante ( $ad \rightarrow ex,2$ );
- e) mistura adiabática entre a vazão expandida e os vazamentos internos;
- f) exaustão isobárica com resfriamento ou aquecimento do fluido ( $ex,1 \rightarrow ex$ ).

Figura 12 – Representação do modelo conceitual do expensor scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Lemort, 2008

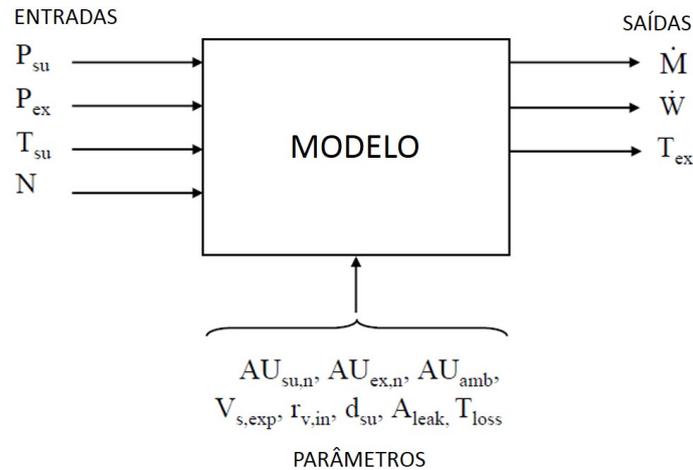
O diagrama representativo do modelo semi-empírico proposto por Lemort (2008), demonstrando as variáveis de entrada e saída assim como os parâmetros utilizados, estão na figura 13. Como variáveis de entrada do modelo existem a pressão e temperatura de entrada, pressão de exaustão e rotação do expensor.

Segundo Lemort (2008), a potência interna pode ser obtida por meio da equação 10:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{in} [(h_{su,2} - h_{ad}) + v_{ad} (P_{ad} - P_{exh,2})] \quad (10)$$

De acordo com os autores, as perdas por transferência de calor ocorrem entre (1) a carcaça do expensor e o fluido na entrada e na saída do expensor, (2) entre os scrolls (móvel e fixo) e o fluido nas câmaras de sucção, expansão e descarga e (3) entre a carcaça do expensor e o ambiente.

Figura 13 – Diagrama de informações do modelo semi-empírico



Fonte: Autor “adaptado de” Lemort, 2008

Lemort et al. (2009) calculam as perdas de calor para o ambiente por meio da introdução de um coeficiente global de transferência de calor  $AU_{amb}$ , conforme equação 11.

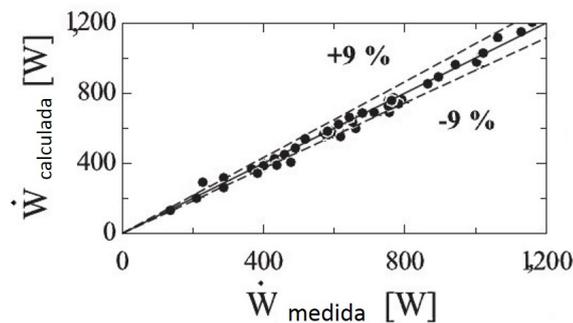
$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} (T_w - T_{amb}) \quad (11)$$

Um resumo de modelos de compressor scroll foi realizado por Halm et al. (1997), estabelecendo um modelo detalhado que associa uma descrição matemática de sua geometria e uma descrição termodinâmica de todo o processo de compressão. O modelo determinístico de Lemort (2008) foi adaptado do modelo de Halm et al. (1997), para representar a operação de expansão e possuir um maior número de câmaras de trabalho.

O modelo determinístico de Lemort (2008) foi elaborado para descrever dois diferentes expansores. O primeiro adaptado de um compressor scroll automotivo para trabalhar como expensor e o segundo adaptado de um de compressor de ar aberto e isento de óleo. O modelo associa uma descrição geométrica da máquina com uma descrição termodinâmica do processo de expansão com objetivo de determinar as principais fontes de perdas de eficiência do expensor. A evolução do fluido no expensor foi modelada com cada câmara de expansão sendo considerada como um volume de controle para o qual as equações governantes de massa e energia de conservação são estabelecidas e numericamente solucionadas, sendo a energia cinética e potencial desprezadas. A validação dos modelos revelaram que o desempenho dos expansores é afetado principalmente pela queda de pressão provocada pelo bocal de entrada do expensor e pelos vazamentos internos.

O modelo semi-empírico de Mendoza et al. (2014) assemelha-se ao do Lemort (2008), a troca de calor para o ambiente foi desprezada pois o scroll estava isolado assim como a lubrificação também foi desprezada. O modelo foi validado e os desvios máximos para os valores experimentais foram  $\pm 9\%$  para potência mecânica,  $\pm 4\text{ K}$  para a temperatura de exaustão e  $\pm 5\%$  para a vazão em massa. Na figura 14, tem-se um comparativo dos dados calculados por meio desse modelo semi-empírico e os dados levantados experimentalmente.

Figura 14 – Comparação entre as potências calculada e medida



Fonte: Autor “adaptado de” Mendoza et al., 2014

O modelo geométrico desenvolvido por Blunier et al. (2009) para um compressor scroll foi elaborado para acoplar ao modelo termodinâmico, permitindo verificar a influência de vazamentos e parâmetros geométricos na eficiência isentrópica do compressor, assim como podendo ser usado para melhorar o projeto do compressor. O modelo apresentado tem como componentes o volume de controle com suas variações de volume e os vazamentos ambos em função do ângulo de orbitação. O modelo do volume de controle é baseado nas equações de conservação de energia e massa sendo a energia cinética desprezada. Simulações do modelo elaborado e experimentos mostraram boa concordância, comparando as vazões de massa experimentais e simuladas as diferenças encontradas pode ser explicadas pelas estimativas das áreas de vazamentos internos que foi assumida como constante.

Um ciclo Rankine de recuperação de calor foi construído em escala reduzida por Lemort e Quoilin (2009), permitindo a geração de energia mecânica e elétrica por fontes de calor de baixa temperatura e com objetivo de avaliar o desempenho de um expensor scroll isento de óleo testados com dois fluidos de trabalho: água e HCFC-123, validando dois modelos sendo um determinístico e outro semi-empírico. O modelo semi-empírico proposto para o expensor necessitou de oito parâmetros que foram obtidos na base de dados, já o modelo determinístico foi elaborado a fim de verificar o significado físico dos parâmetros do modelo semi-empírico. O modelo de Lemort e Quoilin (2009) considera as perdas de pressão de fluido durante os pro-

cessos de sucção e descarga, as perdas pelos vazamentos internos e as perdas por transferência de calor e foi adaptado do modelo de Halm et al. (1997).

O modelo termodinâmico de Peng, Zhu e Lemort, 2016 é baseado nas equações de energia e massa, utiliza o método de Euler explícito e leva em consideração as perdas pelos vazamentos radiais e tangenciais, transferência de calor entre o fluido e as paredes do scroll, sendo capaz de prever a potência de saída com variação de 5% com relação aos dados experimentais.

O modelo proposto neste trabalho é baseado em uma solução transiente das equações de conservação de massa e energia com objetivo de quantificar a eficiência isentrópica do expensor e analisar os efeitos de sub e sobre-expansão em um expensor do tipo scroll.

## 2.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE EXPANSORES SCROLL

A eficiência isentrópica é definida pela relação entre a potência medida no eixo ou produzida pelo expensor e a potência disponível no eixo caso a expansão fosse isentrópica, ou seja, gerada por meio de um processo reversível e adiabático de produção de trabalho conforme equação 12. A potência isentrópica é o produto da vazão em massa medida pelo trabalho específico de expansão associado a uma expansão isentrópica, das condições de admissão à pressão de exaustão (LEMORT et al., 2009).

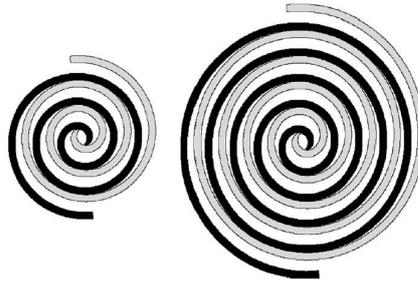
$$\varepsilon_s = \frac{\dot{W}_{meas-sh}}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{W}_{meas-sh}}{\dot{m}_{meas} w_s} = \frac{\dot{W}_{meas-sh}}{\dot{m}_{meas} (h_{su} - h_{exp-s})} \quad (12)$$

Onde:  $\varepsilon_s$  é a eficiência isentrópica do expensor,  $\dot{W}_{meas-sh}$  é a potência produzida pelo expensor,  $\dot{W}_s$  é a potência isentrópica,  $\dot{m}_{meas}$  é a vazão em massa,  $h_{su}$  é a entalpia na admissão do expensor e  $h_{exp-s}$  é a entalpia na saída do expensor para o processo isentrópico.

Um modelo numérico foi desenvolvido por Clemente et al. (2012) para avaliar como a eficiência isentrópica é influenciada por parâmetros geométricos de um expensor. Um novo expensor do tipo scroll caracterizado por uma maior relação volumétrica foi modelado sendo capaz de alcançar melhores eficiências com maiores relações de pressão. Na figura 15, é possível observar o resultado obtido aumentando o comprimento da parede do scroll, que segundo o próprio autor, é tecnicamente viável.

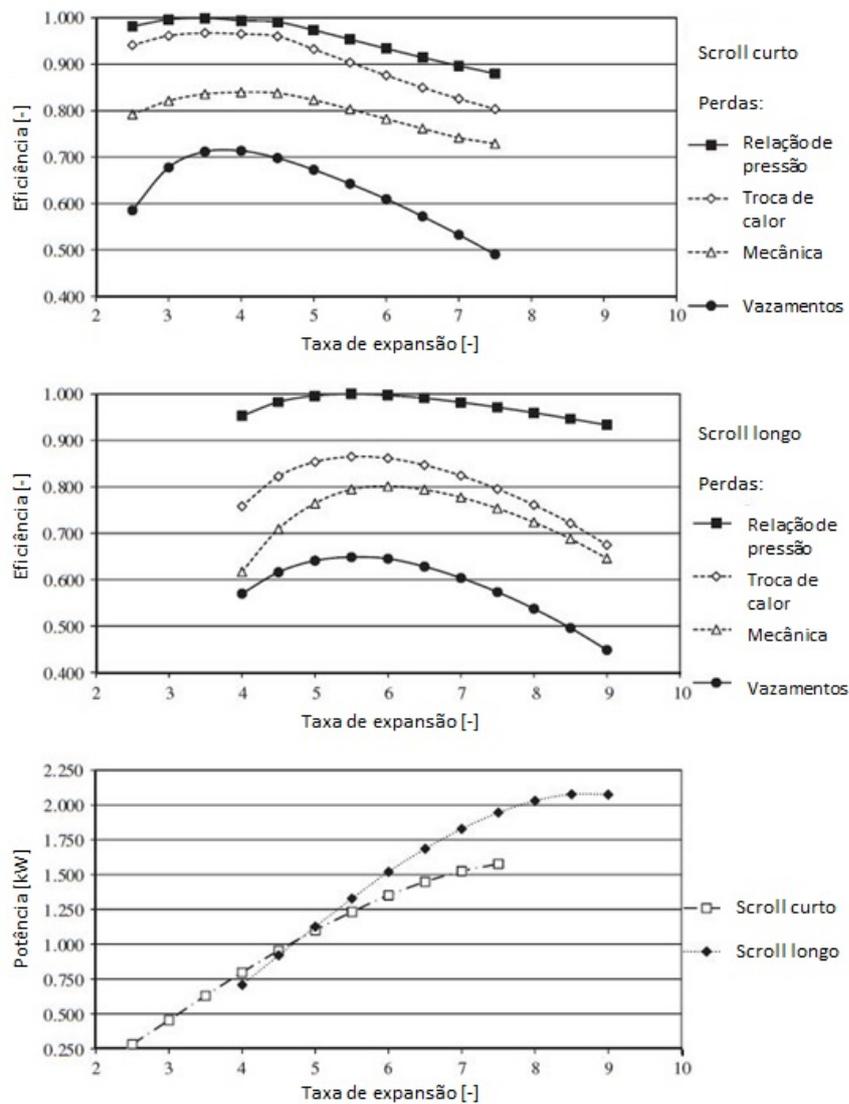
Os resultados obtidos pela comparação entre as eficiências isentrópicas de dois expansores scroll denominados como scroll curto e scroll longo estão apresentados na figura 16. Para o levantamento dos dados foram utilizadas as seguintes condições: R245fa como fluido de trabalho, temperatura de condensação de 40°C e velocidade de rotação de 3000 rpm.

Figura 15 – Geometria de um scroll comercial (esquerda) e o modificado



Fonte: Autor “adaptado de” Clemente et al., 2012

Figura 16 – Eficiência scroll curto e longo em função da taxa de expansão



Fonte: Autor “adaptado de” Clemente et al., 2012

O scroll curto atingiu a máxima eficiência com uma relação de pressão igual a 3,5, o novo modelo designado scroll longo obteve a máxima eficiência isentrópica com uma taxa de

expansão de 5,5, demonstrando que com o aumento do scroll o campo operacional move-se para valores maiores de relação de pressão.

Visando aumentar a eficiência isentrópica e também a confiabilidade do scroll, pode-se injetar óleo nas câmaras criando um filme de óleo entre as paredes do scroll fixo e o móvel lubrificando e reduzindo os vazamentos internos entre essas partes internas do scroll e para o caso dos compressores scroll o óleo injetado auxilia no controle de temperatura do ar que está sendo comprimido. Para os expansores scroll lubrificadas a óleo, existe a necessidade da instalação de um separador de óleo após a expansão e uma bomba para retornar o óleo separado para a sucção do expensor.

Entretanto, em algumas aplicações como processamento de alimentos, sistemas médicos, fabricação de tecidos, plantas de separação dos gases do ar (oxigênio) a contaminação por óleo não é tolerável e em alguns casos é estritamente proibido. Uma das possibilidades de se atender essas aplicações é por meio da utilização de compressores de ar isento de óleo com folgas maiores entre as partes móveis. O termo Compressor de Parafuso Isento de Óleo, do inglês *Oil Free Screw Compressor* é utilizado por Bin et al. (2016) significando que não há óleo nas câmaras de trabalho, esse compressor do tipo parafuso é capaz de fornecer ar comprimido isento de óleo e contaminantes.

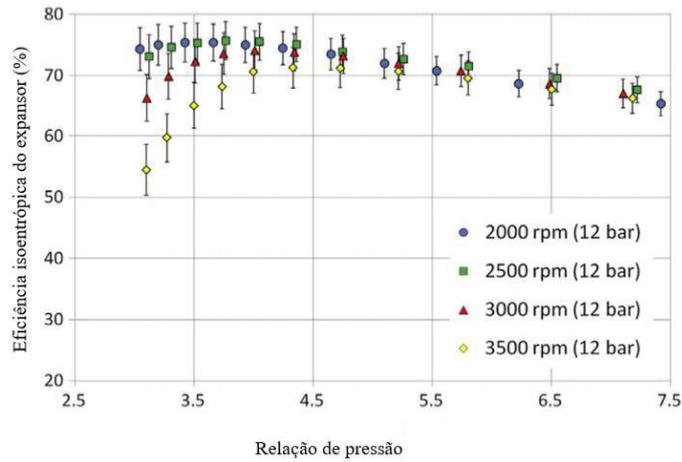
Um compressor de ar comercial de drive aberto foi modificado para operar como expensor por Declaye et al. (2013), utilizando o fluido orgânico R245fa. Por causa do impacto ambiental do fluido orgânico, os vazamentos externos não podiam ser tolerados e por esse motivo foi instalado um invólucro no compressor para conter esses vazamentos. O objetivo desse trabalho foi estudar a influência dos parâmetros de entrada no desempenho do expensor sendo alterada a pressão de entrada entre 9 e 12 bar, a pressão de saída entre 1,5 e 4 bar assim como sua rotação entre 2000 e 3500 rpm. Os resultados obtidos nesse estudo podem ser observados na figura 17.

A relação de pressão ótima para um expensor scroll, condição na qual resulta na máxima eficiência isentrópica, é definida pela equação 13.

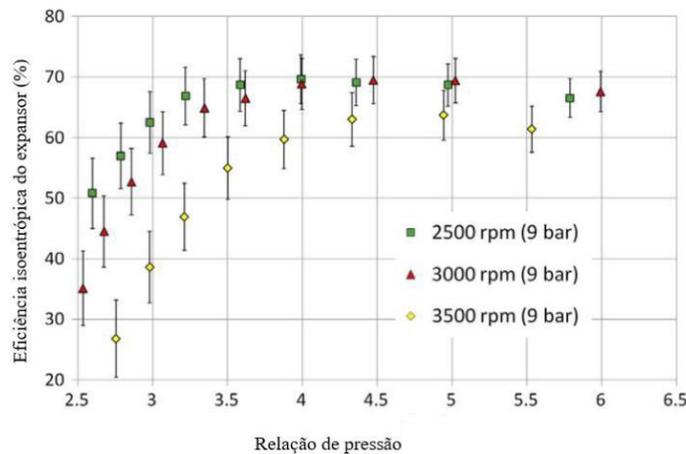
$$r_{p\acute{o}tima} = (r_v)^\gamma \quad (13)$$

Onde:  $r_v$  é relação volumétrica e  $r_p$  é a relação de pressão entre a entrada e a saída no expensor. A razão entre os calores específicos  $\gamma$  pode ser considerado constante para as temperaturas observadas nas simulações.

Figura 17 – Eficiência isentrópica em função da relação de pressão



(a) Pressão de entrada 12 bar



(b) Pressão de entrada 9 bar

Fonte: Autor “adaptado de” Declaye et al., 2013

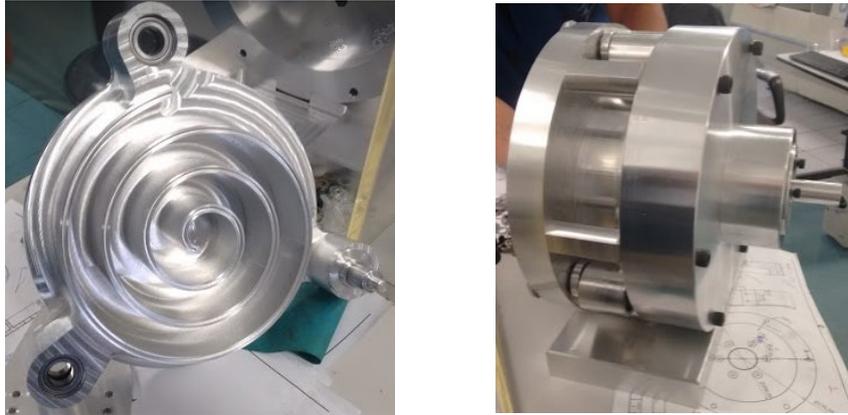
O protótipo de expansor scroll utilizado para validação por Fanti, Donato e Mello (2016) possui razão volumétrica igual a 3, resultando em uma relação de pressão ótima de 4,65. Experimentalmente, Romao (2017) observou a máxima eficiência isentrópica para o valor de razão de pressão significativamente menor que 4,65 no seu protótipo apresentado na figura 18.

