

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
FERNANDO VIEIRA DE OLIVEIRA

**AVALIAÇÃO DE VAZAMENTOS INTERNOS EM EXPANSORES SCROLL COM O
USO DE SIMULAÇÃO CFD**

São Bernardo do Campo

2017

FERNANDO VIEIRA DE OLIVEIRA

**AVALIAÇÃO DE VAZAMENTOS INTERNOS EM EXPANSORES SCROLL COM O
USO DE SIMULAÇÃO CFD**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

São Bernardo do Campo

2017

Oliveira, Fernando Vieira de.

Avaliação de vazamentos internos em expansores scroll com o uso de simulação CFD / Fernando Vieira de Oliveira. São Bernardo do Campo, 2017.

113 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Expansor Scroll. 2. CFD. 3. Vazamentos internos. 4. Folga tangencial. 5. Razão de pressão. I. Mello, Paulo Eduardo Batista de, orient. II. Título.

Aluno: Fernando Vieira de Oliveira

Matrícula: 215307-0

Título do Trabalho: Avaliação de vazamentos internos em expansores scroll com o uso de simulação CFD.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 18/08/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 18 / 08 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: _____

Prof. Dr. Edvaldo Angelo

Ass.: _____

Prof. Dr. Daniel Jonas Dezan

Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO

REPROVADO

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE
FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA
EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

Dedico este trabalho aos meus pais que mesmo estando longe possibilitaram que eu chegasse até aqui.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por proporcionar que eu atingisse mais um objetivo em minha vida.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello, pelo excepcional suporte e por todos os conselhos e ensinamentos que não se restringiram ao âmbito deste trabalho, e foram fundamentais para o meu desenvolvimento.

À minha família, especialmente aos meus pais Manoel e Soraya, meus irmãos Marcelo e Augusto e minha namorada Tamara, pelo incentivo, apoio e confiança.

Ao colega de mestrado Filipi Silva, pelo auxílio e sábias discussões, que enriqueceram este trabalho.

Ao Centro Universitário FEI, por toda infraestrutura e disponibilidade dos recursos necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

A geração de energia distribuída tem se tornado uma alternativa interessante para o fornecimento de energia ao economizar investimentos em linha de transmissão e reduzir as perdas. O aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura, geralmente rejeitadas ao meio ambiente, e a utilização da energia proveniente de fontes renováveis surgem como possíveis aplicações. Nesse contexto, a seleção do expansor (ou turbina) que deve apresentar uma alta eficiência isentrópica para otimizar a geração de energia requer uma atenção especial. Para aplicações de baixa potência (1 kW até 10 kW), o expansor scroll é o mais recomendado, de acordo com trabalhos recentes. Estudos anteriores mostram que os vazamentos internos são as principais fontes de ineficiência desse tipo de máquina. Embora o desempenho do expansor possa ser caracterizado pelo fator de preenchimento e eficiência isentrópica, não é comum observar tais resultados em pesquisas na área de simulação numérica, juntamente com a validação. Neste trabalho é estudado o efeito dos vazamentos internos sobre o desempenho de um expansor scroll ao realizar simulações transientes do escoamento compressível utilizando a Fluidodinâmica Computacional (CFD). A potência gerada, o fator de preenchimento e a eficiência isentrópica são obtidos e comparados com os resultados experimentais do grupo de pesquisa. Foi verificado que o fator de preenchimento não se altera com a variação da razão de pressão, ou seja, os vazamentos internos permanecem praticamente constantes com o aumento da pressão de entrada. O aumento da folga tangencial reduz o valor da razão de pressão onde é observada a máxima eficiência isentrópica. Se comparado aos valores experimentais, as simulações mostraram potência gerada 22% superior e fluxo de massa 20% inferior. Os valores de potência são bastante satisfatórios e essa diferença pode ser atribuída ao atrito presente na máquina real. O desvio no fluxo de massa leva a concluir que no experimento estavam ocorrendo vazamentos de topo, não considerados nas simulações numéricas.

Palavras chave: Expansor Scroll. CFD. Vazamentos internos. Folga tangencial. Razão de pressão.

ABSTRACT

Distributed power generation has become an interesting alternative to energy supply by saving investments in transmission line and reducing losses. The use of low heat sources usually rejected to the environment and the energy utilization from renewable sources, arise as possible applications. Within this context, the expander selection – which should present as high isentropic efficiency as possible to optimize the power generation – requires a special attention. For low power applications, between 1 kW by 10 kW, the scroll expander is the most recommended, according to recent works. Previous studies show that internal leakages are the mainly sources of inefficiency on this type of machine. Although the expander performance can be characterized by the filling factor and isentropic efficiency, it is not common to see these results in numerical simulation researches, together with the validation. In this work the effects of internal leakages on the expander performance are studied when performing transient simulations of the compressible flow using Computational Fluid Dynamics (CFD). The generated power, filling factor and isentropic efficiency are obtained and compared with experimental results from the research group. It was verified that the filling factor does not change with the pressure rate variation, therefore the internal leakages remain practically constants with the inlet pressure increase. The increase in tangential clearance reduces the pressure ratio value where the highest isentropic efficiency is observed. If compared with experimental results, the simulations have shown generated power 22% higher and mass flow 20% lower. The power values are quite satisfactory and this difference can be attributed to the friction losses present in the real machine. The mass flow deviation indicates that radial leakages were occurring on the experiment, which are not considered in the numerical simulations.

Keywords: Scroll expander. CFD. Internal leakages. Tangential clearance. Pressure ratio.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Variação das fontes de energia primária produzida no mundo.....	18
Figura 2 - Oferta de energia por fonte no Brasil.....	19
Figura 3 - Princípio de funcionamento de um expansor scroll.....	21
Figura 4 - Dois tipos de folgas que originam vazamentos internos em um expansor scroll: tangencial (δT) e radial (δR).....	22
Figura 5 - Diagrama de funcionamento CAES.....	25
Figura 6 - Aplicação do ORC em função do número de unidades instaladas	26
Figura 7 - Comparação entre diagrama T-s da água e de alguns fluidos orgânicos	28
Figura 8 - Configuração de um ORC sem e com recuperador de calor.....	28
Figura 9 - Faixas de operação de 3 expansores para diferentes aplicações	31
Figura 10 - Vista esquemática de um expansor com geometria scroll	32
Figura 11 - Geometria de construção do expansor scroll	32
Figura 12 - Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente- divergente	35
Figura 13 - Variação do número de Mach na garganta representando uma onda de choque ...	36
Figura 14 - Modelo conceitual do expansor scroll	37
Figura 15 - Perdas por sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)	38
Figura 16 - Representação da câmara de sucção ao final do processo de sucção	40
Figura 17 - Variação do fator de preenchimento e da eficiência global em função da velocidade de rotação.	41
Figura 18 - Variação da pressão no orifício de descarga em função do ângulo do eixo	43
Figura 19 - Variação da vazão mássica no orifício de descarga em função do ângulo do eixo	43
Figura 20 - Variação do torque e potência em função do ângulo do eixo para diferentes rotações	45
Figura 21 - Variação do fluxo de massa em função do ângulo do eixo para diferentes rotações	45
Figura 22 - Domínio computacional do expansor scroll	46
Figura 23 - Torque transiente de um expansor scroll	48
Figura 24 - Posições relativas e distribuição de pressão no expansor scroll	48
Figura 25 - Pontos monitorados nas câmaras do expansor scroll.....	49
Figura 26 - Variação da pressão dos pontos monitorados nas câmaras do expansor scroll	49

Figura 27 - Potência gerada experimental e simulada para diferentes fluxos de massa.....	50
Figura 28 - Condições operacionais do expansor scroll empregadas no experimento.....	51
Figura 29 - Localização esquemática das portas de sucção em três diferentes modelos.....	51
Figura 30 - Variação da pressão absoluta em alguns pontos de monitoramento.....	53
Figura 31 - Distribuição de pressão no bocal de entrada e no scroll.....	54
Figura 32 - Protótipo do scroll fixo construído	56
Figura 33 - Curvas evolventes do expansor scroll.....	57
Figura 34 - Posicionamento do scroll fixo (azul) e móvel (vermelho) para diferentes valores de θ e r_0	59
Figura 35 - Divisão em blocos dos domínios computacionais para obtenção das malhas estruturadas	64
Figura 36 - Malhas estruturadas e ângulos de ortogonalidade mínimos (em graus) obtidos para cada domínio.....	65
Figura 37 - Detalhe da malha na extremidade central do scroll móvel.....	67
Figura 38 - Localização dos pontos de troca de malha durante uma revolução e detalhe da malha central do scroll para alguns pontos.....	68
Figura 39 - Fator de compressibilidade do ar.....	69
Figura 40 - Localização das condições de contorno nos domínios 2D	71
Figura 41 - Localização dos pontos de monitoramento.....	72
Figura 42 - Variação do fluxo de massa durante uma revolução para dois valores extremos de razão de pressão	74
Figura 43 - Variação da potência durante uma revolução para três valores de razão de pressão	75
Figura 44 - Variação do fator de preenchimento durante uma revolução para dois valores extremos de razão de pressão	75
Figura 45 - Locais de vazamentos internos tangenciais entre scrolls do protótipo	76
Figura 46 - Variação da potência gerada para dois valores de folgas tangenciais	77
Figura 47 - Variação do fator de preenchimento para dois valores de folgas tangenciais	78
Figura 48 - Variação do fluxo de massa para dois valores de folgas tangenciais	78
Figura 49 - Potência em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais para uma rotação de 2600 rpm.....	80
Figura 50 - Fluxo de massa em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais.....	81

Figura 51 - Eficiência isentrópica em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais	81
Figura 52 - Efeito de sub-expansão para uma razão de pressão igual a 4,1	82
Figura 53 - Efeito de sobre-expansão para uma razão de pressão igual a 2,1	83
Figura 54 - Ângulo de ortogonalidade mínimo durante uma revolução.....	84
Figura 55 - Variação do fator de preenchimento para dois valores extremos de razão de pressão durante uma revolução.....	85
Figura 56 - Variação da potência para três valores de folgas tangenciais.....	85
Figura 57 - Variação do fluxo de massa para três valores de folgas tangenciais	86
Figura 58 - Resultados de potência simulados e experimentais em função da razão de pressão	87
Figura 59 - Resultados experimentais e simulados para o fluxo de massa em função da razão de pressão	87
Figura 60 - Resultados experimentais e simulados de eficiência isentrópica em função da razão de pressão	88
Figura 61 - Distribuição do número de Courant para um incremento angular de 0,2° por passo de tempo.....	90
Figura 62 - Número de Courant médio durante uma revolução para três valores de incremento angular por passo de tempo	91
Figura 63 - Fator de preenchimento durante uma revolução para três valores de incremento angular por passo de tempo	91
Figura 64 - Variação do fator de preenchimento durante uma revolução para três níveis de refinamento de malha	93
Figura 65 - Variação da potência durante uma revolução para três níveis de refinamento de malha.....	94
Figura 66 - Distribuição de temperatura para quatro instantes durante uma revolução do scroll	96
Figura 67 - Distribuição de pressão para quatro instantes durante uma revolução do scroll ...	97
Figura 68 - Variação da pressão nos locais de monitoramento	98
Figura 69 - Reconstrução da pressão durante o processo de expansão completo	98
Figura 70 - Variação da pressão absoluta e do número de Mach na garganta	99
Figura 71 - Variação da temperatura e do número de Courant na garganta.....	100
Figura 72 - Código em lotes utilizado para substituição das malhas.....	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação ente CAES e ECES	25
Tabela 2 - Principais fabricantes ORC	27
Tabela 3 - Principais vantagens e desvantagens de um sistema ORC.....	29
Tabela 4 - Variação das propriedades de escoamentos em bocais convergentes e divergentes.....	34
Tabela 5 - Comparação dos valores de fator de preenchimento e potência entre as simulações 2D e 3D	53
Tabela 6 - Parâmetros de definição da geometria scroll.....	57
Tabela 7 - Número de blocos e elementos utilizados nas simulações.	64
Tabela 8 - Condições de contorno aplicadas na simulação	70
Tabela 9 - Temperatura e pressões utilizadas nas simulações.....	71
Tabela 10 - Coordenadas geométricas dos pontos de monitoramento	73
Tabela 11 - Valores de potência e fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes valores de incremento angular por passo de tempo	92
Tabela 12 - Valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes valores de refinamento.....	94
Tabela 13 - Valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes critérios de convergência.	95
Tabela 14 - Equações utilizadas para movimentação da malha	108
Tabela 15 - Equações para interrupção do solver.....	109
Tabela 16 - Equações para o monitoramento da simulação 2D e avaliação dos resultados...	110

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BWR	Relação entre o trabalho requerido pela bomba e o trabalho gerado pela turbina, do inglês <i>Back Work Ratio</i> .
CAD	Desenho Assistido por Computador, do inglês <i>Computational Aided Design</i> .
CAES	Armazenamento de Energia em Ar Comprimido, do inglês <i>Compressed Air Energy Storage</i> .
CEL	Linguagem de Expressão CFX, do inglês <i>CFX Expression Language</i> .
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i> .
ECES	Armazenamento de Energia em Baterias Eletroquímicas, do inglês <i>Electrochemical Energy Storage</i> .
Mtoe	Milhões de toneladas de óleo equivalente.
MVF	Método dos volumes finitos.
ORC	Ciclo Rankine Orgânico, do inglês <i>Organic Rankine Cycle</i> .
PHS	Hidrelétrica de Armazenamento Bombeado, do inglês <i>Pumped Hydroelectric Storage</i> .
PISO	<i>Pressure Implicit Splitting Operator</i> .
PRESTO	<i>Pressure Staggered Option</i> .
RMS	Valor Eficaz, do inglês <i>Root Mean Square</i> .
RNG	<i>Renormalization Group</i> .
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i> .
SST	<i>Shear Stress Transport</i> .
WHR	Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês <i>Waste Heat Recovery</i> .

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m ²)
a_p	Coefficiente representativo do volume de controle (-)
\forall	Volume do elemento (m ³)
\forall_{ref}	Volume de referência (m ³)
cp	Calor específico a pressão constante (J/kg.K)
C_{stiff}	Expoente do modelo que determina o aumento de rigidez (-)
e	Espessura da parede do scroll (m)
\vec{F}_n	Vetor de força perpendicular ao vetor braço de força (N)
\vec{F}_r	Vetor de força paralelo ao vetor braço de força (N)
h	Entalpia específica (J/kg)
k	Condutividade térmica (W/m.K)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
$\mathbf{n}(\varphi)$	Vetor normal unitário
N	Velocidade de rotação (rpm)
P	Pressão estática (Pa)
r_0	Raio de órbita efetivo (m)
\vec{r}	Vetor do nó anterior para o atual (-)
\vec{r}_0	Vetor braço de força (m)
r_{on}	Raio de órbita nominal (m)
r_b	Raio do círculo evolvente (m)
rp	Razão de pressões (-)
rv	Razão volumétrica (-)
r_ζ	Resíduo bruto de uma variável qualquer (-)
\tilde{r}_ζ	Resíduo normalizado de uma variável qualquer (-)
S_{fe}	Evolvente externa do scroll fixo (m)
S_{fi}	Evolvente interna do scroll fixo (m)
S_{me}	Evolvente externa do scroll móvel (m)
S_{mi}	Evolvente interna do scroll móvel (m)
S_E	Fonte de energia (W/m ³)

S_M	Fonte de impulso ($\text{kg/m}^2 \text{ s}^2$)
$\mathbf{t}(\varphi)$	Vetor tangente unitário
t	Tempo (s)
T	Torque (N.m)
T_E	Temperatura estática (K)
\vec{T}	Vetor torque (N.m)
u	Velocidade do fluido (m/s)
V	Volume de controle (m^3)
\mathbf{U}	Vetor velocidade (m/s)
v	Volume específico (m^3/kg)
\dot{V}_s	Vazão volumétrica deslocada (m^3/s)
\dot{W}	Potência de saída (W)
x	Posição do scroll no eixo x (mm)
y	Posição do scroll no eixo y (mm)
Z	Fator de compressibilidade (–)

Letras gregas

δ_T	Folga tangencial (mm)
δ_R	Folga radial (mm)
ε_s	Eficiência isentrópica (–)
φ	Ângulo da curva evolvente (rad)
γ	Relação entre calores específicos (–)
ρ	Densidade do fluido (kg/m^3)
ϕ	Fator de preenchimento
τ	Tensor de tensão (Pa)
δ	Matriz identidade (–)
ζ	Variável qualquer (–)
β	Variável que depende do sistema advectivo escolhido (–)
δ_ζ	Variação de uma variável qualquer (–)
Γ_{disp}	Rigidez do volume de referência (–)
Δt	Passo de tempo (s)
Δx	Dimensão característica da malha (m)

θ Ângulo de orbitação (°)

Subscritos

ad Adiabático
b Jusante
crit Crítico
ex Exaustão do expensor
in Interna
leak Vazamentos
loss Perdas
meas Medido
s Isentrópico
sh Eixo
su Entrada do expensor
thr Garganta
tot Total
0 Montante
e0 Início da curva evolvente externa
i0 Início da curva evolvente interna
max Máximo
es Início real da curva evolvente externa
is Início real da curva evolvente interna

Sobrescritos

* Crítico (condição na garganta)
0 Passo de tempo anterior

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVAS.....	19
1.2	OBJETIVOS	22
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	23
2	REVISÃO DE LITERATURA	24
2.1	APLICAÇÕES DOS EXPANSORES SCROLL.....	24
2.1.1	Armazenamento de energia em ar comprimido (CAES)	24
2.1.2	Ciclo Rankine Orgânico (ORC)	26
2.2	EXPANSOR SCROLL	29
2.2.1	Geometria e princípio de funcionamento	31
2.2.2	Folgas radiais: bocais convergente-divergente	33
2.2.3	Modelos analíticos	36
2.3	TRABALHOS CFD RELACIONADOS À GEOMETRIA SCROLL	41
2.4	COMENTÁRIOS SOBRE OS TRABALHOS CFD	54
3	METODOLOGIA	56
3.1	GEOMETRIA	56
3.2	MODELO NUMÉRICO	59
3.2.1	Discretização dos termos advectivos	61
3.2.2	Discretização do termo transiente	62
3.2.3	Modelo de turbulência	62
3.2.4	Resíduo e critério de convergência	63
3.3	MALHA COMPUTACIONAL	63
3.3.1	Movimentação e substituição da malha	66
3.4	MODELAGEM FÍSICA	69
3.4.1	Propriedades do fluido	69

3.4.2 Condições de contorno	70
3.4.3 Monitores utilizados	72
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	74
4.1 VARIACÃO DA RAZÃO DE PRESSÃO CONSIDERANDO A FOLGA TANGENCIAL CORRESPONDENTE DO PROTÓTIPO	74
4.1.1 Correção da folga tangencial adotada.....	76
4.1.2 Comparação dos resultados numéricos e experimentais	79
4.1.3 Visualização dos efeitos de sub-expansão e sobre-expansão	82
4.1.4 Ortogonalidade da malha	83
4.2 VARIACÃO DA RAZÃO DE PRESSÃO AVALIANDO OUTRO VALOR DE FOLGA TANGENCIAL.....	84
4.2.1 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais	86
4.3 INFLUÊNCIA DA MALHA E DO PASSO DE TEMPO.....	89
4.3.1 Variação do ângulo de incremento	89
4.3.2 Estudo da independência de malha	92
4.3.3 Variação do critério de convergência	95
4.4 DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERTATURA E PRESSÃO	95
5 CONCLUSÕES	101
REFERÊNCIAS	104
APÊNDICE A	107
APÊNDICE B	111

1 INTRODUÇÃO

Grandes mudanças ocorreram no mundo ao longo das últimas décadas. Os rápidos avanços econômicos, populacionais e tecnológicos transformaram o modo de viver dos seres humanos. Com todas as melhorias obtidas o consumo de energia cresceu drasticamente. Novas fontes de energia estão sendo desenvolvidas e aperfeiçoadas para garantir o fornecimento, buscando o aproveitamento dos mais variados recursos.

Entretanto, os combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás natural) continuam sendo os recursos energéticos predominantes: representam aproximadamente 82% do total de energia consumida no mundo, segundo *World Energy Council* (2013). Mesmo com o crescimento elevado das fontes renováveis de energia, a dependência por combustíveis fósseis ainda continuará por várias décadas: enquanto alguns países da Europa estão tentando substituir o consumo de carvão por fontes alternativas, países em desenvolvimento, como a China, necessitam de cada vez mais fontes energéticas – a China sozinha consome mais carvão que o resto do mundo.

O carvão tem sido uma fonte de energia importante devido à sua grande disponibilidade, segurança e por ser relativamente barato. O seu futuro depende basicamente do avanço das tecnologias para mitigar os efeitos produzidos ao meio ambiente.

O petróleo é a fonte de energia com o maior número possível de aplicações, embora seu uso esteja concentrado no setor de transportes e petroquímico. Possibilita excelentes retornos financeiros para os países produtores, o que têm gerado grandes confrontos geopolíticos em áreas de grandes reservas.

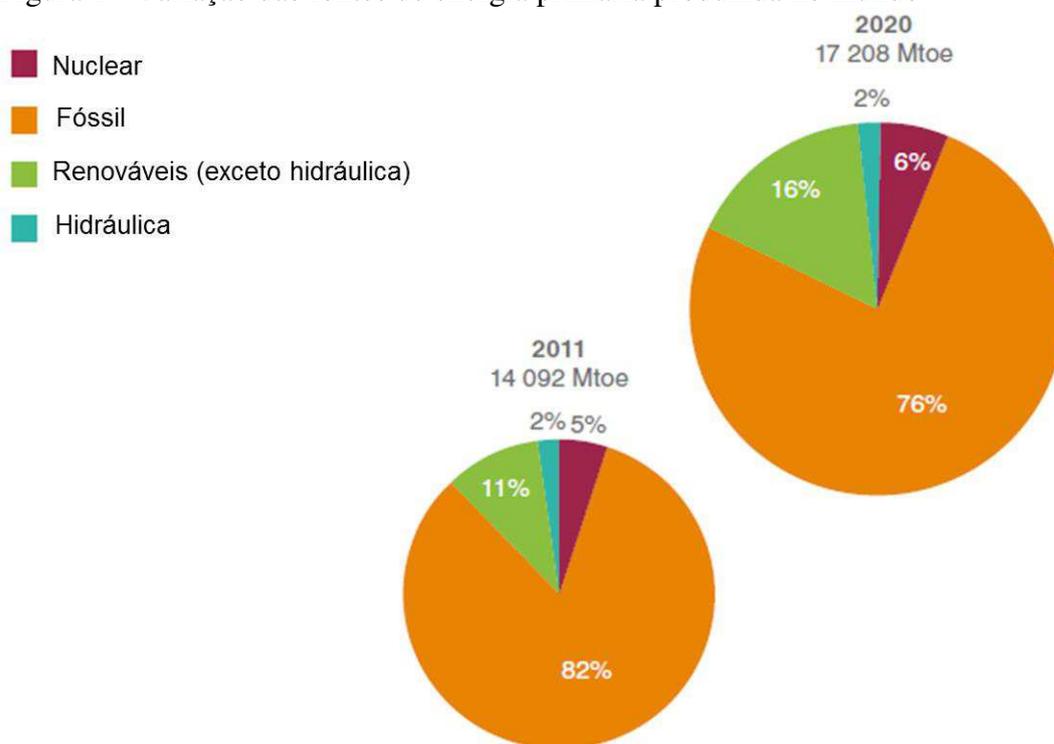
Gás natural é o mais “limpo” entre os combustíveis fósseis. É cada vez mais utilizado em plantas de alta eficiência de geração de energia, com eficiência em torno de 60%. A exploração e transporte do gás necessitam de investimentos significantes.

Ainda segundo o *World Energy Council* (2013) em termos absolutos, a geração de energia nuclear permanece no mesmo nível de 1980, enquanto que, a sua participação relativa na produção global de eletricidade caiu de 17% para 13,5% no mesmo período. Isso se deve aos altos custos das instalações e, principalmente, aos grandes acidentes. Entretanto possui alta eficiência, custos de produção são moderados e previsíveis ao longo da sua vida útil.

As usinas hidrelétricas estão presentes em mais de 100 países, e fornecem aproximadamente 15% da energia elétrica produzida no mundo, de acordo com o *World Energy Council* (2013). Somente a China representa 24% da capacidade total instalada no mundo. É necessário um alto investimento inicial, porém os custos de operação são baixos.

Fontes de energia renováveis como eólica, solar, entre outras, vem ganhando espaço atualmente. Conforme a figura 1, a previsão é que em 2020, a participação de fontes renováveis aumente cinco pontos percentuais, no total de energia primária gerada no mundo.

Figura 1 - Variação das fontes de energia primária produzida no mundo

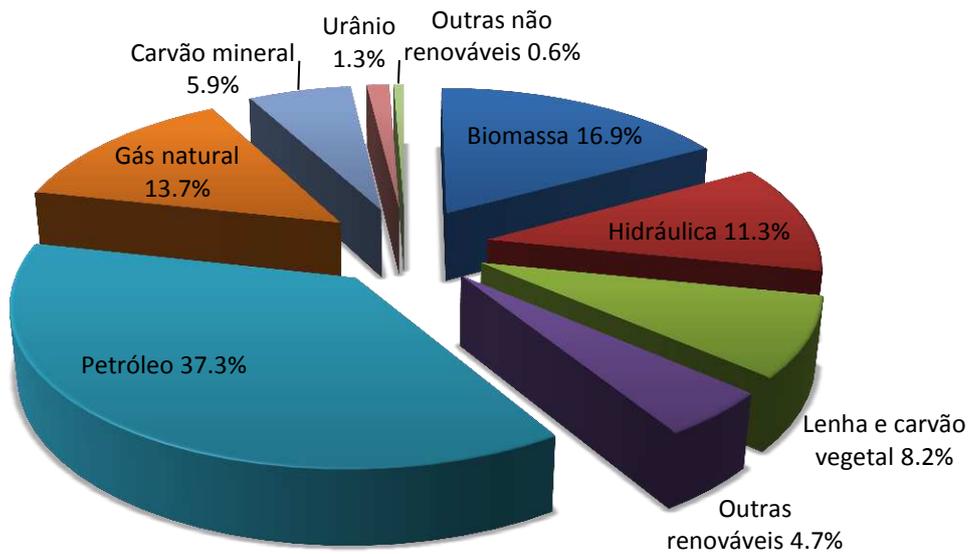


Fonte: Autor “adaptado de” World Energy Council, 2013.

Cerca de 40% da matriz energética brasileira – que possui uma das mais elevadas taxas de participação de fontes renováveis na matriz energética do mundo – é constituída por fontes renováveis de acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (2016), sendo que no mundo, essa parcela é de apenas 13,5%. A repartição da oferta de energia pode ser visualizada na figura 2.

Dentre as outras fontes de energia renováveis destacam-se a lixívia negra e o biodiesel, responsáveis por 56% e 22% respectivamente do total produzido (4,7%). Mesmo com todos os problemas do setor, como a falta de linhas distribuição, a produção de energia eólica quase dobrou entre 2014 e 2015 (entre 2011 e 2015, aumentou 8 vezes), e já aparece logo atrás do biodiesel, representando 13% das outras fontes renováveis. Já ultrapassou a energia nuclear na produção de energia elétrica, e tem tudo para continuar expandindo-se nos próximos anos.

Figura 2 - Oferta de energia por fonte no Brasil



Fonte: Autor

A geração de energia solar aumentou 3,7 vezes entre 2011 e 2015, porém ainda é pouco expressiva. Vale ressaltar o seu domínio na geração distribuída – que é a geração de energia elétrica realizada próxima aos consumidores – representando 81% de toda a capacidade instalada.