O desempenho volumétrico do expansor é representado por meio do fator de preenchimento (filling factor), como definido na equação 14, onde  $\phi$  é a razão entre a vazão medida  $\dot{m}_{meas}$  e a vazão teórica  $\dot{V}_s/v_{su}$  (ZANELLI; FAVRAT, 1994; LEMORT et al., 2009; IGLESIAS; FAVRAT, 2014; DECLAYE et al., 2013).

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{teórica}} = \frac{\dot{m}v_{su}}{\dot{V}_s} \quad (14)$$

Onde:  $v_{su}$  é o volume específico e  $\dot{V}_s$  é a vazão volumétrica.

Figura 18 – Protótipo do expansor scroll



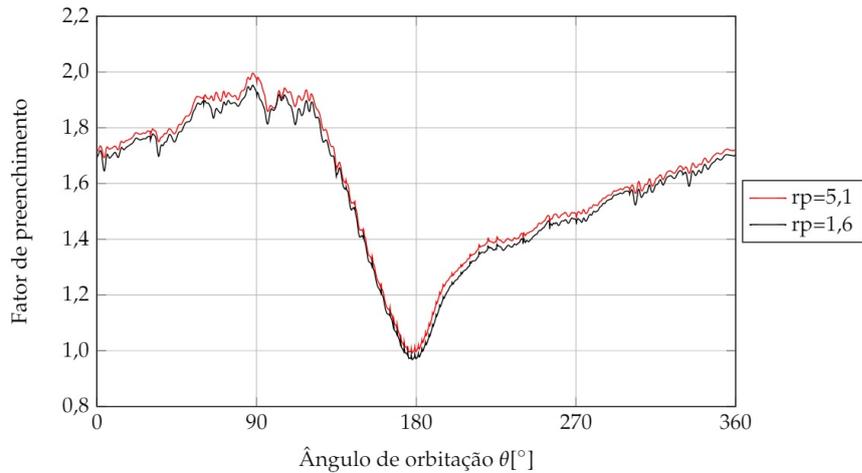
Fonte: autor

Desprezando as perdas de calor para o ambiente, os expansores scroll podem ter sua eficiência isentrópica e fator de preenchimento modelados como definido nas equações 12 e 14 (DECLAYE et al., 2013). Um aumento no fator de preenchimento é observado com o aumento dos vazamentos internos e também com o resfriamento do ar na admissão do expansor scroll. Por outro lado, o fator de preenchimento diminui com o aumento da perda de pressão na entrada do expansor.

Os resultados obtidos por meio de CFD por Silva (2017), conforme figura 19, mostram que o fator de preenchimento varia ao longo de uma revolução completa do scroll. A vazão em massa como demonstrado na figura 35, também variou ao longo de uma revolução porém com uma vazão nominal constante. Silva (2017) e Romao (2017) observaram comportamentos semelhantes para o fator de preenchimento, permanecendo inalterado independente da razão de pressão imposta ao expansor.

Os primeiros testes realizados utilizando com êxito uma máquina expansora de geometria scroll deu-se há mais de 20 anos, quando Zanelli e Favrat (1994) utilizando um expansor hermético do tipo scroll modificado de um compressor hermético padrão em uma bancada de testes de um ORC e HCF 134a como fluido obtiveram picos de eficiência isentrópica na faixa de 63% a 65% com rotação entre 2400 a 3600 rpm. Durante a realização dos testes Zanelli e Favrat (1994) observaram que fator de preenchimento exibe um comportamento constante a uma determinada velocidade de rotação na faixa de relações de pressão testadas. A diminuição do fator de preenchimento com velocidades de rotação crescentes é consistente com a diminuição relativa das perdas de folga interna e o aumento das perdas por obstrução parcial da admissão do expansor.

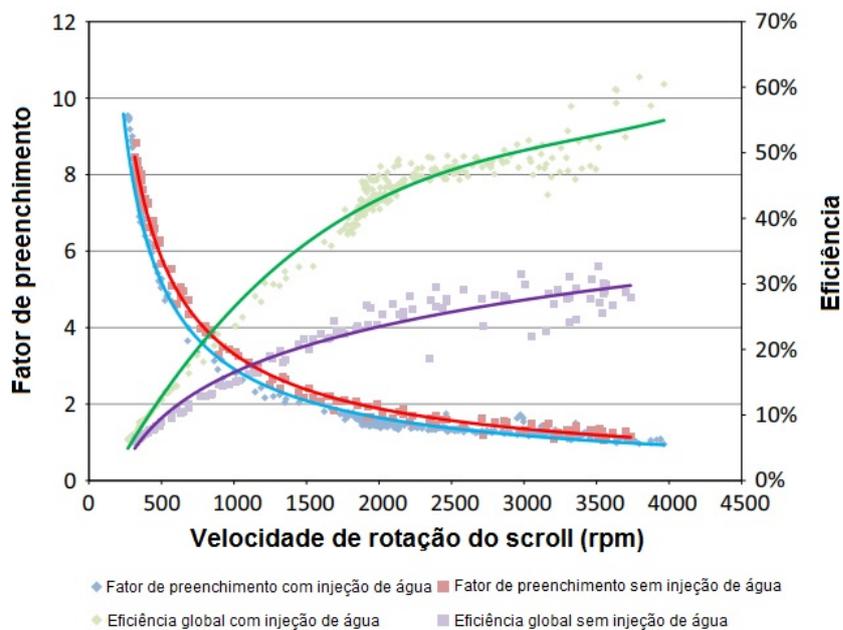
Figura 19 – Vazão em massa durante uma revolução para dois valores de  $r_p$



Fonte: Silva, 2017

Iglesias e Favrat (2014) concluíram que a injeção de água diminui consideravelmente o fator de preenchimento, principalmente em baixas rotações. No estudo realizado, uma fina película de água foi criada entre as paredes, reduzindo as folgas e o atrito entre os scrolls, aumentando assim o desempenho do sistema. A figura 20, demonstra o aumento do fator de preenchimento com a diminuição da rotação e redução da eficiência isentrópica do expensor.

Figura 20 – Fator de preenchimento e eficiência em função da rotação



Fonte: Iglesias e Favrat, 2014

Testes mais recentes como o de Mendoza et al. (2014), utilizando um compressor scroll de ar condicionado automotivo adaptado para trabalhar como expensor e amônia como fluido de trabalho, atingiu uma eficiência isentrópica de 61%. Já Declaye et al. (2013) realizaram testes em um compressor de ar sem lubrificação adaptado como um expensor num ciclo ORC, obtendo eficiência isentrópica de 75% sendo R245fa o fluido de trabalho.

Dados de desempenho de expansores scroll isentos de óleo assim como as respectivas condições de testes encontrados na literatura estão relacionados na tabela 3.

Tabela 3 – Dados de expansores scroll isento de óleo disponíveis na literatura

Referência	Condições de teste	Máximo desempenho alcançado
Yanagisawa et al., 2001	$P_{su}=6,5$ bar $N=2500$ rpm Fluido Ar $r_v=3,18$	$\varepsilon=60\%$ $\phi=76\%$
Aoun e Clodic, 2008	$N=1600-2500$ rpm $T_{su}=190^\circ\text{C}$ Fluido Vapor $r_v=3,18$ $r_p=3-5$	$\varepsilon=48\%$ $\phi=62\%$ $\dot{W}_{mec}=500$ W
Lemort et al., 2009	$P_{su}=10$ bar $T_{su}=143^\circ\text{C}$ Fluido R123 $r_v=4$	$\varepsilon=68\%$ $\phi=1,34$

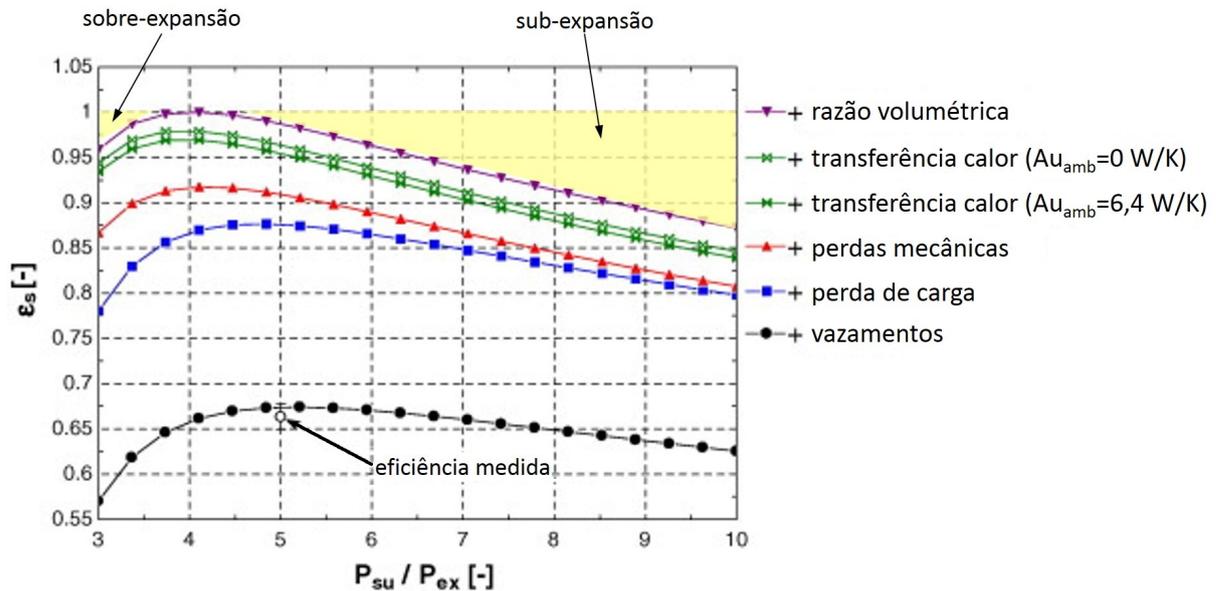
Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013

#### 2.4.1 Perdas de eficiência

Os principais fatores responsáveis pela perda de eficiência isentrópica dos expansores scroll são: perda de pressão na admissão, sub e sobre-expansão, lubrificação, selagem e atrito.

A influência de diversas fontes de perdas de eficiência em um expensor scroll está demonstrada na figura 21, onde tem-se a evolução da eficiência global isentrópica em função da relação de pressão imposta ao expensor. A eficiência medida no ponto de operação indicado na figura, corresponde a uma pressão de admissão de 10,03 bar, pressão de expansão de 2,01 bar e rotação de 2296 rpm. A primeira curva na parte superior da figura é prevista para o modelo considerando apenas as perdas por sub e sobre-expansão.

Figura 21 – Eficiências isentrópicas em função da relação de pressão e o impacto de cada perda



Fonte: Autor “adaptado de” Lemort et al., 2009

A eficiência passa por 1,0 a uma relação de pressão igual a ótima do expensor. Para relações de pressão menores e maiores ficam evidenciadas as perdas por sub e sobreexpansão. Uma redução na eficiência ocorre quando são contabilizadas as perdas pelas trocas de calor na admissão do expensor, que pode ser ligeiramente melhorada isolando o expensor (no caso limite,  $AU_{amb} = 0 \text{ W/K}$ ). Introduzindo no modelo as perdas mecânicas e a perda de pressão na admissão, tem-se uma considerável redução na eficiência do expensor. Por último, as pressões nas câmaras do scroll diferem das ideais pois vazamentos internos ocorrem entre elas reduzindo a potência geradas, sendo esses vazamentos internos são responsáveis pela maior parte das perdas de eficiência do expensor scroll.

#### 2.4.2 Perdas por sub-expansão e sobre-expansão

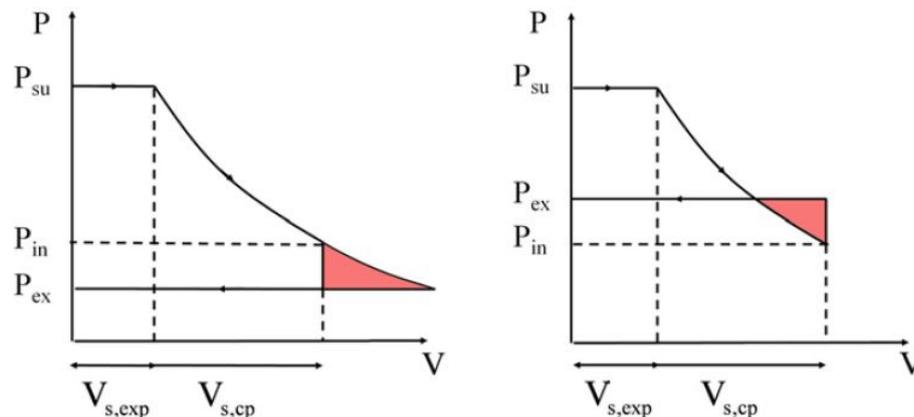
As perdas por sub e sobre-expansão podem ocorrer caso a razão volumétrica do sistema não for igual a razão volumétrica do expensor. O fluido de trabalho é admitido pelo scroll através da tubulação de entrada que encontra-se em alta pressão, preenchendo as câmaras de admissão. Em seguida, mediante a abertura das câmaras de admissão, o fluido escoar para as câmaras seguintes até atingir a câmara de descarga e ser expulso em direção a tubulação de saída. Cada câmara possui volume superior ao da câmara imediatamente anterior, causando a expansão

gradativa do fluido conforme este caminha no interior do scroll. Tal expansão é acompanhada pela queda de pressão do fluido sendo responsável pela produção de trabalho.

A pressão que o fluido atinge na câmara de descarga é função da relação de volumes entre as câmaras de admissão e descarga. A razão entre as pressões das câmaras de descarga e admissão caracteriza a relação de pressão de um dado expensor, que deve estar em concordância com a relação de pressão imposta pela condição de operação. Visando o melhor rendimento do expensor, a relação de volumes deve ser estabelecida de tal forma que a relação de pressões do expensor seja igual à da condição de operação. Isso significa que, no momento imediatamente anterior a abertura da câmara de descarga, o fluido possui pressão ligeiramente superior à pressão da tubulação de saída. Caso isto não ocorra, ou seja, caso as relações de volume pressão não estejam em concordância, a eficiência isentrópica do expensor será diminuída.

A sub-expansão ocorre quando a razão volumétrica do expensor é menor do que a razão volumétrica do sistema. Nesse caso, a pressão nas câmaras no final da expansão ( $P_{in}$ ) é maior do que a pressão na descarga linha. A sobre-expansão ocorre quando a razão volumétrica do expensor é maior do que a razão de pressão do sistema, ou seja, no momento da abertura da câmara de descarga o fluido esteja com uma pressão inferior a pressão da tubulação de saída. (QUOILIN et al., 2013).

Figura 22 – Sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)



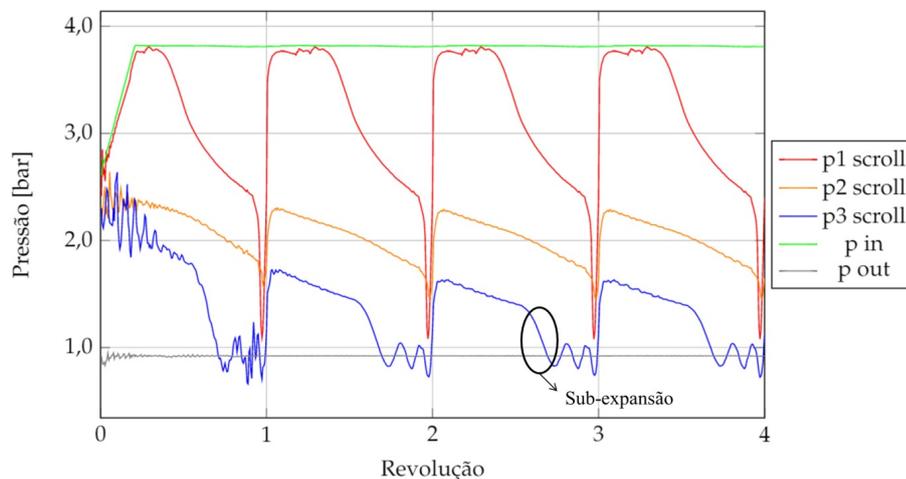
Fonte: Quoilin et al., 2013

A figura 22 ilustra graficamente a queda de pressão em função do aumento de volume (considerada expansão isentrópica) do fluido de trabalho para ambas as situações, onde  $P_{su}$  é a pressão na tubulação de entrada,  $P_{in}$  é a pressão interna na câmara de descarga e  $P_{ex}$  é a pressão na saída. As áreas sombreadas dos gráficos representam perda de eficiência isentrópica. Na sub-expansão nota-se a parcela de trabalho não realizado pelo fluido e na sobre-expansão nota-se a parcela de trabalho útil consumida.

Quando ocorre sobre-expansão, a eficiência isentrópica do expensor é reduzida pois o fluido não executou a quantidade de trabalho que poderia executar (baseado nas condições de entrada). Já na sub-expansão a queda de eficiência é consequência do fato de uma parte do torque produzido ser consumida para expulsar o fluido da câmara de descarga em direção a tubulação de saída.

Nas simulações transientes utilizando CFD realizadas por Oliveira (2017), foi possível observar o efeito de sub-expansão para razões de pressão superiores a 3,5. Na figura 23, observa-se perda de pressão no final do processo de expansão, o que poderia resultar em potência adicional reduzindo assim a eficiência isentrópica do expensor.

Figura 23 – Efeito de sub-expansão para  $r_p$  de 4,1



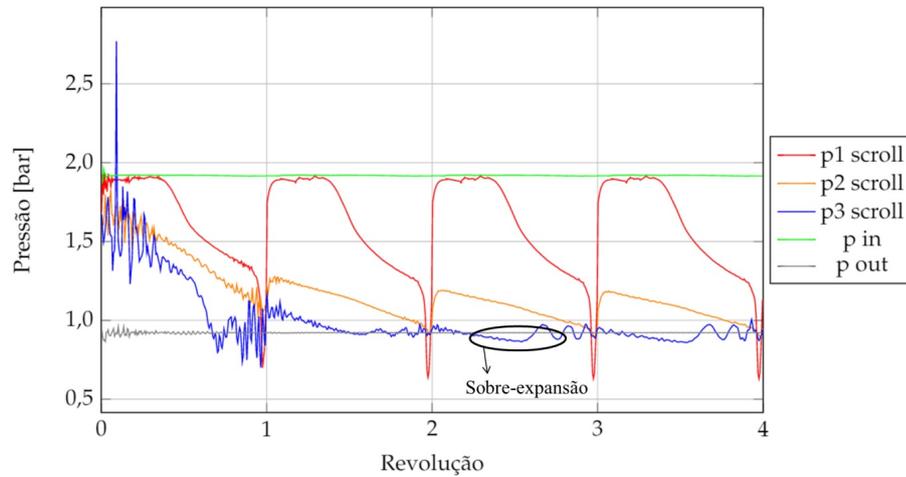
Fonte: Oliveira, 2017

Para razões de pressões inferiores a 3,5, o efeito de sobre-expansão fica evidente conforme figura 24. A pressão na segunda câmara p2 está próxima a pressão de saída (atmosférica) e na terceira câmara o fluido continua sendo expandido abaixo da pressão de saída, gerando uma sobre-expansão reduzindo o desempenho do expensor pois para realizar o processo de sobre-expansão na câmara mais externa o expensor usa parte da potência gerada pelas câmaras internas.

### 2.4.3 Perda de pressão na admissão

De acordo com Lemort et al. (2009) a perda de pressão adiabática na entrada do expensor (su  $\rightarrow$  su,1) demonstrado na figura 12, é considerada desde a linha de alimentação até a câmara de admissão e está relacionada a dois fenômenos:

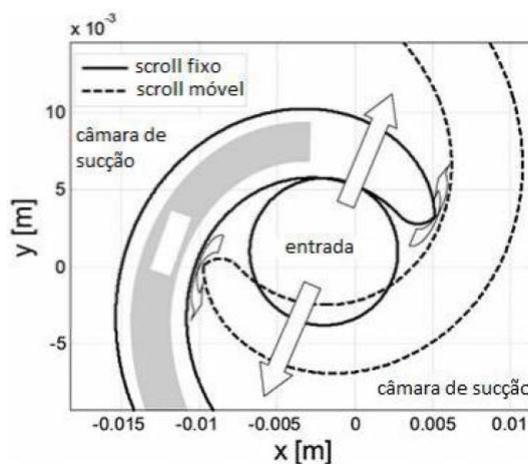
Figura 24 – Efeito de sobre-expansão para  $r_p$  de 2,1



Fonte: Oliveira, 2017

- a) durante parte do processo de admissão, quando o orifício de admissão é parcialmente obstruído pela superfície do scroll móvel, reduzindo a área efetiva do orifício;
- b) no final do processo de admissão, quando a área de passagem do orifício de admissão é progressivamente reduzida a zero pelo bloqueio realizado pelos scrolls móvel e fixo. No entanto, a selagem do scroll não se estende até o final da parede do scroll, o que aumenta a vazão entre a parte central e a câmara adjacente atenuando a queda de pressão.

Figura 25 – Obstrução parcial da admissão pelo scroll móvel



Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009

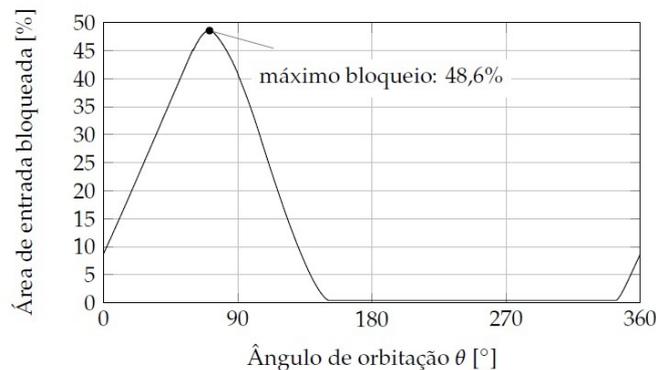
O orifício de admissão provoca uma aceleração do fluido resultando em uma severa perda de pressão e deterioração da potência de expansão. Além disso, a pulsação da pressão tem um grande efeito na estabilidade operacional do expensor scroll. Dessa forma, modificação

dos perfis das paredes do scroll dos protótipos de expensor scroll podem ser implementados melhorando o processo de admissão.

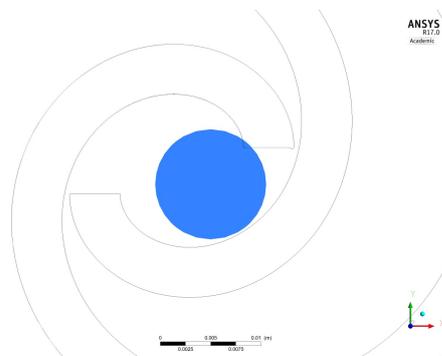
Diferentes geometrias para a câmara central de uma máquina scroll são apresentadas por Bell et al. (2014a). No caso de um compressor scroll pode ser vantajosa ter uma combinação perfeita entre os dois scrolls no processo de descarga, produzindo uma maior razão volumétrica e reduzindo as perdas por re-expansão no final do processo de descarga. Para expansores scroll, deve-se buscar minimizar ou eliminar a obstrução do orifício de admissão reduzindo a perda de pressão na entrada do scroll. A obstrução parcial na admissão de um expensor scroll está apresentado na figura 25.

As simulações 3D realizadas por Silva (2017) por meio de CFD, capturaram a perda de carga no bocal e o bloqueio parcial da área de admissão pelo scroll móvel. A evolução no tempo deste bloqueio de área está representada na figura 26a. O ponto de máximo bloqueio aconteceu em  $\theta=69,8^\circ$  e bloqueou 48,6% da área de entrada do scroll, enquanto o mínimo bloqueio aconteceu de  $\theta=151,6^\circ$  a  $\theta=231,4^\circ$  e bloqueou 0,4% da área de entrada, como demonstrado na figura 26b.

Figura 26 – Simulações de CFD para perda de pressão na admissão



(a) Porcentagem de área bloqueada na entrada do scroll



(b) Instante de tempo onde o bloqueio da área de entrada do scroll é mínimo

Fonte: Autor “adaptado de” Silva, 2017

#### 2.4.4 Perdas mecânicas

As perdas mecânicas podem ser modeladas pela introdução de um torque de fricção mecânica. Estas perdas são explicadas pelo atrito entre o topo das paredes e a base do scroll, bem como nos rolamentos (YANAGISAWA et al., 2001). Na mesma linha, Lemort (2008) afirma que a perda de potência  $\dot{W}_{atrito}$  diminui a potência que vai para o eixo  $\dot{W}_{eixo}$ , conforme equação 15.

$$\dot{W}_{eixo} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{atrito} = \dot{W}_{in} - 2\pi T_{atrito}N \quad (15)$$

Onde:  $T_{atrito}$  é o torque resistivo gerado pelo atrito entre os scrolls e nos rolamentos

A perda por fricção é mais acentuada nos expansores do tipo scroll que trabalham sem óleo lubrificante nas câmaras internas. Materiais com baixo coeficiente de atrito são recomendados para fabricação dos scrolls ou até mesmo para aplicação de revestimentos nas paredes do scroll visando a redução do atrito.

O material do selo utilizado por Fanti (2017) no protótipo do expansor scroll foi Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular, do inglês *Ultra High Molecular Weight Polyethylene* (UHMWPE), um material plástico que possui peso molecular extremamente elevado proporcionando excelentes propriedades mecânicas como alta resistência ao desgaste por abrasão, alta resistência ao impacto e o baixo coeficiente de atrito. O selo foi manufacturado por meio de processo de usinagem (fresamento) e apresentou acabamento de baixa qualidade, possibilitando aperfeiçoamentos.

O grupo de estudos vem pesquisando melhorias para a selagem de topo do novo protótipo de expansor scroll. Uma delas é o uso de Politetrafluoretileno, do inglês *Polytetrafluoroethylene* (PTFE) como material da selagem, conhecido no mercado como Teflon®, substituindo o UHMWPE. O PTFE apresenta boas propriedades mecânicas como baixo coeficiente ao atrito, resistência à temperatura (entre -70°C e 260°C), boa usinabilidade e por se tratar de uma superfície não aderente pode trazer facilidades na extração do molde.

#### 2.4.5 Perdas provocadas por vazamentos internos

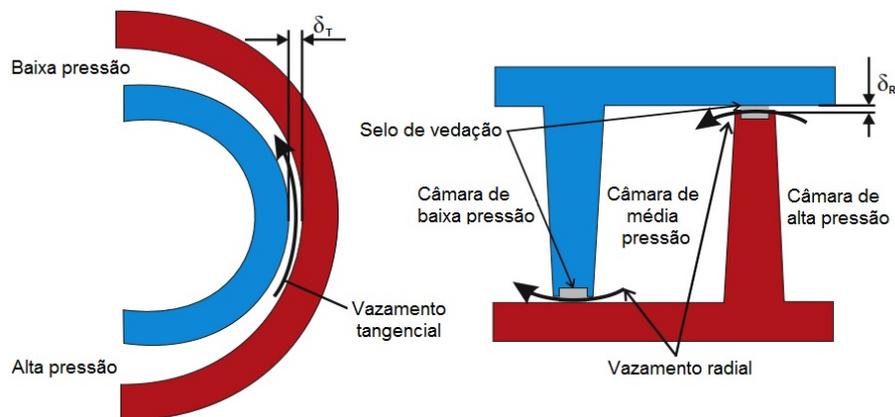
O scroll móvel descreve uma trajetória circular enquanto o scroll fixo permanece imóvel durante o funcionamento do expansor. O contato direto entre as paredes dos scrolls provocariam danos e provável travamento do expansor, por outro lado, essas folgas promovem vazamentos

internos no expensor scroll provocando perda de eficiência. Dessa forma, na etapa de projeto e dimensionamento de um expensor scroll recomenda-se minimizar ao máximo as folgas entre as paredes do scroll, mas não eliminá-las.

Os gases aprisionados dentro de cada câmara do expensor buscam uma forma de equilíbrio de pressão. Se o gás de um lado da parede do scroll está a uma pressão maior que outro lado, devido à diferença de pressão entre as câmaras, o gás que está com maior pressão irá buscar um caminho para o lado de baixa pressão. No expensor scroll, há dois caminhos para vazamento: radial ou topo e tangencial também conhecido como axial ou vazamento de flanco. Estes vazamentos prejudicam de forma significativa a eficiência isentrópica do expensor, uma vez que incorrem em queda de pressão das câmaras e não aproveitamento da vazão que passa pelo equipamento.

Na figura 27, está representada a folga radial ( $\delta_R$ ) que é o espaço entre o topo da parede do scroll e a base do outro scroll promovendo os vazamentos radiais. A folga tangencial ( $\delta_T$ ), representada na mesma figura, é o espaço entre as paredes dos scrolls fixo e móvel promovendo os vazamentos tangenciais.

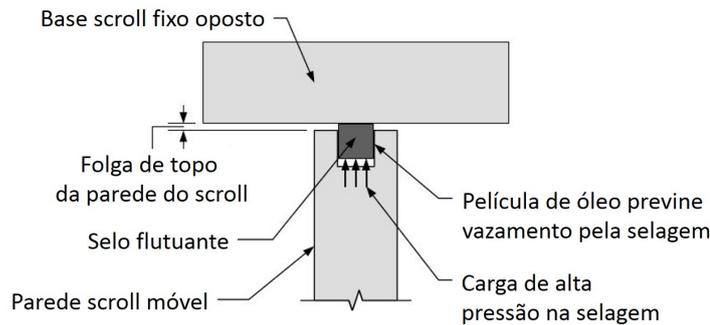
Figura 27 – Folgas radial ( $\delta_R$ ) e tangencial ( $\delta_T$ )



Fonte: Autor “adaptado de” Iglesias e Favrat, 2014

Uma selagem no topo das paredes do scroll tem sido largamente utilizada visando reduzir a folga radial e conseqüentemente o vazamento radial entre as câmaras. Diversos materiais para o elemento selante vem sendo testados e utilizados em ranhuras usinadas no topo da parede do scroll oposto, como demonstrado na figura 28. Aoun e Clodic (2008) obtiveram em seu experimento um aumento de 20% na eficiência volumétrica sem afetar a eficiência isentrópica substituindo o material da selagem de topo do scroll por outro de PTFE com maior espessura.

Figura 28 – Selo flutuante instalado no topo das paredes do scroll

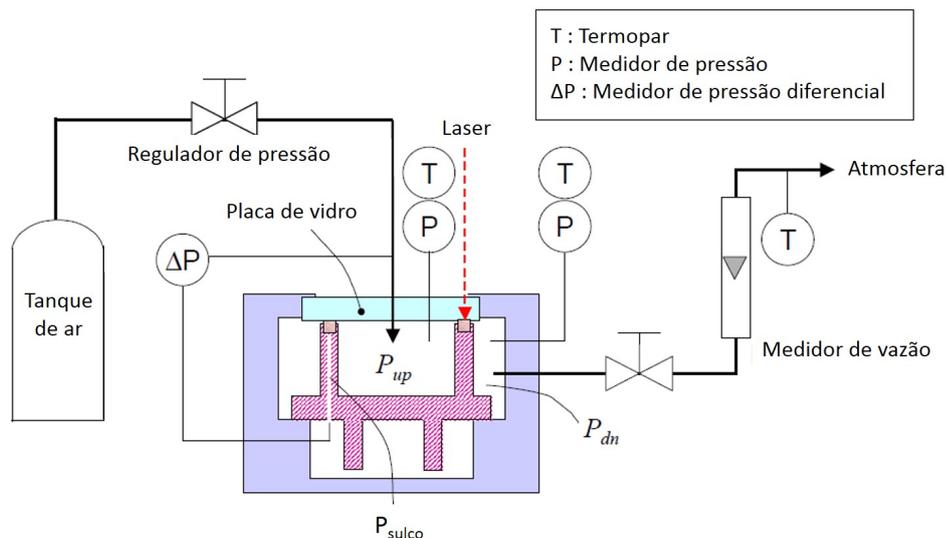


Fonte: Carrier, 2004

Modelos teóricos para compressores scroll são propostos por Lee et al. (2002) com objetivo de prever o vazamento pela folga radial e a relação entre a variação da folga radial com o vazamento pela folga radial para diversas relações de pressão. O diagrama esquemático da figura 29, mostra o experimento desenvolvido por Lee et al. (2002) construído para avaliar o comportamento do fenômeno de vazamento e a folga radial do selo.

O experimento de Lee et al. (2002) constitui basicamente de um tanque de ar e uma válvula reguladora que controla a  $P_{up}$  pressão a montante da selagem do experimento. O ar fornecido passa através da pequena folga no topo da parede da aleta formada entre o selo de topo e a placa de vidro sendo liberado para a atmosfera, possuindo um laser capaz medir as variações da folga radial da selagem de topo do scroll.

Figura 29 – Bancada de teste da selagem radial

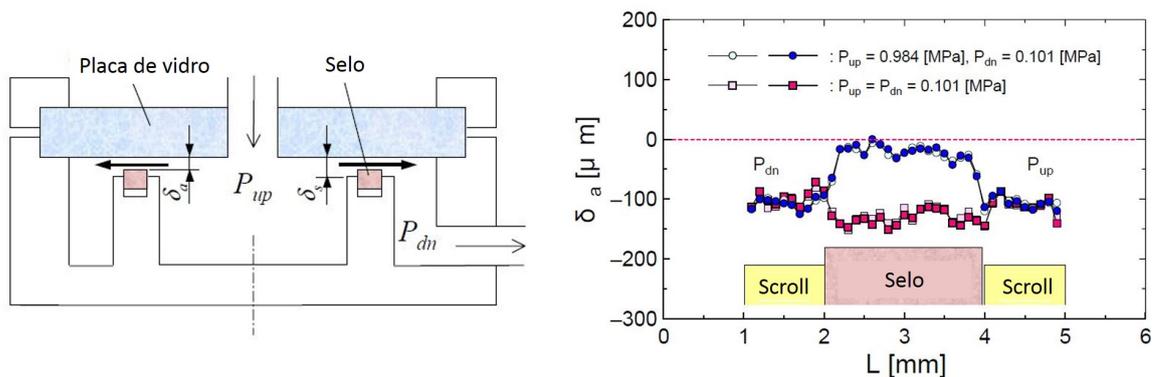


Fonte: Autor "adaptado de" Lee et al., 2002

A pressão a jusante da selagem  $P_{dn}$  é controlada por uma válvula na saída de ar para atmosfera. A vazão através da selagem, a pressão diferencial, a  $P_{sulco}$  que é a pressão na parte traseira da ranhura do selo de topo assim como a folga radial  $\delta_R$  com a placa de vidro são medidos simultaneamente conforme a relação de pressão é alterada.

Os resultados obtidos por Lee et al. (2002) mostram que o selo de topo é colocado na posição inferior na ranhura quando as pressões a montante e a jusante são iguais à pressão atmosférica. No entanto, quando a pressão a montante é alterada para 0,984 MPa a folga diminui pois, o selo é pressionado contra a placa de vidro. Levando a conclusão de que a folga radial aumenta com a redução da força de selagem que pressiona o selo contra a base do scroll oposto, como demonstrado na figura 30. Esse comportamento é atribuído a uma menor diferença de pressão entre as câmaras de maior pressão e a de menor pressão, câmaras que são separadas pelas paredes do scroll.

Figura 30 – Resultados obtidos com variações na folga radial entre a placa de vidro e o selo ao longo da espessura da parede do scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Lee et al., 2002

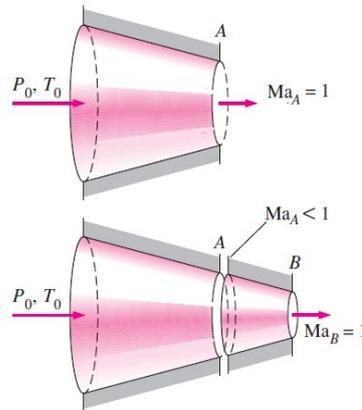
Diversos modelos analíticos disponíveis na literatura modelam os vazamentos internos entre as folgas internas do scroll como se estivessem ocorrendo em um bocal convergente-divergente. Esta modelagem é válida pois os vazamentos internos que ocorrem pelas folgas entre as paredes do scroll possuem uma diferença de pressão significativa, dando origem a um escoamento compressível como em um bocal convergente-divergente.

Um bocal convergente reduz sua área transversal no sentido do escoamento enquanto que um bocal divergente aumenta sua área transversal no sentido do escoamento. Dependendo se as condições de entrada nestes bocais estiverem subsônicas ( $Ma < 1$ ) ou supersônicas ( $Ma > 1$ ) as propriedades deste escoamento irão variar de maneira diferente.

O valor máximo de velocidade que um escoamento pode chegar em um bocal convergente é a velocidade do som. Se tentarmos adicionar um segundo bocal convergente, conforme

figura 31, apenas será mudando o ponto onde  $Ma = 1$  e a vazão em massa será reduzida através do bocal devido a diminuição da área de saída (ÇENGEL; BOLES, 2006).