Ainda segundo a Empresa de Pesquisa Energética (2016), a tendência é que as novas fontes de energia renováveis ganhem cada vez mais espaço no país nas próximas décadas.

1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVAS

A matriz elétrica brasileira depende amplamente da matriz hídrica, ou seja, do regime pluviométrico (representa 64% da oferta total de energia no setor). Períodos com baixo índice de chuva, como ocorrido entre os anos de 2014 e 2015, resultam em flutuações radicais nos valores da energia, pois um número maior de usinas termelétricas precisa entrar em operação.

A maioria das usinas termelétricas utilizam turbinas a vapor para geração de energia, por meio do Ciclo Rankine (SIVITER; MONTECUCCO; KNOX, 2015). Estima-se que este ciclo produza a maior parte do total de energia elétrica consumida no mundo. E isso inclui a energia produzida através do carvão, energia solar térmica, nuclear, biomassa, entre outras. A eficiência do sistema chega a ultrapassar 30%.

Entretanto, ao utilizar fontes de calor com temperaturas inferiores a 450 °C a eficiência do ciclo Rankine com o uso de água como fluido de trabalho é reduzida, aumentando os custos de geração. Segundo Quoilin et al. (2013) isso ocorre devido às altas

temperaturas para vaporização da água e a necessidade de realizar o superaquecimento para evitar a erosão da turbina.

Nesse contexto, a geração de energia distribuída tem se tornado uma alternativa interessante, pois economiza investimentos em linha de transmissão e reduz as perdas, sendo possível obter uma maior eficiência energética. Suas possíveis aplicações abrangem o aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura, que normalmente são desperdiçadas ao meio ambiente e o armazenamento de energia proveniente de fontes renováveis intermitentes. Dentre estas destacam-se o Ciclo Rankine Orgânico do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC) e o Armazenamento de Energia na forma de Ar Comprimido do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES).

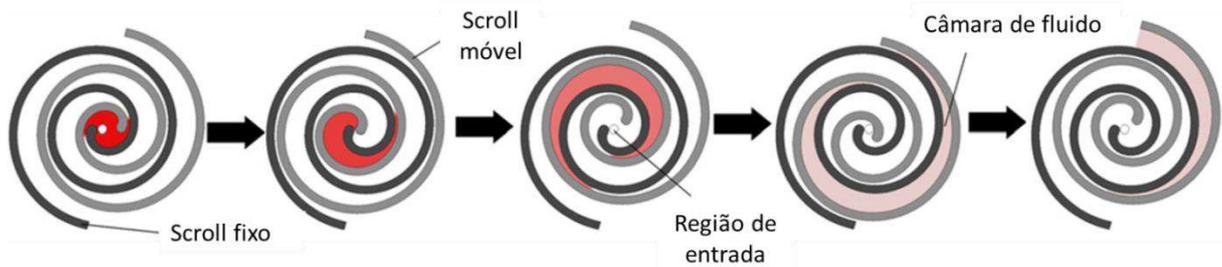
O ORC é basicamente um Ciclo Rankine que trabalha com fluido orgânico – ao invés da água – caracterizado por uma alta massa molecular, o que possibilita o funcionamento da turbina em baixas rotações, utilizando fontes de calor com baixas temperaturas. Devido à sua facilidade de implementação em plantas descentralizadas de baixa capacidade – não necessitam de um operador local – e por possuir componentes relativamente simples e baratos, se torna adaptável para geração de energia descentralizada.

O CAES é uma possível solução para a intermitência das fontes de energia renováveis, como a eólica e a solar. Nesses sistemas, a energia excedente produzida é utilizada para comprimir o ar e armazená-lo em tanques. Nos momentos de alta demanda ou de baixa disponibilidade energética o ar é expandido para manter o fornecimento de energia.

Uma atenção especial deve ser dada à seleção dos expansores, visando otimizar a geração de energia e, conseqüentemente, viabilizar a operação de ambos os sistemas (ORC e CAES de baixa potência). Segundo Quoilin et al. (2013), para aplicações de baixa escala (até 10 kW) o expansor scroll mostra ser o mais adequado, para as mais variadas fontes de energia, podendo apresentar eficiência isentrópica de até 75,7%. A figura 3 mostra o princípio de funcionamento de um expansor scroll, que é um expansor de deslocamento positivo caracterizado por câmaras que aumentam de volume enquanto o scroll móvel se translada ao redor de um círculo. Com isso o fluido é expandido gerando torque.

Enquanto que turbomáquinas avançadas estão disponíveis para unidades ORC de grande porte, quase todos os expansores de deslocamento positivo (incluindo scroll) utilizados atualmente são protótipos, derivados de compressores existentes (LEMORT et al., 2009). Por isso, há uma grande necessidade de que sejam estudados e aperfeiçoados.

Figura 3 - Princípio de funcionamento de um expensor scroll.



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

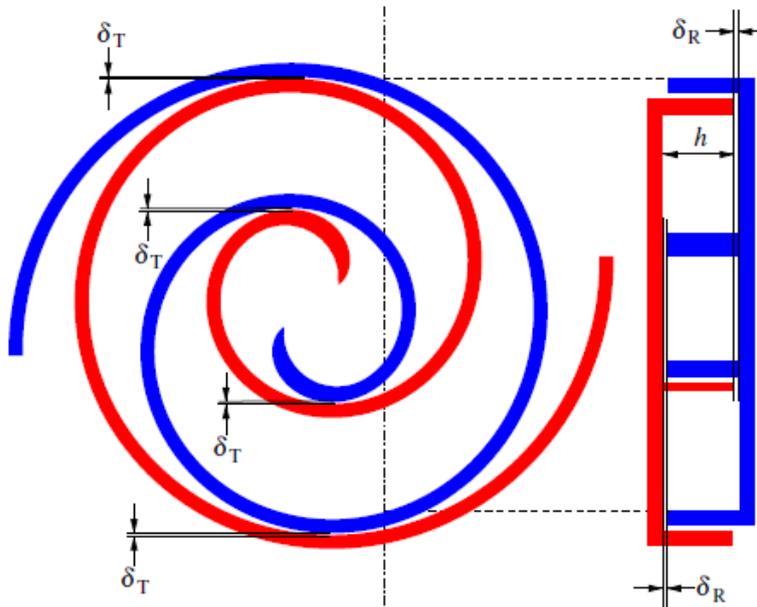
A diminuição da pressão no expensor scroll é causada pelo aumento do volume das câmaras de expansão. A eficiência desse processo é reduzida se a razão entre os volumes específicos do sistema for diferente da razão entre os volumes nominais no expensor, podendo resultar em dois tipos de perdas: sub-expansão ou sobre-expansão. A sub-expansão ocorre quando a pressão na saída do expensor é superior à do meio externo, perdendo-se energia que poderia ser utilizada para realização de trabalho. Quando a pressão na saída do expensor é inferior à do meio externo acontece a sobre-expansão, sendo necessário utilizar parte do trabalho do expensor para a descarga dos gases. Portanto, a variação da razão entre as pressões do sistema afeta o desempenho do expensor scroll.

Apesar da sub-expansão ou sobre-expansão afetarem consideravelmente o desempenho da máquina, trabalhos anteriores mostram que os vazamentos internos são as principais fontes de perdas presentes nos expansores scroll. Eles afetam diretamente a eficiência isentrópica do dispositivo. Outros fatores menos relevantes são a queda de pressão na entrada, o atrito e a transferência de calor. Na figura 4 são mostrados os dois tipos de folgas que resultam em vazamentos internos no expensor scroll: a folga tangencial (δ_T) e a folga radial (δ_R).

Assim, esse trabalho analisa o efeito das folgas internas sobre a eficiência de um expensor scroll, utilizando como ferramenta a simulação obtida pela dinâmica dos fluidos computacional do inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

O uso do CFD na simulação de expansores scroll é recente. Song et al (2015b) selecionou nove trabalhos relevantes dos últimos 26 anos. Porém, devido ao movimento e à complexidade da geometria, o autor afirma que as simulações ainda estão em um estágio inicial.

Figura 4 - Dois tipos de folgas que originam vazamentos internos em um expensor scroll: tangencial (δ_T) e radial (δ_R)



Fonte: Blunier et al., 2009.

O presente trabalho está inserido em um grupo de pesquisa que conta com mais três mestrandos divididos entre a área experimental e numérica. Fanti (2017) desenvolveu um protótipo de expensor scroll e a bancada experimental para sua caracterização. Na sequência, Romão (2017) avaliou experimentalmente a influência das folgas sobre o desempenho do mesmo. Por fim, Silva (2017) apresentou uma estratégia para simulação CFD de um expensor scroll, avaliando uma condição de operação (um valor de relação de pressão e um valor de folga tangencial), em um trabalho que obteve resultados relevantes.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo desse trabalho é estudar a influência das folgas internas tangenciais (indicadas na figura 4) sobre o desempenho de um expensor scroll utilizando técnicas CFD. A revisão da literatura mostra que os vazamentos que ocorrem através destas folgas internas são os principais causadores de ineficiência da máquina.

Também é objetivo avaliar a capacidade da simulação CFD de obter resultados de potência, fluxo de massa e eficiência isentrópica próximos aos valores medidos experimentalmente por Romão (2017). As análises efetuadas por Silva (2017) foram expandidas, incluindo os efeitos da variação da relação de pressão (rp), e da folga tangencial (δ_T) sobre o desempenho do expensor. A eficiência isentrópica (ϵ_s) também é apresentada.

As simulações CFD conduzidas neste trabalho avaliam um escoamento turbulento em regime transiente com malha móvel. Todas estas simulações são bidimensionais, justificadas pelo estudo anterior de Silva (2017), onde se verificou uma pequena diferença nos resultados obtidos ao utilizar uma simulação bidimensional e tridimensional.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos. O segundo capítulo traz a revisão da literatura, apresentando o expensor scroll, suas principais aplicações, e os principais trabalhos de CFD relacionados à geometria scroll. No terceiro capítulo explica-se a metodologia aplicada para realização das simulações: obtenção da geometria e das malhas, movimentação e substituição da malha, modelagem numérica e modelagem física. O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos e a discussão sobre os mesmos, avaliando os efeitos produzidos pela variação da relação de pressão e da folga tangencial. No quinto capítulo o trabalho é concluído comentando os avanços obtidos e sugerindo pontos de possíveis melhorias para trabalhos futuros, visando a continuidade da presente pesquisa.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Com o objetivo de facilitar a compreensão do texto e melhorar a organização do trabalho, escolheu-se agrupar os assuntos discutidos nesta revisão da literatura em quatro seções. A princípio são exibidas as aplicações dos expansores scroll: o Armazenamento de Energia na forma de Ar Comprimido do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES) e o Ciclo Rankine Orgânico do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC). A seguir, o expansor scroll é apresentado com as equações geométricas e os modelos analíticos que o descrevem. A terceira seção mostra as principais pesquisas que aplicaram CFD ao estudo de compressores e expansores scroll. Por fim, há uma breve discussão sobre os resultados obtidos por essas pesquisas.

2.1 APLICAÇÕES DOS EXPANSORES SCROLL

Neste tópico são apresentadas as principais aplicações dos expansores tipo scroll: CAES e ORC. As características de cada uma destas tecnologias, assim como os princípios de funcionamento são explicados a seguir.

2.1.1 Armazenamento de energia em ar comprimido (CAES)

A intermitência é o principal problema associado à geração de energia por fontes renováveis como a solar e a eólica. Uma solução de acordo com Sun et al. (2010) é a introdução de um elemento para armazenamento ou uma alternativa de fornecimento de energia quando a geração momentânea é incapaz de garantir a demanda de fornecimento.

Nos sistemas CAES, a energia excedente produzida é utilizada para comprimir o ar e armazená-lo em tanques. Nos momentos de alta demanda ou de baixa disponibilidade energética o ar é expandido para manter o fornecimento de energia.

Existem outros sistemas para armazenamento de energia além do CAES. Dentre eles, o Armazenamento de Energia em Baterias Eletroquímicas, do inglês *Electrochemical Energy Storage* (ECES), é o meio mais popular de armazenamento de energia no mundo (SUN et al., 2010). A tabela 1 mostra as principais diferenças entre ambos.

Outra alternativa é a Hidrelétrica de Armazenamento Bombeado, do inglês *Pumped Hydroelectric Storage* (PHS), que consiste em armazenar energia em forma de energia potencial gravitacional, bombeando água para um reservatório de maior altura. O PHS necessita de um relevo adequado para ser implementado além de um volume de

armazenamento muito grande. Logo, em sistemas pequenos sua implementação é pouco viável (ARSIE et al., 2009).

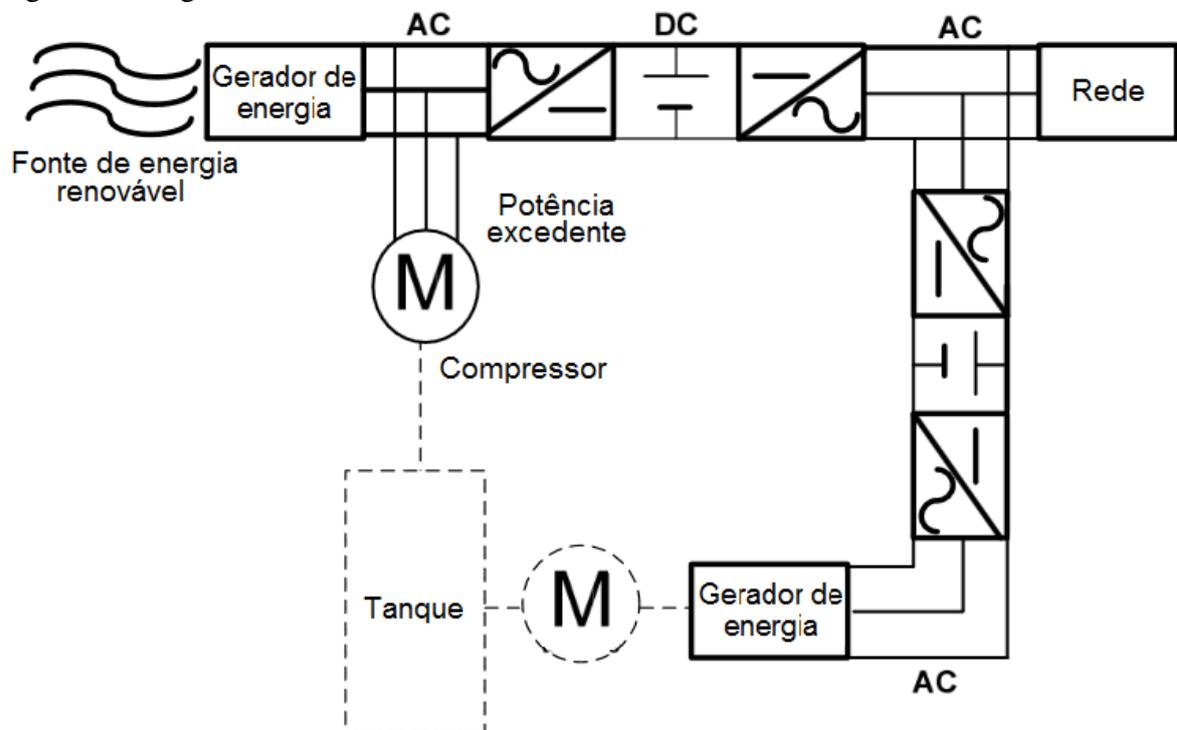
Tabela 1 - Comparação ente CAES e ECES

	CAES	ECES
Vida útil	Longa	Curta
Eficiência	Não muito alta	Muito alta
Tamanho	Grande (dependendo do tamanho do tanque)	Grande (dependendo do número de células)
Custo total	Muito baixo, \$1/KWh	Muito alto, >\$400/Kwh
Manutenção	Necessita de manutenção periódica	Difícil inspeção, necessita de manutenção periódica

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

Sistemas CAES (ilustrados na figura 5) já foram implementados na Alemanha, Estados Unidos, Japão e há um em construção em Israel (SUN et al., 2010). Nesses locais grandes cavernas são utilizadas para armazenar a energia em forma de ar comprimido.

Figura 5 - Diagrama de funcionamento CAES



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

Utilizando uma máquina scroll como compressor e expander, Iglesias e Favrat (2014) avaliaram um sistema CAES de pequena escala. Visando obter um alto desempenho, tentaram manter o processo de compressão o mais próximo possível de um processo isotérmico.

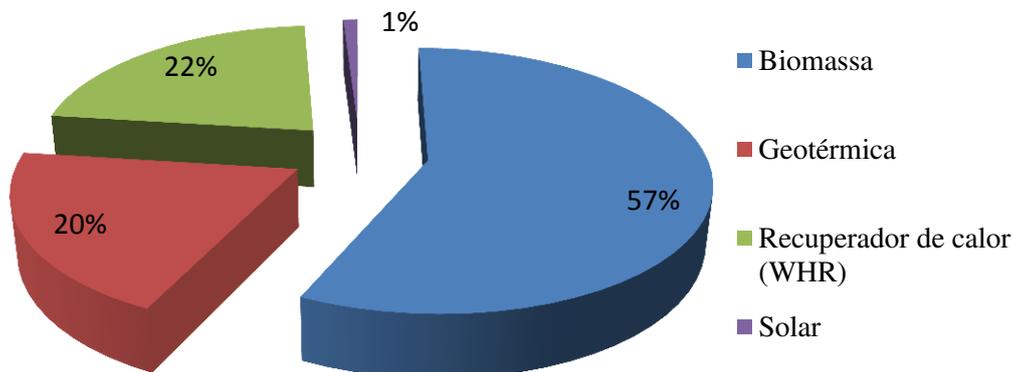
2.1.2 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

Os ciclos ORC se tornaram comerciais no início da década de 1980. Desde então o número de unidades instaladas vem crescendo exponencialmente. Podem trabalhar utilizando fontes de calor com temperaturas a partir de 90°C chegando até 400°C. A pressão e eficiência do sistema geralmente não ultrapassam 30 bar e 24%, respectivamente (QUOILIN et al., 2013).

Para efeito de comparação, no ciclo a vapor de água (ciclo Rankine tradicional) a temperatura de entrada do fluido na turbina deve ser no mínimo igual a 450°C para evitar a formação de gotículas de água na saída da turbina. Além disso, a pressão fica em torno de 60 bar, o que aumenta a complexidade e o custo do evaporador (QUOILIN et al., 2013).

O Ciclo Rankine Orgânico é similar ao ciclo Rankine a vapor, possui os mesmos componentes: bomba, gerador de vapor (ou evaporador), turbina (ou expensor) e condensador. No entanto, o fluido orgânico possui temperatura de ebulição mais baixa que a da água, o que possibilita trabalhar com fontes de calor a baixas temperaturas. Isso faz com que seja útil para operar com fontes de energia renováveis e com recuperação de calor. Como o fluido orgânico possui massa molecular maior que a da água, o expensor é capaz de funcionar em menores rotações (QUOILIN et al., 2013). Atualmente é forma de produção de energia difundida principalmente em aplicações de biomassa e geotérmica, conforme pode ser observado na figura 6. Um mesmo sistema ORC pode ser usado para várias fontes de energia, fazendo pouquíssimas modificações.

Figura 6 - Aplicação do ORC em função do número de unidades instaladas



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

Pode-se notar que o ciclo ORC não é muito comum para aplicações solares. Isso porque as plantas solares existentes são de alta potência (MW) e existem pouquíssimas instalações de plantas ORC para operação em baixas potências (kW).

A tabela 2 sumariza os principais fabricantes de unidades ORC e suas faixas de aplicação. Os três principais fabricantes em termos de unidades e potência instaladas são: Turboden (45% das unidades instaladas no mundo, 8,6% da potência instalada), ORMAT (24% das unidades instaladas, 86% da potência instalada) e Maxxtec (23% das unidades instaladas, 3,4% da potência instalada).

Tabela 2 - Principais fabricantes ORC

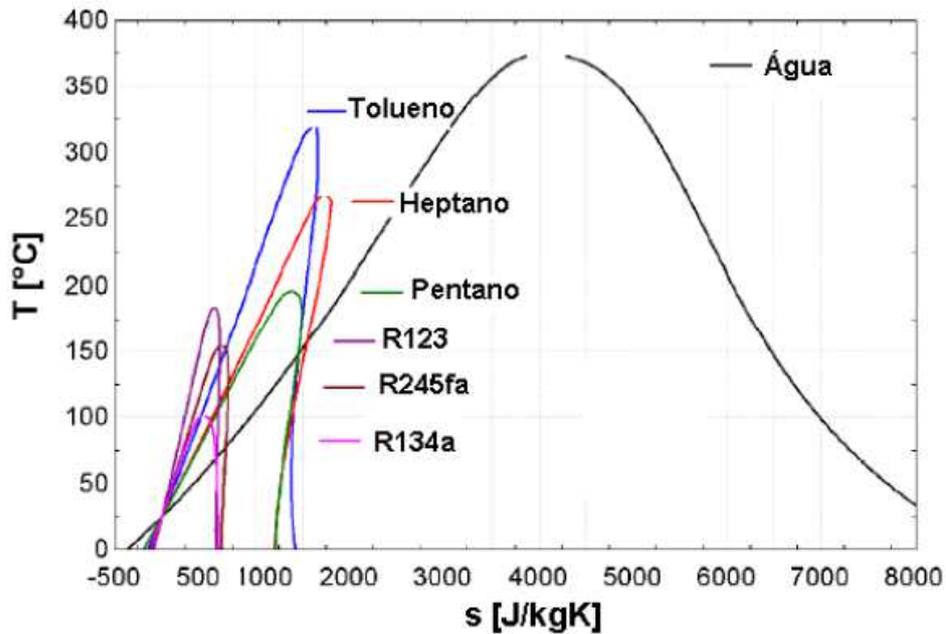
Fabricante	Potência (kWe)	Temperatura da fonte de calor (°C)
ORMAT, EUA	200 - 70000	150 - 300
Turboden, Itália	200 - 2000	100 - 300
Adoratec/Maxxtec, Alemanha	315 - 1600	300
Opcon, Suécia	350 - 800	<120
GMK, Alemanha	50 - 5000	120 - 350
Bosch KWK, Alemanha	65 - 325	120 - 150
Turboden PureCycle, EUA	280	91 - 149
GE CleanCyde	125	>121
Cryostar, France	n/a	100 - 400
Tri-o-gen, Holanda	160	>350
Eletratherm, EUA	50	>93

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

O ORC dispensa o uso de economizador e superaquecedor, onde apenas um trocador de calor pode executar o pré-aquecimento, vaporização e superaquecimento. Na verdade, não há necessidade de superaquecer o vapor antes de entrar na turbina, devido à inclinação da curva de vapor saturado ser aproximadamente vertical para os fluidos orgânicos (conforme exibido na figura 7), o que também evita a condensação do fluido, estendendo a vida útil das pás da turbina, pois não ocorre erosão das mesmas, ainda segundo Quoilin et al. (2013).

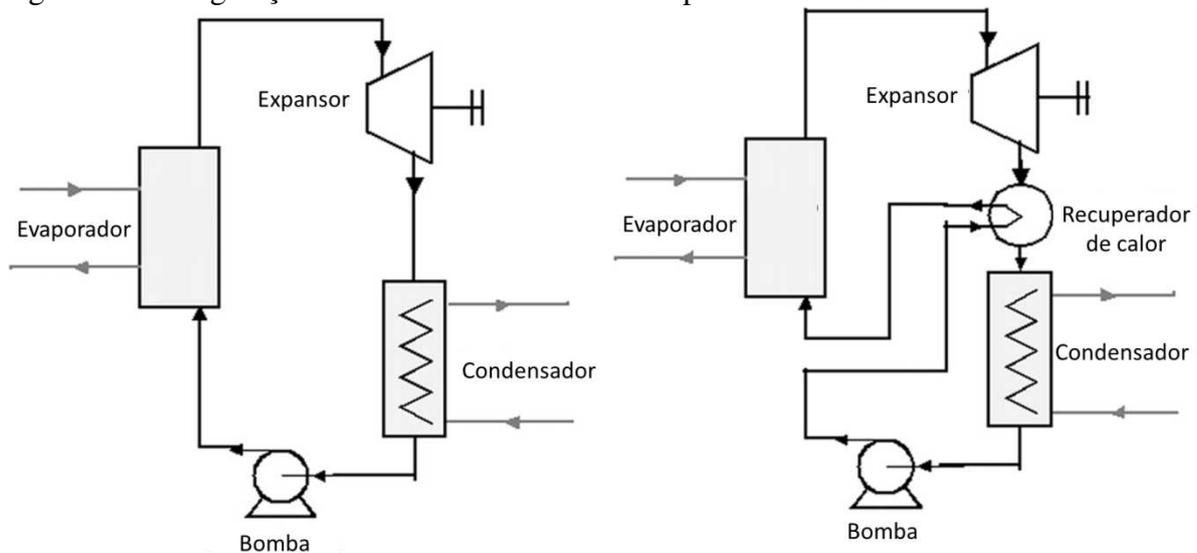
O reaquecimento não é necessário para o ciclo ORC, mas pode-se usar um recuperador entre a saída da bomba e a saída do expensor para pré-aquecer o fluido. Com isso a quantidade de energia necessária para vaporizar o fluido é menor, aumentando a eficiência do ciclo. A figura 8 exhibe os componentes de um ciclo ORC básico (sem recuperador) e com recuperador de calor.

Figura 7 - Comparação entre diagrama T-s da água e de alguns fluidos orgânicos



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

Figura 8 - Configuração de um ORC sem e com recuperador de calor



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

A entalpia específica do ciclo ORC é menor que a do ciclo Rankine a vapor, pois a diferença de entropia entre o vapor saturado e líquido saturado é muito menor para fluidos orgânicos. Portanto para aproveitar a mesma energia térmica no evaporador é necessária uma vazão em massa do fluido orgânico muito maior que a de água, gerando um alto consumo na bomba. Em um ciclo a vapor a relação entre o trabalho requerido pela bomba e o trabalho gerado pela turbina, do inglês *Back Work Ratio* (BWR), é tipicamente 0,4%. Para um ORC operando a altas temperaturas utilizando tolueno, esse valor equivale a aproximadamente

2,5%. Para baixas temperaturas utilizando HFC-134a essa relação pode resultar em valores acima de 10% (QUOILIN et al., 2013).

As principais vantagens e desvantagens ao comparar um sistema ORC com o ciclo de vapor convencional estão sumarizadas na tabela 3.

Tabela 3 - Principais vantagens e desvantagens de um sistema ORC

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Instalações menores, devido à alta densidade do fluido (vazão volumétrica menor). • Temperatura e pressão de trabalho menores. • Utiliza apenas um expensor, devido à pequena diferença de entalpia, com alta eficiência isentrópica. • O expensor pode ser acoplado direto com o gerador, pois possui baixa rotação. • Não ocorre erosão nas pás da turbina. • Bom desempenho em carga parcial. • Menor custo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor eficiência. • Maior consumo da bomba. • Fluidos de trabalho são caros, tóxicos, inflamáveis e menos estáveis quimicamente.

Fonte: Autor

Concluindo, o ciclo Rankine a vapor é preferível para aplicações de maiores potências e fontes de calor com altas temperaturas, enquanto que os sistemas ORC são mais recomendados para plantas de pequena escala, que não necessitam de operador local e possuem componentes mais simples, o que o tornam adaptáveis para geração de energia descentralizada.

2.2 EXPANSOR SCROLL

O expensor é principal componente de um sistema ORC, que permite a conversão de energia mecânica e térmica em trabalho. Segundo Persson (1990) há dois tipos principais de expansores: os de deslocamento positivo (volumétricos) e os turboexpansores (dinâmicos), conhecidos como turbinas. Os expansores de deslocamento positivo são mais utilizados em unidades ORC de pequena escala, e são caracterizados por menores velocidades de rotação, menor fluxo de massa e maior razão de pressão se comparados aos turboexpansores. Além

disso, são mais viáveis comercialmente (baratos). Portanto, a escolha do expansor depende das condições de operação e do tamanho do sistema ORC, o que interfere diretamente no desempenho.