Figura 31 – Bocal convergente com extensão



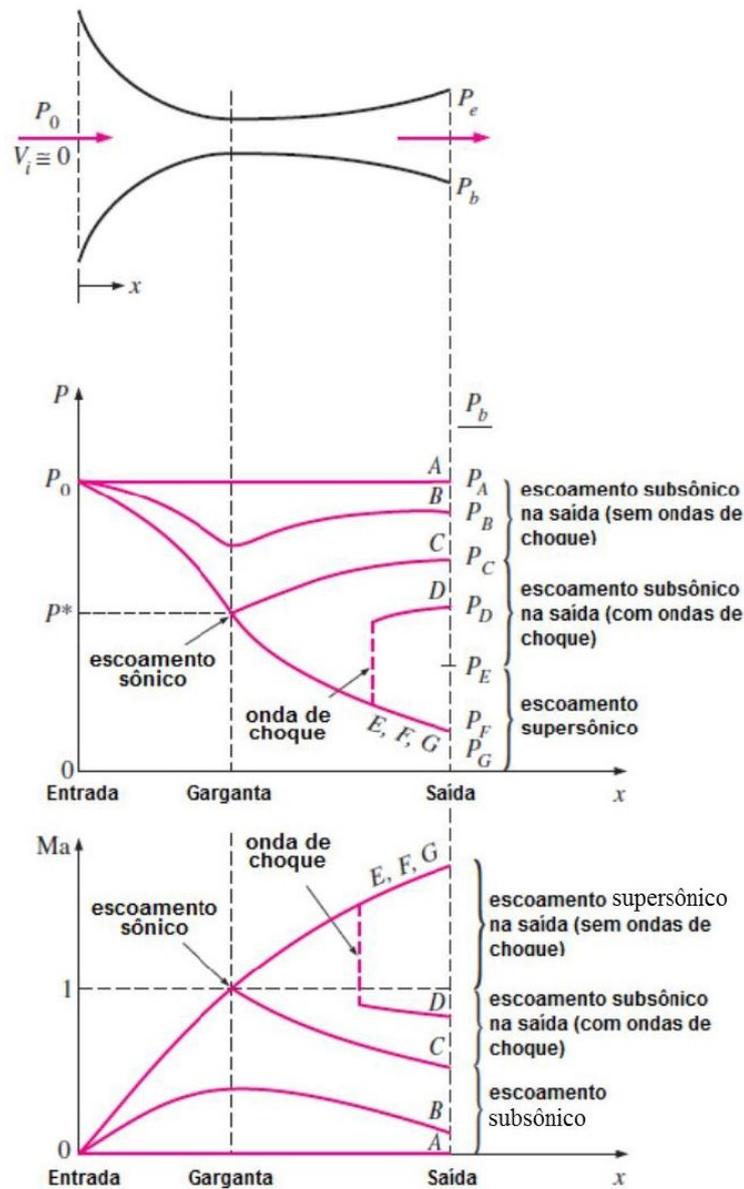
Fonte: Çengel e Boles, 2006

Um bocal convergente-divergente pode acelerar o escoamento acima de Mach 1, dependendo das pressões a montante  $P_0$  e a pressão a jusante  $P_b$ . A figura 32 demonstra os possíveis comportamentos do escoamento na parte divergente do bocal, onde  $P^*$  é a pressão crítica, onde  $Ma = 1$  e o escoamento tem sua vazão mássica limitada (escoamento bloqueado).

Dependendo das condições de pressão, o escoamento pode se tornar sônico na garganta e depois voltar a ser subsônico como o caso C, ou pode acelerar e se tornar supersônico. Esta segunda situação pode acontecer indefinidamente (casos E, F e G) ou pode acelerar até que se torne inconsistente e o escoamento gere uma onda de choque que diminui a velocidade do escoamento para valores subsônicos como no caso D.

Os resultados das taxas de vazamentos em função da variação da relação de pressão para os modelos de Fanno, Ishii et al. (1996), Fagerli (1997) e de bocal convergente-divergente são apresentados na figura 33, considerando a pressão de entrada constante de 0,984 MPa e a pressão de saída variando de 0,101 a 0,984 MPa. O modelo de bocal negligencia os efeitos viscosos e apresenta maiores taxas de vazamento em comparação aos outros três modelos quando a relação de pressão é maior que 0,8, onde os efeitos viscosos são dominantes, uma vez que a velocidade do fluido através da folga é pequena. No caso dos modelos de Fanno e de bocal assumindo fluxo compressível, a estabilidade na taxa de vazamento ocorre quando as relações de pressão são menores do que a crítica, de 0,528 para o bocal e de 0,35 para o Fanno nestas condições. Quando isto ocorre, o vazamento através de uma distância estreita não aumenta e é independente da mudança de pressão de saída. Entre todos modelos, o de Fanno apresenta a menor vazão de vazamento em quase todas as razões de pressão consideradas.

Figura 32 – Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente-divergente

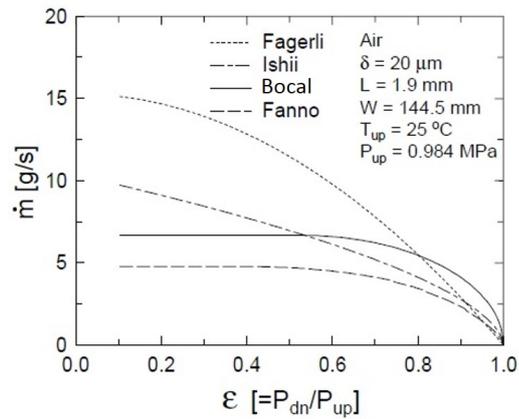


Fonte: Çengel e Boles, 2006

Nas simulações em CFD realizadas por Silva (2017) foi constatado o aparecimento de ondas de choque nas folgas entre as paredes do scroll fixo e móvel. A figura 34, apresenta a variação de pressão na garganta, ficando evidenciado que o número de Mach é reduzido de um valor supersônico para um valor subsônico, caracterizando uma onda de choque.

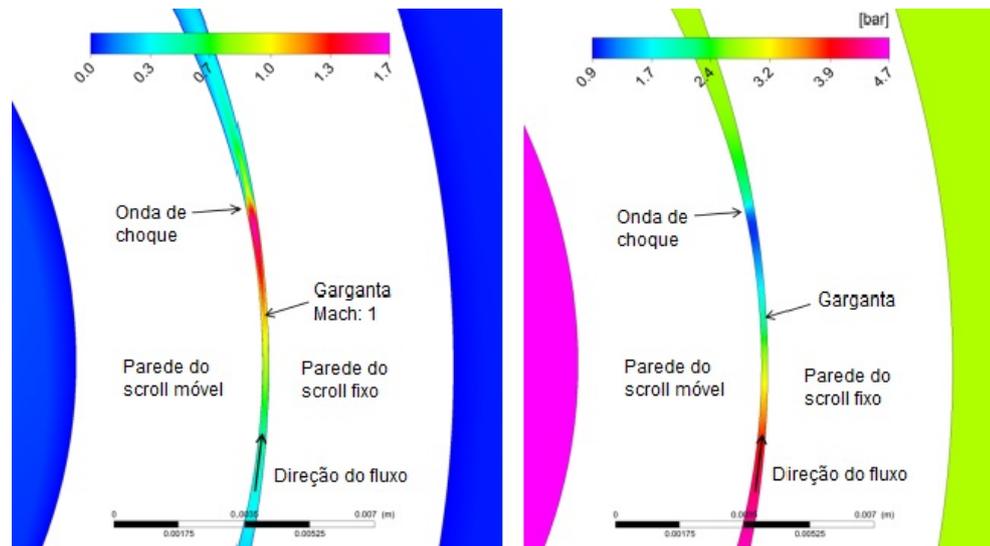
Nos modelos determinístico e semi-empírico de Lemort et al. (2009), assim como no modelo de Mendoza et al. (2014), os vazamentos internos foram modelados para um expensor scroll como um escoamento isentrópico através de um bocal convergente, onde a pressão de

Figura 33 – Variação da vazão em massa dos vazamentos internos



Fonte: Autor “adaptado de” Lee et al., 2002

Figura 34 – Onda de choque e variação de pressão na garganta



Fonte: Autor “adaptado de” Silva, 2017

entrada no bocal e a pressão na garganta correspondem à pressão máxima entre a pressão de exaustão e a pressão crítica, conforme equação 17.

$$P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex}) \quad (16)$$

Onde:  $P_{thr}$  é a pressão na garganta e  $P_{ex}$  é a pressão na expansão

A pressão crítica é calculada considerando o fluido de trabalho como um gás perfeito de relação entre calores específicos  $\gamma$ , conforme equação 17.

$$P_{crit} = P_{su,2} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (17)$$

Onde:  $P_{crit}$  é a pressão crítica e  $P_{su,2}$  é a pressão de entrada no bocal.

No modelo semi-empírico de Lemort (2008), as equações de continuidade e conservação da entalpia entre o bocal de fornecimento e a garganta foram combinadas para expressar a vazão em massa pelos vazamentos internos  $\dot{m}_{leak}$ .

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr,leak})} \quad (18)$$

Onde:  $A_{leak}$  é a área da garganta do bocal convergente.

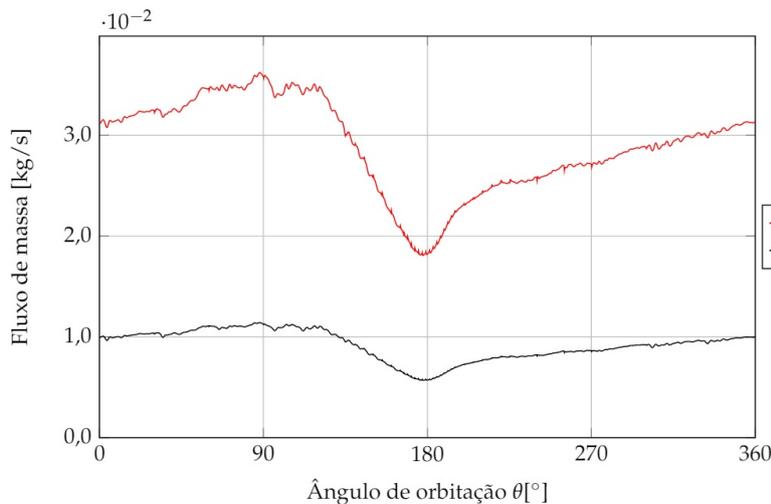
A vazão em massa total é definida como sendo a somatória das vazões dos vazamentos internos e a vazão interna do expensor. Esta vazão interna é definida pelos autores como a vazão volumétrica dividida pelo volume específico do fluido após a perda de pressão e o resfriamento. De acordo com Lemort (2008), esta vazão volumétrica pode ser reescrita como o volume deslocado multiplicado pela velocidade angular, como descrito na equação 19.

$$M = M_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{\dot{V}_{s,exp} N}{\dot{v}_{su,2}} + \dot{m}_{leak} \quad (19)$$

Onde:  $M_{in}$  é vazão interna nas câmaras,  $\dot{m}_{leak}$  é a vazão dos vazamentos internos,  $\dot{v}_{s,exp}$  é o volume específico e  $N$  é a rotação do expensor.

Os resultados obtidos nas simulações transientes por meio de CFD realizadas por Silva (2017) para o comportamento da vazão em massa para o período de uma revolução, estão apresentados na figura 35.

Figura 35 – Vazão em massa durante uma revolução para dois valores de  $r_p$



### 3 METODOLOGIA

Esta seção discute a metodologia empregada na elaboração do modelo numérico para o expensor scroll. Inicialmente, detalhes da simulação computacional do modelo são apresentadas, em seguida discute-se a forma de obtenção da variação do volume de cada câmara do expensor scroll em função do ângulo de orbitação permitindo determinar os volumes em função do tempo. Em seguida, tem-se as equações de conservação de massa e energia e por fim, o cálculo da potência fornecida por cada câmara e a potência total são apresentados.

#### 3.1 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

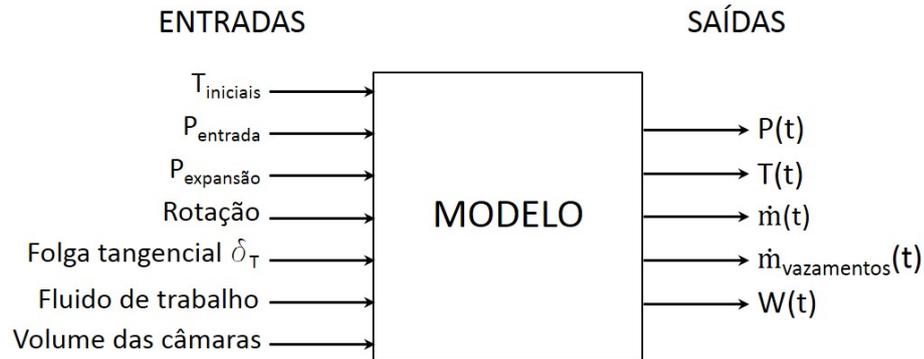
O modelo termodinâmico elaborado neste trabalho permite a avaliação da eficiência isentrópica do expensor scroll usando uma solução numérica implementada em linguagem de programação C# juntamente com a biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b) de propriedades termodinâmicas convertidas em funções matemáticas, possibilitando a obtenção das propriedades para uma ampla gama de refrigerantes e fluidos incompressíveis aplicáveis ao ORC. A biblioteca *Coolprop* implementa as equações de estado mais precisas disponíveis na literatura, bem como métodos de interpolação tabular altamente eficientes para acelerar cálculos de propriedades.

Inicialmente o modelo foi elaborado com auxílio do software *Engineering Equation Solver* (EES) que é um programa capaz de resolver numericamente sistemas de equações algébricas e diferenciais não-lineares, porém ao longo do trabalho optou-se por utilizar um software de código aberto. No apêndice, é possível encontrar os algoritmos completos desenvolvido em EES e também em código aberto com linguagem C# e a biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b).

Nesse capítulo são apresentadas as principais diferenças do modelo elaborado nesse trabalho, que quando comparado ao modelo de Lemort (2008), faz com que o modelo proposto neste trabalho seja mais robusto e adequado para aplicações em ORC. A representação do modelo desse trabalho com os parâmetros de entrada e saída estão apresentados na figura 36.

Para a realização da simulação do sistema, parâmetros iniciais precisaram ser definidos. Esses parâmetros estão apresentados na tabela 4 e foram determinados visando permitir a comparação dos resultados obtidos por meio do modelo com os dados dos ensaios experimentais do protótipo realizados por Romao (2017).

Figura 36 – Diagrama de informações do modelo elaborado



Fonte: Autor

Tabela 4 – Identificação dos parâmetros utilizados para simulação do expansor

Propriedade ( <i>unidade</i> )	Símbolo	Valor
Temperatura na entrada ( <i>K</i> )	$T_{in}$	300
Pressão de entrada ( <i>bar</i> )	$P_{in}$	4,65
Pressão de exaustão ( <i>bar</i> )	$P_{out}$	1
Rotação ( <i>rpm</i> )	$N$	1800; 2600; 3000
Folga tangencial ( $\mu\text{m}$ )	$\delta_T$	sem vazamentos; 50; 165
Fluido de trabalho	-	ar atmosférico seco
Número de câmaras	-	4
Volume inicial das câmaras ( $\text{cm}^3$ )	$V_1, V_2, V_3, V_4$	11,63; 77,03; 154,05; 630,60

Fonte: Autor

O volume inicial de cada câmara foi determinado conforme está descrita na seção 3.1 desse trabalho. As variações de pressão no tempo e as demais pressões nas câmaras internas do expansor scroll foram determinadas utilizando duas propriedades do fluido: energia interna e volume específico. Por não utilizar a hipótese de gás ideal, a presente abordagem permite a simulação do expansor quando o fluido encontra-se em estado próximo da saturação. Salienta-se que esta condição é muito comum quando se usa o ciclo ORC.

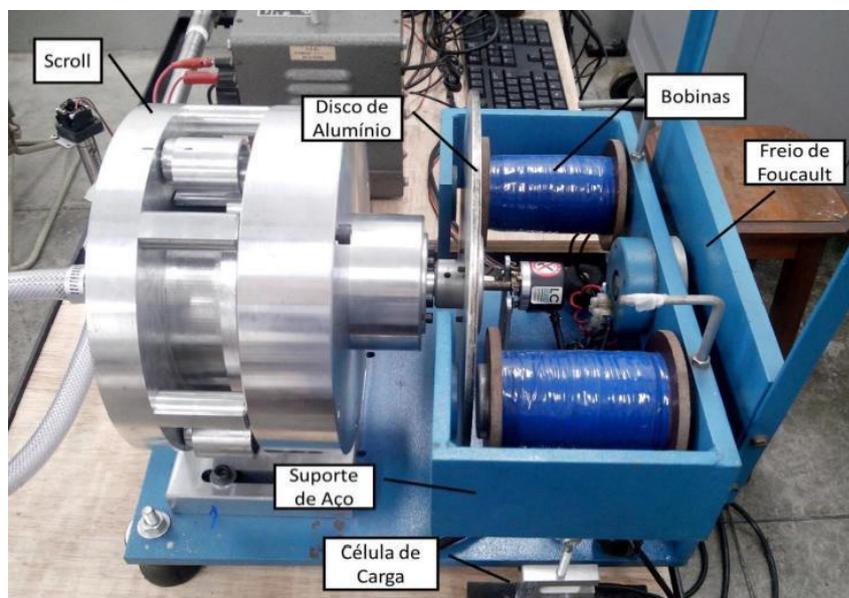
O modelo elaborado permite executar a modelagem do expansor scroll com diferentes tipos de fluido de trabalho. A temperatura e a pressão de entrada do expansor são conhecidas. A pressão de exaustão também é conhecida, uma vez que o modelo prevê a expansão para a atmosfera da mesma forma que o protótipo testado.

A bancada utilizada por Romao (2017) para os ensaios experimentais é alimentada por ar comprimido seco, assim como o fluido escolhido para modelagem, e é composta por dois medidores de vazão volumétrica do tipo turbina, instalados em paralelo de forma que a vazão total de ar admitido no expansor é representado pela soma das duas vazões medidas. Um trans-

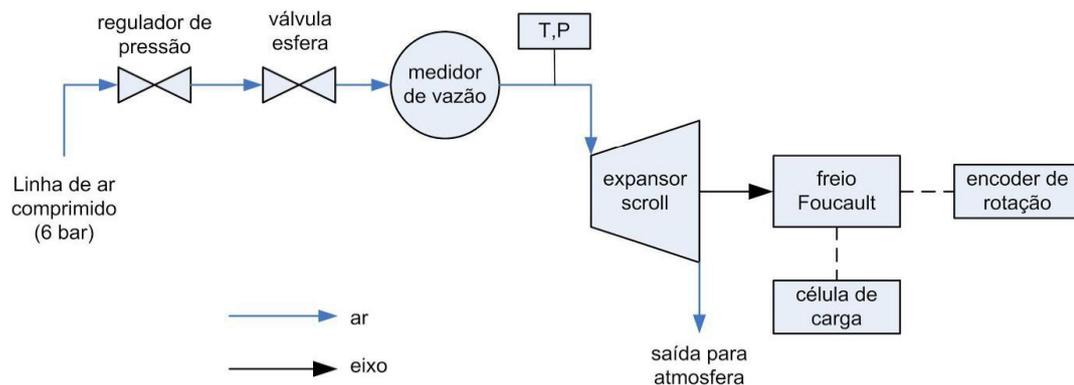
dutor de pressão e um termopar isolado termicamente foram instalados na entrada do expansor, enviando os sinais para um módulo de aquisição de dados que se comunica com um computador (IHM), onde todos os sinais da bancada são processados. Como dados de saída da bancada experimental temos o sinal de rotação e força, dadas respectivamente por um encoder e uma célula de carga. Para a alimentação de carga no sistema é utilizado um freio tipo Foucault controlado por um regulador de tensão com uma ponte retificadora.

A figura 37b apresenta o fluxo do ar com o posicionamento dos instrumentos de medição e na figura 37a é apresentado uma foto da bancada experimental original.