As turbomáquinas podem ser axiais (para fluidos de alto peso molecular) e radiais (altas taxas de pressão). Não são adequadas para unidades de pequena escala, pois sua velocidade aumenta severamente com a diminuição da potência gerada pela turbina (QUOILIN ET AL., 2013).

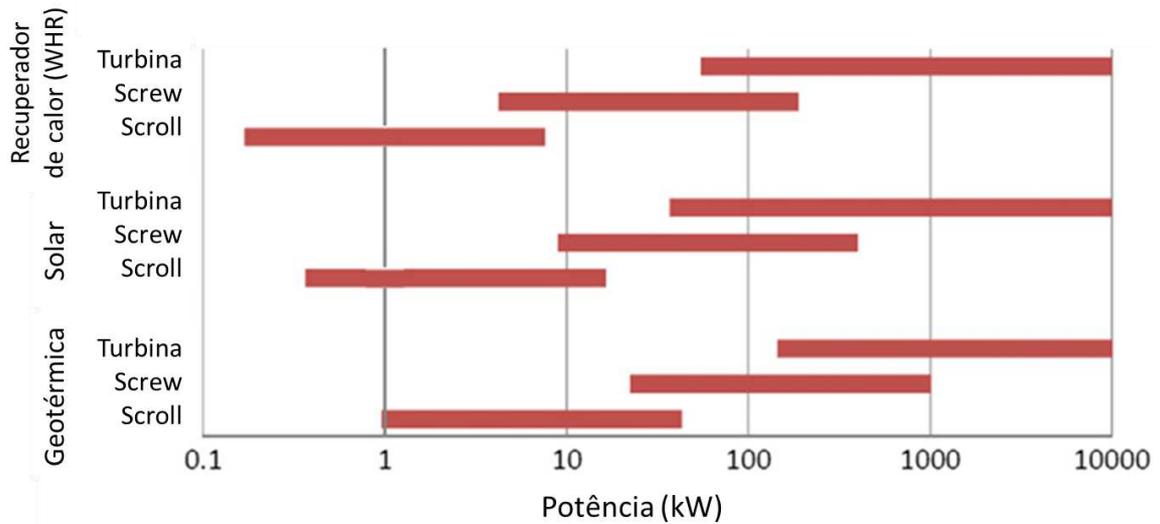
Os principais expansores de deslocamento positivo são: os de pistão, o expansor screw (parafuso), expansor scroll (espiral), e os expansores de palheta. Enquanto que os expansores de pistão possuem menores vazamentos internos se comparados aos expansores de parafuso e scroll, os expansores rotacionais (parafuso, scroll e de palheta) não necessitam de válvulas, o que é a maior vantagem dos mesmos.

Ainda segundo Quoilin et al. (2013), enquanto turbomáquinas estão disponíveis no mercado para grandes unidades ORC, quase todos expansores de deslocamento positivo são protótipos, derivados de compressores. Sua rotação é limitada (geralmente 3000 rpm ou 1500 rpm), mas podem tolerar a presença da fase líquida na expansão, além de possuir alta eficiência isentrópica.

O maior desafio associado ao uso de expansor de deslocamento positivo (principalmente aos expansores de parafuso e scroll) refere-se à sua lubrificação. É necessária uma bomba para introduzir o óleo na entrada do expansor, e um separador de óleo na exaustão do mesmo. Há alternativas de lubrificação, e também existe a possibilidade de se utilizar expansores livres de óleo, mas estes geralmente apresentam menor eficiência volumétrica e maior vazamento interno, devido às maiores folgas entre as partes móveis (LEMORT et al. 2009).

Conforme apresentado na figura 9, o expansor scroll é o mais indicado para aplicações de baixa potência, até 10 kW, independentemente da aplicação, segundo Quoilin et al. (2013). Portanto, é ideal para se trabalhar com fontes de energia de baixa capacidade, e será apresentado com mais detalhes a seguir.

Figura 9 - Faixas de operação de 3 expansores para diferentes aplicações



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

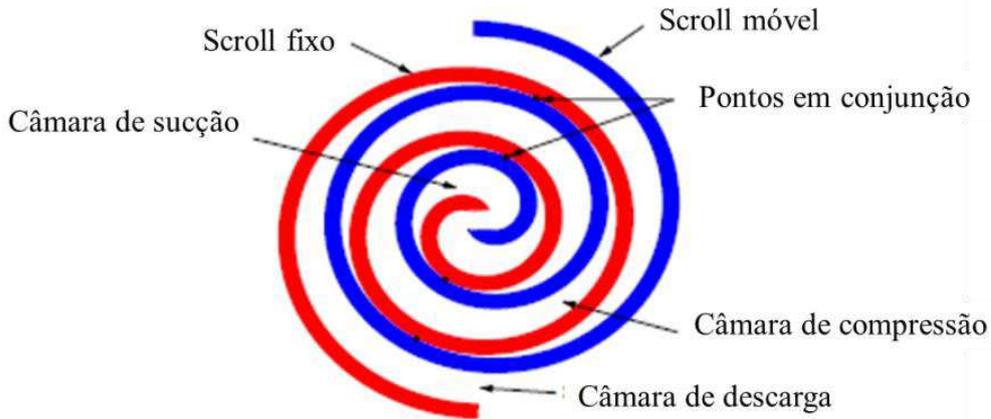
2.2.1 Geometria e princípio de funcionamento

A geometria scroll foi inventada em 1905 pelo engenheiro francês Leon Creux e está bem desenvolvida para compressores e bombas de vácuo, apresentando poucas partes móveis, alta eficiência e baixo nível de vibrações e ruídos. Entretanto, seu uso como expansor ainda é recente (protótipos), visto que as primeiras propostas surgiram há cerca de 20 anos atrás, como, por exemplo, os resultados promissores obtidos por Zanelli e Fravat (1994). O princípio de funcionamento é apresentado na figura 3.

Os scrolls fixo e móvel são definidos como evolventes de círculo, deslocados de uma distância constante. O scroll móvel se translada ao redor de um círculo de raio definido. São montados com um ângulo relativo de π , assim podem se “tocar” em diversos pontos, e formar uma série de câmaras de tamanho crescente, conforme apresentado por Blunier et al. (2009) na figura 10.

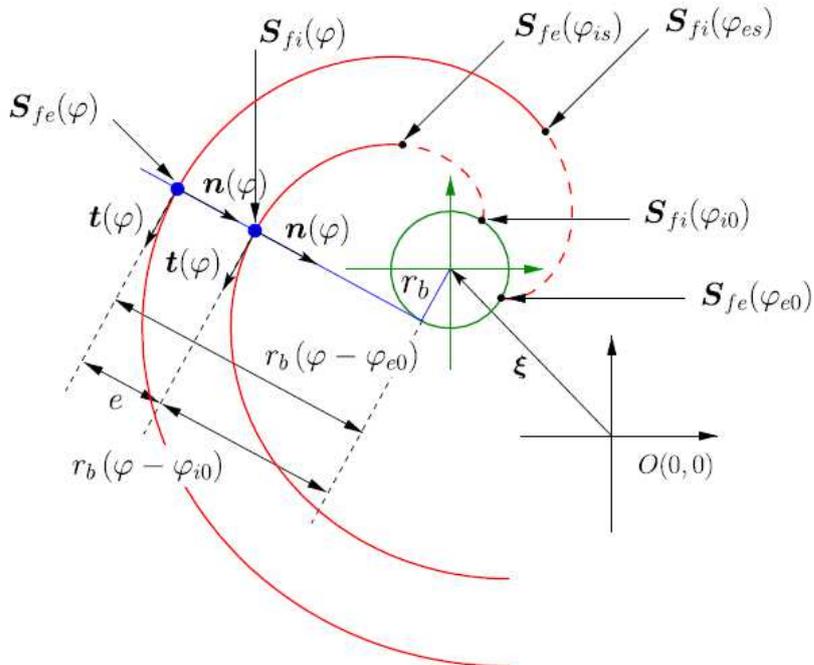
Blunier et al. (2009) descrevem as curvas evolventes do círculo. Os principais parâmetros para descrever as paredes são o raio da evolvente do círculo fundamental r_b e os vários ângulos que definem o ponto de início e final das diferentes curvas: ângulo da curva evolvente φ , ângulo inicial da evolvente externa φ_{e0} , ângulo inicial da evolvente interna φ_{i0} , início do ângulo externo φ_{es} , início do ângulo interno φ_{is} e o ângulo final da evolvente φ_{max} ; conforme figura 11.

Figura 10 - Vista esquemática de um expansor com geometria scroll



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

Figura 11 - Geometria de construção do expansor scroll



Fonte: Blunier et al., 2009.

As curvas da parede interna S_{fi} e externa S_{fe} do scroll fixo são descritas pelas equações 1 e 2

$$S_{fe}(\varphi) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{e0}) \mathbf{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in I_e = [\varphi_{es}, \varphi_{\max}] \quad (1)$$

$$S_{fi}(\varphi) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{i0}) \mathbf{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in I_i = [\varphi_{is}, \varphi_{\max}] \quad (2)$$

Nas equações 1 e 2 uma estrutura ortogonal foi utilizada, definida por um vetor tangente \mathbf{t} e um vetor normal \mathbf{n} unitário, definidos respectivamente, pelas equações 3 e 4.

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos \varphi, \sin \varphi) \quad (3)$$

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

As paredes do scroll possuem espessura e constante, determinada pela equação 5.

$$e = r_b (\varphi_{i0} - \varphi_{e0}) \quad (5)$$

Seguindo a abordagem proposta por Blunier et al. (2009), a parede móvel do scroll é distanciada da fixa por π (180°). O ângulo de órbita θ aparece nas equações 6 e 7 definindo a posição entre as paredes fixa e móvel do scroll.

$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \quad (6)$$

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

onde, \mathbf{S}_{me} é a evolvente externa do scroll móvel e \mathbf{S}_{mi} a evolvente interna do scroll móvel.

Ao utilizar o raio de órbita nominal, $r_o n$, dado na equação 8, as paredes iriam se tocar (fixa e móvel). Essa interferência entre as paredes do scroll ocasionaria o seu travamento. Para evitar isso, o raio de órbita é reduzido, surgindo uma folga entre as paredes, e, conseqüentemente, um local de vazamento. O tamanho desta folga deve considerar as questões construtivas, como as tolerâncias de fabricação do dispositivo, quanto menor for a folga menor serão os vazamentos de flanco.

$$r_o n = r_b (\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) \quad (8)$$

2.2.2 Folgas radiais: bocais convergente-divergente

Os vazamentos internos que ocorrem pelas folgas entre as paredes do scroll podem ser caracterizados como se estivessem ocorrendo através de um bocal convergente-divergente de mesma área mínima. A diferença de pressão observada entre as folgas é significativa, dando origem a um escoamento compressível como em um bocal convergente-divergente. A seguir

alguns conceitos de escoamentos por bocais convergentes-divergentes são apresentados, conforme textos fundamentais de Çengel e Boles (2006) e Brunetti (2008).

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. A tabela 4 mostra as quatro combinações possíveis de bocal e escoamento de entrada e a variação das propriedades do escoamento.

Tabela 4 - Variação das propriedades de escoamentos em bocais convergentes e divergentes

Tipo de bocal	Escoamento na entrada	Pressão	Velocidade	Mach	Temperatura	Densidade
convergente	subsônico	↓	↑	↑	↓	↓
divergente	subsônico	↑	↓	↓	↑	↑
convergente	supersônico	↑	↓	↓	↑	↑
divergente	supersônico	↓	↑	↑	↓	↓

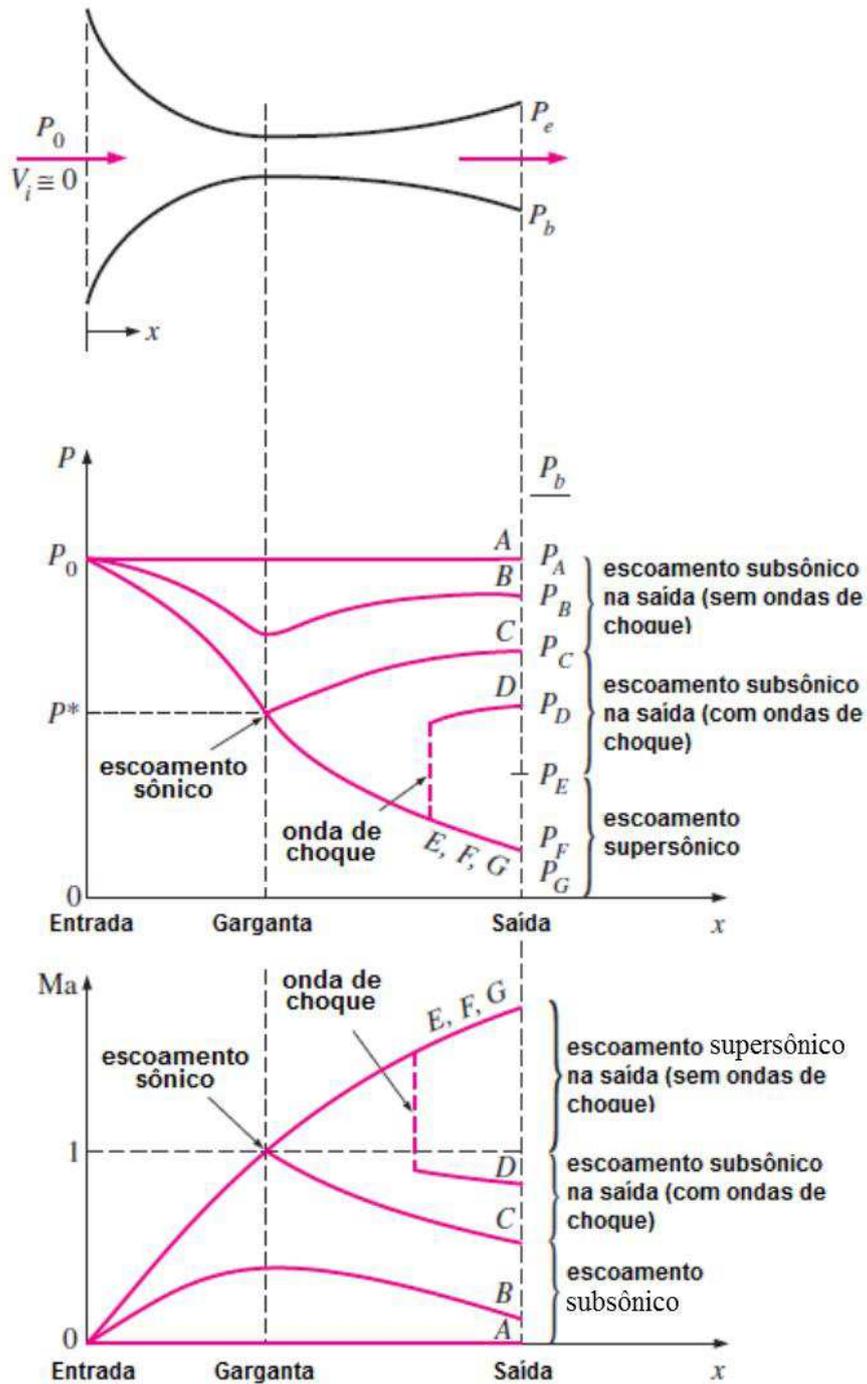
Fonte: Autor, “adaptado de” Çengel e Boles (2006)

Um bocal convergente-divergente pode acelerar o escoamento acima de Mach 1, dependendo das pressões a montante P_0 e a jusante P_b . Na figura 12, os possíveis comportamentos do escoamento são exibidos. P^* é a pressão crítica, onde $Ma = 1$ e o escoamento tem sua vazão mássica limitada (escoamento bloqueado). Essa condição ocorre na garganta.

Nota-se que o escoamento, dependendo das condições de pressão, pode se tornar sônico na garganta e logo após voltar a ser subsônico (caso C). Também pode acelerar e se tornar supersônico (casos E, F e G) ou acelerar até que se torne inconsistente gerando uma onda de choque, que causa uma variação brusca das propriedades, diminuindo bruscamente a velocidade do escoamento para valores subsônicos (caso D).

Silva (2017) constatou o aparecimento de ondas de choque nas folgas entre as paredes do expansor scroll. A figura 13 exhibe o número de Mach na garganta, onde fica evidenciado que o mesmo é reduzido de um valor supersônico para um valor subsônico, caracterizando uma onda de choque.

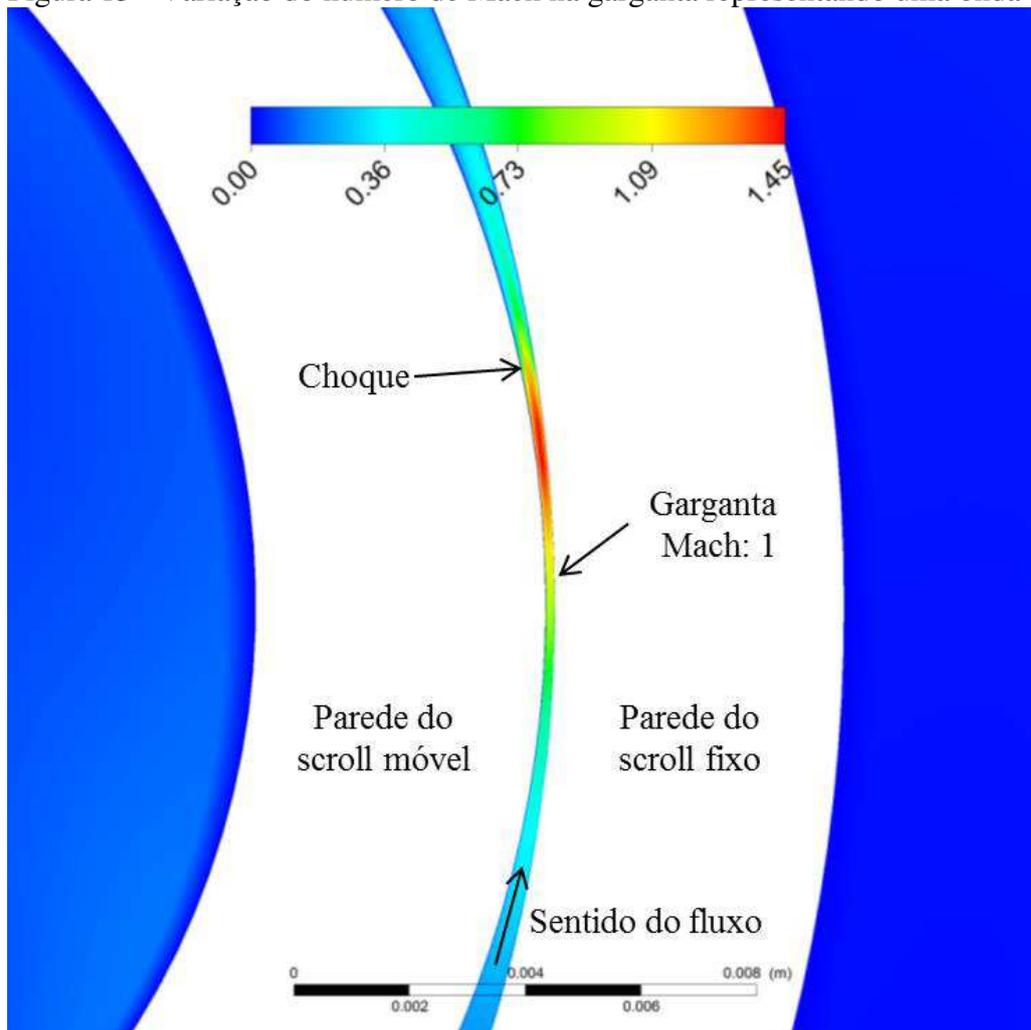
Figura 12 - Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente-divergente



Fonte: Autor, "adaptado de" Çengel e Boles, 2006

Esta observação está de acordo com a modelagem analítica de Mendoza et al. (2014) que caracteriza os vazamentos internos como um escoamento sônico na menor área.

Figura 13 - Variação do número de Mach na garganta representando uma onda de choque



Fonte: Autor, “adaptado de” Silva, 2017.

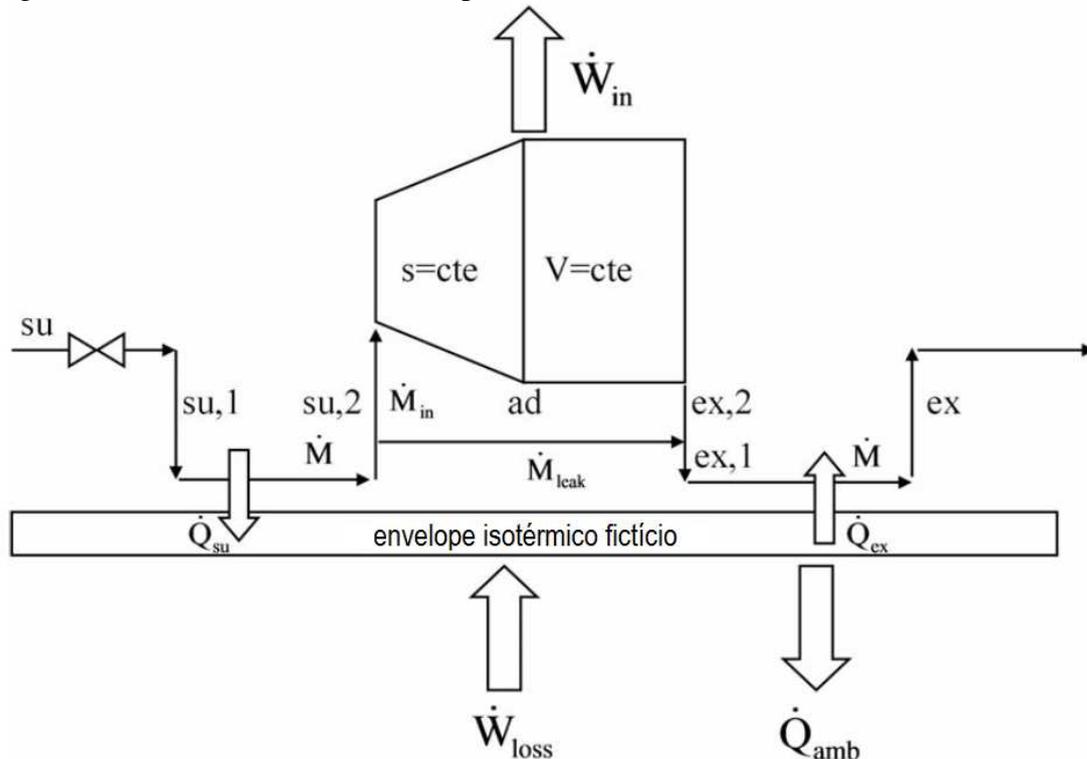
A variação do número de Mach apresentada por Silva (2017) está condizente com o caso D da figura 12: o escoamento se torna sônico na garganta e logo após continua a aumentar sua velocidade até o aparecimento de uma onda de choque, o que diminui a velocidade do escoamento para valores subsônicos.

2.2.3 Modelos analíticos

O modelo semi-empírico de Lemort et al. (2009) pode ser utilizado para prever o desempenho do expansor, conforme ilustrado na figura 14 (alguns outros autores também desenvolveram modelos bastante similares). A princípio, existe uma queda da pressão adiabática na alimentação ($su \rightarrow su,1$), seguida de um resfriamento isobárico ($su,1 \rightarrow su,2$); o fluido sofre uma expansão adiabática e reversível para a pressão imposta pela razão de expansão da máquina ($su,2 \rightarrow ad$) e depois é expandido adiabaticamente a volume constante ($ad \rightarrow ex,2$). Ocorre, então, a mistura adiabática entre o fluxo expandido e os vazamentos

(ex,2→ex,1) e, finalmente, a exaustão isobárica com resfriamento ou aquecimento do fluido (ex,1 → ex).

Figura 14 - Modelo conceitual do expensor scroll



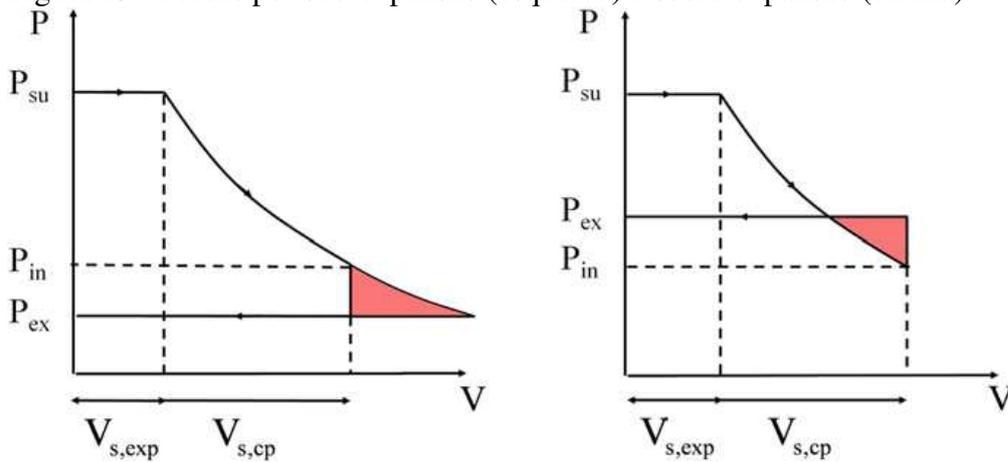
Fonte: Autor, “adaptado de” Lemort et al., 2009.

A diminuição de pressão no expensor scroll é causada pelo aumento do volume das câmaras de expansão. Nesse processo, há dois tipos de perdas que podem aparecer se a razão entre os volumes específicos do sistema for diferente da razão entre os volumes nominais no expensor: sub ou sobre-expansão (figura 15). A sub-expansão ocorre quando a pressão na saída do expensor é superior à do meio externo, perdendo-se energia para realização de trabalho. A sobre-expansão acontece quando a pressão na saída do expensor é inferior à do meio externo, sendo necessário utilizar trabalho do expensor para descarga dos gases. De acordo com Lemort et al. (2009), esses dois efeitos podem reduzir consideravelmente a eficiência do processo de expansão, sendo o mais comum a sub-expansão (por isso os turboexpansores são mais adaptados para altas taxas de expansão).

Entretanto, a principais fontes de perda nos expensores scroll são os vazamentos internos, que afetam diretamente na obtenção das altas eficiências isentrópicas. Outras perdas menos relevantes segundo os autores são: a perda de carga no bocal na entrada, atrito e a transferência de calor.

Ainda segundo Lemort et al. (2009), existem dois tipos de vazamento interno: o radial e o de flanco (figura 4). Enquanto o vazamento de flanco δ_T ocorre pela folga entre as paredes (descrito no item 2.2.2), o vazamento radial δ_R ocorre pela folga entre as bases do scroll fixo e móvel. Neste modelo os vazamentos são agrupados em um valor único (fictício), onde a área de vazamento A_{leak} é obtida empiricamente, reduzindo os erros entre o modelo e os dados experimentais.