Figura 37 – Bancada utilizada nos ensaios experimentais



(a) Principais componentes da bancada experimental



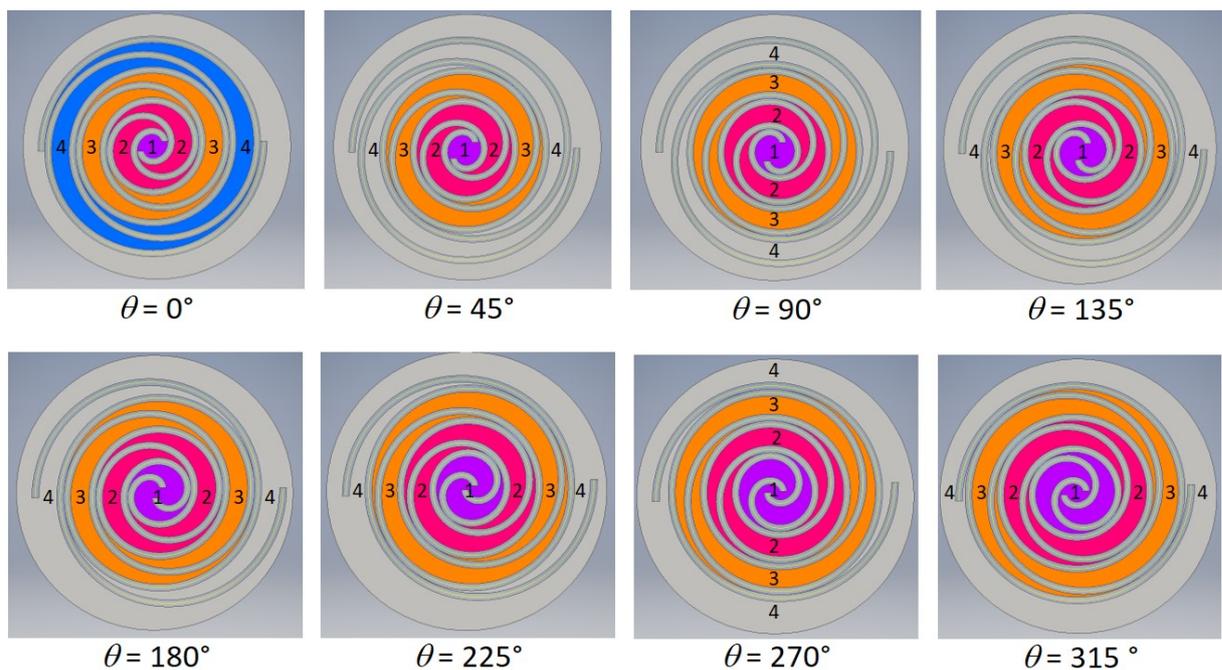
(b) Fluxograma do ar comprimido na bancada experimental

Fonte: Autor "adaptado de" Romao, 2017

### 3.2 VOLUME DAS CÂMARAS

Os volumes das câmaras foram calculados usando um programa CAD e a geometria do scroll utilizada para construir o protótipo de teste de Fanti (2017). O comportamento físico necessita ser modelado. Na figura 38, é possível observar a representação da evolução dos volumes em cada câmara do expansor em função do ângulo  $\theta$ .

Figura 38 – Evolução dos volumes nas câmaras em função do ângulo  $\theta$ .



Fonte: Autor

Os volumes iniciais  $a_0$  de cada câmara, assim como os demais coeficientes dados pela equação 20, estão apresentadas na tabela 5 e foram obtidos por meio de um programa CAD em função do ângulo  $\theta$  representando exatamente a geometria do scroll construído como protótipo sem erros associados.

$$V_n(\theta) = a_0 + a_1\theta + a_2\theta^2 \quad (20)$$

Com os coeficientes obtidos, é possível observar que a câmara mais interna aumenta seu volume quadraticamente em função do ângulo  $\theta$ . As câmaras intermediárias aumentam o volume de forma linear e finalmente a câmara de descarga reduz o volume quadraticamente.

A derivada do volume no tempo pode ser escrita em função da rotação  $\omega$  e da derivada do volume em relação ao ângulo  $\theta$ , como mostra a equação 21:

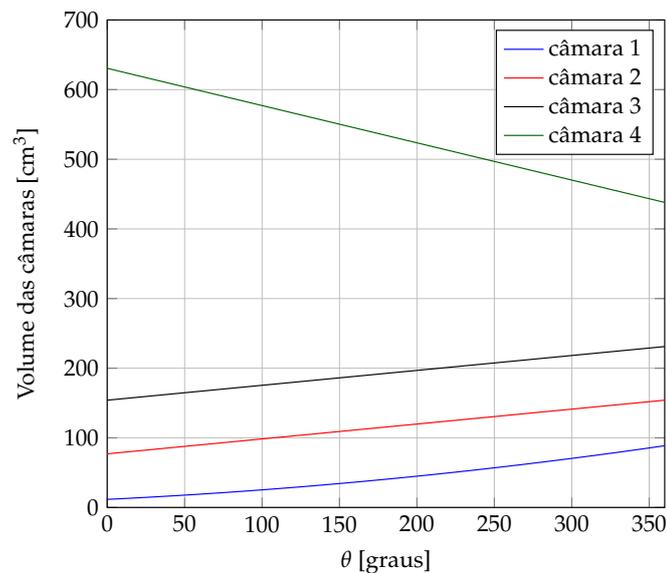
n	a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>
1	11,63	0,10698	0,000297167
2	77,03	0,21396	0,0
3	154,05	0,21396	0,0
4	630,59	-0,53490	-0,000297167

Tabela 5 – Coeficientes polinomiais para equação 20.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \omega \quad (21)$$

Assim, obtém-se numericamente a evolução do volume das câmaras no expansor scroll. O volume das câmaras em função do ângulo  $\theta$  obtidos por meio de CAD utilizado para desenvolver o protótipo do expansor scroll é mostrado na figura 39.

Figura 39 – Volume nas câmaras em função do ângulo  $\theta$ .



Fonte: Autor

A razão volumétrica  $r_v$  do scroll é determinada por meio do volume mínimo da câmara 2 ( $77,02 \text{ cm}^3$ ) dividido pelo máximo volume da câmara 3 ( $231,08 \text{ cm}^3$ ), resultando em 1:3 de expansão. A câmara 1 não tem influência na razão volumétrica e a pressão dentro da câmara permanece próxima da pressão de fornecimento durante uma revolução. Apenas a queda de pressão na sucção pode reduzir a pressão no ponto mais central da câmara, devido à obstrução da seção de entrada pelo scroll móvel, como discutido na seção 2.4.3.

### 3.3 MODELO TERMODINÂMICO

A primeira lei da Termodinâmica, também conhecida como equação de conservação da energia, tanto para sistema fechado quanto para volume de controle (ou sistema aberto), em sua forma mais geral, para uma condição transiente, assume a forma da equação 22 (ÇENGEL; BOLES, 2006).

$$\frac{dE_{sistema}}{dt} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (22)$$

O modelo termodinâmico elaborado é baseado em uma solução transiente da equação de conservação de massa e da equação de conservação de energia, que descrevem a evolução do fluido dentro das câmaras do expansor desde o início da sucção até o final da descarga.

Essas duas equações são resolvidas para cada câmara formada dentro do expansor scroll modelando a evolução da expansão do fluido. A conservação de energia para um volume de controle é dada pela equação 23.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (23)$$

Onde:  $\frac{dE}{dt}$  é a variação da energia total no tempo,  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor,  $\dot{W}$  é a potência,  $\dot{m}$  é a vazão em massa entrando ou saindo do volume de controle,  $h + \frac{V^2}{2} + gz$  é a entalpia total.

O balanço de massa do volume de controle é dado por:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (24)$$

Onde:  $m$  é uma massa dentro da câmara do scroll,  $\dot{m}$  é a vazão de massa passando através dos vazamentos internos localizados entre as câmaras ou entre as câmaras e a sucção (ou descarga) do expansor scroll.

A energia pode existir de diversas formas e sua soma constitui a energia total do sistema, no caso de sistemas simples compressíveis a energia total do sistema durante um processo é a soma das mudanças nas energias interna, cinética e potencial.

Algumas hipóteses foram usadas para simplificar a solução da equação 23: energia potencial e cinética são desprezadas, assim como o calor transferido. Consequentemente, a energia interna total do volume de controle  $E$  é reduzida ao seu valor de energia interna  $U$ .

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (25)$$

Onde:  $u$  é a energia interna por unidade de massa.

Com as hipóteses adotadas, a equação 23 é reduzida para a equação mais simples 26.

$$m \frac{du}{dt} = -\dot{W} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h - u \frac{dm}{dt} \quad (26)$$

Considerando que a pressão e temperatura no interior de cada volume de controle seja uniforme, o trabalho pode ser expresso da seguinte forma:

$$\dot{W} = -P \frac{dV}{dt} \quad (27)$$

Combinando as equações 26 e 27, a equação de energia assume a forma da equação 28:

$$m \frac{du}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h - u \frac{dm}{dt} \quad (28)$$

### 3.4 SCROLL SEM VAZAMENTOS INTERNOS

O modelo foi elaborado com a possibilidade de simular o caso de um expensor scroll sem vazamentos internos. Dessa forma, a variação de massa no tempo no interior de cada câmara é considerada zero e sob esta condição hipotética, a equação 28 assume formas mais simples e o problema passa a ser a determinação da variação da pressão em função do tempo em cada câmara.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (29)$$

$$m \frac{du}{dt} = -P \frac{dV}{dt} \quad (30)$$

$$\frac{du}{dt} = -\frac{P}{m} \frac{dV}{dt} \quad (31)$$

O cálculo da derivada do volume das câmaras pelo tempo ( $dV/dt$ ) é feito por meio da equação 21 e tabela 5, que fornece o volume das câmaras em função da posição angular. A solução numérica da equação 31 pode ser realizada pelo método de Euler explícito, resultando

na equação 32 que permite obter a solução ao longo do tempo a partir de condições iniciais ( $u_0$ ,  $P_0$ ,  $M_0$ ).

$$u_{i+1} = u_i + \Delta t \left( \frac{-P_i}{m_i} \frac{dV}{dt} \right) \quad (32)$$

Quando os vazamentos internos são desprezados, a massa em cada câmara é constante e seu volume pode ser obtido com a equação 21 e tabela 5 para qualquer instante no tempo. Portanto, o volume específico também é conhecido para qualquer instante no tempo. Com a evolução da energia interna no tempo, obtida com a equação 32, e o volume específico conhecido, duas propriedades termodinâmicas estão disponíveis permitindo a obtenção das demais (pressão, temperatura).

$$P_{i+1} = f(u_{i+1}, v_{i+1}) \quad (33)$$

$$T_{i+1} = f(u_{i+1}, v_{i+1}) \quad (34)$$

### 3.5 SCROLL COM VAZAMENTOS INTERNOS

O modelo elaborado neste trabalho permite simular o caso hipotético de um expensor scroll sem vazamentos internos. Todavia, em um expensor real os vazamentos internos existem e são uma importante causa de redução na eficiência isentrópica. Como comentado na seção 2.4.5, nos expansores do tipo scroll existem dois caminhos para os vazamentos internos: tangencial e radial também conhecido como vazamento de topo. O vazamento radial ou de topo foi desprezado em função da existência de uma selagem no topo das paredes do scroll visando reduzir a folga radial e conseqüentemente o vazamento radial entre as câmaras do protótipo, a ponto desses vazamentos se tornarem irrelevantes.

Dessa forma, considerando os vazamentos tangenciais no expensor scroll, o balanço de massa no tempo no interior de cada câmara deixa de ser igual a zero assumindo a forma da equação 35.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (35)$$

Onde:  $\dot{m}_{in}$  e  $\dot{m}_{out}$  é a vazão em massa para dentro e para fora de cada câmara do scroll.

O princípio de conservação de massa requer que todas as massas sejam contabilizadas durante o processo, assim as massas em cada câmara do scroll devem ser atualizadas de forma que as massas que entram na câmara devem ser somadas e as que vazam através das folgas internas do expensor devem ser subtraídas resultando na equação 36.

$$m_{i+1} = m_i + \Delta t (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (36)$$

Da mesma forma, a equação da energia interna também precisam ser recalculadas considerando as massas adicionadas ou retiradas na câmara.

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{m} \left( -P \frac{dV}{dt} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h - u \frac{dm}{dt} \right) \quad (37)$$

A solução numérica da equação 37 pode ser realizada pelo método de Euler explícito, resultando na equação 38.

$$u_{i+1} = u_i + \Delta t \left[ \frac{1}{m_i} \left( -P_i \frac{dV}{dt} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h - u_i \frac{dm_i}{dt} \right) \right] \quad (38)$$

### 3.6 CÁLCULO DOS VAZAMENTOS INTERNOS

No presente trabalho, a abordagem para cálculo dos vazamentos internos é a mesma encontrada em Lemort (2008) e Mendoza et al. (2014). Os vazamentos internos através das folgas são uma importante causa de redução na eficiência isentrópica do expensor, e como comentando na seção 2.4.5 deste trabalho, foram modelados como um escoamento compressível em um bocal convergente-divergente. Isto se justifica, já que a diferença de pressão entre câmaras sucessivas é suficientemente elevada para caracterizar escoamento sônico nas folgas internas (garganta de um bocal).

Dependendo das pressões a montante e a jusante das folgas tangenciais pode ocorrer escoamento com velocidade do som através da folga tangencial do expensor scroll. Neste caso, o cálculo da vazão em massa pela folga pode ser realizado determinando-se a pressão crítica por meio do método da bissecção. De acordo com Çengel e Boles, 2006 as propriedades críticas do escoamento compressível não devem ser confundidas com as propriedades das substâncias no ponto crítico.

A vazão em massa dos vazamentos através das folgas tangencias do scroll é dada por:

$$\dot{m}_{vazamentos} = \rho V A_{vazamento} \quad (39)$$

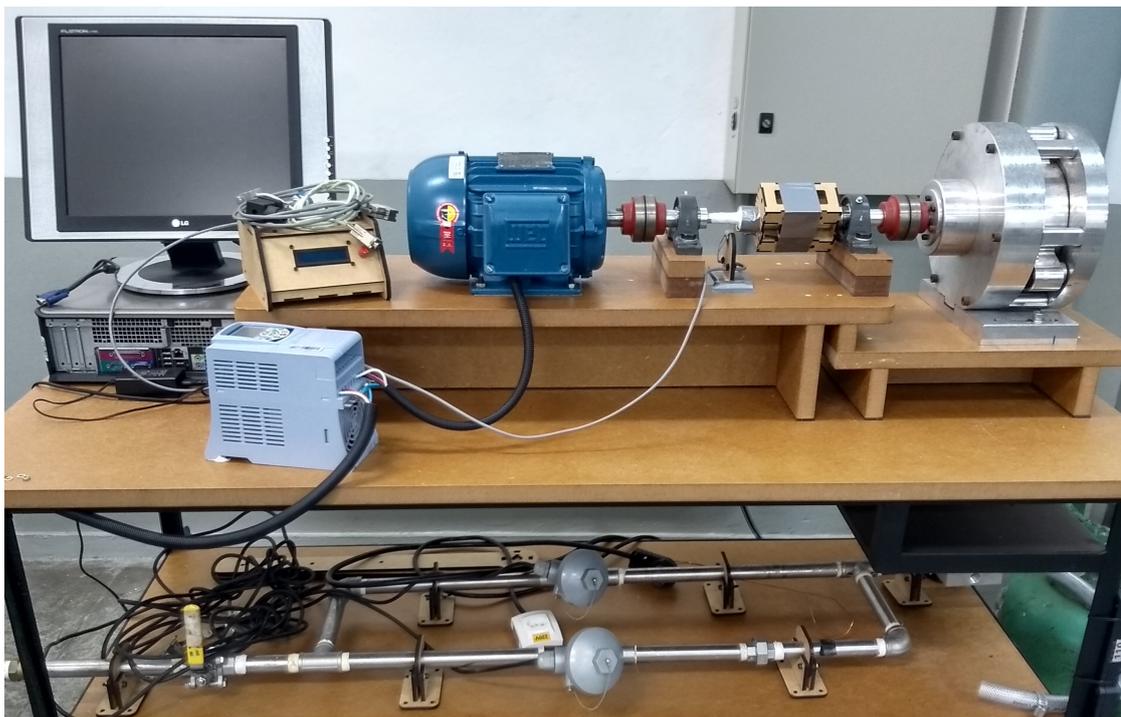
Se o escoamento através das folgas tangenciais do scroll for sônico, a velocidade utilizada para o cálculo da vazão em massa dos vazamentos é a velocidade do som para a pressão crítica obtida com o auxílio do *Coolprop*. Quando o escoamento é subsônico a velocidade do fluxo é obtida por meio da conservação de energia entre as câmaras a jusante e montante das folgas tangenciais, considerando que a velocidade a jusante é nula.

$$h_{jusante} + \frac{V_{jusante}^2}{2} = h_{montante} + \frac{V_{montante}^2}{2} \quad (40)$$

### 3.7 AVALIAÇÃO DAS PERDAS POR ATRITO

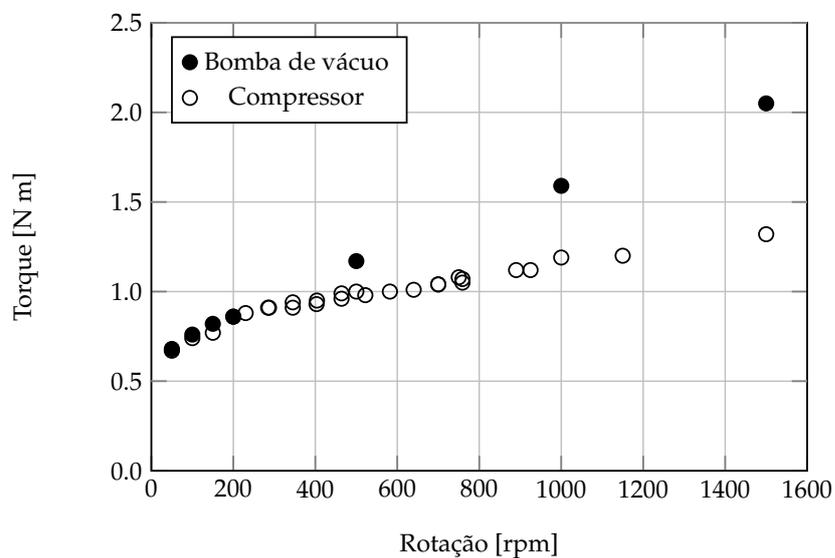
As perdas mecânicas nos expansores scroll podem ser explicadas pelo atrito entre o topo das paredes e a base do scroll assim como nos rolamentos e selagem e foram modeladas pela introdução de um torque de fricção mecânica, como discutido na seção 2.4.4 deste trabalho. Esse torque mecânico não foi medido nos trabalhos de Fanti, 2017 e Romao, 2017 pois nestes trabalhos um freio Foucault foi utilizado para medição de torque. Dessa forma, modificações na bancada de testes foram necessárias para que possibilitasse a medição do torque de atrito em função da rotação do expensor. A figura 40 mostra a bancada de testes com motor, inversor de frequência e as demais modificações implementadas para medição do torque de atrito.

Figura 40 – Bancada de testes utilizada para medição do torque de atrito



Yanagisawa et al., 2001 e Lemort et al., 2009 afirmam que esse torque de fricção mecânica para scroll do tipo drive aberto (open-drive) e sem lubrificação (oil free) é independente da velocidade de rotação do scroll. Como a bancada de testes utilizada no experimento não ser a vácuo, existe a influência cada vez maior da resistência do ar com o aumento da rotação nos resultados do torque de fricção mecânica. O valor extrapolado para a velocidade de rotação do expensor igual a zero utilizado para o modelo foi de 0,65 Nm. Na figura 41 é possível observar os resultados obtidos durante o experimento e a influência da resistência do ar no valor do torque medido experimentalmente para o equipamento operando como uma bomba de vácuo e também como um compressor.