Figura 15 - Perdas por sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)



Fonte: Quoilin et al., 2013

O vazamento é modelado como um escoamento isentrópico em um bocal convergente, onde a área da garganta é aproximada para A_{leak} . A pressão de entrada no bocal é $P_{su,2}$ e a pressão na garganta P_{thr} corresponde à maior pressão entre a pressão de exaustão P_{ex} e a pressão crítica P_{crit} , conforme equação 9.

$$P_{thr} = \max(P_{ex}; P_{crit}) \quad (9)$$

A pressão crítica P_{crit} (equação 10) é calculada considerando o fluido refrigerante como um gás perfeito de relação entre calores específicos γ :

$$P_{crit} = P_{su,2} \cdot \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)} \right] \quad (10)$$

Combinando as equações de conservação de massa e energia pelo bocal, pode-se descrever o vazamento interno \dot{m}_{leak} :

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr}} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_{su,2} - h_{thr,leak})} = \rho \cdot u \cdot A_{leak} \quad (11)$$

A vazão mássica total é definida como a soma da vazão de vazamento interno \dot{m}_{leak} e a vazão interna \dot{m}_{in} . Esta vazão interna é definida pelos autores como a vazão volumétrica V_s dividida pelo volume específico do fluido $v_{su,2}$ após a perda de pressão e o resfriamento. A vazão volumétrica pode ser reescrita como o volume deslocado multiplicado pela velocidade angular em rotações por segundo N .

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{V_s N}{v_{su,2}} + \dot{m}_{leak} \quad (12)$$

De acordo com Lemort et al. (2009), assumindo o processo de expansão adiabático, a potência interna produzida pela máquina pode ser obtida pela equação 13:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{in} [(h_{su,2} - h_{ad}) + v_{ad} (P_{ad} - P_{exh,2})] \quad (13)$$

Devido às perdas por atrito entre os scrolls e nos rolamentos, existe uma queda de potência W_{loss} diminuindo a potência disponível no eixo W_{sh} (equação 14). O parâmetro T_{loss} é o torque resistivo gerado por essas perdas mecânicas.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = \dot{W}_{in} - 2\pi T_{loss} N \quad (14)$$

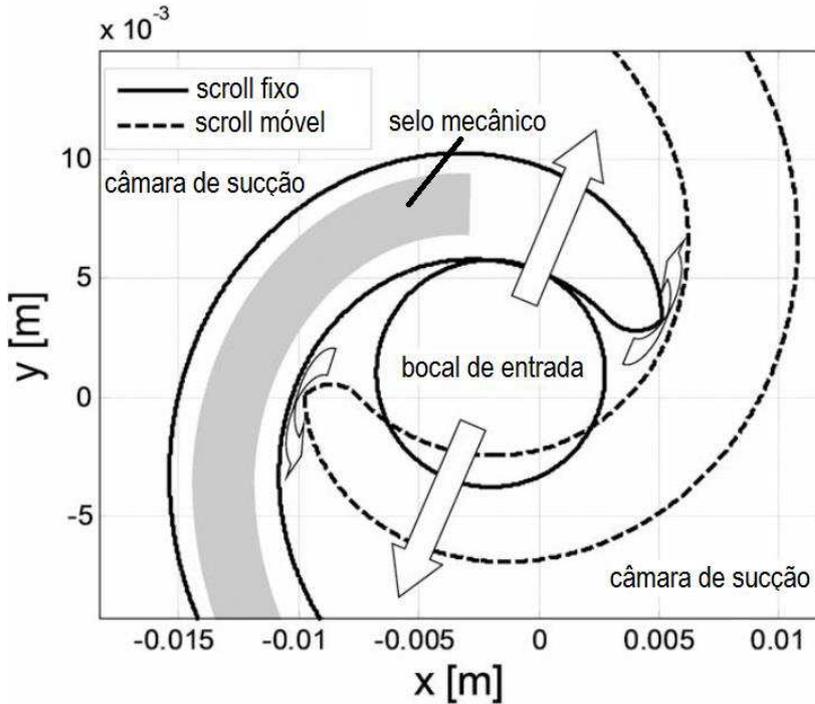
De acordo com os autores, as perdas de pressão na entrada estão associadas principalmente a dois fatores: devido ao bloqueio causado pelo scroll móvel durante o processo de sucção reduzindo a área de sucção efetiva; e devido ao selo mecânico não se estender até a ponta dos scrolls (figura 16), elevando o fluxo entre a câmara central e as adjacentes, aumentando a queda da pressão.

Para caracterizar o desempenho do expensor scroll, dois parâmetros principais são usados de acordo com Zanelli e Fravat (1994), e continuam sendo bastante utilizados em trabalhos recentes: a eficiência isentrópica e o fator de preenchimento do inglês *filling factor*. A definição de eficiência isentrópica é exibida na equação 15

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{W}_{sh,meas}}{\dot{m}_{meas} \cdot (h_{su} - h_{ex,s})} \quad (15)$$

onde $\dot{W}_{sh,meas}$ é a potência de saída medida no eixo (W), \dot{m}_{meas} é a vazão mássica medida (kg/s), h_{su} é a entalpia específica na admissão (J/kg) e $h_{ex,s}$ é a entalpia específica isentrópica na exaustão (J/kg).

Figura 16 - Representação da câmara de sucção ao final do processo de sucção



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

Alguns estudos com expansores scroll já chegaram a ultrapassar a eficiência isentrópica de 70% (QUOILIN et al., 2013).

O fator de preenchimento representa o desempenho volumétrico do expensor. É definido pela razão entre a vazão em massa medida e a vazão em massa deslocada pelo expensor, na ausência de vazamentos, conforme equação 16. Esse fator aumenta com os vazamentos internos e diminui com a queda da pressão de alimentação.

$$\phi_{meas} = \frac{\dot{m}_{meas} \cdot v_{su}}{\dot{V}_s} \quad (16)$$

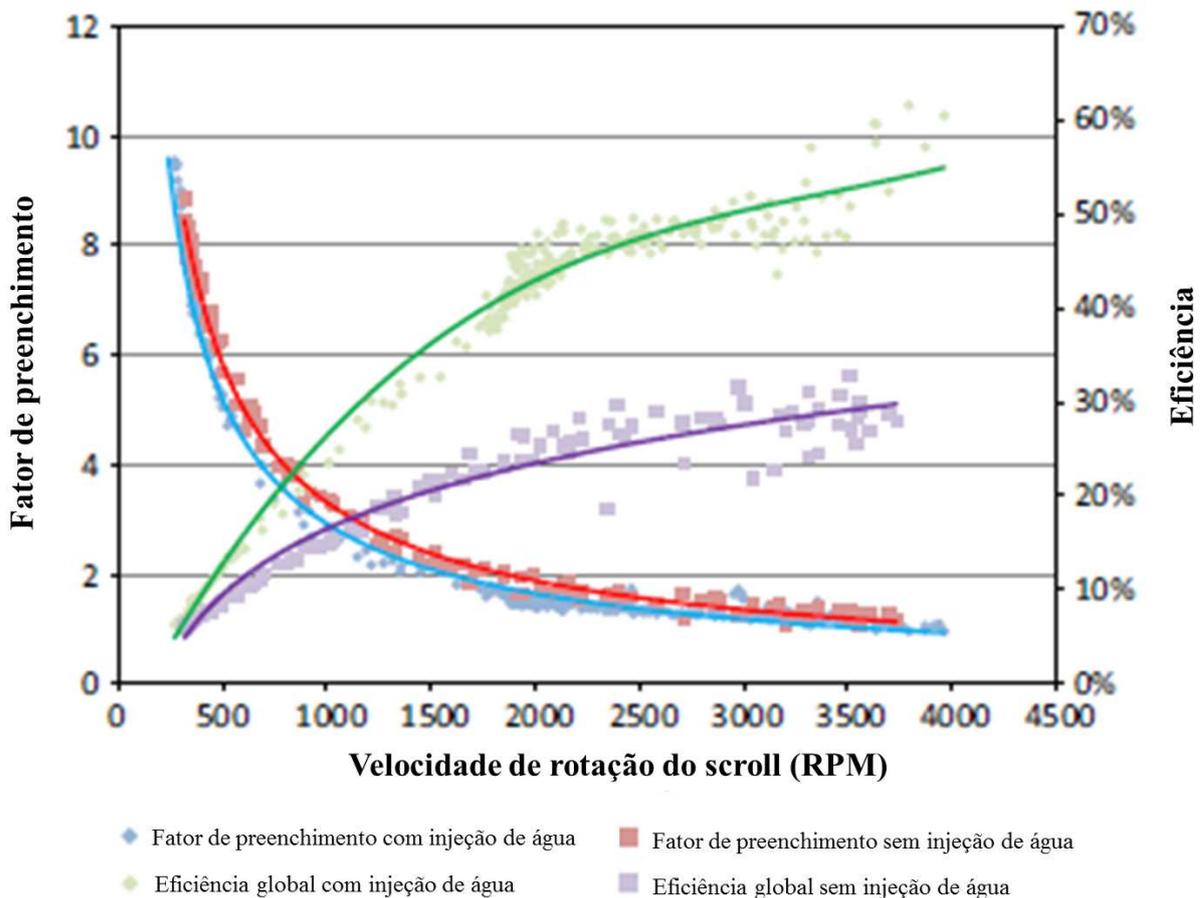
onde v_{su} é o volume específico na admissão (m^3/kg) e \dot{V}_s é a vazão volumétrica deslocada (m^3/s).

É interessante notar que os efeitos dos vazamentos internos podem produzir fator de preenchimento maior que um. Também existe a possibilidade de ser menor que devido à

perda de carga na entrada, condição comum para valores elevados de rotação. De acordo com Lemort et al. (2009), quanto menor a velocidade de rotação, maior será o fator de preenchimento, devido ao maior impacto do aumento de vazamentos internos em relação à diminuição da pressão de alimentação.

A figura 17 mostra esse aumento do fator de preenchimento em função da diminuição da velocidade de rotação. Segundo Iglesias e Favrat (2014), a injeção de água diminui consideravelmente o fator de preenchimento, principalmente nas baixas rotações. A água obstrui as folgas além de reduzir o atrito entre os scrolls (criando uma fina camada de água entre eles), aumentando o desempenho do sistema.

Figura 17 - Variação do fator de preenchimento e da eficiência global em função da velocidade de rotação.



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

2.3 TRABALHOS CFD RELACIONADOS À GEOMETRIA SCROLL

Rodgers e Wagner (1990) realizaram uma simulação CFD tridimensional de um compressor scroll utilizando o programa FIDAP. As características do fluido nas câmaras de sucção e descarga foram analisadas em ângulos específicos: $0,25\pi$, $0,5\pi$ e π . Assumindo

paredes estacionárias, revelaram o aparecimento de fortes vórtices na câmara de descarga central.

Kritmaitree et al. (2002) estudaram o processo de sucção de uma bomba scroll bifásica operando com água e hidrogênio líquido. O modelo tridimensional foi gerado utilizando uma malha multiblocos gerada no PROSTAR, um subsistema do programa de CFD STAR-CD. Essa malha foi refinada próxima às paredes do scroll. Utilizaram 72 passos de tempo do inglês *timesteps*, correspondendo a 5°, e um modelo de turbulência $k-\varepsilon$ de baixo número de Reynolds. Foi verificado que a pressão nas câmaras de sucção não é uniforme e varia com o ângulo de rotação: no final do processo de sucção a pressão aumenta significativamente em uma das câmaras, enquanto diminui continuamente na outra.

Um modelo bidimensional desenvolvido por Ooi e Zhu (2004) teve como objetivo investigar a transferência de calor e os campos de fluxo em um compressor scroll. Para gerar as malhas móveis deformáveis um método algébrico chamado “*two boundary technique*” foi aplicado. Comparações entre os resultados numéricos e correlações empíricas de transferência de calor foram efetuadas para diferentes pressões de sucção e velocidades de rotação. Segundo os autores, os efeitos dos vazamentos de fluido e do óleo lubrificante no processo de compressão e transferência de calor não foram avaliados. Não houve validação experimental.

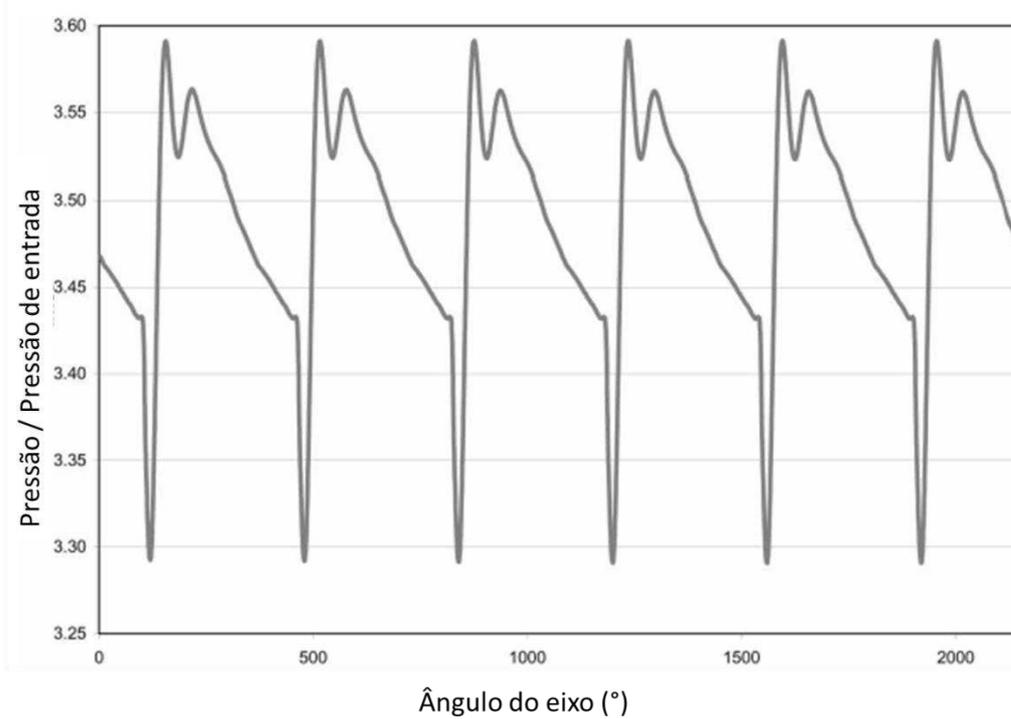
Feng, Qu e Lin (2004) efetuaram uma simulação CFD tridimensional do processo de descarga de um compressor de ar scroll. Foi utilizado o modelo de turbulência $k-\varepsilon$, o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), o modelo de convecção *upwind* de segunda ordem e o método das diferenças centrais para os termos difusivos. Os resultados mostraram que na região de descarga existem complexos vórtices que se alteram em função da rotação do scroll móvel. A perda de pressão é maior no início do processo de descarga, e decresce rapidamente com o aumento da área de descarga.

Uma simulação transiente tridimensional de um compressor scroll foi efetuada por Cui (2006), utilizando R22 como fluido de trabalho. Foi investigado o comportamento das câmaras do scroll e as características do orifício de descarga, entre outras. A figura 18 mostra o comportamento da pressão no orifício de descarga enquanto a figura 19 exhibe o comportamento do fluxo de massa no mesmo local.

Os autores revelaram que os vazamentos radiais pelas folgas entre as câmaras de gás variam intensamente, e que as distribuições de pressão e temperatura existentes nas câmaras de um compressor são assimétricas. Ainda, foi observado que o fluxo de fluido se altera drasticamente durante o processo de descarga, podendo ocorrer o fluxo reverso. Esse fluxo

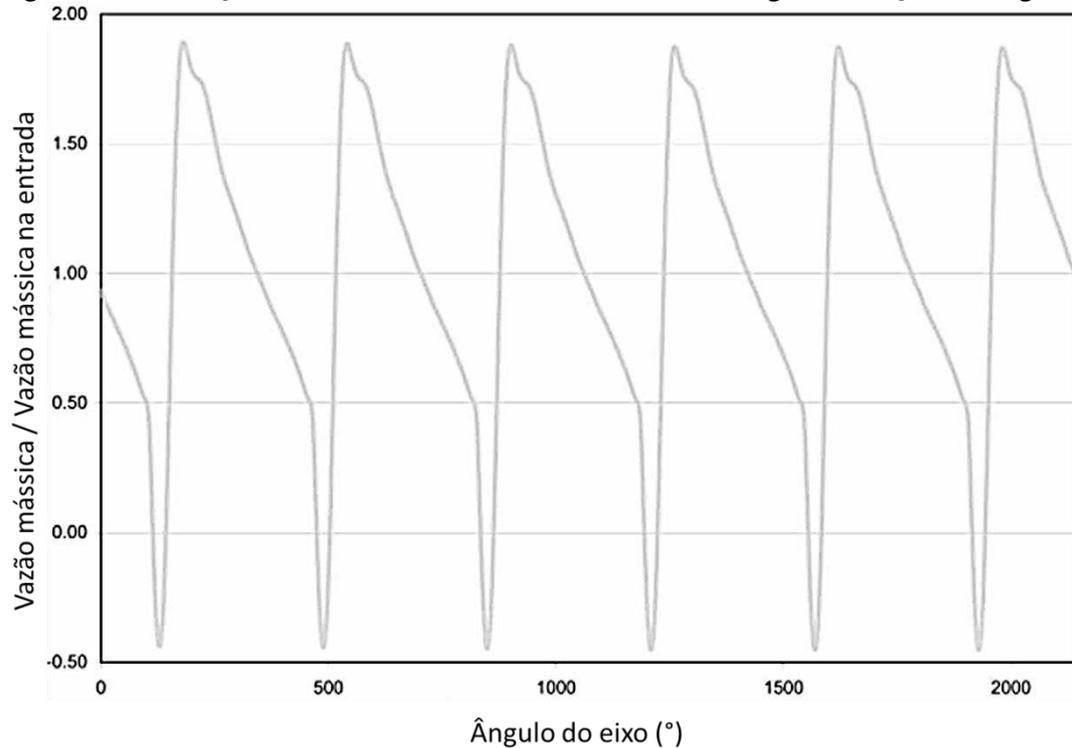
negativo além de exigir uma carga adicional de trabalho, pode gerar ruído e produzir vibrações.

Figura 18 - Variação da pressão no orifício de descarga em função do ângulo do eixo



Fonte: Autor “adaptado de” Cui, 2006.

Figura 19 - Variação da vazão mássica no orifício de descarga em função do ângulo do eixo



Fonte: Autor “adaptado de” Cui, 2006.

Song et al. (2013) apresentaram uma simulação CFD tridimensional transiente de um expansor scroll (compressor scroll adaptado) ao operar em um ciclo ORC. Utilizaram a metodologia de malha dinâmica do inglês *dynamics mesh technology*, em que uma malha não estruturada era atualizada em determinados passos de tempo aplicando o *remeshing*, de modo a controlar sua obliquidade. O programa de pré-processamento utilizado para geração de malha foi o GAMBIT. O FLUENT foi o programa CFD utilizado.

O modelo de turbulência selecionado nesta simulação foi o $k-\varepsilon$. Os termos de convecção foram discretizados utilizando o modelo de convecção *upwind* de segunda ordem. Para os termos difusivos foi adotado o método das diferenças centrais. Foi utilizado o algoritmo PISO (*Pressure Implicit Splitting Operator*) para resolver as equações governantes.

O fluido de trabalho considerado foi o R245fa, onde os valores de pressão e temperatura adotados na entrada foram 0,9 MPa e 405 K. A pressão de saída foi admitida igual a 0,3 MPa.

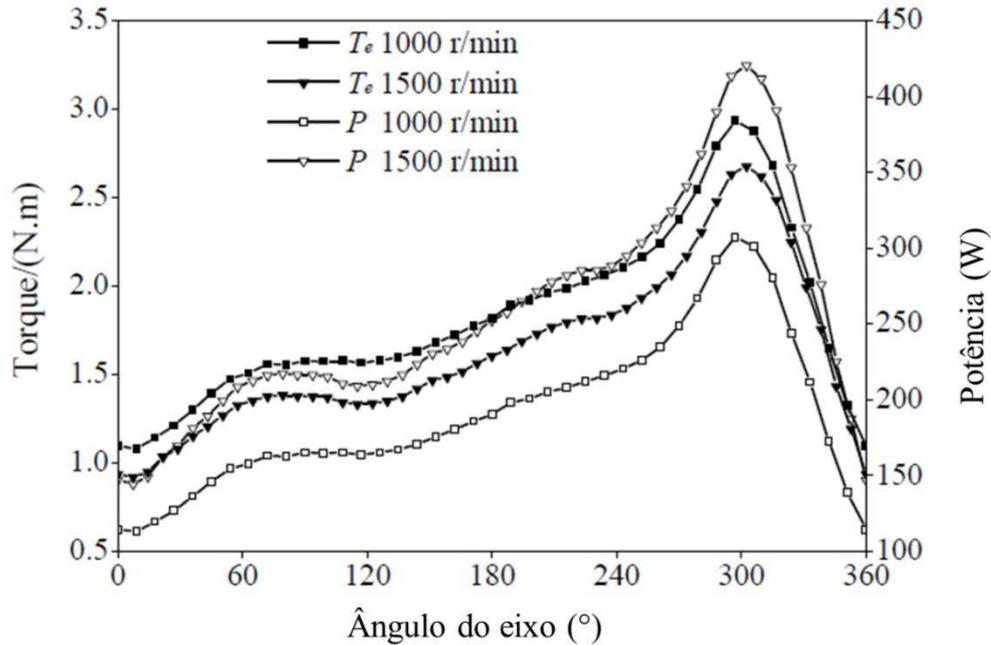
Desse modo, foi obtido o comportamento do torque e do fluxo de massa em função do ângulo de rotação. As distribuições de temperatura, velocidade e pressão também foram apresentadas.

Ainda segundo Song et al. (2013), o torque tem um aumento entre 0° e 300° , onde o torque à 1500 rpm é obviamente menor do que à 1000 rpm, conforme figura 20. O valor máximo do torque ocorre aproximadamente a 300° onde a orifício de sucção ainda está conectado com uma das câmaras de expansão, portanto existe uma distribuição de pressão assimétrica entre as mesmas. Entre 300° e 360° o torque sofre uma diminuição acentuada. Essa grande flutuação do torque durante o ciclo é prejudicial para a estabilidade do trabalho, além de aumentar a vibração do expansor scroll.

O fluxo de massa é relativamente estável após o segundo ciclo, como mostra a figura 21. Devido a mudanças periódicas na área do orifício de sucção, a densidade e a velocidade do gás também se alteram em função do tempo.

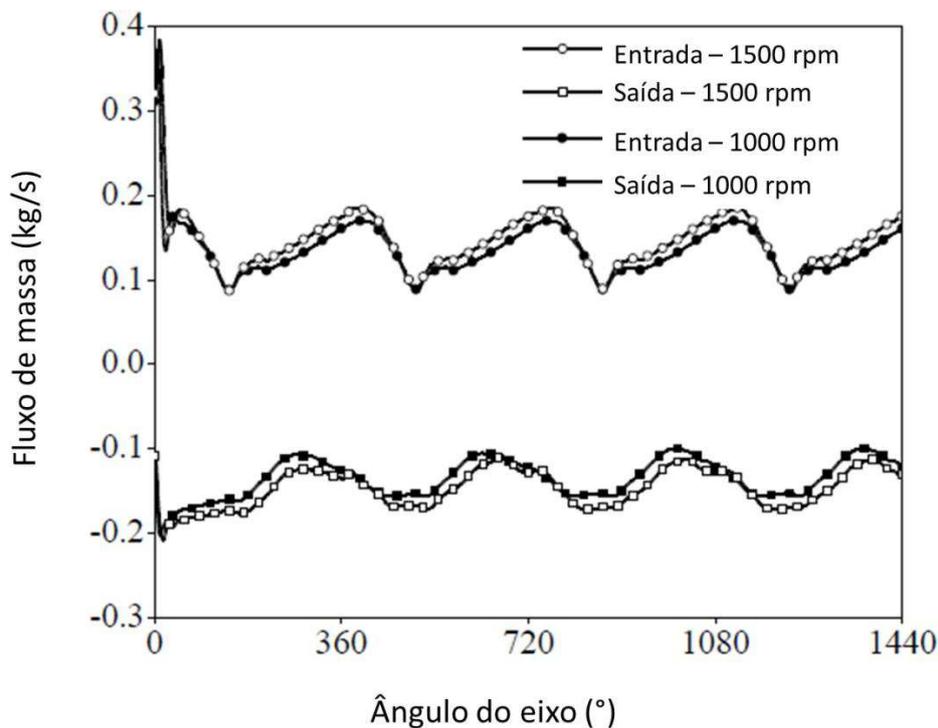
Os autores não detalham como o torque foi obtido. Também não mencionaram se houve validação da simulação realizada.

Figura 20 - Variação do torque e potência em função do ângulo do eixo para diferentes rotações



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

Figura 21 - Variação do fluxo de massa em função do ângulo do eixo para diferentes rotações



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

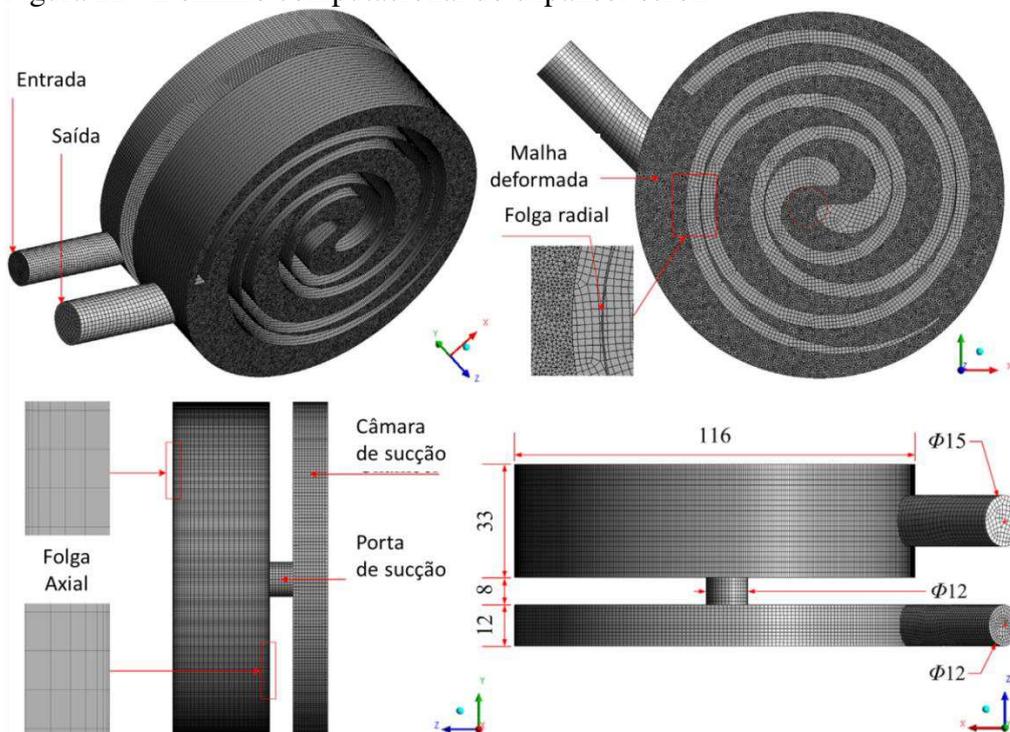
Wang et al. (2012) realizaram uma simulação bidimensional turbulenta em uma bomba scroll com uma mistura multifásica gás-líquido ideais. Foi utilizado o programa de CFD FLUENT, e para geração de malha escolheram o GAMBIT. A malha móvel era

atualizada em determinados passos de tempo, utilizando o *remeshing*. As distribuições dos campos de pressão, velocidade e temperatura foram obtidas e comparadas a resultados teóricos. No entanto segundo os autores, devido à malha ser bastante grosseira na região de estrangulamento entre as paredes do scroll móvel e fixo (folga tangencial), a precisão dos resultados foi reduzida significativamente.

Utilizando o método de geração de malha chamado malha estruturada dinâmica do inglês *structured dynamic mesh*, Wang et al. (2015) efetuaram uma análise CFD em um compressor scroll, ao operar com ar. O GAMBIT foi o programa utilizado para gerar as malhas estruturadas, exportando-as para o programa de CFD FLUENT. Segundo os autores, os resultados mostraram que as simulações CFD usando esse método são mais precisas se comparadas àquelas que utilizam malhas não estruturadas.