Figura 41 – Evolução do torque de atrito com a rotação obtido experimentalmente.



Fonte: Autor

### 3.8 CÁLCULO DA REDUÇÃO DE PRESSÃO NA ADMISSÃO

Em alguns instantes do processo de translação e admissão do expensor scroll, o orifício de entrada é parcialmente obstruído pelo scroll móvel. A expressão 41 pode ser utilizada para modelar a redução de pressão localizada provocada pela obstrução do orifício de entrada do expensor.

$$\Delta P = \rho K_s \frac{V_s^2}{2} \quad (41)$$

Onde:  $K_s$  é o coeficiente de redução de pressão singular em função da geometria, da singularidade e do número de Reynolds.

Na expressão 42 relaciona a velocidade média do fluido  $V_s$  onde ocorre a redução de pressão na admissão com a vazão em massa.

$$V_s = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \quad (42)$$

Onde:  $A_s$  é a área de passagem.

A área de passagem pode ser calculada subtraindo a área bloqueada pelo scroll móvel, conforme expressão 43:

$$A_s = A_{su}(1 - A_{block}) \quad (43)$$

Onde:  $A_{su}$  é a área do orifício de entrada do expansor e  $A_{block}$  é a área bloqueada do orifício de entrada pelo scroll móvel como demonstrado na figura 25 da página 49.

A implementação do modelo descrito desta seção não foi finalizada no código computacional disponível no apêndice deste trabalho. Todos os resultados apresentados não consideram a perda de carga no bocal de entrada.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos por meio do modelo termodinâmico do expensor scroll assim como é realizada uma comparação com os dados experimentais obtidos com o protótipo construído por Fanti (2017) e testado por Romao (2017). A apresentação dos resultados está dividida em subseções. Inicialmente, são apresentados os dados de um expensor considerando a hipótese teórica de não existir vazamentos internos, comparando a potência calculada com a potência isentrópica mostrando o efeito da sub e sobre-expansão. Em seguida, é adicionado o efeito das perdas pelos vazamentos internos e do torque de atrito ao modelo, apresentando resultados demonstrando a influência da rotação e da folga tangencial na potência, fator de preenchimento e eficiência isentrópica do expensor calculados. Por último, é realizada uma comparação dos resultados calculados por meio do modelo com os dados experimentais obtidos com a bancada de teste e o primeiro protótipo de expensor scroll construído.

Na seção 3.1 foi comentado que inicialmente o modelo foi desenvolvido com auxílio do software *Engineering Equation Solver* (EES) e posteriormente decidiu-se por utilizar um código aberto com linguagem C# e a biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b). Uma variação média de apenas 0,03% foi observada quando comparados os resultados de potência calculados por meio do modelo termodinâmico utilizando o software EES com os obtidos utilizando linguagem de programação C#, para o expensor a uma rotação de 2600 rpm e sem vazamentos internos.

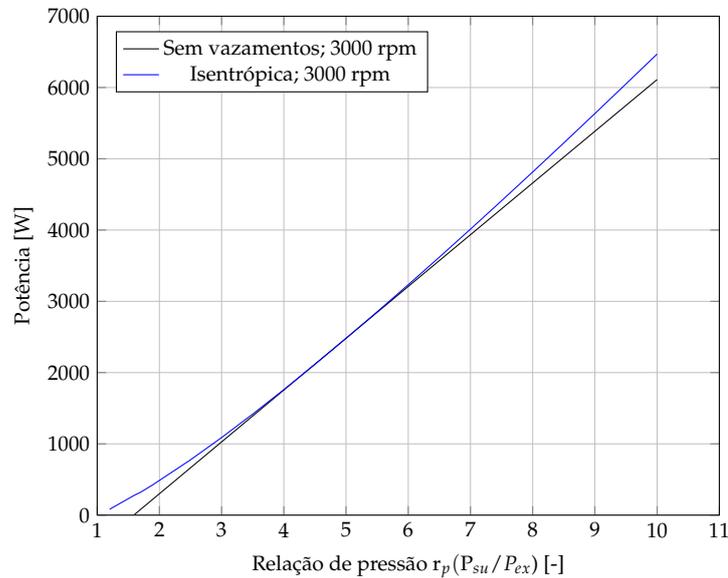
### 4.1 SCROLL SEM VAZAMENTOS INTERNOS

A hipótese teórica de um expensor do tipo scroll sem vazamentos internos onde a folga tangencial é igual zero foi utilizada para os cálculos sabido que, como comentando na seção 2.4.5, as folgas entre as paredes do scroll apesar de promovem vazamentos internos, porém o contato direto entre as paredes do scroll, para o caso de haver folgas, provocaria danos e provável travamento do expensor.

A potência em função da relação de pressão ilustrada na figura 42, foi calculada por meio do modelo termodinâmico considerando o expensor trabalhando a uma rotação de 3000 rpm sem perdas por vazamentos internos e atrito. A potência calculada por meio do modelo está próxima e inferior à potência isentrópica que é aquela que seria fornecida por um expensor ideal (sem perdas). Para uma relação de pressão igual a 2 a diferença encontrada entre a potência

calculada sem perdas (vazamentos e atrito) e a potência isentrópica foi de 38,2% já para uma relação de pressão igual a 10 a diferença foi de 5,5%.

Figura 42 – Potência calculada sem perdas por vazamentos e atrito e a potência isentrópica em função da relação de pressão

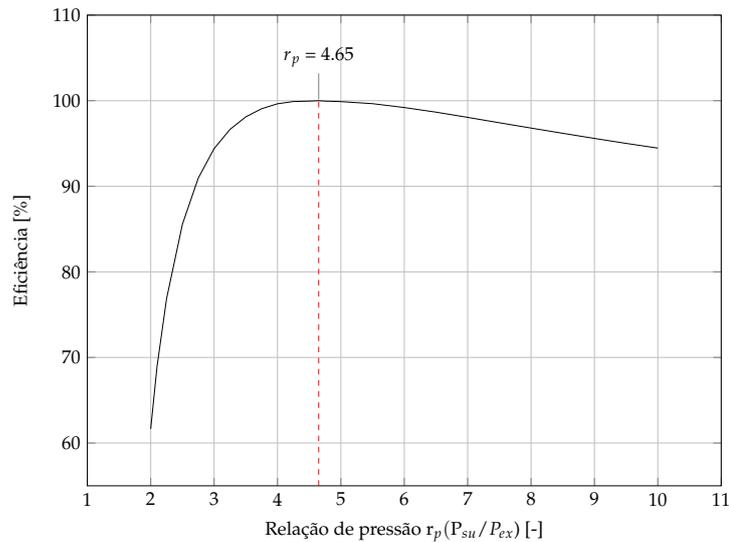


Fonte: Autor

Os resultados calculados mostram que a potência total do expensor se afasta inferiormente da potência isentrópica para relações de potências muito alta ou muito baixas evidenciando efeito de perdas por sub e sobre-expansão para relações de pressão diferentes da ótima para o expensor utilizado nos cálculos que possui razão volumétrica 3 ( $r_{p\acute{o}tima}=4,65$ ). Para valores de relação de pressão inferiores a 4,65 ocorre sobre-expansão e para valores superiores a sub-expansão.

A relação de pressão ótima para o expensor scroll, condição na qual resulta na máxima eficiência isentrópica, é definida pela equação 13. Como esperado, a máxima eficiência isentrópica calculada por meio do modelo para uma rotação de 3000 rpm na condição do expensor sem perdas por vazamentos internos e atrito foi obtida para uma relação de pressão igual a 4,65 que é a  $r_{p\acute{o}tima}$  do protótipo do expensor testado por Romao (2017). No gráfico da figura 43, elaborado com os dados obtidos por meio do modelo é possível constatar um aumento da eficiência isentrópica do expensor até a relação de pressão ótima  $r_{p\acute{o}tima}$  que é igual a 4,65 para o expensor modelado. Este resultado é muito semelhante ao encontrado por Lemort et al. (2009), mostrado no gráfico da figura 21.

Figura 43 – Eficiência isentrópica em função da relação de pressão



Fonte: Autor

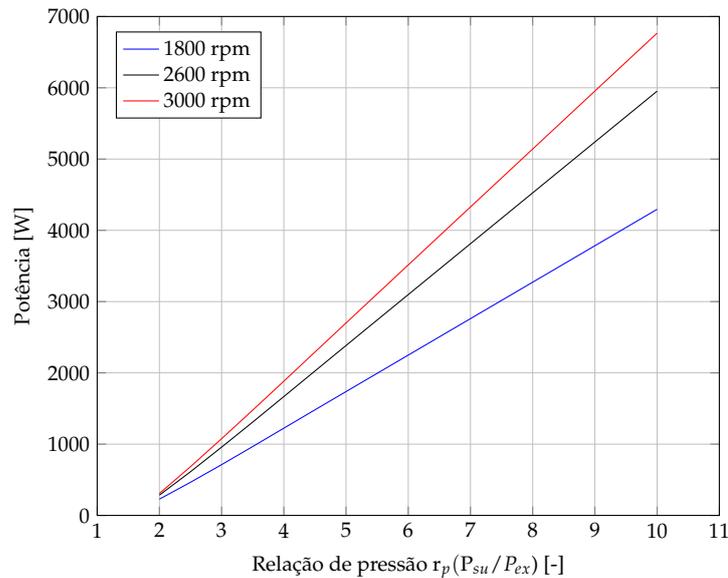
## 4.2 SCROLL COM VAZAMENTOS INTERNOS

São apresentados a seguir, resultados obtidos por meio do modelo termodinâmico considerando as folgas tangenciais que proporcionam os vazamentos internos e as perdas provocadas por atrito entre os componentes do expensor que impactam na eficiência isentrópica. As folgas utilizadas para elaboração dos resultados foram:  $\delta_T=165 \mu\text{m}$  e  $\delta_T=50 \mu\text{m}$ . Como comentado anteriormente, a folga  $\delta_T=165 \mu\text{m}$  também foi utilizada por Romao (2017) no primeiro protótipo dos ensaios realizados em bancada para levantamento dos dados experimentais que serão comparados com os resultados obtidos por meio do modelo.

### 4.2.1 Influência da rotação

Na literatura disponível sobre os expansores do tipo scroll, é possível observar resultados apresentados comprovando que há um aumento de potência conforme aumenta a rotação do expensor, assim como, com o aumento da pressão de entrada do expensor. Os resultados calculados estão de acordo com essa afirmação. Na figura 44, é possível observar a influência das rotações utilizadas o cálculo na potência do expensor constatando que as maiores potências em função da relação de pressão foram obtidas para o expensor operando em uma rotação de 3000 rpm e as menores foram obtidas com a rotação de 1800 rpm.

Figura 44 – Evolução da potência para três rotações e folga  $\delta_T=165 \mu\text{m}$



Fonte: Autor

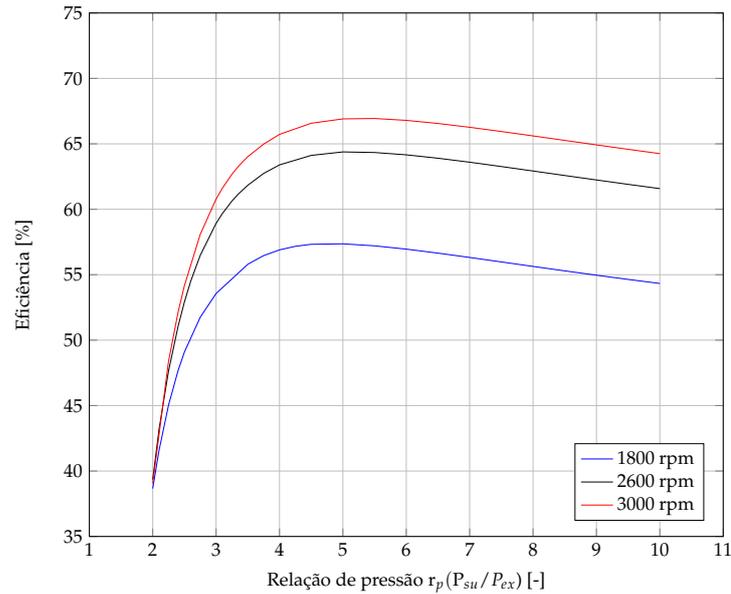
Nas condições utilizadas para a modelagem dos resultados, comparando a potência calculada do expensor com  $\delta_T=165 \mu\text{m}$  trabalhando a 2600 e 3000 rpm tem-se uma variação percentual média da potência de 13,4%. Sendo que a diferença entre as potências e também as potências calculadas para as rotações de 2600 e 3000 rpm vão aumentando com o aumento da relação de pressão do expensor. Inicialmente tem-se uma diferença na potência calculada de 11,5% para um  $r_p=2$ , chegando a 13,7% para um  $r_p=10$ .

Na figura 45 é possível observar que quanto maior a rotação do expensor maiores foram as eficiências isentrópicas obtidas. A máxima eficiência calculada foi de 66,9% para uma relação de pressão igual a 5,3, deslocada da  $r_{p\text{ótima}} = 4,65$ , assim como foi observado nos resultados obtidos experimentalmente por Romao, 2017.

Na tabela 6 estão apresentados os valores calculados do fator de preenchimento por meio do modelo para três diferentes rotações do expensor (1800, 2600 e 3000 rpm) e folga tangencial igual a  $\delta_T=165 \mu\text{m}$ . Como esperado, o valor do fator de preenchimento calculado reduziu com o aumento da rotação do expensor e o aumento da pressão na admissão do expensor provocou um aumento no fator de preenchimento, uma vez que os vazamentos internos no expensor também aumentam com o aumento da pressão de entrada.

A diferença entre os fatores de preenchimento calculados por meio do modelo e com os dados experimentais deve-se ao fato do modelo termodinâmico considerar apenas as folgas tangenciais do expensor. Embora os valores numéricos para o fator de preenchimento não

Figura 45 – Eficiência isentrópica para três rotações e folga  $\delta_T=165 \mu\text{m}$



Fonte: Autor

coincidam com os valores experimentais, a tendência é muito similar: ambos apresentam pouca dependência da relação de pressão e forte dependência velocidade de rotação do expensor.

Tabela 6 – Fator de preenchimento para três rotações e  $\delta_T=165 \mu\text{m}$

$r_p$	1800 rpm	2600 rpm	3000 rpm
2	2,0287	1,7209	1,6259
3	2,0350	1,7233	1,6272
4	2,0356	1,7234	1,6273
5	2,0358	1,7235	1,6274
6	2,0359	1,7236	1,6275
7	2,0360	1,7237	1,6276
8	2,0362	1,7238	1,6277
9	2,0363	1,7239	1,6278
10	2,0365	1,7240	1,6279

Fonte: Autor

#### 4.2.2 Influência da folga tangencial

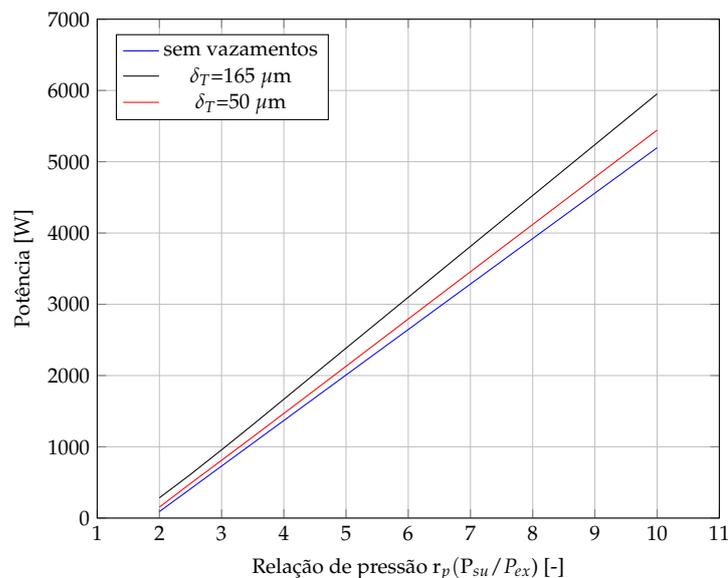
Os resultados apresentados a seguir, mostram um comparativo da evolução das potências, eficiência isentrópica e fator de preenchimento em função da relação de pressão de fornecimento e expansão do expensor calculados por meio do modelo para três diferentes folgas tangenciais (sem vazamentos internos,  $50 \mu\text{m}$  e  $165 \mu\text{m}$ ). Um maior rendimento e menor fator

de preenchimento é esperado com a redução das folgas tangenciais do expensor, uma vez que as folgas impactam negativamente no rendimento e no fator de preenchimento que é um valor adimensional que expressa a quantidade dos vazamentos internos diretamente ligados às folgas do expensor.

A folga tangencial  $\delta_T = 165 \mu\text{m}$  foi escolhida para apresentação dos resultados por ser a mesma folga utilizada nos ensaios experimentais por Romão (2017). Resultados calculados para uma folga de  $\delta_T = 50 \mu\text{m}$  foram utilizados para quantificar os possíveis ganhos caso se consiga uma redução do valor da folga tangencial com alterações no protótipo ou em futuros desenvolvimentos.

A figura 46, também estão apresentados os resultados calculados para a condição hipotética de um expensor scroll sem vazamentos internos e rotação de 2600 rpm.

Figura 46 – Potência do expensor a 2600 rpm e três folgas tangenciais diferentes

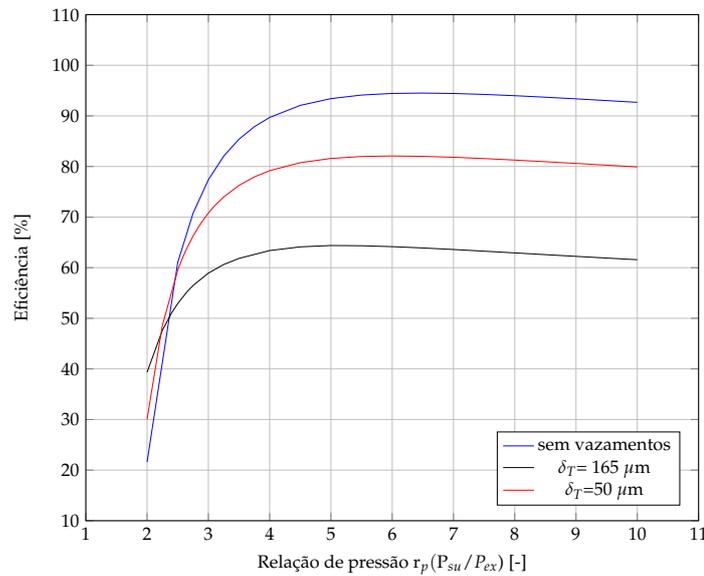


Fonte: Autor

Os resultados estão de acordo com o que se esperava, onde um aumento da potência e uma redução da eficiência do expensor foram verificados com a redução da folga tangencial do expensor. As maiores potências calculadas foram obtidas com a maior folga tangencial utilizada nos cálculos que foi de  $\delta_T = 165 \mu\text{m}$ , isso é explicado pelo aumento de vazão através do expensor quando os vazamentos internos estão presentes, assim como à alteração na pressão observada nas câmaras do scroll, como comentado a seguir.