Wei et al. (2015) realizaram uma simulação CFD tridimensional investigando o processo de sucção de um expensor scroll operando com R123. O programa GAMBIT foi o escolhido para geração dos domínios de malha, conforme figura 22. A metodologia de malha dinâmica foi aplicada. Utilizaram o programa de CFD FLUENT. Para validação do modelo numérico, o expensor scroll foi testado em uma compacta bancada ORC para recuperação de calor.

Figura 22 - Domínio computacional do expensor scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Wei et al., 2015.

O modelo de turbulência utilizado foi o “*renormalization group*” (RNG) $k-\varepsilon$. O termo convectivo seguiu o *upwind* de segunda ordem e o PRESTO (*Pressure Staggered Option*) foi selecionado para o fluxo em domínios bastante curvos, altos gradientes de pressão e velocidade. O termo de difusão foi discretizado utilizando o método das diferenças centrais. Para resolver as equações discretas, o algoritmo foi escolhido o algoritmo PISO.

Para essa simulação, as seguintes condições de operação foram adotadas: pressão e temperatura na entrada iguais a 1100 kPa e 405 K; pressão estática na saída igual a 440 kPa e velocidade de rotação de 2000 rpm. Os autores não especificaram o passo de tempo utilizado na simulação.

O fluxo de massa, torque e distribuição de pressão nas câmaras do expensor scroll foram alguns dos resultados obtidos, além de uma eficiência de 41,7%. Entretanto, os autores não demonstraram o método utilizado para obtenção da mesma.

Segundo os autores o torque transiente do expensor foi obtido pela equação 17.

$$\vec{T} = \vec{r}_0 \times (\vec{F}_n + \vec{F}_r) \quad (17)$$

onde \vec{r}_0 é o vetor braço de força (m) do eixo z (centro do scroll fixo) ao eixo excêntrico; $|\vec{r}_0|$ é o raio de órbita (m), \vec{F}_n é o vetor de força perpendicular ao vetor braço de força (N) e \vec{F}_r é o vetor de força paralelo ao vetor braço de força (N).

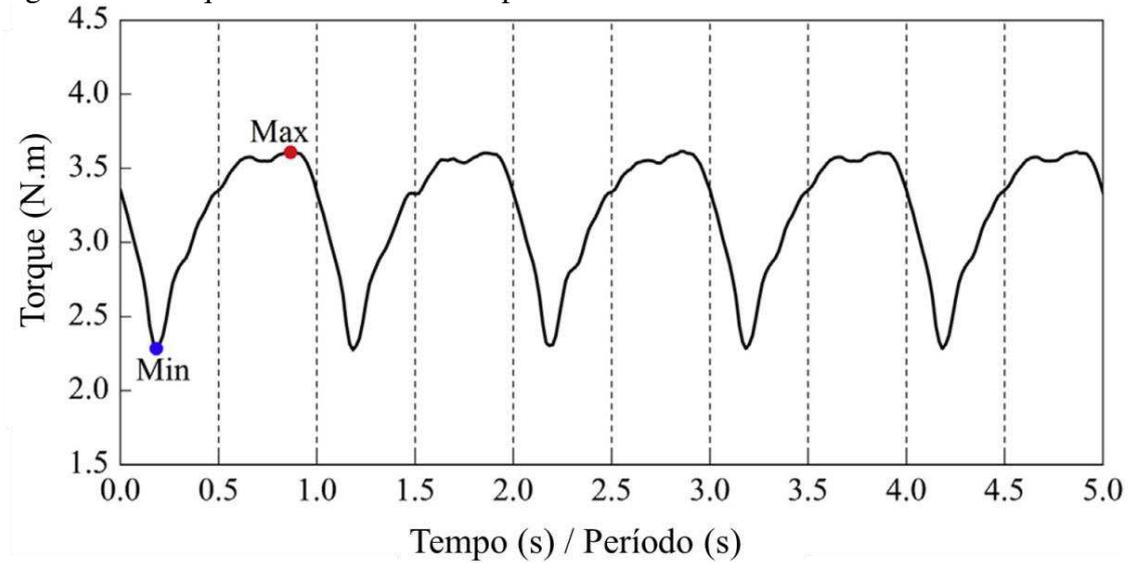
A potência no eixo de um expensor scroll pode ser definida pela equação 18.

$$\dot{W} = 2\pi \cdot \vec{T} \cdot n / 60 \quad (18)$$

onde n é a velocidade de rotação (rpm).

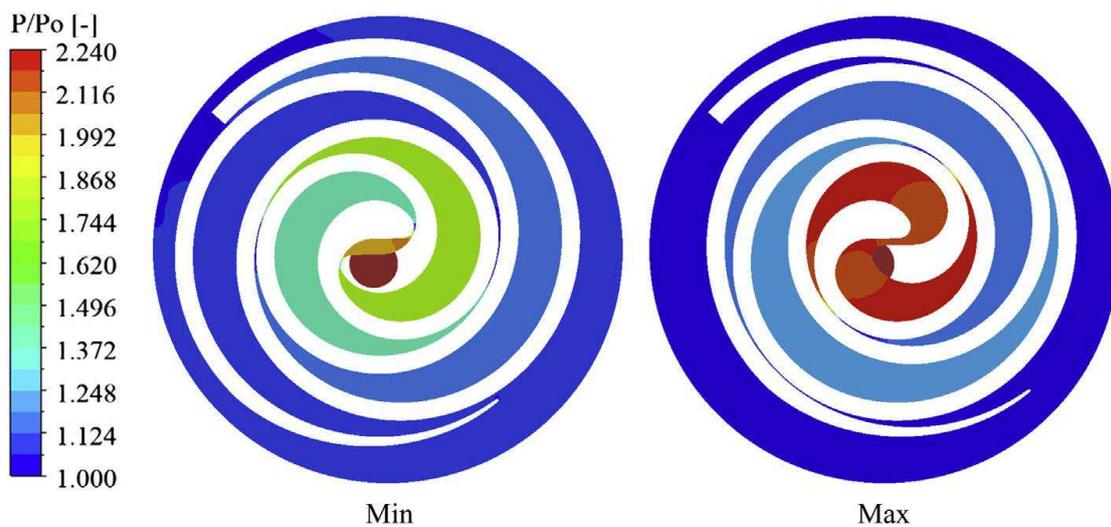
O torque obtido na simulação pode ser visualizado na figura 23. Nota-se uma acentuada flutuação periódica do mesmo, sendo marcados os instantes de máximo e mínimo torque. A posição relativa do expensor scroll nesses instantes pode ser observada na figura 24, assim como a distribuição da pressão em função da pressão de saída. Observa-se que a diferença de pressão entre as câmaras de sucção e expansão é bastante elevada quando o torque máximo age sobre o scroll móvel, ainda segundo Wei et al. (2015).

Figura 23 - Torque transiente de um expensor scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Wei et al., 2015.

Figura 24 - Posições relativas e distribuição de pressão no expensor scroll

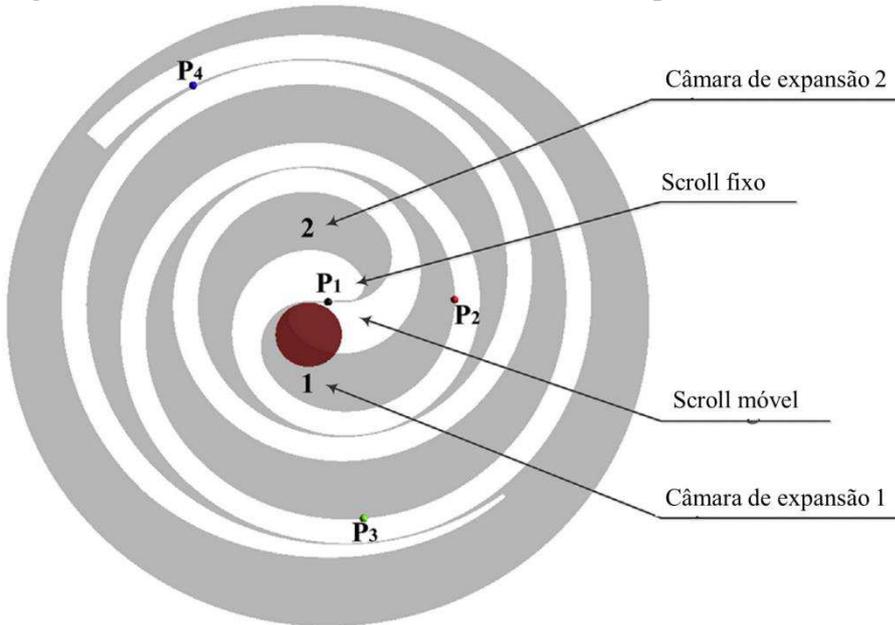


Fonte: Wei et al., 2015.

Os autores ainda monitoraram quatro pontos próximos à parede interna do scroll fixo espaçados igualmente de 270° na curva evolvente, conforme mostra a figura 25.

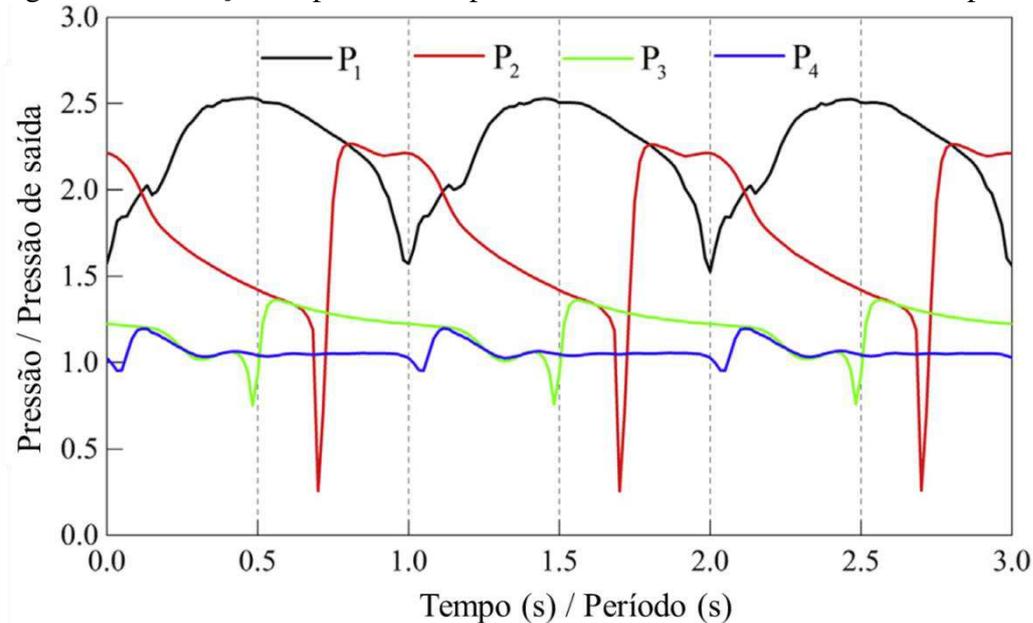
A pressão transiente se repete nos pontos monitorados periodicamente como pode ser observado na figura 26.

Figura 25 - Pontos monitorados nas câmaras do expansor scroll



Fonte: Autor "adaptado de" Wei et al., 2015.

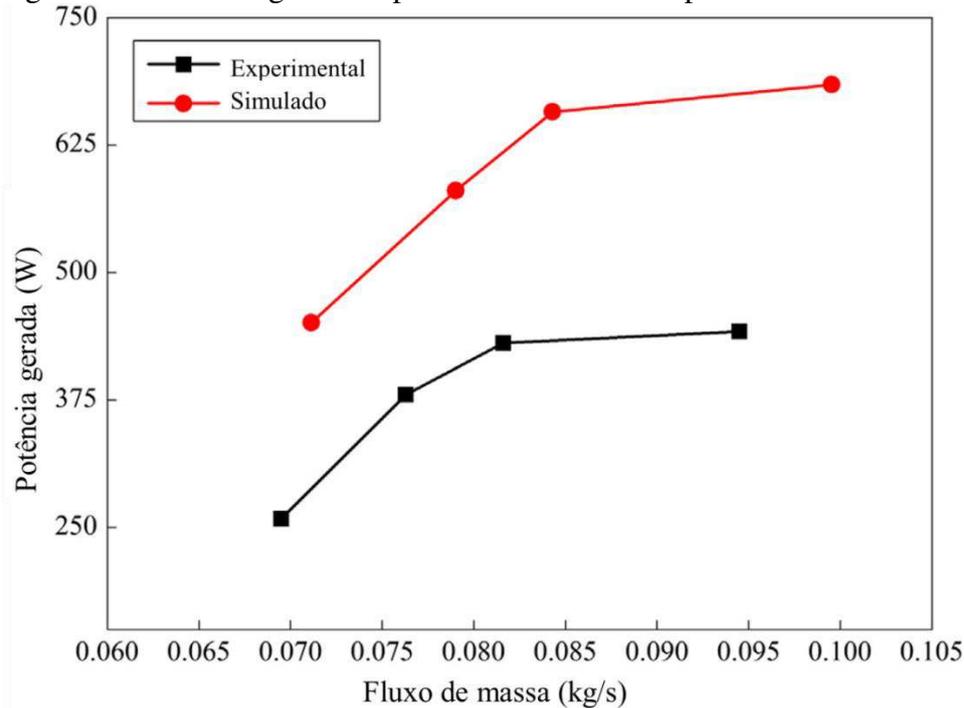
Figura 26 - Variação da pressão dos pontos monitorados nas câmaras do expansor scroll



Fonte: Autor "adaptado de" Wei et al., 2015.

Uma comparação entre resultados numéricos e simulados para a potência gerada pode ser visualizada na figura 27, em quatro diferentes condições de operação (os autores não especificaram as rotações empregadas nessas simulações). Nota-se uma diferença significativa entre os resultados devido às perdas por atrito, perdas eletromecânicas do gerador e perdas de transmissão presentes no experimento. Portanto os resultados estão consistentes, segundo os autores.

Figura 27 - Potência gerada experimental e simulada para diferentes fluxos de massa



Fonte: Autor “adaptado de” Wei et al., 2015.

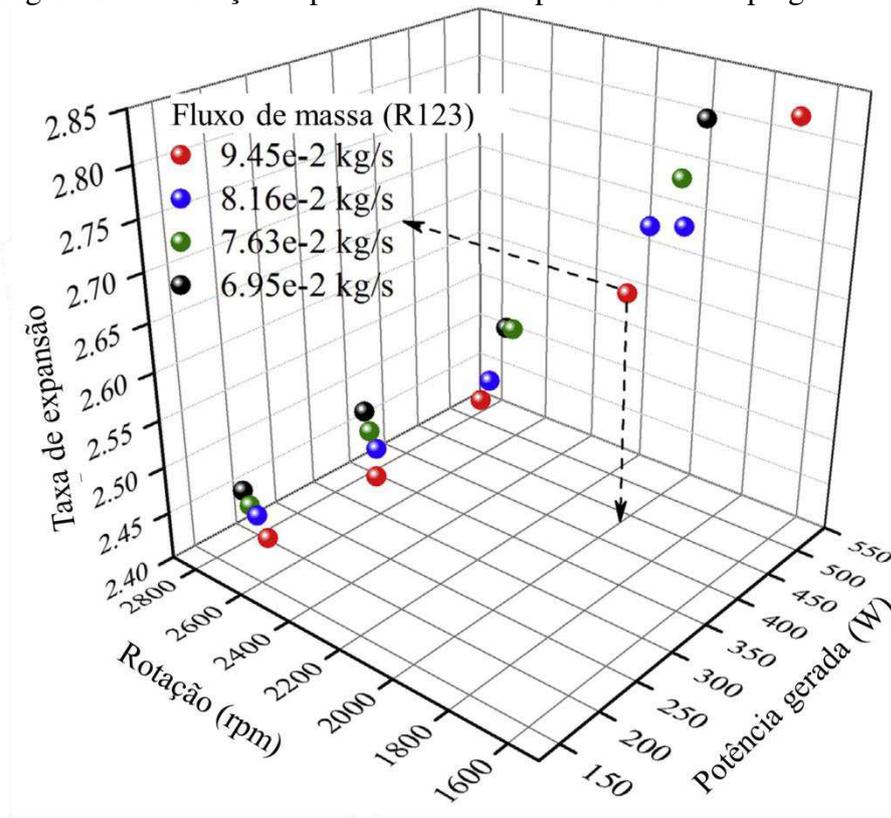
Wei et al. (2015) não especificaram as condições empregadas ao comparar a potência obtida pelas simulações e experimentalmente (figura 27). Os autores apresentaram apenas uma figura que mostra as condições operacionais do expansor scroll utilizadas no experimento. Entretanto, a mesma é de difícil compreensão, como pode ser observado na figura 28.

Utilizando essa mesma metodologia numérica para simulações CFD, os autores avaliaram os efeitos da localização da porta de sucção no desempenho de um expansor scroll. Adotaram o mesmo fluido de trabalho e condições operacionais (SONG et al., 2015a).

Três modelos de expansores foram construídos, com diferentes localizações da porta de sucção, como mostra a figura 29. O modelo 1 foi o padrão para este estudo, o qual já havia sido previamente simulado por Wei et al. (2015).

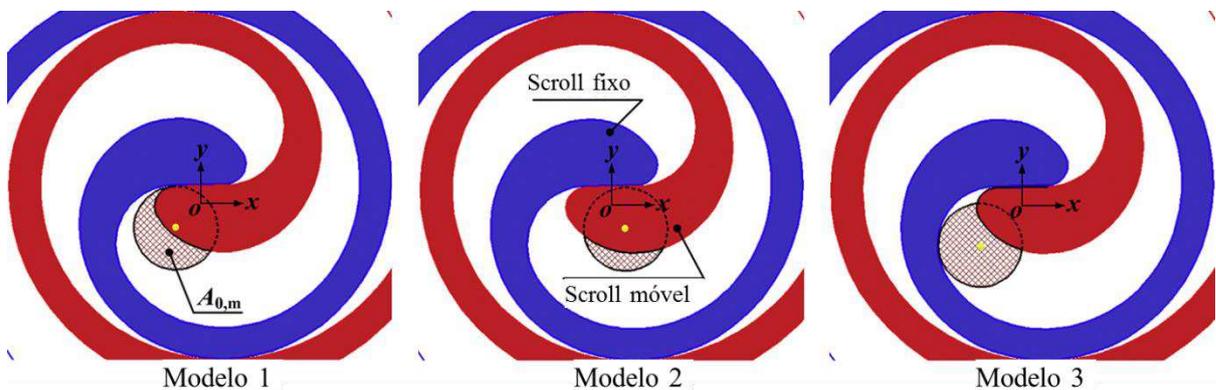
Segundo os autores, devido à simulação adiabática ignorar todas as perdas de transmissão, as transferências de calor e os vazamentos internos axiais (que não foram considerados nesse estudo), o desvio entre a potência gerada experimentalmente e simulada foi de aproximadamente 55%. A vazão mássica obtida pela simulação resultou em valores 3% superiores que os obtidos pelo experimento.

Figura 28 - Condições operacionais do expansor scroll empregadas no experimento



Fonte: Autor "adaptado de" Wei et al., 2015.

Figura 29 - Localização esquemática das portas de sucção em três diferentes modelos



Fonte: Autor "adaptado de" Song et al., 2015a.

Os valores de fluxo de massa, torque e potência gerada obtidos com o expansor 3 foram consideravelmente superiores se comparados aos outros dois modelos de expansores. Este modelo de expansor também apresentou os menores efeitos de bloqueio no orifício de sucção. O menor desempenho foi obtido pelo expansor 2.

Ainda, os autores analisaram em detalhes a pulsação do gás na porta de sucção e o torque transiente do expansor scroll, que são características transientes que influenciam no desempenho do mesmo.

Song et al. (2015b) listaram nove trabalhos relevantes dos últimos 26 anos que utilizaram CFD na simulação de expansores scroll, vários deles já citados anteriormente. Esses trabalhos tinham como objetivo revelar as características do fluxo interno e o desempenho termodinâmico dos mesmos, em duas e três dimensões. Entretanto, a aplicação de CFD em expansores scroll ainda não é amplamente adotada e as simulações estão em um estágio inicial devido ao movimento e à complexidade da geometria. Sem considerar o efeito do movimento de órbita do scroll móvel, não se pode descrever corretamente as distribuições e variações temporais.

Silva (2017) propôs uma técnica para realização de simulações CFD transientes de um expansor scroll. Utilizou a técnica de *remesh*, controlando a ortogonalidade mínima da malha. O programa empregado para geração de malha foi o ANSYS MESHING, sendo que a malha foi posteriormente exportada para o ANSYS CFX.

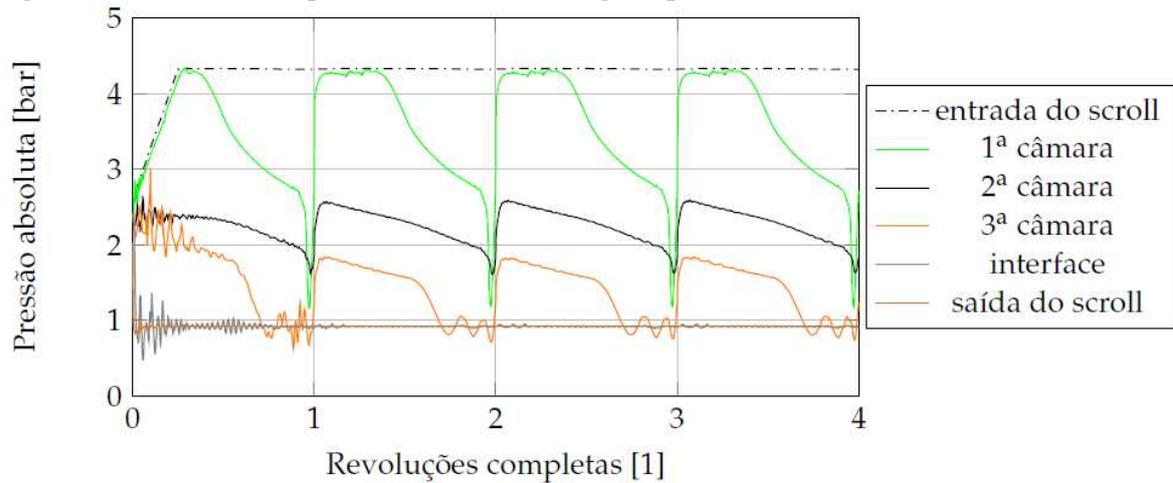
O modelo de turbulência selecionado para essas simulações foi *k-w SST*. Os termos advectivos foram discretizados com o *High Resolution Scheme* e o transiente foi discretizado utilizando o método implícito *Second Order Backward Euler*. O incremento angular empregado nas simulações a cada passo de tempo foi igual a $0,2^\circ$.

Ar comprimido foi utilizado nas simulações, onde os valores de pressão e temperatura adotados na entrada foram 4,34 bar e 20°C . A pressão de saída empregada foi igual à pressão atmosférica e equivale a 0,93 bar.

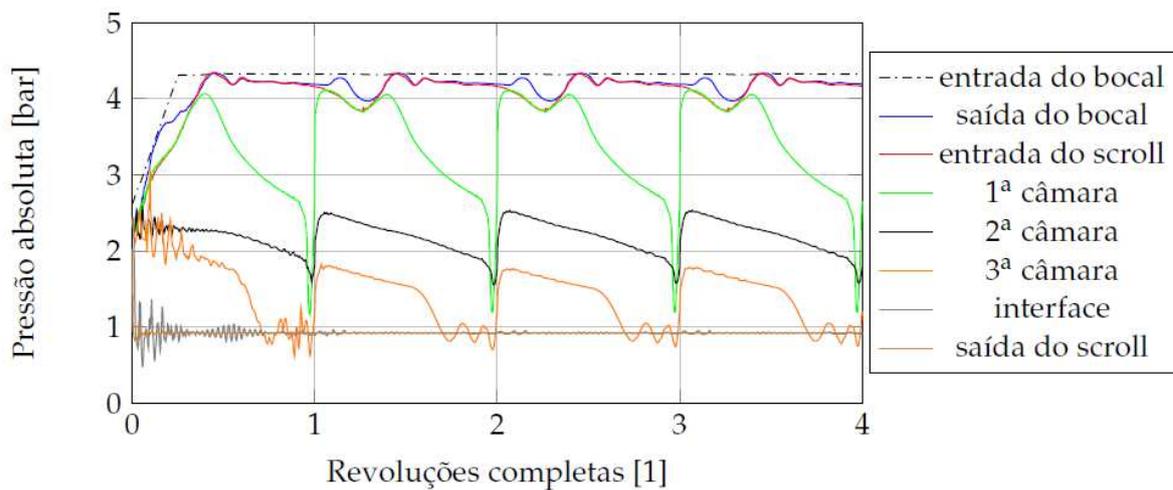
Silva (2017) constatou que a simulação 3D captura a perda de carga no bocal de entrada e o bloqueio parcial da área de entrada pelo scroll móvel, resultando em uma perda de carga média de aproximadamente 4% do valor da pressão de entrada. A simulação 2D não captura essas perdas e, portanto, apresenta uma pressão maior na câmara de entrada do scroll, como pode ser observado na figura 30.

Embora a ausência dessas perdas resulte em um maior desempenho do expansor scroll na simulação bidimensional, os resultados obtidos são bem próximos, conforme podem ser visualizados na tabela 5. Esse comportamento era esperado, pois o escoamento é praticamente todo bidimensional. Ainda segundo o autor, a simulação 2D consumiu aproximadamente 87% menos tempo do que a simulação 3D, sendo mais recomendável para avaliações iniciais deste tipo de máquina.

Figura 30 - Variação da pressão absoluta em alguns pontos de monitoramento



(a) simulação 2D



(b) simulação 3D

Fonte: Silva, 2017.

Tabela 5 - Comparação dos valores de fator de preenchimento e potência entre as simulações 2D e 3D

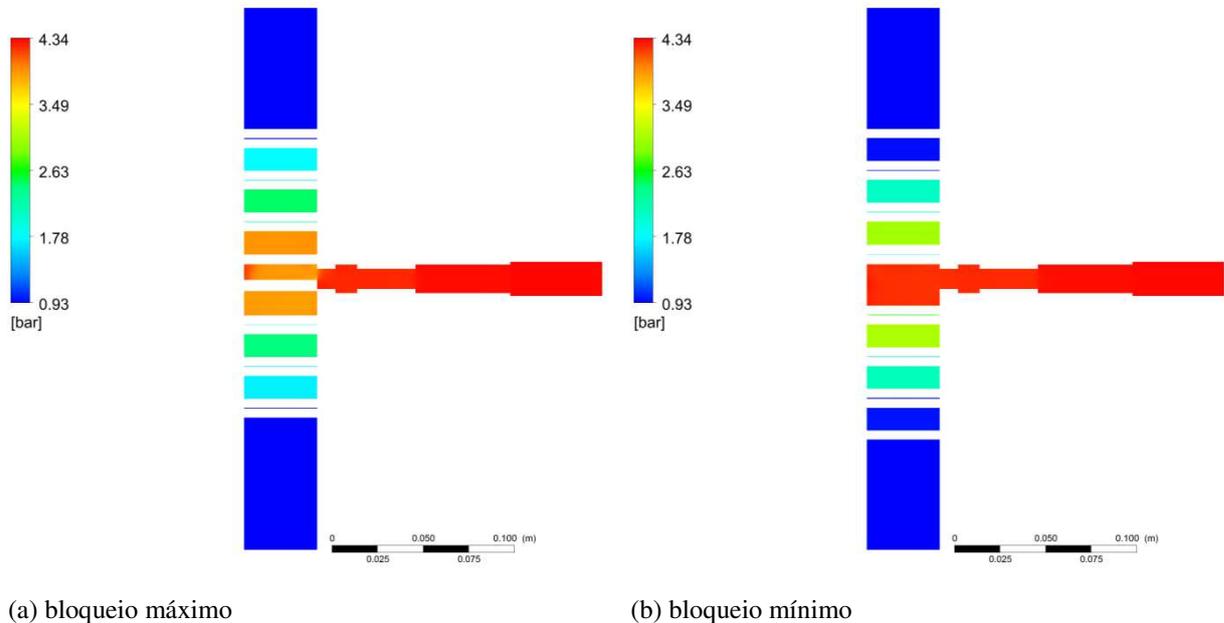
	Simulação 2D	Simulação 3D	Diferença
Fator de preenchimento	1,59	1,56	1,9 %
Potência	1944 W	1870 W	3,9 %

Fonte: Autor, "adaptado de" Silva, 2017.