Os resultados apresentados na figura 47, demonstram que as maiores eficiências isentrópicas foram obtidas para a condição hipotética de um expensor sem vazamentos internos, sendo a máxima eficiência obtida igual a 94,5%. Nessa condição, apesar de não haver perdas pelos

Figura 47 – Eficiência isentrópica do expansor a 2600 rpm e três folgas tangenciais diferentes



Fonte: Autor

vazamentos internos, é preciso lembrar que o modelo considera as perdas por atrito. Na rotação de 2600 rpm uma potência de 176,9 W é dissipada em função do atrito entre os componentes internos do expansor conforme discussão apresentada na seção 3.7 deste trabalho, que resultou num torque de atrito de 0,65 Nm independente da rotação.

À medida que a folga tangencial do expansor é reduzida, as eficiências calculadas aumentam. Uma redução média de 10,9% da potência do expansor foi observada quando folga do expansor foi reduzida de  $\delta_T = 165 \mu\text{m}$  para  $\delta_T = 50 \mu\text{m}$ , já a eficiência isentrópica apresentou um aumento médio de 27,9% com a mesma redução da folga tangencial.

Na tabela 7 estão apresentados os valores calculados para o fator de preenchimento para uma rotação do expansor de 2600 rpm e duas folgas do expansor ( $\delta_T=165 \mu\text{m}$  e  $\delta_T=50 \mu\text{m}$ ). Lembrando que para a condição hipotética do expansor scroll sem vazamentos internos o fator de preenchimento é igual a um. O comportamento do fator de preenchimento calculado está de acordo com o esperado, o valor do fator de preenchimento reduz conforme a folga tangencial é reduzida e também ocorre um aumento do fator de preenchimento com o aumento da pressão de entrada do expansor uma vez que os vazamentos internos no expansor também aumentam.

A figura 48 mostra a evolução da pressão em função do tempo ao longo de uma revolução completa, obtida conectando as curvas de pressão de cada câmara do scroll durante o processo de expansão, considerando a pressão de entrada do expansor igual a 4,65 bar e a de expansão igual a 1 bar. O gráfico com linha tracejada apresenta os resultados calculados considerando a hipótese de não existir vazamentos internos entre as câmaras do expansor, já a

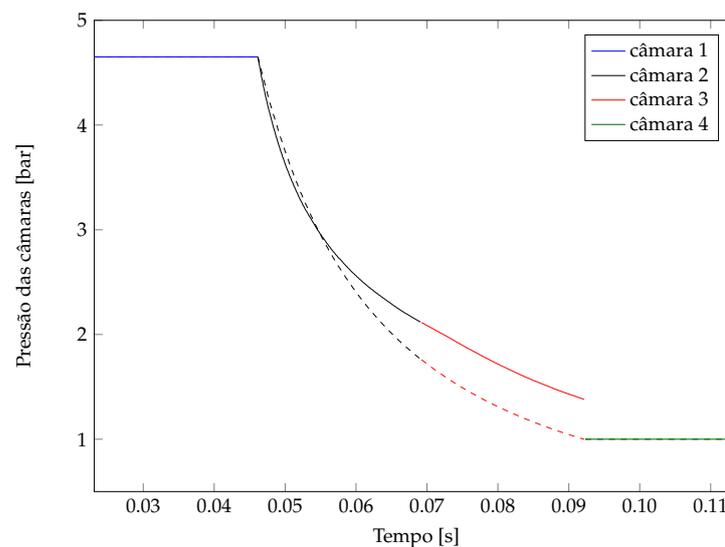
Tabela 7 – Fator de preenchimento para duas folgas tangenciais para rotação de 2600 rpm

$r_p$	$\delta_T=165 \mu\text{m}$	$\delta_T=50 \mu\text{m}$
2	1,7209	1,3117
3	1,7233	1,3118
4	1,7234	1,3118
5	1,7235	1,3118
6	1,7236	1,3118
7	1,7237	1,3118
8	1,7238	1,3119
9	1,7239	1,3119
10	1,7240	1,3120

Fonte: Autor

linha contínua mostra os resultados considerando os vazamentos internos. Os resultados obtidos considerando os vazamentos internos resultam em uma maior pressão de exaustão na saída das câmaras 2 e 3, do que quando os vazamentos internos do expansor não são considerados. As pressões de expansão das câmaras 2 e 3 são maiores quando os vazamentos internos do expansor são considerados nos cálculos, esse desvio encontrado é causado pelos vazamentos internos do expansor. O aumento na potência fornecida pelo expansor com vazamentos internos pode ser atribuída a este aumento nas pressões das câmaras.

Figura 48 – Pressões das câmaras do expansor para uma revolução completa

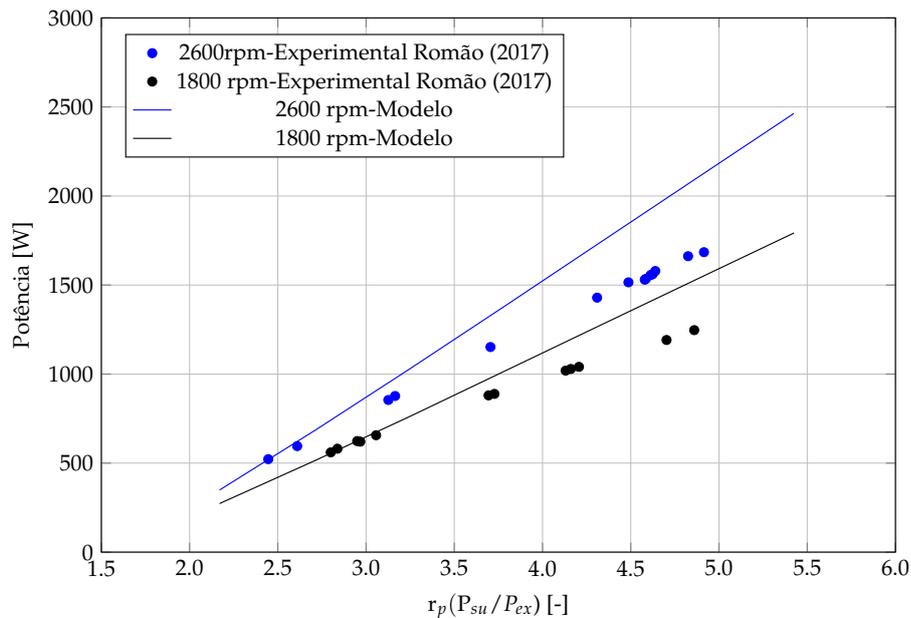


Fonte: Autor

### 4.3 COMPARAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS

Nesta seção, é realizada uma comparação dos resultados de potência em função da relação de pressão calculados por meio do modelo termodinâmico e os dados obtidos experimentalmente por Romão (2017). A figura 49 apresenta graficamente o resultado da comparação que foi realizada considerando o expansor com uma folga tangencial  $\delta_T=165 \mu\text{m}$ , duas rotações para o expansor (1800 e 2600 rpm) e apenas para esse comparativo a pressão de exaustão considerada para os cálculos foi de 921,79 mbar exatamente a mesma pressão utilizada nos ensaios experimentais. Deve-se observar que os testes experimentais conduzidos por Romão (2017) foram utilizados com a exaustão do expansor aberta para a atmosfera e o valor da pressão atmosférica foi medido em laboratório.

Figura 49 – Potência calculada versus experimental para  $\delta_T=165\mu\text{m}$



Fonte: Autor

É possível observar que existe uma boa concordância dos resultados obtidos por meio do modelo termodinâmico e os dados experimentais. O desvio encontrado entre as potências era esperado e é explicado pelo fato do modelo considerar apenas as perdas pelos vazamentos tangenciais do scroll e as perdas por atrito. Pode-se dizer que os valores experimentais e os calculados pelo modelo coincidem para as relações de pressão menores do que 3, a partir dessa relação de pressão os valores de potência começam a divergir atingindo a maior diferença de 22,4% para uma relação de pressão de 4,85 que foi o maior valor relação de pressão alcançada nos ensaios experimentais de Romão (2017) para uma rotação do expansor de 1800 rpm.

O desvio encontrado entre os resultados obtidos por meio do modelo e os dados experimentais deverá reduzir quando forem obtidos os resultados experimentais do segundo protótipo projetado com melhorias na selagem de topo do scroll, o que reduzirá consideravelmente os vazamentos radiais do expensor. Como demonstrado na figura 21, as maiores perdas em um expensor do tipo scroll são por meio dos vazamentos internos, das perdas por atrito assim como a perda de pressão na admissão do expensor, essa última ainda não está considerada no modelo termodinâmico.

## 5 CONCLUSÃO

Estudos anteriores realizados pelo grupo de pesquisa demonstraram a dificuldade e o enorme tempo consumido para se realizar simulações numéricas para máquinas scroll por meio do CFD, seja como compressor ou expensor. Enquanto simulações numéricas de um expensor scroll por CFD demoram 8 horas para uma simulação 2D e 140 horas para uma 3D, o modelo elaborado neste trabalho fornece resultados compatíveis com as medições experimentais realizadas, em menos de 30 segundos. O objetivo desse trabalho foi implementar e validar um modelo termodinâmico para um expensor do tipo scroll para aplicação em ORC, capaz de descrever o comportamento do expensor e considerando as perdas por sub e sobre-expansão, perdas pelos vazamentos tangenciais entre as paredes do scroll e perdas por atrito obtendo resultados de forma mais rápida. Para isso, foi elaborado um modelo determinístico inicialmente com auxílio do software *Engineering Equation Solver* (EES) e no decorrer deste trabalho optou-se por utilizar um software de código aberto com linguagem C# e a biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b).

As variações de pressão no tempo e as demais pressões das câmaras internas do expensor scroll foram determinadas utilizando duas propriedades do fluido: energia interna e volume específico. Por não utilizar a hipótese de gás ideal, a presente abordagem permite a simulação do expensor quando o fluido encontra-se em estado próximo da saturação. Salienta-se que esta condição é muito comum quando se usa o ciclo ORC.

O modelo termodinâmico elaborado permite determinar as potências em cada câmara do scroll, a potência total e a eficiência isentrópica em função da relação de pressão. Os resultados obtidos mostraram que a potência total se afasta inferiormente da potência isentrópica para relações de potências muito alta ou muito baixas evidenciando a influência da sub e sobre-expansão para relações de pressão diferentes da ótima para o expensor. O desenvolvimento do algoritmo para inclusão das perdas de pressão na admissão do expensor foi iniciado, porém não houve tempo hábil para finalizá-lo e incluir os resultados neste trabalho, embora tenha sido apresentada uma proposta para descrição de um modelo para esse cálculo da perda de pressão na admissão do expensor no capítulo de metodologia.

Os resultados obtidos por meio do modelo permitiram avaliar o desempenho do expensor quanto à potência, fator de preenchimento e rendimento isentrópico para diferentes folgas tangenciais e em diferentes rotações e relações de pressão. Os resultados obtidos mostraram as mesmas tendências reportadas na literatura para a influência das folgas e da rotação do expensor sobre o seu desempenho. Os resultados obtidos por meio do modelo comprovam a tendência

de maior eficiência isentrópica e menor fator de preenchimento para menores folgas internas e maiores potências para pressões de alimentação na entrada do expensor.

Uma comparação dos resultados obtidos por meio do modelo e experimentalmente mostraram uma boa concordância, atingindo a maior amplitude de 22,4% com uma relação de pressão imposta ao expensor de 4,85. Estes desvios, eram esperados e são explicados pelo fato do modelo considerar apenas as perdas pelos vazamentos tangenciais do scroll, perdas por sub e sobre-expansão e as perdas por atrito. Os vazamentos de topo (radiais) não foram considerados resultando em valores de fator de preenchimento menores que os obtidos experimentalmente e também em eficiências isentrópicas maiores. Os vazamentos de topo, possivelmente impactam de forma mais significativa que a perda de pressão na admissão do expensor e a perda provocada pela transferência de calor.

Os desvios encontrados entre os resultados devem reduzir quando os resultados experimentais utilizando o segundo protótipo que está em fase de construção forem obtidos. O segundo protótipo do expensor foi projetado com melhorias no projeto da selagem de topo das paredes do scroll, o que reduzirá consideravelmente os vazamentos radiais.

Para um expensor real a principal fonte de perda de eficiência são os vazamentos que ocorrem entre as câmaras do expensor pois o fluido que passa de uma câmara de alta pressão para uma de menor pressão não gera trabalho. A inclusão no modelo dos vazamentos de topo (radiais), da perda de carga no bocal de entrada e da transferência de calor são sugeridas como possível continuidade para o presente trabalho.

## REFERÊNCIAS

AOUN, B.; CLODIC, D. F. Theoretical and experimental study of an oil-free scroll vapor expander. 2008.

BELL, I. H. et al. Comprehensive analytic solutions for the geometry of symmetric constant-wall-thickness scroll machines. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 45, p. 223–242, 2014.

\_\_\_\_\_. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014. Disponível em: <<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>>.

BIN, P. et al. Recent advances on the oil-free scroll compressor. **Recent Patents on Mechanical Engineering**, Bentham Science Publishers, v. 9, n. 1, p. 37–47, 2016.

BLUNIER, B. et al. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 32, n. 5, p. 874–891, 2009.

CARRIER, C. **High efficiency compression for commercial and industrial applications**. 2004. Disponível em: <<http://web.archive.org/web/20080207010024/http://www.808multimedia.com/winnt/kernel.htm>>.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill Higher Education, 2006. (McGraw-Hill series in mechanical engineering). ISBN 9780072884951.

CLEMENTE, S. et al. Energy efficiency analysis of organic rankine cycles with scroll expanders for cogenerative applications. **Applied Energy**, Elsevier, v. 97, p. 792–801, 2012.

CREUX, L. **Rotary engine**. [S.l.]: Google Patents, 1905. US Patent 801,182.

DECLAYE, S. et al. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an orc (organic rankine cycle) system with r245fa as working fluid. **Energy**, Elsevier, v. 55, p. 173–183, 2013.

FAGERLI, B. Co2 compressor development. In: **Proc. IEA Heat Pump Centre/IIR Workshop on CO2 Technology in Refrigeration, Heat Pump & Air Conditioning Systems, Trondheim, Norway**. [S.l.: s.n.], 1997.

FANTI, G. R. **Avaliação experimental da eficiência isentrópica de um expansor do tipo scroll**. 2017. Dissertação (Mestrado) — Centro Universitário da FEI.

FANTI, G. R.; DONATO, G. H. B.; MELLO, P. E. B. de. A novel scroll expander for flank leakage investigation: preliminary tests. In: **Proceedings of the 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy System**. [S.l.: s.n.], 2016.

HALM, N. P. et al. Mathematical modeling of scroll compressors. **Mémoire de DEA, Herrick Lab., School of Mechanical Engineering, Purdue University**, p. 51, 1997.

IGLESIAS, A.; FAVRAT, D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 85, p. 565–572, 2014.

ISHII, N. et al. Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors. 1996.

ISHII, S. et al. Construction of heat recovery generation system for co-generation in commercial and residential sectors- improvement of scroll shapes for high-power and high-performance in scroll steam expander. **Journal of the Japan Institute of Energy**, Japan Institute of Energy, v. 89, n. 11, p. 1095–1102, 2010.

LEE, B. et al. A study on the leakage characteristics of tip seal mechanism in the scroll compressor. 2002.

LEMORT, V. **Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes**. 2008. Tese (Doutorado) — Université de Liège, Belgique.

LEMORT, V. et al. A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale rankine cycle systems. In: **Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies**. [S.l.: s.n.], 2013.

LEMORT, V.; LEGROS, A. Positive displacement expanders for organic rankine cycle systems. In: **Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems**. [S.l.]: Elsevier, 2017. p. 361–396.

LEMORT, V.; QUOILIN, S. Designing scroll expanders for use in heat recovery rankine cycles. In: **Proceedings of the IMechE International Conference of Compressors and Their Systems (IMEchE 2009), London, September**. [S.l.: s.n.], 2009. p. 7–9.

LEMORT, V. et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 29, n. 14, p. 3094–3102, 2009.

LEMORT, V.; TEODORESE, I. V.; LEBRUN, J. Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery rankine cycle. 2006.

MENDOZA, L. C. et al. Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 70, n. 1, p. 630–640, 2014.

OLIVEIRA, F. V. de. **Avaliação de vazamentos internos em expansores scroll com o uso de simulação CFD**. 2017. Dissertação (Mestrado) — Centro Universitário da FEI.

PENG, B.; ZHU, B.; LEMORT, V. Theoretical and experimental analysis of scroll expander. 2016.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 22, p. 168–186, 2013.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEMORT, V. Expansion machine and fluid selection for the organic rankine cycle. In: **Proc. 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey, July**. [S.l.: s.n.], 2010. p. 19–21.

ROMAO, D. A. **Análise experimental dos efeitos dos vazamentos internos no desempenho de um expansor tipo scroll**. 2017. Dissertação (Mestrado) — Centro Universitário da FEI.

SILVA, F. M. F. **Estratégia para simulação CFD de um expansor scroll**. 2017. Dissertação (Mestrado) — Centro Universitário da FEI.

WINANDY, E.; SAAVEDRA, C.; LEBRUN, J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. **Applied thermal engineering**, Elsevier, v. 22, n. 2, p. 107–120, 2002.

YANAGISAWA, T. et al. Performance of an oil-free scroll-type air expander. In: **Proc. of the ImechE Conf. Trans. on compressors and their systems**. [S.l.: s.n.], 2001. p. 167–174.

\_\_\_\_\_. Study on fundamental performance of scroll expander. **Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B**, v. 54, n. 506, p. 2798–2803, 1988.

ZANELLI, R.; FAVRAT, D. Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. 1994.

**APÊNDICE A – ALGORITMO DO MODELO TERMODINÂMICO DO EXPANSOR  
SCROLL UTILIZANDO LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO C#**

O modelo termodinâmico do expansor scroll foi implementado utilizando solução numérica, em linguagem aberta C# por meio do software *Visual Studio* e juntamente com a biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b). O programa calcula as temperaturas, pressões volumes e as massas, o fluxo de massas pelos vazamentos internos nas câmaras do expansor em função do tempo, assim como a potência isentrópica e a potência no eixo do expansor scroll.

```
// Inicio do programa

using System;
using System.Collections.Generic;
using System.Linq;
using System.Text;

namespace ConsoleApplication1
{
    class Program
    {
        static void Main(string[] args)
        {
            // Definicao do fluido utilizado
            string Fluid = "Air";

            // Definicao das variaveis
            double omega, periodo, deltat, theta, Aleak, Wave, mleakave;
            double[] P, M, T, u, h, rho, W, V, mdot;
            double t = 0.0;
            double WT = 0.0;
            double mleakT = 0.0;

            int Nper = 8;
            int Ndiv = 10;
            int Nvoltas = 5;
            int Nchamb = 4;

            // Rotacao de trabalho (rotação 2600rpm)
            omega = (2600.0 / 60.0);
            double dthetadt = 360 * omega;
            periodo = 1 / omega;
            deltat = periodo / (1.0 * Nper * Ndiv);

            // Area de vazamento: folgas tangenciais
            // (folga tangencial 0,050mm e altura da parede 40mm)
            Aleak = 2 * 40 * 0.050 * 1E-6;

            h = new double[Nchamb + 1];
            u = new double[Nchamb + 1];
            P = new double[Nchamb + 1];
            T = new double[Nchamb + 1];
            M = new double[Nchamb + 1];
            W = new double[Nchamb + 1];
            V = new double[Nchamb + 1];
            mdot = new double[Nchamb + 1];
            rho = new double[Nchamb + 1];

            Console.WriteLine("=====");
            Console.WriteLine(" Modelo termodinâmico expansor scroll - versão 1.9 27/12/2018 ");
            Console.WriteLine("=====");
            Console.WriteLine("");
            Console.WriteLine("      omega = {0:0.0} Hz", omega);
        }
    }
}
```

```

Console.WriteLine("");

// Definicao das pressoes iniciais
// Pressao de succao P[1], pressao de expansao P[4]
P[1] = 200000;
P[2] = P[1];
P[3] = P[1];
P[4] = 100000;

// Definicao das temperaturas iniciais
// Temperatura na succao T[1], temperatura na expansao T[4]
T[1] = 300;
T[2] = 300;
T[3] = 300;
T[4] = 300;

//Definicao de quais variaveis serao apresentadas na tabela de resultados
bool showV = false;
bool showP = true;
bool showT = true;
bool showM = false;
bool showW = true;
bool showmdot = true;

// Simulacao incluire os vazamentos internos caso leakage = true
bool leakage = true;

// Apresentacao dos resultados na forma de tabela
Console.Write("{0,10}", "tempo");
if (showV) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10}", "V1", "V2", "V3", "V4");
if (showP) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10} ", "P1", "P2", "P3", "P4");
if (showT) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10} ", "T1", "T2", "T3", "T4");
if (showM) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10} ", "M1", "M2", "M3", "M4");
if (showW) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10} {4,10} ", "W1", "W2", "W3",
"W4", "WT");
if (showmdot) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} ", "mdot1", "mdot2", "mdot3");
Console.WriteLine("");

// Inicio da simulacao
t = 0.0;
Wave = 0.0;
for (int k = 1; k <= Nvoltas; k++)
{
// Volumes iniciais das camaras
V[1] = 11.63;
V[2] = 77.03;
V[3] = 154.051;
V[4] = 630.60;

T[3] = T[2]; // ao fim de uma volta u3=u2 e u2=u1
T[2] = T[1];
P[3] = P[2];
P[2] = P[1];

// Densidade inicial
for (int i = 1; i <= 4; i++)
rho[i] = CoolProp.PropsSI("D", "P", P[i], "T", T[i], Fluid);

// Massa inicial
for (int i = 1; i <= 4; i++)
M[i] = V[i] * rho[i] * 1.0E-6;

// Energia interna inicial

```

```

for (int i = 1; i <= 4; i++)
u[i] = CoolProp.PropsSI("U", "P", P[i], "T", T[i], Fluid);

mleakave = 0.0;
mleakT = 0.0;

// Calculo da potencia produzida por cada camara
for (int i = 0; i < (Nper * Ndiv); i++)
{
WT = 0.0;
for (int j = 1; j <= 4; j++)
{
W[j] = P[j] * dVdtheta(j, 360 * i / (Nper * Ndiv)) * dthetadt * 1e-6;
WT = WT + W[j];
}
Wave = Wave + WT;

// Calculo dos vazamentos entre as camaras atraves das folgas tangenciais
// mdot[1] : entre camara 1 e 2
// mdot[2] : entre camara 2 e 3
// mdot[3] : entre camara 3 e 4
// A funcao leak retorna o valor do vazamento
//em funcao da pressao e temperatura das camaras
if (leakage)
{
mdot[1] = leak(Aleak, 1.0, P[1], T[1], P[2], Fluid);
mdot[2] = leak(Aleak, 1.0, P[2], T[2], P[3], Fluid);
mdot[3] = leak(Aleak, 1.0, P[3], T[3], P[4], Fluid);
mleakT = mleakT + mdot[1];
}
else
{
mdot[1] = 0.0;
mdot[2] = 0.0;
mdot[3] = 0.0;
}
theta = 360 * i / (Ndiv * Nper);

//Os resultados sao apresentados apenas para 8 instantes no tempo em cada uma das voltas
if (i % Ndiv == 0)
{
Console.WriteLine("{0,10:0.000000}", t);
if (showV) Console.WriteLine("{0,10:0.0000} {1,10:0.0000} {2,10:0.0000}
{3,10:0.0000}", V[1], V[2], V[3], V[4]);
if (showP) Console.WriteLine("{0,10:0} {1,10:0} {2,10:0} {3,10:0}", P[1],
P[2], P[3], P[4]);
if (showT) Console.WriteLine("{0,10:0.0} {1,10:0.0} {2,10:0.0} {3,10:0.0}",
T[1], T[2], T[3], T[4]);
if (showM) Console.WriteLine(" {0,10:0.00000} {1,10:0.00000} {2,10:0.00000}
{3,10:0.00000}", M[1], M[2], M[3], M[4]);
if (showW) Console.WriteLine(" {0,10:0} {1,10:0} {2,10:0} {3,10:0} {4,10:0}",
W[1], W[2], W[3], W[4], WT);
if (showmdot) Console.WriteLine(" {0,10:0.00000} {1,10:0.00000}
{2,10:0.00000}", mdot[1], mdot[2], mdot[3]);
Console.WriteLine("");
}

// Volume por camara em funcao do angulo theta
V[1] = Volume(1, theta);
V[2] = Volume(2, theta);
V[3] = Volume(3, theta);
V[4] = Volume(4, theta);

```

```

// Equacao de conservacao da massa
// Atualizacao da massa em cada uma das camaras
M[2] = M[2] + deltat * (mdot[1] - mdot[2]);
M[3] = M[3] + deltat * (mdot[2] - mdot[3]);

h[1] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[1], "P", P[1], Fluid);
h[2] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[2], "P", P[2], Fluid);
h[3] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[3], "P", P[3], Fluid);
double termo1 = 0.0;
double termo2 = 0.0;

// Equacao da energia
// Atualizacao da energia interna, densidade, pressao e temperatura
for (int j = 2; j <= 3; j++)
{
termo1 = (-P[j] * dVdtheta(j, 360 * i / (Nper * Ndiv)) * dthetadt * 1e-6);
termo2 = mdot[j - 1] * h[j - 1] - mdot[j] * h[j] - u[j] * (mdot[j - 1] -
mdot[j]);
u[j] = u[j] + deltat * (1 / M[j] * ( termo1 + termo2 ));

rho[j] = M[j] / (V[j] * 1e-6);
P[j] = CoolProp.PropsSI("P", "D", rho[j], "U", u[j], Fluid);
T[j] = CoolProp.PropsSI("T", "U", u[j], "P", P[j], Fluid);
}
for (int j = 1; j <= 4; j++)
{
M[j] = V[j] * 1E-6 * rho[j];
}
t = t + deltat;
} // Fim de uma volta

// Potencia media
Wave = Wave / (Ndiv * Nper);
Console.WriteLine(" W_ave:{0,10:0.00}", Wave);
Console.WriteLine("");
} // Fim das Nvoltas

double minterna = 0.0;
double efiso = 0.0;
double Wiso = 0.0;
double s1 = 0.0;
double h4s = 0.0;
double ffactor= 0.0;
double T_loss = 0.0;
double W_shaft = 0.0;
const double PI = 3.141592653589793238463;

// Calculo do vazamento médio na camara 1
mleakave = mleakT / (Ndiv * Nper);

//Calculo da potencia e filling factor
minterna = (Volume(1, 359.9999) - Volume(1, 0)) * 1e-6 * rho[1] / periodo;
s1 = CoolProp.PropsSI("S", "P", P[1], "T", T[1], Fluid);
h[1] = CoolProp.PropsSI("H", "P", P[1], "T", T[1], Fluid);
h4s = CoolProp.PropsSI("H", "P", P[4], "S", s1, Fluid);
Wiso = (minterna + mleakave) * (h[1] - h4s);
ffactor = (minterna + mleakave) / minterna;

//Torque de friccao mecanica
T_loss = 0.65;

//Potência isentrópica considerando perdas por atrito
W_shaft = Wave - (2 * PI * omega * T_loss);

```

```

//Calculo da eficiencia isentropica
efiso = (W_shaft / Wiso) * 100;

Console.WriteLine("mleakave: {0,10:0.0000} kg/s", mleakave);
Console.WriteLine("minterna: {0,10:0.0000} kg/s", minterna);
Console.WriteLine("Potência isentrópica: {0,10:0.00} W", Wiso);
Console.WriteLine("Potência considerando perdas: {0,10:0.00} W", W_shaft);
Console.WriteLine("Eficiência isentrópica: {0,10:0.0000} %", efiso);
Console.WriteLine("Fator de preenchimento: {0,10:0.0000}", ffactor);
Console.ReadKey();
}

//Funcao para calculo dos vazamentos internos
static double leak(double A, double Cd, double P_up, double T_up, double P_down, string
Fluid)
{
double Vel, SS, mleak, rho, h_down, h_up, s_up;
double P_1 = 0.3 * P_up;
double P_2 = P_up;
double P_crit;
if (P_up <= P_down)
{
return (0.0);
}
h_up = CoolProp.PropsSI("H", "T", T_up, "P", P_up, Fluid);
s_up = CoolProp.PropsSI("S", "T", T_up, "P", P_up, Fluid);

Aproximacao para determinar pressao critica
P_crit = 0.5 * P_up;
SS = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
do
{
P_crit = (P_1 + P_2) / 2;
double h_crit = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_up - h_crit));
ss = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
if (Vel > SS) P_1 = P_crit;
else P_2 = P_crit;
} while ((P_2 - P_1) > 10000);
if (P_down < P_crit)
{
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
mleak = rho * SS * A * Cd;
}
else
{
h_down = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_up, "P", P_down, Fluid);
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_up, "P", P_down, Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_up - h_down));
mleak = rho * Vel * A * Cd;
}
return (mleak);
}

// Funcao para coeficientes polinomiais
//para calculo do volume das camaras em funcao do angulo theta
static double Volume(int chamber, double theta)
{
double a0, a1, a2;
switch (chamber)
{
case 1:

```

```
a0 = 11.63; a1 = 0.106980; a2 = 0.000297167;
break;
case 2:
a0 = 77.03; a1 = 0.213960; a2 = 0.0;
break;
case 3:
a0 = 154.05; a1 = 0.213960; a2 = 0.0;
break;
default:
a0 = 630.59; a1 = -0.5349; a2 = -0.000297167;
break;
}
double vol = (a0 + a1 * theta + a2 * theta * theta);
return (vol);
}

// Funcao para derivada do volume no tempo
static double dVdtheta(int chamber, double theta)
{
double a1, a2;

switch (chamber)
{
case 1:
a1 = 0.106980; a2 = 0.000297167;
break;
case 2:
a1 = 0.213960; a2 = 0.0;
break;
case 3:
a1 = 0.213960; a2 = 0.0;
break;
default:
a1 = -0.5349; a2 = -0.000297167;
break;
}
double dVdth = (a1 + 2 * a2 * theta);
return (dVdth);
}
}
}
// Termina do programa
```

**APÊNDICE B – ALGORITMO DO MODELO TERMODINÂMICO DO EXPANSOR  
SCROLL UTILIZANDO SOFTWARE EES**

Previamente ao modelo implementado em linguagem aberta C# e biblioteca *Coolprop* (BELL et al., 2014b), um modelo sem considerar os vazamentos internos foi implementado com auxílio do software *EES Engineering Equation Solver*, porém, ao longo do trabalho optou-se por utilizar software aberto. Na sequência, é possível encontrar o algoritmo completo desenvolvido em EES para o modelo considerando a hipótese de não haver vazamentos internos no expensor.

"Início do programa"

"Definição da variáveis: velocidade de rotação, período de rotação e passo na tabela"  
 OMEGA = (2600/60)  
 Período=1/OMEGA  
 DELTAt=Período/8  
 fluid\$='Air'

"Definição dos volumes iniciais das câmaras em cm<sup>3</sup>"

V\_i1=11,6276  
 V\_i2=77,0256  
 V\_i3=154,051  
 V\_i4=630,60

"Definição das temperaturas iniciais"

T\_i1=300 [K]  
 T\_i2=300 [K]  
 T\_i3=227,242 [K]  
 T\_i4=300 [K]

"Definição das pressões iniciais"

P\_i1=350000 [Pa] // fixa (pressão na entrada)  
 P\_i2= P\_i1  
 P\_i3=132545 [Pa]  
 P\_i4=100000 [Pa] // fixa (pressão na saída)

"Equações para evolução dos volumes no tempo em cm<sup>3</sup>"

V\_1\_cm3=V\_i1+integral(dV1dt;t;0;Período)  
 V\_2\_cm3=V\_i2+integral(dV2dt;t;0;Período)  
 V\_3\_cm3=V\_i3+integral(dV3dt;t;0;Período)  
 V\_4\_cm3=V\_i4+integral(dV4dt;t;0;Período)

dV1dt= 360\*OMEGA\*(0,1070 + 0,000594334 \* t \* 360 \* OMEGA)  
 dV2dt= 360\*OMEGA\*0,2140  
 dV3dt= 360\*OMEGA\*0,2140  
 dV4dt= 360\*OMEGA\*(-0,5349 - 0,000594334 \* t \* 360 \* OMEGA)

"Cálculo das massas iniciais"

M\_i1=density(Air;T=T\_i1;P=P\_i1) \* V\_1\_cm3\*convert(cm3; m3)  
 M\_i2=density(Air;T=T\_i2;P=P\_i2) \* V\_i2\*convert(cm3; m3)  
 M\_i3=density(Air;T=T\_i3;P=P\_i3) \* V\_i3\*convert(cm3; m3)  
 M\_i4=density(Air;T=T\_i4;P=P\_i4) \* V\_4\_cm3\*convert(cm3; m3)

\$IntegralTable t:DELTAt;w\_1;w\_2;w\_3;w\_4;W\_t;W\_T\_iso;P\_1;P\_2;P\_3;P\_4;T\_1;T\_2;T\_3;T\_4;

"Cálculo da energia interna nas câmaras"

u\_i1=intenergy(fluid\$;T=T\_i1)  
 u\_i2=intenergy(fluid\$;T=T\_i2)  
 u\_i3=intenergy(fluid\$;T=T\_i3)  
 u\_i4=intenergy(fluid\$;T=T\_i4)

```

"Atualização da energia interna"
u_1=u_i1+integral(du1dt;t;0;Periodo)
u_2=u_i2+integral(du2dt;t;0;Periodo)
u_3=u_i3+integral(du3dt;t;0;Periodo)
u_4=u_i4+integral(du4dt;t;0;Periodo)

"Atualização da temperatura"
T_1=temperature(Air;u=u_1)
T_2=temperature(Air;u=u_2)
T_3=temperature(Air;u=u_3)
T_4=temperature(Air;u=u_4)

// Equacao de conservacao da massa
// Atualizacao da massa em cada uma das camaras
du1dt=0
M_i2 * du2dt = - W_2 * convert(J;kJ)
M_i3 * du3dt = - W_3 * convert(J;kJ)
du4dt=0

"Cálculo das potências"
W_1 = P_1 * dV1dt * convert(cm3; m3)
W_2 = P_2 * dV2dt * convert(cm3; m3)
W_3 = P_3 * dV3dt * convert(cm3; m3)
W_4 = P_4 * dV4dt * convert(cm3; m3)
W_T=W_1+W_2+W_3+W_4

"Atualização das pressões"
P_1 = P_i1
P_2 = pressure(fluid$;u=u_2;v=V_2_cm3 * convert(cm3; m3) / M_i2 )
P_3 = pressure(fluid$;u=u_3;v=V_3_cm3 * convert(cm3; m3) / M_i3 )
P_4=P_i4

"Cálculo da potência isentrópica"
s_1=entropy(fluid$;T=T_i1;P=P_i1)"Temperatura de saída para uma expansão isentrópica"
T_4s=temperature(fluid$;s=s_1;P=P_i4)
h_1=enthalpy(fluid$;T=T_i1)
h_4s=enthalpy(fluid$;s=s_1;P=P_i4)
W_T_iso=(M_i2/Periodo) * (h_1-h_4s)

"Esta função retorna a vazão em massa através de duas câmaras mantidas
as pressões diferentes P_up e P_down}
Function m_leak(A;Cd;P_up;T_up;P_down;k;R)
{$m_leak
m_leak=Cd*A*P_up*sqrt(k/(R*T_up))*(2/(k+1))^(k+1)/(2*(k-1))
End
{$m_leak

"Esta função retorna a vazão em massa através de duas câmaras mantidas
as pressões diferentes P_up e P_down. Fonte Lemort (2008)"
Function m_leak_lm(A;Cd;P_up;T_up;P_down;k;R)
rho_up=density(Air;T=T_up;P=P_up)
P1Ph=P_down/P_up
restricted=(2/(k+1))^(k/(k-1))
If (P1Ph<restricted) Then
P_down=restricted*P_up
Endif
m_leak_lm=Cd*A*sqrt(2*P_up*rho_up) * sqrt(k/(k-1) * ((P_down/P_up)^(2/k) -
(P_down/P_up)^(k+1)/k) )
End

"Esta função retorna a vazão em massa através de duas câmaras mantidas
as pressões diferentes P_up e P_down. Fonte Mendoza"

```

```

Function m_leak_md(A;Cd;P_up;T_up;P_down;k;R)
    P_crit=P_up*(2/(k+1))^(k/(k-1))
    P_thr=max(P_down;P_crit)
    s_up=entropy(Air;P=P_up;T=T_up)
    h_up=enthalpy(Air;T=T_up)
    h_thr=enthalpy(Air;P=P_thr;s=s_up)
    C_neck=sqrt(2*(h_up-h_thr))
    v_thr=volume(Air;P=P_thr;s=s_up)
    PlPh=P_down/P_up
    If (PlPh<P_crit) Then
        P_down=P_crit*P_up
    Endif
    m_leak_md=A*C_neck/v_thr
End
P_up=465000 [Pa]
T_up=300 [K]
k=isentropicexponent(Air;T=T_up)
cp=cp(Air;T=T_up)
cv=cv(Air;T=T_up)
rho_up=density(Air;T=T_up;P=P_up)
R=cp-cv

"Definição da altura da parede do scroll (H) e da folga tangencial (delta_F)"
H=41 [mm]
delta_F=0,165 [mm]
A=delta_F*H*convert(mm^2;m^2)
Cd=1

"Equação apresentada por Blunier, 2007"
m_dot=Cd*A*P_up*sqrt(k/(R*T_up)*(2/(k-1))^(k+1)/(k-1))

"Equação apresentada por Lemort (concorda com Çengel e White)"
m_dot_2=Cd*A*P_up*sqrt(k/(R*T_up)*(2/(k+1))^(k+1)/(2*(k-1)))
m_dot_3=m_leak(A;Cd;P_up;T_up;1;k;R)

"Equação apresentada por Lemort, 2008 - Só pode ser usada se PlPh>restricted"
m_dot_4=Cd*A*sqrt(2*P_up*rho_up)*sqrt(k/(k-1)*(P_down/P_up)^(2/k)-
P_down/P_up)^(k+1)/k)
PlPh=P_down/P_up
restricted=(2/(k+1))^(k/(k-1))
m_dot_5=m_leak_lm(A;Cd;P_up;T_up;P_down;k;R)
m_dot_6=m_leak_md(A;Cd;P_up;T_up;P_down;k;R)

"Termino do programa"

```