O autor também compara os valores da tabela 5 com os resultados experimentais de Romão (2017), que obteve 2,45 e 1617 W, para o fator de preenchimento e potência, respectivamente, por meio de interpolação. Logo, ao se comparar com valores experimentais a simulação 3D resulta em uma potência 16% superior e um fator de preenchimento 36% inferior.

As distribuições de pressão, velocidade e temperatura também foram obtidas por Silva (2017). A figura 31 mostra a distribuição de pressão no bocal de entrada e no scroll em instantes de maior e menor bloqueio na entrada (na simulação 3D).

Figura 31 - Distribuição de pressão no bocal de entrada e no scroll



Fonte: Silva, 2017.

2.4 COMENTÁRIOS SOBRE OS TRABALHOS CFD

Nota-se que o uso da tecnologia *dynamic mesh* entre as pesquisas mais recentes é bastante comum. Esse recurso que atualiza a malha de modo a manter a simulação funcional (a malha é refeita em setores que a qualidade fica muito baixa) está disponível no código comercial FLUENT.

Embora o fator de preenchimento e a eficiência isentrópica sejam os principais parâmetros para caracterização de um expensor scroll, não é comum encontrá-los em trabalhos numéricos. A mesma constatação também é observada para valores de potência. Apenas Wei et al. (2015) apresentaram um resultado de eficiência igual à 41,7%, porém sequer mencionaram como o mesmo foi calculado.

Outro fato comum entre os trabalhos listados anteriormente é que raramente há uma comparação entre os resultados numéricos e os experimentais, ou seja, uma validação da simulação. Song et al. (2015a) que obtiveram 55% de diferença ao comparar potência numérica e experimental e Silva (2017) que para a mesma comparação obteve 20% de diferença na simulação 2D e 16% na simulação 3D são exceções entre os trabalhos analisados.

Um padrão verificado nestes estudos é que maioria dos autores apresentam discussões iniciais para compreender o escoamento interno no expansor, em especial as distribuições de pressão e velocidade. No entanto, apenas Silva (2017) discute o escoamento compressível com número de *Mach* elevado que ocorre no estrangulamento das folgas tangenciais. Esta caracterização é essencial para quantificar os vazamentos internos.

3 METODOLOGIA

Nesta seção é apresentada a metodologia empregada para realização das simulações, em que é descrita primeiramente a geometria utilizada. A seguir são exibidas as equações de conservação, os esquemas utilizados para discretização das mesmas, o modelo de turbulência e os critérios de convergência empregados. Na sequência são descritos a obtenção da malha a partir de seus domínios computacionais e a movimentação e substituição da mesma. Por fim, são apresentadas considerações sobre as propriedades do fluido, as condições de contorno e os monitores utilizados para obtenção dos resultados durante as simulações.

3.1 GEOMETRIA

A geometria utilizada nas simulações é mesma que foi empregada para construir o protótipo proposto por Fanti, Donato e Mello (2016), exibido na figura 32. As equações que determinam as curvas evolventes do círculo foram apresentadas em detalhes por Blunier et al. (2009), estão descritas na seção 2.2.3. A geometria foi construída utilizando um programa de Desenho Assistido por Computador, do inglês *Computational Aided Design* (CAD) e posteriormente foi exportada para o Ansys Design Modeler, um módulo de CAD do programa de simulação CFD.

Figura 32 - Protótipo do scroll fixo construído



Fonte: Autor

Os principais parâmetros utilizados na construção das curvas estão sumarizados na tabela 6 (vide figura 11).

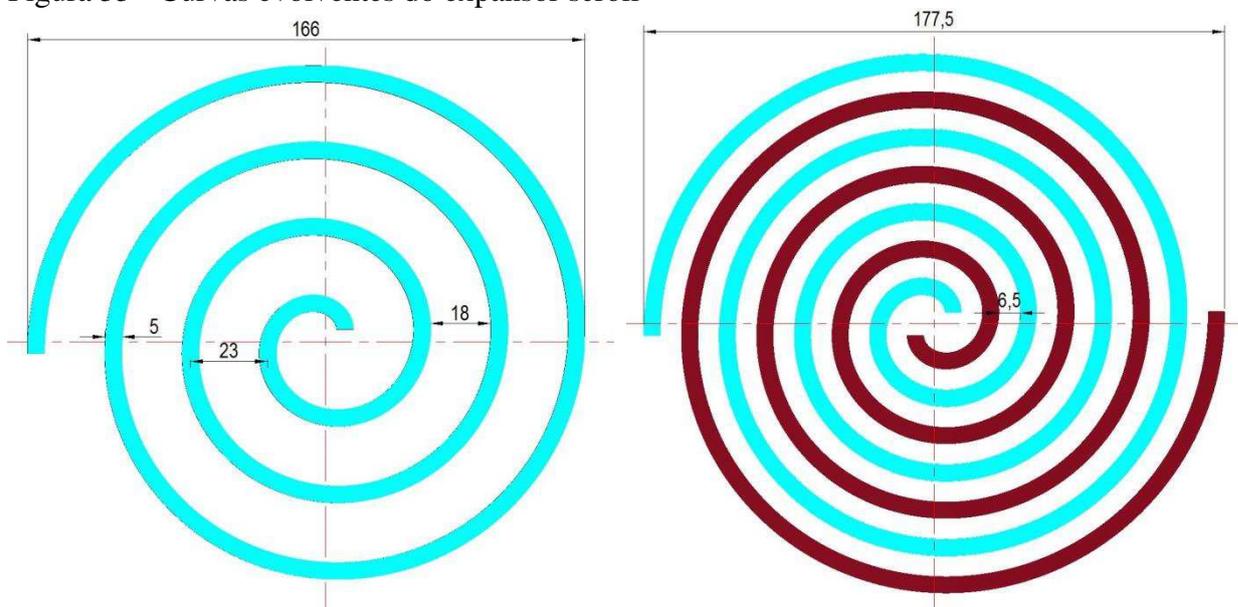
Tabela 6 - Parâmetros de definição da geometria scroll

Parâmetro	Símbolo	Valor
Raio do círculo evolvente	r_b	$23/2\pi$ mm
Espessura da parede	e	5 mm
Ângulo inicial da evolvente externa	φ_{e0}	$-e/2r_b$
Ângulo inicial da evolvente interna	φ_{i0}	$e/2r_b$
Ângulo final da evolvente	φ_{max}	$15\pi/2$
Início do ângulo externo	φ_{es}	$\pi/2$
Início do ângulo interno	φ_{is}	$\pi/2$
Raio da órbita nominal	r_0n	6,5 mm

Fonte: Autor

A figura 33 exibe as curvas do expansor scroll com algumas cotas. Observe que o raio do círculo evolvente r_b descreve o aumento do raio da curva evolvente para uma determinada variação angular: 23 mm a cada revolução (2π).

Figura 33 - Curvas evolventes do expansor scroll



(a) Curva evolvente do expansor estudado

(b) Raio da órbita nominal: 6,5 mm

Fonte: Autor

Portanto o scroll modelado representa quase que perfeitamente o protótipo, exceto por incertezas relacionadas à sua fabricação, permitindo a comparação dos resultados

experimentais com os numéricos. Para efeito de comparação, Song et al. (2015a) – ao utilizarem dados experimentais de um compressor comercial veicular adaptado para expensor, cuja geometria não estava disponível – empregaram um digitalizador de superfície 3D para obtenção dos parâmetros que definem a geometria scroll.

O scroll estudado possui as seguintes características: razão volumétrica (rv) igual a 3, deslocamento volumétrico igual à $75,12 \text{ cm}^3$ por revolução e altura de 40 mm.

Para caracterizar a movimentação do scroll móvel ao descrever uma órbita circular (sem rotacionar-se) são utilizadas as equações 19 e 20 incluídas no Design Modeler. Estas equações definem a posição do scroll móvel em função do ângulo de orbitação θ , (que é medido em relação ao eixo das abcissas). Para avaliação e estudo de outras folgas é necessário efetuar a alteração do raio de órbita efetivo r_0 (além de algumas alterações no pré-processador CFX-Pre). A figura 34 exhibe a posição dos scrolls fixo e móvel para diferentes valores de θ e r_0 .

$$x = r_0 \cos \theta \quad (19)$$

$$y = r_0 \text{sen} \theta \quad (20)$$

Vale salientar que o raio de órbita efetivo r_0 deve ser menor ou igual ao raio de órbita nominal $r_0 n$ para evitar o contato entre os scrolls móvel e fixo, resultando em folga entre as paredes do scroll, determinada doravante folga tangencial.

Inicialmente, foi empregada nas simulações uma folga tangencial de 0,165 mm, para que seja possível efetuar a comparação com os resultados obtidos experimentalmente por Romão (2017).

A ótima razão de pressão definida por uma relação isentrópica é apresentada na equação 21. A razão entre calores específicos γ para o ar (ideal) é igual a 1,4.

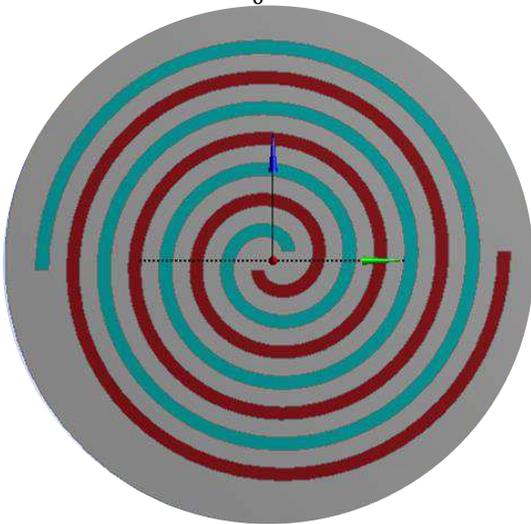
$$rp = (rv)^\gamma \quad (21)$$

onde rv é a razão volumétrica e rp é a razão de pressões entre a entrada e a saída do expensor scroll.

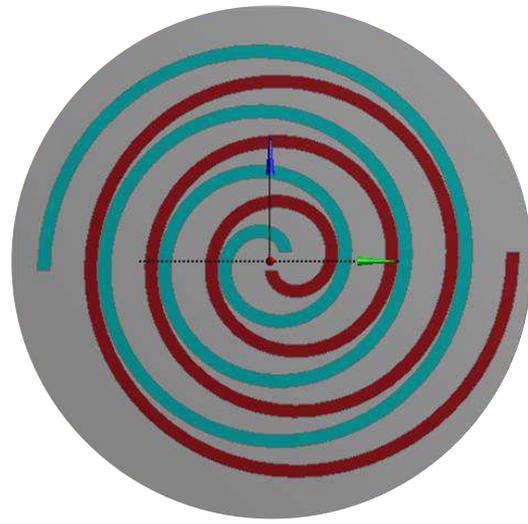
Como a razão volumétrica do expensor é igual a 3, a relação de pressão para se obter a máxima eficiência isentrópica deveria ser aproximadamente 4,65. Ao se afastar desse valor uma sobre-expansão ou sub-expansão mais acentuada deveria ser observada, diminuindo a

performance do expansor. Entretanto, em seus testes experimentais, Romão (2017) não observou a máxima eficiência isentrópica para o valor de razão de pressão igual a 4,65.

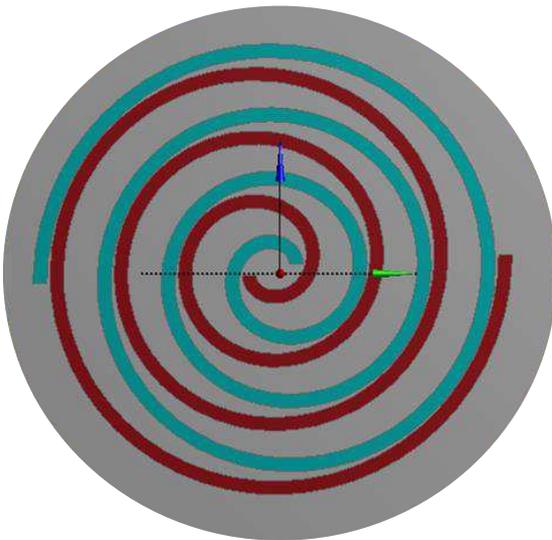
Figura 34 - Posicionamento do scroll fixo (azul) e móvel (vermelho) para diferentes valores de θ e r_0



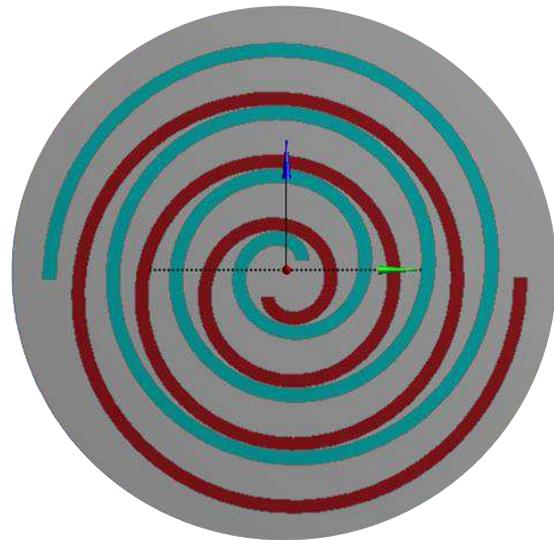
(a) $r_0 = 0 \text{ mm}$ e $\theta = 0^\circ$



(b) $r_0 = 6,3 \text{ mm}$ e $\theta = 0^\circ$



(c) $r_0 = 6,3 \text{ mm}$ e $\theta = 150^\circ$



(b) $r_0 = 6,3 \text{ mm}$ e $\theta = 260^\circ$

Fonte: Autor

3.2 MODELO NUMÉRICO

Para realização das simulações, foi utilizado o programa ANSYS CFX versão 17.0. O ANSYS CFX é uma ferramenta CFD de alto desempenho, reconhecido por sua robustez em aplicações com máquinas rotativas.

As equações utilizadas para caracterização do escoamento no ANSYS CFX são as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento na sua forma

conservativa, dada pelas equações 22, 23 e 24, respectivamente. Soluções analíticas dessas equações existem apenas em condições ideais e configurações geométricas relativamente simples. A discretização destas equações utilizando métodos numéricos é realizada para se obter a solução de problemas envolvendo geometrias complexas (ANSYS, 2016).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + S_M \quad (23)$$

$$\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (k \nabla T_E) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + U \cdot S_M + S_E \quad (24)$$

onde ρ é a densidade (kg/m³), \mathbf{U} é o vetor velocidade (m/s), t é o tempo (s), P é a pressão estática (Pa), S_M é termo fonte (kg/m² s²), $\boldsymbol{\tau}$ é o tensor de tensão (Pa), k é a condutividade térmica (W/m K), T_E é a temperatura estática (K), S_E é o termo fonte (W/m³) e h_{tot} é a entalpia específica total (m²/s²). O termo $\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ representa o trabalho devido a tensão viscosa. O termo $U \cdot S_M$ representa o trabalho devido a forças externas.

O tensor de tensão e a entalpia específica total podem ser calculados pelas respectivas equações 25 e 26.

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (25)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} |\mathbf{U}|^2 \quad (26)$$

onde δ é o delta de Kronecker e h é a entalpia específica (m²/s²).

É importante salientar que no caso do expansor scroll a energia cinética não pode ser negligenciada, pois o escoamento ocorre em altas velocidades. Logo, é essencial que a entalpia total (equação 26) seja empregada na equação de conservação da energia.

As equações apresentadas acima estão na sua forma contínua, e necessitam ser discretizadas. O ANSYS CFX utiliza o Método dos Volumes Finitos (MVF), o qual discretiza

um domínio utilizando malhas. O *software* possui vários esquemas numéricos para discretização das equações.

Uma aproximação de segunda ordem é usada sempre que for possível no ANSYS CFX para aproximações discretas. Para o acoplamento pressão velocidade, o software utiliza arranjo co-localizado de modo que os volumes de controle sejam idênticos para todas as equações de transporte (ANSYS, 2016).

O ANSYS CFX trabalha com resolução acoplada, onde as equações hidrodinâmicas são resolvidas em um único sistema. O mesmo emprega o método iterativo *Multigrid* para resolver o sistema discreto das equações lineares. Esse método consiste na realização de iterações prévias em uma malha refinada, e iterações posteriores sobre malhas virtuais mais grosseiras, progressivamente. No final do processo os resultados são transferidos das malhas grosseiras para a malha refinada original. Mais detalhes sobre esse método podem ser encontrados em Versteeg e Malalasekera (2007).

3.2.1 Discretização dos termos advectivos

Nos termos advectivos, os valores de uma propriedade ζ no ponto de integração são aproximados pelos valores nodais. Os esquemas advectivos implantados no ANSYS CFX podem ser escritos conforme equação 27 (ANSYS, 2016).

$$\zeta_{ip} = \zeta_{up} + \beta \cdot \nabla \zeta \cdot \Delta \vec{r} \quad (27)$$

onde ζ_{ip} é o valor da propriedade em estudo no ponto de integração, ζ_{up} é o valor a montante, \vec{r} é o vetor do nó anterior para o atual e β que depende do esquema advectivo escolhido pode variar de 0 a 1.

No presente trabalho, optou-se por discretizar os termos advectivos com o Esquema de Alta Resolução, do inglês *High Resolution Scheme*, onde um valor não linear para β é computado a cada nó. Este será o menor valor entre todos os pontos de integração que estão ao redor do nó.

Assim, o Esquema de Alta Resolução é um híbrido, podendo se beneficiar tanto da robustez de um esquema de primeira ordem (Esquema *Upwind*, $\beta=0$) quanto da precisão de um esquema de segunda ordem (Esquema das Diferenças Centrais, $\beta=1$).

3.2.2 Discretização do termo transiente

Para a discretização do termo transiente foi selecionado o *Second Order Backward Euler scheme*. Este esquema é robusto, implícito, conservativo e não possui limitações de passos de tempo. É um esquema de segunda ordem preciso no tempo, porém não é limitado podendo criar oscilações fisicamente incorretas (ANSYS, 2016).

A aproximação discreta é exibida na equação 28.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \zeta dV \approx V \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{3}{2} (\rho \zeta) - 2 (\rho \zeta)^0 + \frac{1}{2} (\rho \zeta)^{00} \right] \quad (28)$$

onde Δt é o passo de tempo, V é o volume de controle e o sobrescrito 0 refere-se ao passo de tempo anterior.

3.2.3 Modelo de turbulência

O modelo de turbulência utilizado nos estudos foi o *Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$* , tendo em vista que o regime de escoamento é turbulento e compressível.

Este modelo – proposto por Menter (1994) – possui duas variáveis de transporte que representam propriedades turbulentas do fluido: a energia cinética turbulenta k e a frequência da turbulência ω . É um modelo híbrido que combina o Wilcox $k-\omega$ em regiões próximas às paredes (subcamada viscosa) com o $k-\varepsilon$ em regiões longe de paredes, trazendo as vantagens de ambos.

Logo, para fluxos livres de cisalhamento, ou seja, longe de paredes o modelo SST é matematicamente idêntico ao modelo $k-\varepsilon$. Mais detalhes sobre o modelo podem ser vistos em Versteeg e Malalasekera (2007).

O CFX trata de forma automática a seleção da condição de contorno apropriada nas paredes sempre que se utilizam modelos $k-\omega$. Para tanto, utiliza equações empíricas que impõem condições de contorno adequadas dependendo da distância entre o centro do volume e a parede. Com isso essas regiões podem ser modeladas com malhas relativamente mais grosseiras, dependendo de menos recursos computacionais. Nessas condições o Yplus – que é baseado na distância adimensional do primeiro nó em relação à parede – é fornecido apenas para se obter informações sobre a resolução da malha próxima à parede (ANSYS, 2013).

3.2.4 Resíduo e critério de convergência

O ANSYS CFX nomeia o resíduo da solução do sistema linear para uma variável qualquer ζ como resíduo bruto r_ζ (do inglês *raw residual control volume imbalance*), mas utiliza em seu critério de convergência um resíduo normalizado \tilde{r}_ζ . Essa normalização é feita segundo a equação 29, onde a_p é o coeficiente representativo do volume de controle obtido na discretização das equações de conservação e δ_ζ é o valor da variação da variável qualquer.

$$\tilde{r}_\zeta = \frac{r_\zeta}{a_p \delta_\zeta} \quad (29)$$

O critério de convergência estabelecido nas simulações é baseado no monitoramento do valor eficaz, do inglês *Root Mean Square* (RMS). Considera-se que a iteração converge quando o valor eficaz é inferior a 1.10^{-4} ou quando um número máximo de 10 iterações por passo de tempo para todas as variáveis é atingido. O cálculo para movimentação e deformação de malha que realiza 5 iterações por passo de tempo é uma exceção.

Também foi realizado um estudo de convergência considerando um valor eficaz inferior a 1.10^{-6} ou um número máximo de 50 iterações por passo de tempo. Os resultados obtidos com diferentes critérios são apresentados na próxima seção

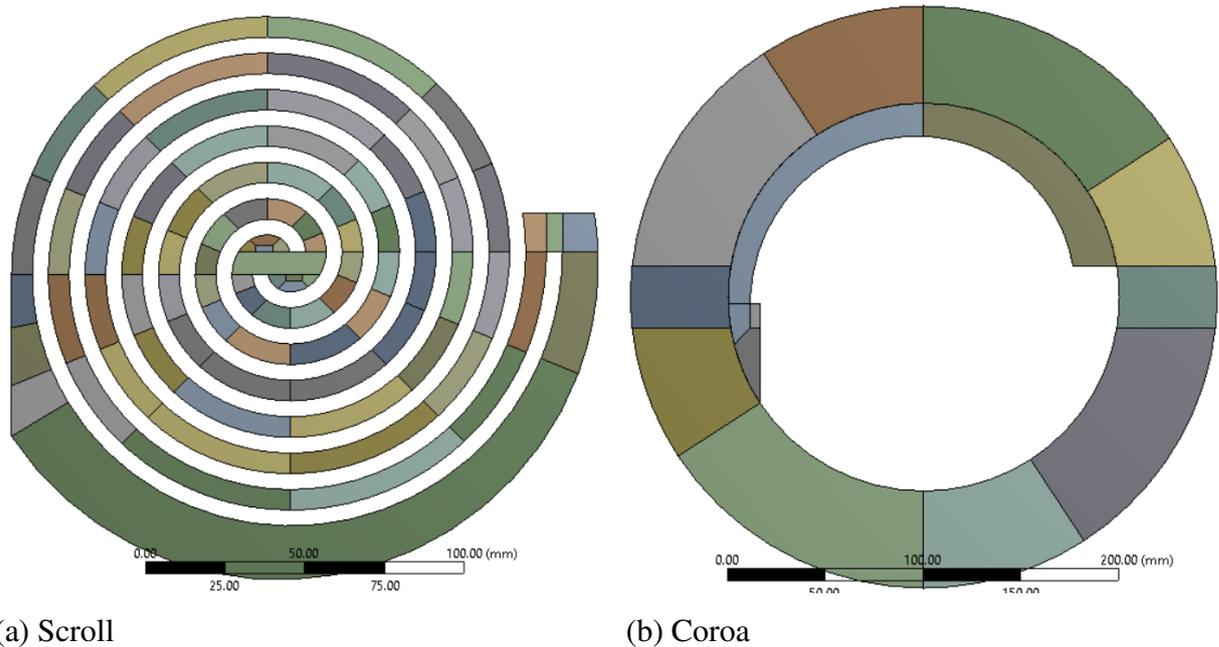
3.3 MALHA COMPUTACIONAL

Na simulação bidimensional o scroll foi dividido em dois domínios computacionais: a coroa externa (domínio estacionário) e a região de fluido entre os scrolls (domínio móvel). O objetivo dessa divisão é tornar o processo de geração e substituição de malhas mais eficiente, não necessitando que toda a malha seja substituída, apenas a região que está se movimentando. As malhas são geradas separadamente para cada domínio computacional, sendo que na região de fluido entre os scrolls devem ser geradas malhas para todos os ângulos em que o *remesh* será efetuado.

Os domínios foram divididos em blocos para a obtenção de uma malha estruturada, conforme mostra a figura 35, utilizando o Design Modeler. O principal motivo para se utilizar uma malha estruturada é que a mesma garante um número de volumes adequado entre as paredes, mesmo nas regiões em que elas estão muito próximas, como nas folgas tangenciais. Outra vantagem é a rapidez da simulação, onde a qualidade da malha é reduzida de maneira menos abrupta possibilitando menos trocas de malhas e uma convergência mais rápida. Além

disso, malhas estruturadas consomem menos memória quando comparadas a malhas não estruturadas de mesma resolução.

Figura 35 - Divisão em blocos dos domínios computacionais para obtenção das malhas estruturadas



Fonte: Silva, 2017.

Nota-se que uma parte do expansor scroll é avaliada no domínio da coroa: é uma região da malha que não requer deformação, apesar da movimentação do scroll móvel.

Na figura 36 a malha é exibida, juntamente com o mínimo ângulo de ortogonalidade. Foram empregados 15 elementos entre as paredes do scroll (caso base, malha 1).

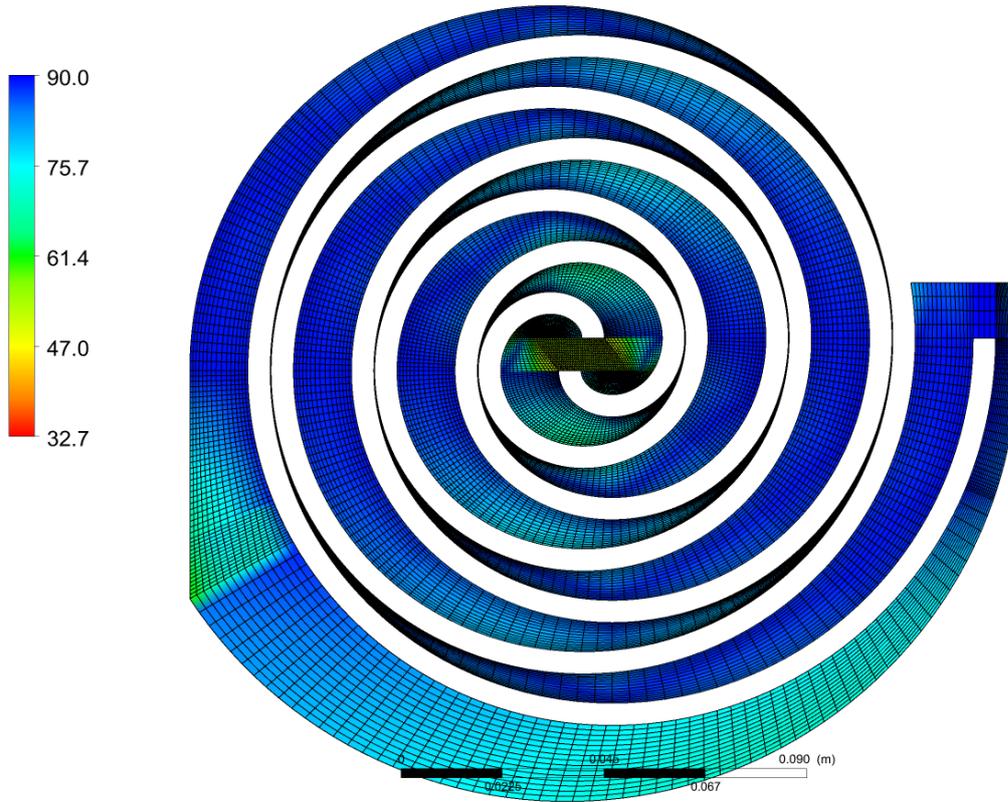
Estudos para verificar a independência da malha foram efetuados. Nestes, o número de elementos no domínio scroll foram diminuídos (malha mais grosseira) nas malhas 2 e 3, e aumentados (malha mais refinada) na malha 4. A malha utilizada no domínio da coroa é a mesma em todas as simulações. A tabela 7 mostra a quantidade de blocos e elementos para cada domínio, assim como o número total dos mesmos.

Tabela 7 - Número de blocos e elementos utilizados nas simulações.

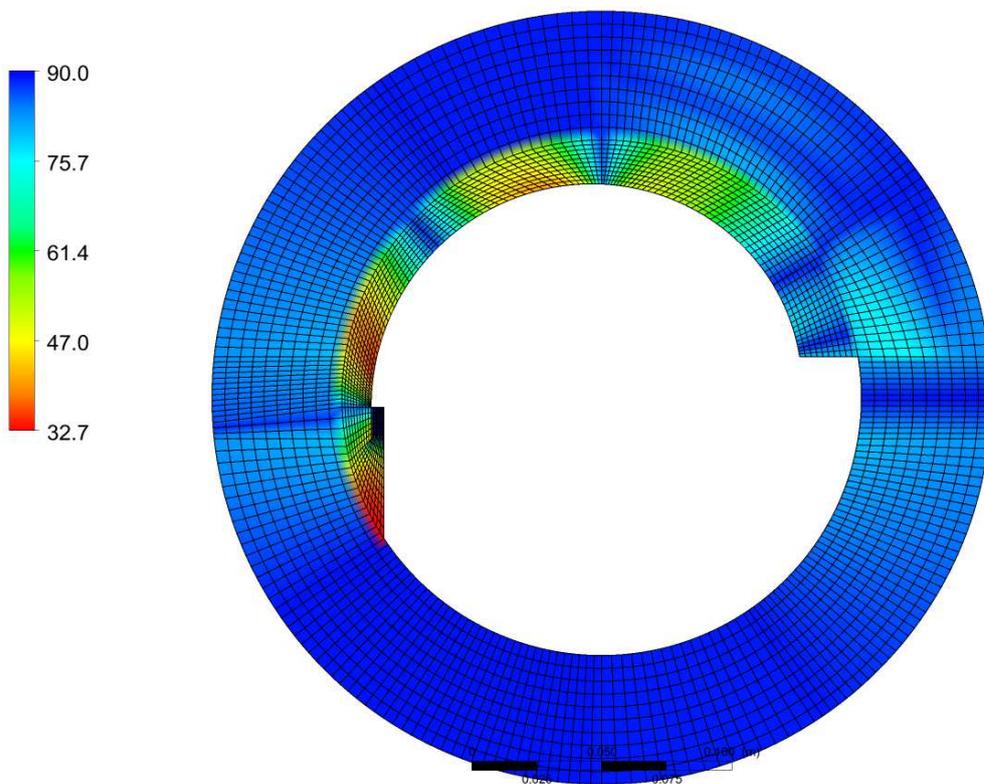
	Número de blocos	Número de elementos			
		Caso base (Malha 1)	Malha 2	Malha 3	Malha 4
Scroll	89	42692	21184	10488	107258
Coroa	18	7344	7334	7334	7334
TOTAL	107	50036	28518	17822	114592

Fonte: Autor.

Figura 36 - Malhas estruturadas e ângulos de ortogonalidade mínimos (em graus) obtidos para cada domínio



(a) Scroll com $r_0 = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 0^\circ$



(b) Coroa

Fonte: Autor.

Para verificar a qualidade da malha foi utilizada a variável ortogonalidade de malha. A mesma relaciona a proximidade que os ângulos entre as faces ou arestas adjacentes de um elemento estão do ângulo ótimo. Para elementos triangulares o ângulo ótimo é 60° enquanto que para quadriláteros é 90° . No manual do software o fabricante recomenda que o mínimo ângulo de ortogonalidade seja maior que 10° . Abaixo disso, a solução pode demorar a convergir ou divergir. (ANSYS, 2013).

3.3.1 Movimentação e substituição da malha

A deformação acentuada da malha pode resultar em elementos com volume negativo (quando um nó atravessa uma das arestas do elemento), interrompendo o código por erro numérico. Para evitar esses erros e garantir o funcionamento da simulação foi utilizada a técnica de *remesh*, que é composto por três etapas. A primeira é a extração dos dados necessários para efetuar as alterações na geometria ou malha. Logo após, a geometria é atualizada levando em consideração a deformação sofrida. Por fim, a malha é refeita de acordo com a nova geometria e interpolada com as condições de contorno existentes, possibilitando que o código volte a resolver a simulação. O ANSYS CFX permite que seja escolhido um tipo de movimentação de malha (estacionário, paralelo à fronteira, deslocamento especificado, entre outros) para cada condição de contorno.

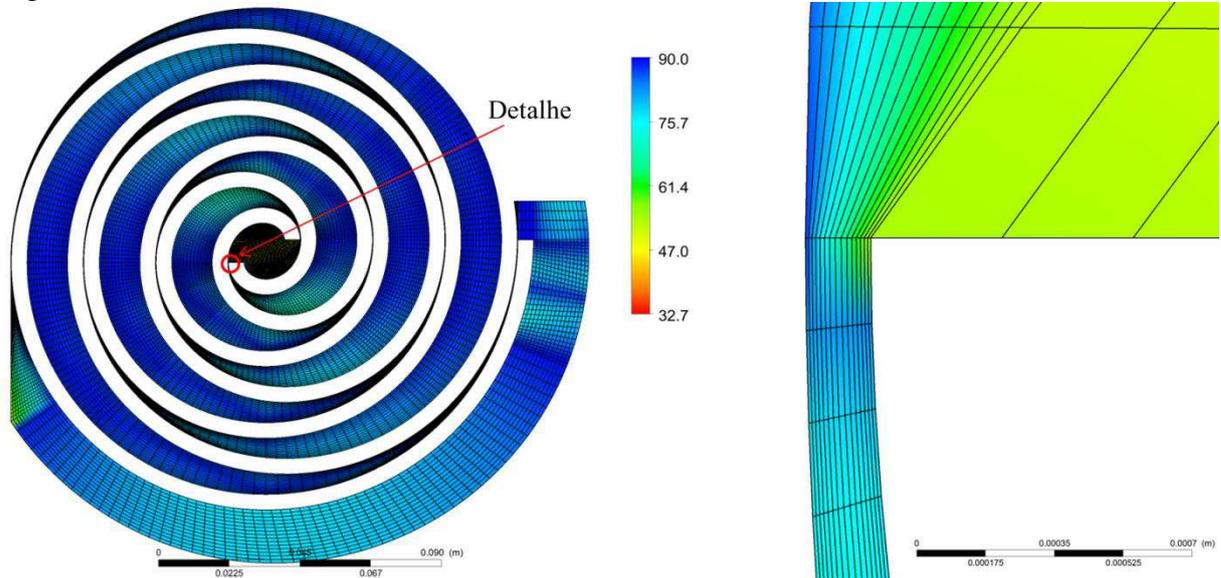
Para movimentar o scroll móvel é necessário movimentar a malha. Essa movimentação é efetuada pela Linguagem de Expressão CFX, do inglês *CFX Expression Language* (CEL). As regras de movimentação são fornecidas ao *solver* por meio dessas equações.

Comandos externos criados para gerar novas malhas ou substituí-las por malhas previamente geradas podem ser utilizados para efetuar o *remesh*. Uma maneira de se realizar essa operação é definindo os ângulos de orbitação onde a malha será substituída (ou gerada) e a localização do arquivo que contém a malha desejada (ou parâmetros para criação de uma nova malha). O inconveniente ao utilizar essa metodologia é que podem ser efetuadas trocas em excesso, possivelmente desnecessárias, aumentando o tempo de simulação. Ou também, podem ser efetuadas trocas com baixa frequência, diminuindo a qualidade da malha podendo até fazer algum elemento apresentar volume negativo.

A região em que a malha é mais afetada ao sofrer deformações com pequenas folgas entre as paredes é o centro do scroll. Portanto, é necessário um aumento na frequência das trocas perto do ângulo de orbitação $\theta = 180^\circ$. Nestes ângulos, a extremidade central do scroll móvel está muito próxima à parede do scroll fixo – conforme exibido na figura 37 –

ocasionando em uma diminuição mais acentuada da qualidade da malha ao movimentar o scroll próximo a esse ângulo.

Figura 37 - Detalhe da malha na extremidade central do scroll móvel



(a) Scroll com $r_0 = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 179^\circ$

(b) Detalhe da ponta do scroll móvel

Fonte: Autor.

A figura 38 mostra as posições em que foram efetuadas as trocas de malha e o detalhe central da mesma para algumas posições. Essas posições foram determinadas com base em testes de comportamento de malha (por meio de tentativa e erro) durante as simulações. A simulação 2D realiza 39 trocas durante uma volta.

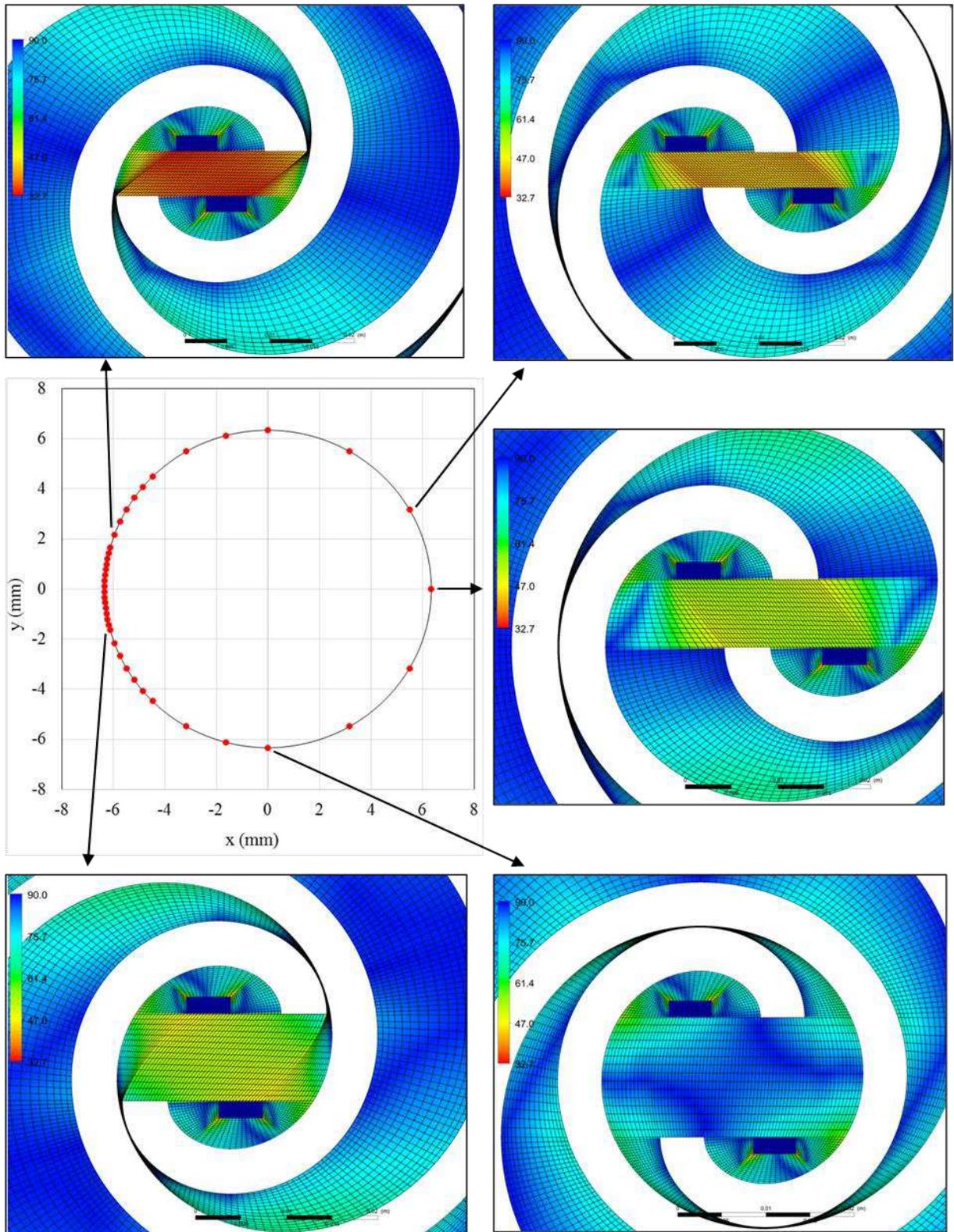
Nessas trocas foi utilizado um conjunto de equações, permitindo que seja criada apenas uma condição de interrupção do inglês *interrupt control*, que paralisará a simulação para dar início à rotina de *remesh*. Essas equações definem as posições que as trocas serão efetuadas, por meio da variável *troca*. Assim, quando a equação 30 for satisfeita, ou seja, quando a variável *ctstep* atingir um valor predeterminado ocorre a interrupção.

$$ctstep = troca/angleincrement \quad (30)$$

onde *ctstep* é uma variável do solver que conta a quantidade de passos de tempo avançados desde que a última substituição de malha ocorreu.

Além de escolher uma condição de interrupção, há necessidade de definir um arquivo de malha para substituição e um comando externo. Silva (2017) elaborou um código que ao ser ativado verifica qual malha deve ser escolhida para substituir a atual, evitando a necessidade de diversas condições de *remesh*.

Figura 38 - Localização dos pontos de troca de malha durante uma revolução e detalhe da malha central do scroll para alguns pontos



Fonte: Autor.

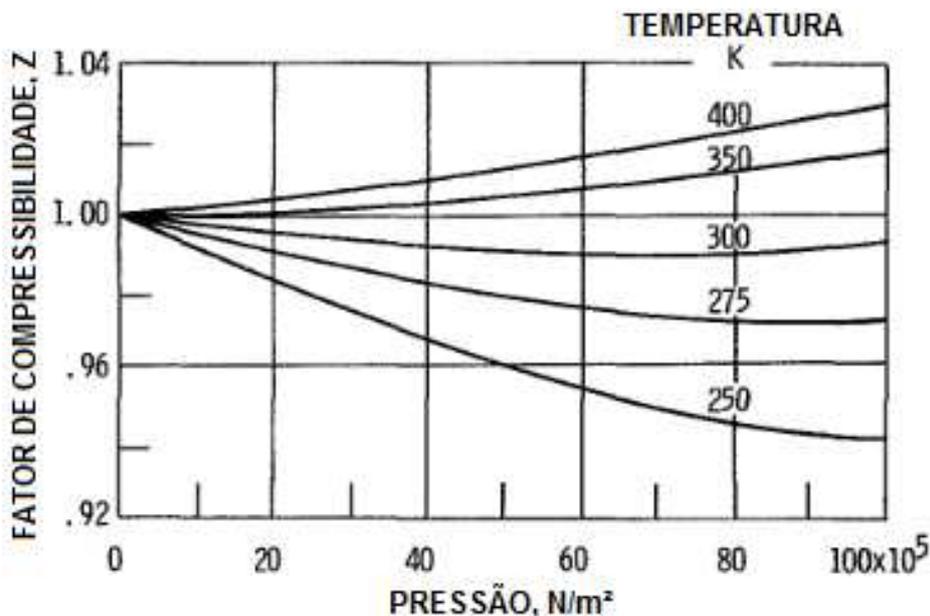
3.4 MODELAGEM FÍSICA

Nesta seção são apresentadas as condições de contorno empregadas e os monitores necessários para avaliar o desempenho do expansor scroll durante as simulações transientes bidimensionais.

3.4.1 Propriedades do fluido

Nos ensaios experimentais de Romão (2017) foi utilizado ar comprimido por questões práticas. Nas temperaturas e pressões avaliadas nesse trabalho (temperaturas próximas à ambiente e pressões inferiores a 5 bar) o ar pode ser considerado como gás ideal (ÇENGEL; BOLES, 2006). Na figura 39 é exibido o fator de compressibilidade Z do ar para diferentes pressões e temperaturas. Portanto, considerar o ar como gás ideal ($Z = 1$) nessas condições é uma boa aproximação, resultando em um erro inferior a 1%.

Figura 39 - Fator de compressibilidade do ar



Fonte: Autor “adaptado de” Johnson, 1964.

Ao utilizar gás ideal, empregou-se um valor fixo para o calor específico do ar a pressão constante c_p , considerando a temperatura ambiente. A variação do valor de c_p nas temperaturas avaliadas nesse trabalho é muito pequena, podendo ser considerada constante, diminuindo o tempo total gasto para realizar cada simulação.

3.4.1 Condições de contorno

Na simulação 2D a entrada está localizada na ponta do scroll fixo. O domínio scroll é o único que pode se deformar, seguindo um modelo de maior rigidez próximo aos menores volumes. Para determinar o valor de rigidez em cada volume, a equação 31 é resolvida, onde C_{stiff} é o expoente do modelo que determina o quão rápido o aumento de rigidez ocorre, \forall é o volume do elemento, \forall_{ref} é o volume de referência (atribuído automaticamente como a média dos volumes). O valor de C_{stiff} foi atribuído igual a 2 nas simulações.

$$\Gamma_{disp} = \left(\frac{\forall_{ref}}{\forall} \right)^{C_{stiff}} \quad (31)$$

O domínio da coroa apresenta uma circunferência para afastar a condição de saída do scroll, ajudando na convergência – o diâmetro adotado para essa circunferência é igual a 300 mm –. Portanto, a saída do ar ocorre pela abertura, que é a superfície dessa circunferência. Nas paredes foram empregadas condições de não escorregamento.

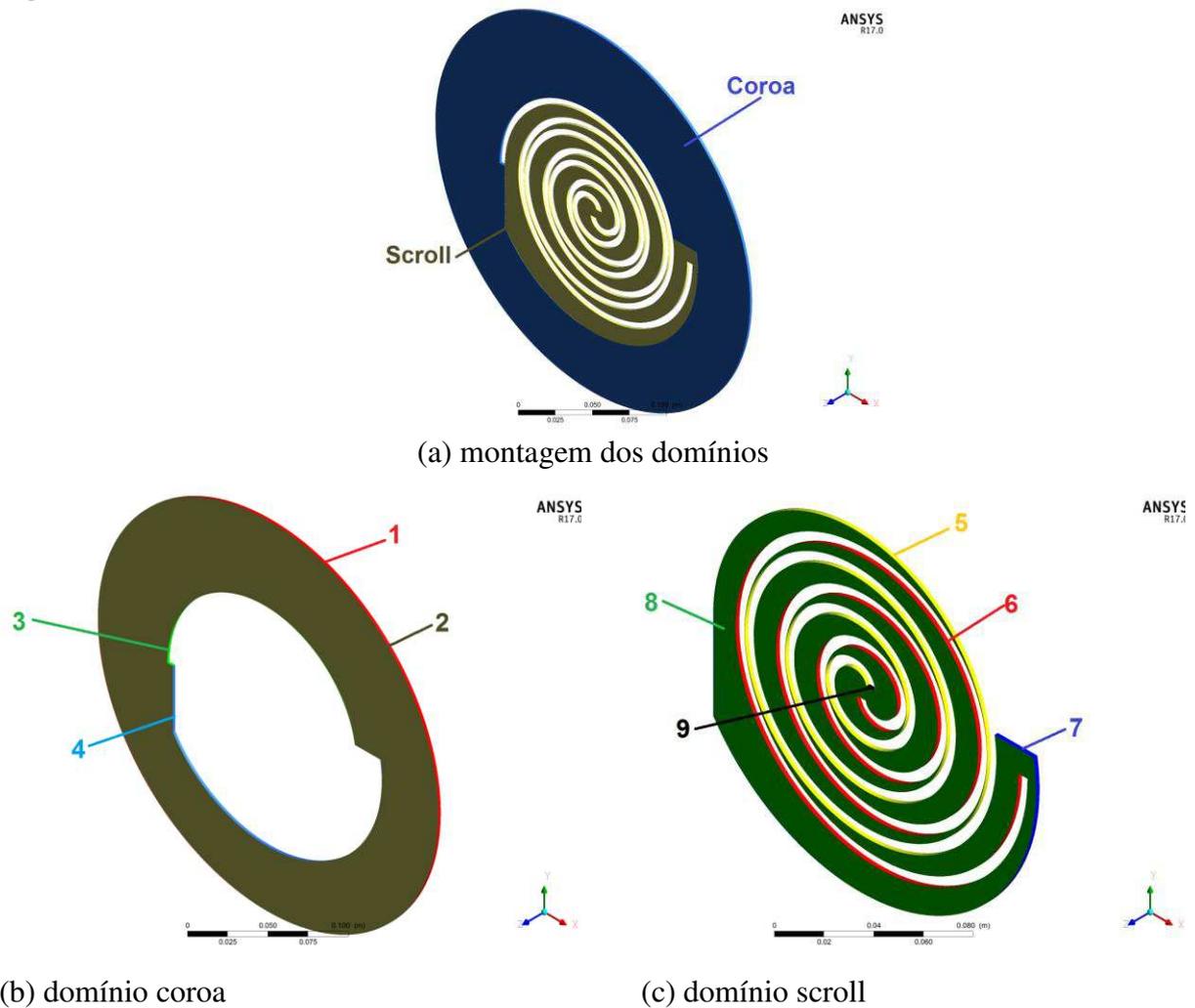
Na tabela 8 estão listadas as condições de contorno aplicadas, sendo que as mesmas estão ilustradas na figura 40.

Tabela 8 - Condições de contorno aplicadas na simulação

Fronteira	Condição de contorno aplicada	Movimentação da malha
1	abertura (opening)	-
2	simetria	-
3	parede adiabática	-
4	interface	-
5	parede adiabática	paralelo à fronteira
6	parede adiabática	deslocamento especificado
7	interface	estacionário
8	simetria	não especificado
9	entrada	estacionário

Fonte: Autor.

Figura 40 - Localização das condições de contorno nos domínios 2D



Fonte: Silva, 2017.

Valores de pressão e temperatura empregados nas simulações são exibidos na tabela 9. Esses valores condizem com o intervalo utilizado nos ensaios experimentais realizados por Romão (2017), com os quais se deseja efetuar comparações. A rotação de 2600 rpm utilizada em todas as simulações é a mesma com que o protótipo foi testado.

Tabela 9 - Temperatura e pressões utilizadas nas simulações

Parâmetro	Valor
Pressão na entrada	1,5 a 4,7 bar (abs)
Pressão na saída (atmosférica)	0,92 bar (abs)
Razão de pressão	1,6 a 5,1
Temperatura na entrada	20°C
Temperatura na saída (opening)	20°C

Fonte: Autor.

Os sete valores de pressão absoluta na entrada utilizados nas simulações para avaliar a influência da razão de pressão foram: 1,5; 1,9; 2,3; 2,7; 3,25; 3,8 e 4,7 bar.

Silva, Oliveira e Mello (2016) ao analisarem dez revoluções completas do expensor scroll observaram que a partir da terceira revolução todas as grandezas apresentaram um comportamento estável (quando os parâmetros se repetem durante duas revoluções sucessivas).

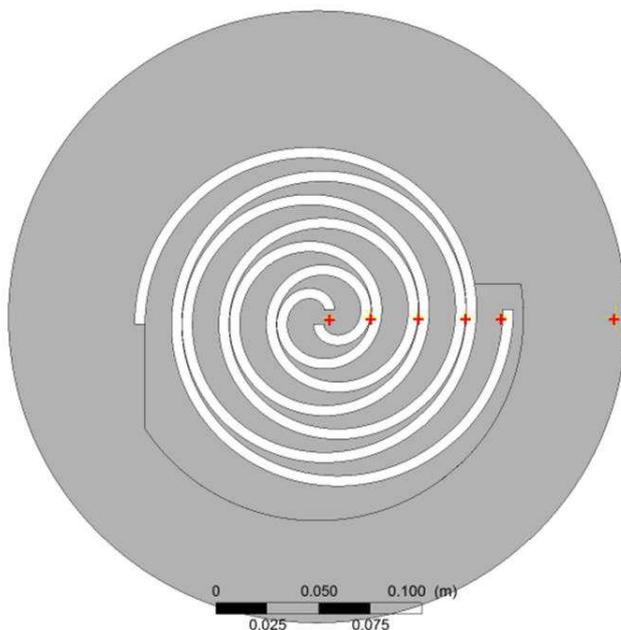
Portanto, para garantir a estabilidade dos resultados, quatro revoluções do expensor foram analisadas durante cada simulação. Na primeira volta a pressão na entrada é aumentada de maneira linear para evitar problemas de divergência.

O incremento angular utilizado nas simulações a cada passo de tempo é igual a $0,2^\circ$. Entretanto, também foi realizada uma verificação de independência temporal utilizando $0,1^\circ$ e $0,5^\circ$ de incremento angular para cada passo de tempo.

3.4.2 Monitores utilizados

Para descrever o comportamento da pressão nas câmaras do expensor scroll foram criados alguns pontos de monitoramento. Esses pontos estão localizados próximos à parede do scroll fixo de modo que, ao ocorrer a movimentação do scroll eles sempre estejam em contato com o fluido. A figura 41 exibe a localização desses pontos, enquanto que a tabela 10 mostra a localização espacial desses pontos.

Figura 41 - Localização dos pontos de monitoramento



Fonte: Autor.

Tabela 10 - Coordenadas geométricas dos pontos de monitoramento
 Coordenadas cartesianas [m]

p_in_scroll	0,00550; 0; 0,001
p1_scroll	0,02585; 0; 0,001
p2_scroll	0,04900; 0; 0,001
p3_scroll	0,07205; 0; 0,001
p_out_scroll	0,08980; 0; 0,001
p_out_coroa	0,14500; 0; 0,001

Fonte: Autor.

Também foram monitoradas outras grandezas importantes durante a movimentação do expensor: fator de preenchimento, número de Courant, fluxo de massa, potência gerada e ortogonalidade da malha. As expressões CEL utilizadas para definição destes monitores são apresentadas no apêndice A.

Conforme apresentadas anteriormente, as condições de contorno empregadas nas simulações são as pressões de entrada e saída, a temperatura de entrada e a rotação do expensor. Logo a vazão mássica é um resultado obtido na simulação.

Para cálculo do fator de preenchimento a vazão mássica total na entrada é dividida pela vazão em massa que seria deslocada caso não houvesse vazamentos (\dot{m}_m). Essa é obtida através do volume deslocado (característica do scroll), velocidade de rotação do scroll e a densidade do fluido na entrada do mesmo (depende da temperatura e pressão de entrada), conforme equação 16 apresentada anteriormente.

Nas simulações a potência não é calculada multiplicando o torque pela rotação, pois o scroll não gira ao redor de um eixo, ele apenas translada em trajetória circular. Portanto para se obter a potência gerada é necessário realizar o produto escalar da força resultante atuando sobre a parede do scroll móvel e da velocidade da mesma. Ressalta-se que ambas as grandezas são vetoriais.

Outras grandezas como a vazão mássica e número de Courant são obtidas por meio de equações CEL próprias do software utilizado.

Esses parâmetros de monitoramento também ajudam a identificar quando a simulação estabeleceu uma situação de regime, ou seja, quando os parâmetros não apresentam variações entre uma volta e outra. Em geral, após a primeira volta (na qual a pressão vai aumentando progressivamente), já se pode obter resultados bastante confiáveis, onde todas as grandezas apresentam o mesmo comportamento ao longo do tempo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

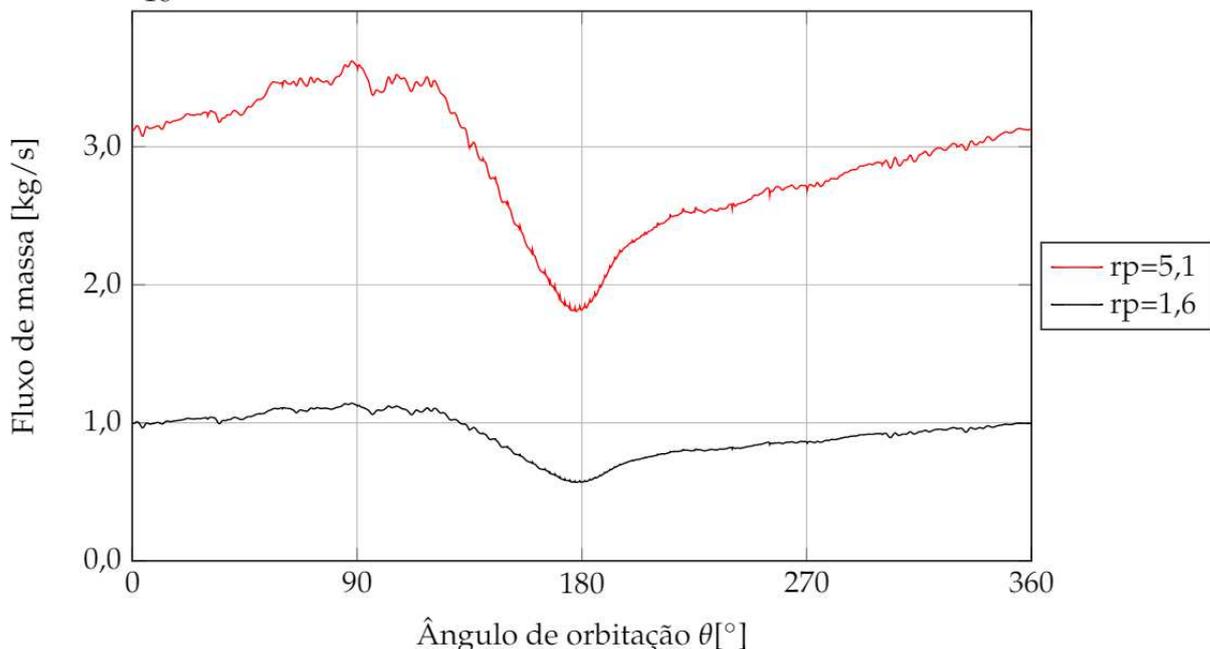
Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos pelas simulações numéricas comparando-os com resultados experimentais. Em todas as simulações foi empregada uma rotação fixa de 2600 rpm para o expansor. Optou-se por apresentar os testes de influência de malha e passo de tempo no final do capítulo para familiarizar o leitor com os resultados. Foi utilizada uma *Workstation* com processador Intel Xeon CPU E5-1620 v2 3,70 GHz e 16 GB de memória RAM para realização das simulações numéricas.

4.1 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE PRESSÃO CONSIDERANDO A FOLGA TANGENCIAL CORRESPONDENTE DO PROTÓTIPO

Para os resultados apresentados a seguir, o efeito da variação razão de pressão rp foi avaliado, empregando um incremento angular de $0,2^\circ$ a cada passo de tempo. A folga tangencial utilizada nas simulações é igual a 0,165 mm, que é a mesma do expansor estudado por Romão (2017).

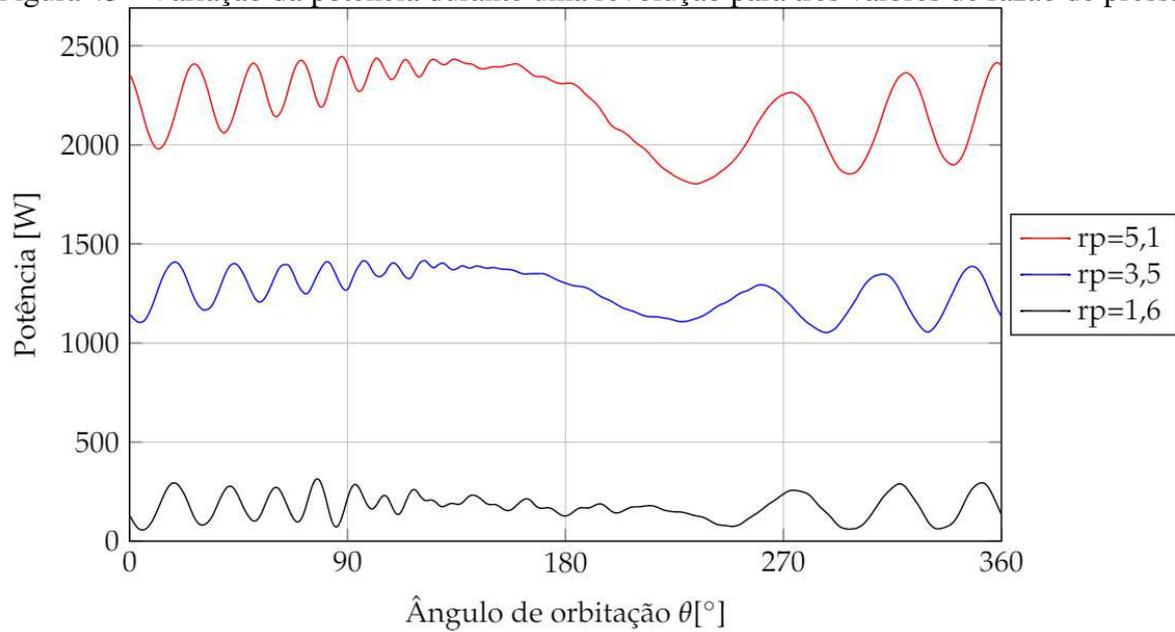
Os resultados obtidos nas simulações transientes para o comportamento do fluxo de massa e da potência são apresentados nas figuras 42 e 43 para o período de uma revolução. A partir desses gráficos podem ser obtidos os valores de potência e fluxo de massa médios para cada razão de pressão, através de integração numérica.

Figura 42 - Variação do fluxo de massa durante uma revolução para dois valores extremos de razão de pressão



Fonte: Autor.

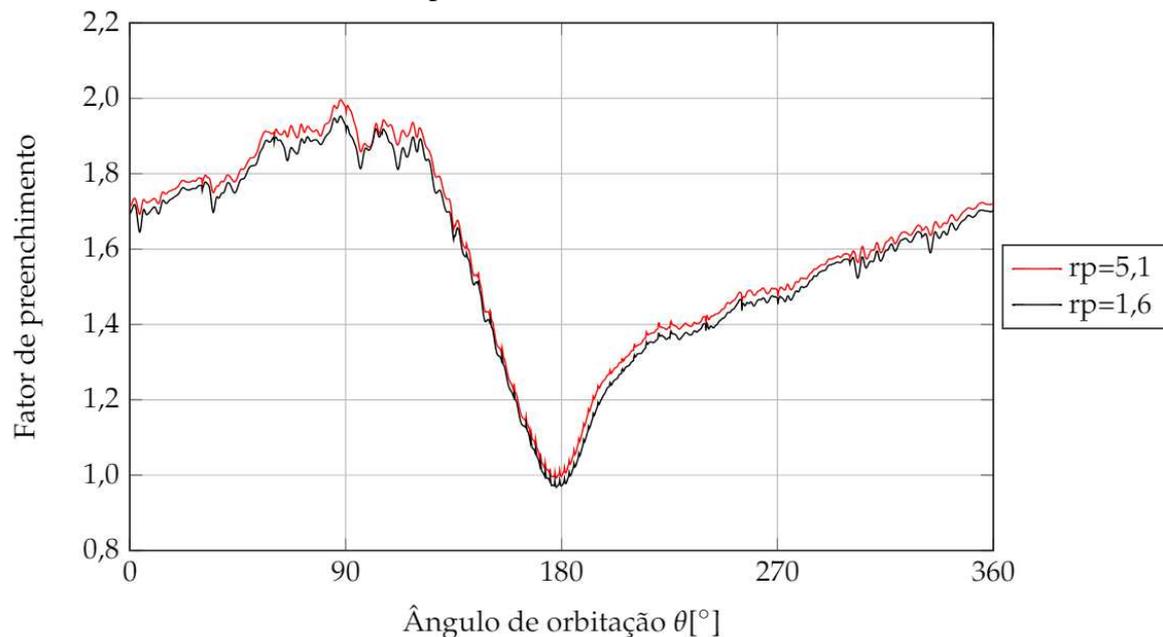
Figura 43 - Variação da potência durante uma revolução para três valores de razão de pressão



Fonte: Autor.

Pode-se notar uma resposta semelhante do fluxo de massa para diferentes valores de rp . Esse comportamento fica evidenciado ao analisar a variação do fator de preenchimento para dois valores extremos de rp , como mostrado na figura 44. Observa-se que não há uma diferença significativa entre as curvas, ou seja, o fator de preenchimento praticamente não se altera com a variação da rp . Esse comportamento também foi observado por Romão (2017) em seus testes experimentais.

Figura 44 - Variação do fator de preenchimento durante uma revolução para dois valores extremos de razão de pressão



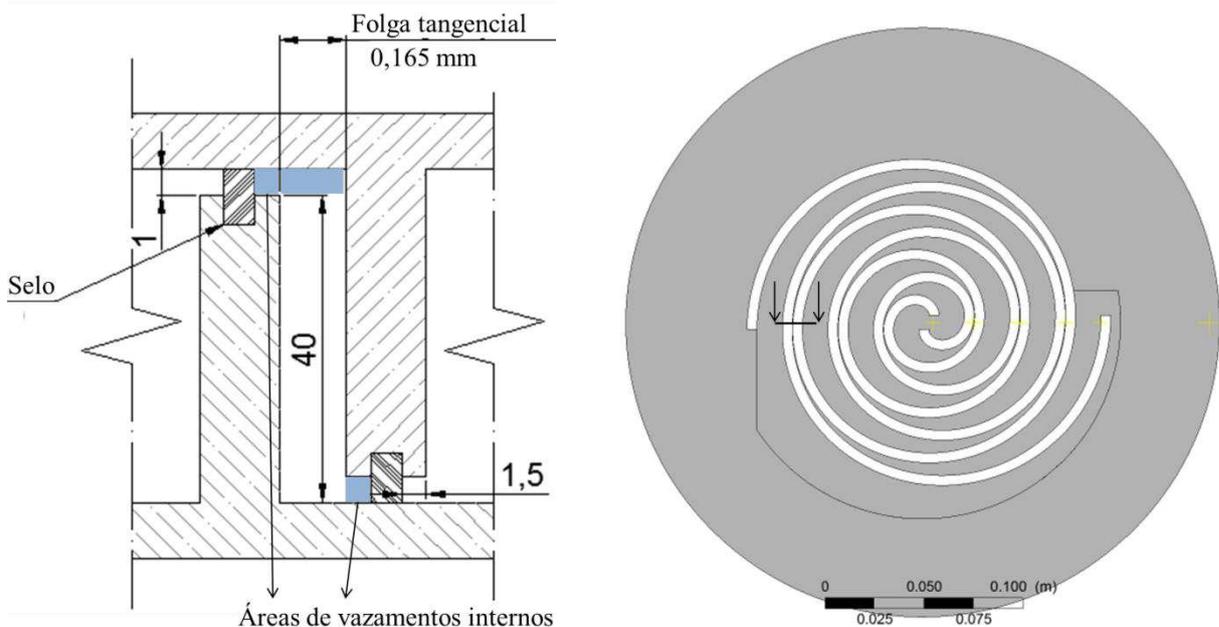
Fonte: Autor.

4.1.1 Correção da folga tangencial adotada

A partir dos resultados da seção anterior, verificou-se que o fluxo de massa é consideravelmente menor – aproximadamente 35% menor – na simulação numérica se comparado com os resultados experimentais (as comparações são apresentadas a seguir). O motivo desta diferença pode ser atribuído à imprecisão da caracterização dos vazamentos internos. As simulações utilizaram o mesmo valor de folga tangencial do protótipo testado por Romão (2017). Entretanto, estima-se que devido à geometria do selo utilizada no protótipo, a área da seção transversal de vazamento é 48% maior do que a geometria usada nas simulações CFD. Este desvio acentuado pode ser responsável pela grande diferença observada no fluxo de massa previsto pela simulação CFD.

O selo mecânico de vedação não cobre totalmente a largura da parede do scroll, resultando em áreas onde o fluido pode vaziar, conforme pode ser observado na figura 45. A simulação CFD considerou que os vazamentos internos ocorrem apenas pela folga tangencial (0,165 mm), com área transversal de vazamentos igual a $6,6 \text{ mm}^2$ ($0,165 \times 40$). Ao avaliar a área de vazamento do protótipo ($9,76 \text{ mm}^2$) se faz necessário corrigir a folga tangencial das simulações para um valor de aproximadamente 0,244 mm (aumento de 48%). Isso resultará em um maior fluxo de massa através dos vazamentos internos e, conseqüentemente, um maior fluxo de massa total.

Figura 45 - Locais de vazamentos internos tangenciais entre scrolls do protótipo



(a) regiões a serem consideradas

(b) localização das mesmas

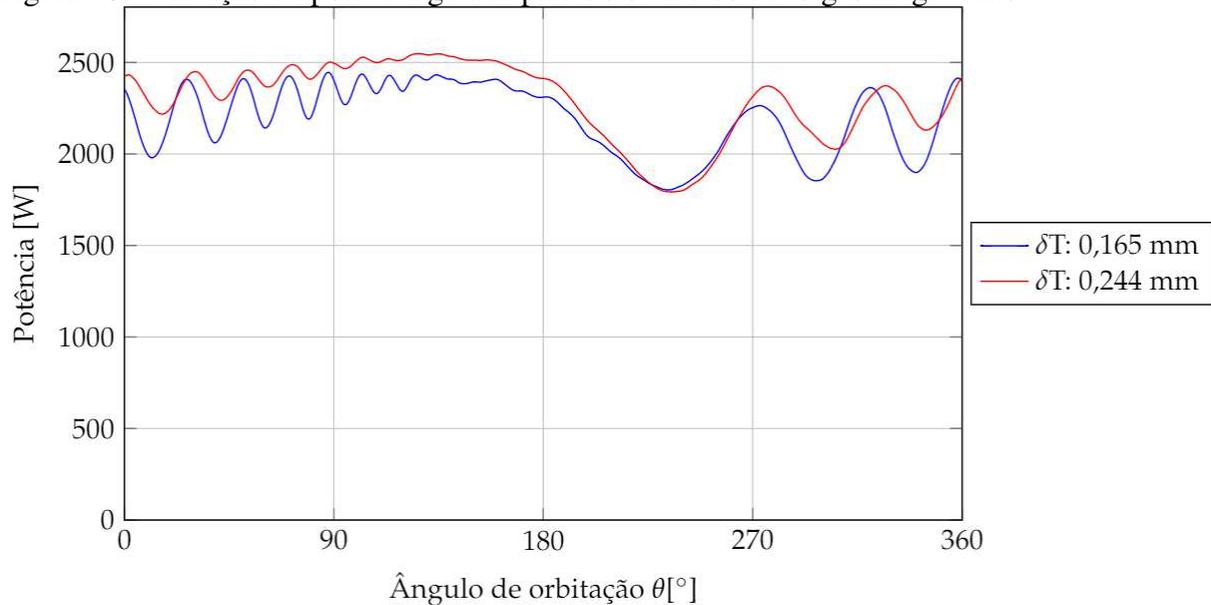
Fonte: Autor.

Portanto, a folga tangencial foi corrigida para 0,244 mm e foram efetuadas novas simulações para uma comparação mais realista com os resultados experimentais.

Nas figuras 46, 47 e 48 foi utilizado o mesmo valor de razão de pressão em todas as simulações, igual a 5,1.

Na figura 46 pode-se notar um leve acréscimo na potência gerada, de aproximadamente 4,4 %, ao aumentar-se a folga tangencial.

Figura 46 - Variação da potência gerada para dois valores de folgas tangenciais



Fonte: Autor.

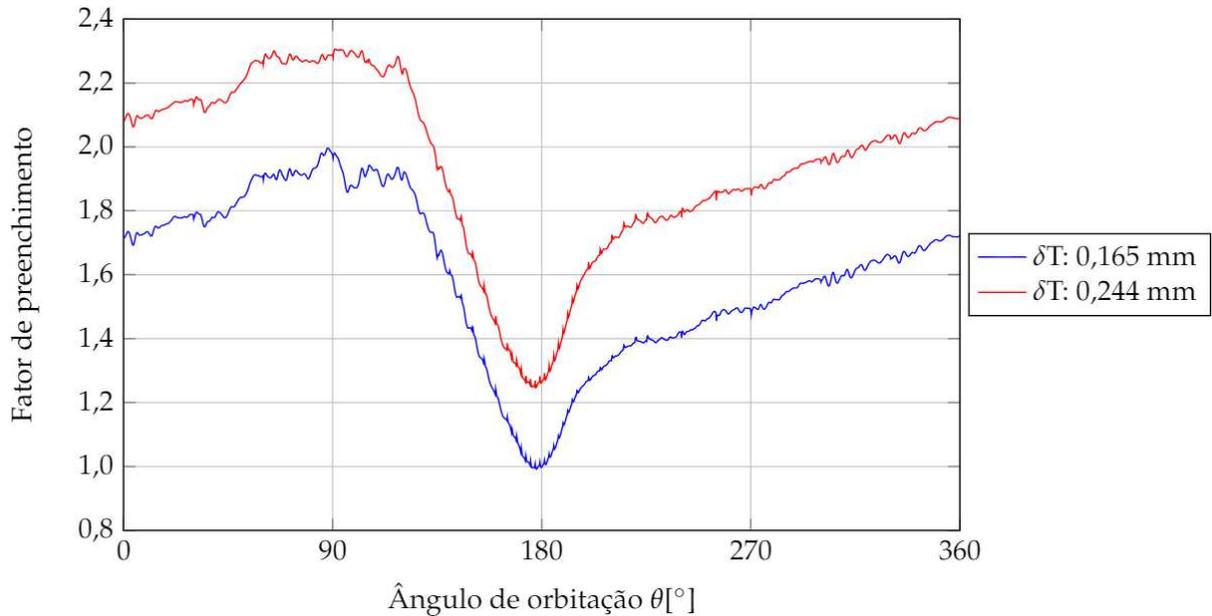
Observou-se um aumento do fator de preenchimento (vazamentos internos) ao aumentar-se a folga tangencial pode ser visualizado na figura 47. O mesmo reflete diretamente no fluxo de massa (mostrado na figura 48): como não foram efetuadas alterações físicas nem operacionais no expensor (mesma pressão, rotação e temperatura), o volume deslocado por ele é o mesmo em ambas as simulações. Portanto, o aumento do fluxo de massa é devido aos vazamentos internos.

Ao observar a figura 48 nota-se que o aumento do fluxo de massa – de aproximadamente 21,2% – não condiz com os 48% de aumento da área da seção transversal de vazamento. Isso pode ser explicado pelo fato que apenas o fluxo de massa através dos vazamentos internos aumentou. O volume deslocado pelo expensor continua sendo o mesmo devido a não alteração da geometria e da velocidade rotação.

A partir da equação 12, reescrita a seguir, obtém-se que a vazão mássica interna do expensor \dot{m}_m é igual a 0,018 kg/s. Lembrando que V_s : 75,12 cm³/revolução, N : 2600 rpm e $v_{su,2}$: 0,1786 m³/kg (para pressão de entrada igual a 4,7 bar, rp : 5,1).

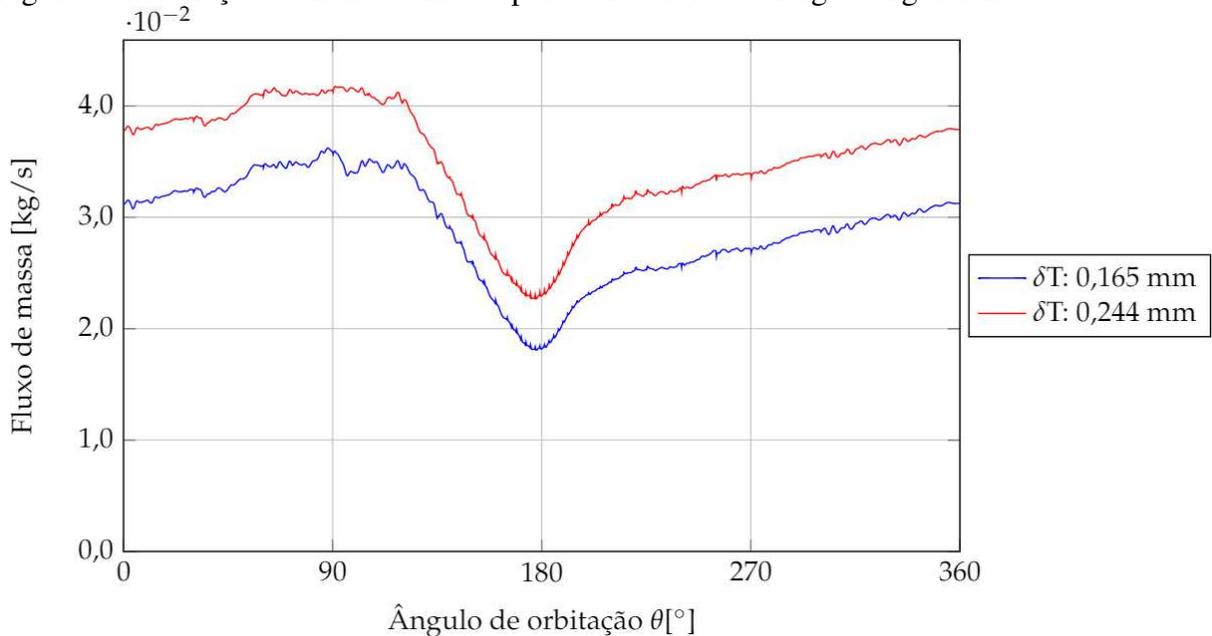
$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{V_s N}{v_{su,2}} + \dot{m}_{leak} \quad (12)$$

Figura 47 - Variação do fator de preenchimento para dois valores de folgas tangenciais



Fonte: Autor.

Figura 48 - Variação do fluxo de massa para dois valores de folgas tangenciais



Fonte: Autor.

Portanto, 0,018 kg/s é a massa deslocada independentemente da folga tangencial. Por integração numérica tem-se que a vazão mássica total nas simulações com folga 0,165 e 0,244 mm são, respectivamente, 0,029 e 0,035 kg/s. Logo, os vazamentos internos correspondem a

0,011 a 0,017 kg/s, respectivamente. O aumento de vazão mássica correspondente aos vazamentos internos está de acordo com o aumento da área transversal.

Esses valores de vazamentos internos podem ser confirmados a partir da equação 11. Analisando a folga tangencial de 0,165 mm, a área da garganta A_{leak} é igual a 6,6 mm² (40 x 0,165) multiplicado por 2, pois o fluido possui dois caminhos de fluxo no interior do expansor. A velocidade na garganta é 309 m/s, que é velocidade do som para a temperatura de 238 K, e a densidade do fluido é igual a 2,92 kg/m³ (valores observados para um ângulo de orbitação de 180°). Ao multiplicá-los conforme equação 11, obtém-se um resultado de vazão mássica correspondente aos vazamentos internos igual a 0,0119 kg/s. Este resultado é ligeiramente superior ao obtido pela simulação (0,011 kg/s). Isso é justificável pelo fato que a velocidade na garganta não é uniforme (igual a 309 m/s), ao se aproximar das paredes esse valor decresce consideravelmente. Logo, a simulação obteve resultados de vazão mássica condizentes ao modelo analítico de Lemort et al (2009).

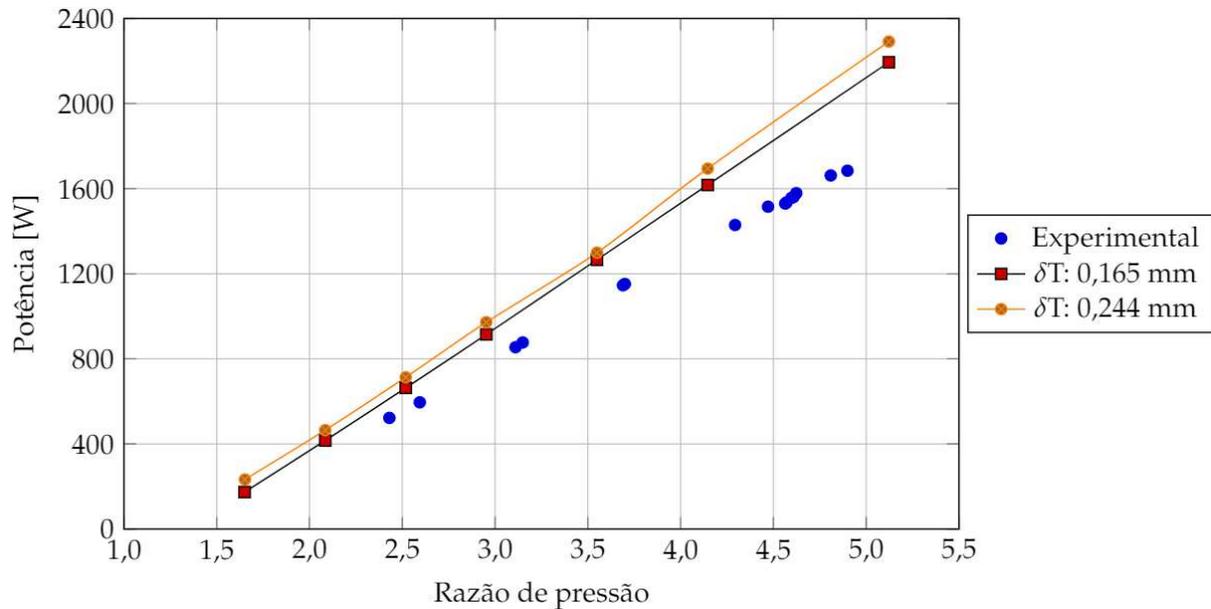
$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr}} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_{su,2} - h_{thr,leak})} = \rho \cdot u \cdot A_{leak} \quad (11)$$

4.1.2 Comparação dos resultados numéricos e experimentais

As três próximas figuras 49, 50 e 51 mostram os resultados obtidos numericamente através das simulações CFD, comparando-os com os resultados experimentais obtidos por Romão (2017).

A potência gerada, exibida na figura 49, apresenta uma tendência de aumento linear com o aumento da razão de pressão. Conforme mencionado na figura 46 há um acréscimo de potência com o aumento da folga tangencial. Vale mencionar que os resultados obtidos nas simulações não levam em consideração o atrito interno presente no selo e nos rolamentos. Logo, uma diferença média de 22% entre os resultados numéricos (referente à simulação com folga tangencial de 0,244 mm) e experimentais observados na figura 48 é bastante satisfatória e pode ser atribuída ao atrito presente na máquina real. Para as simulações efetuadas com mesma folga tangencial do protótipo (δT : 0,165 mm), essa diferença na potência foi de 18%, aproximadamente.

Figura 49 - Potência em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais para uma rotação de 2600 rpm



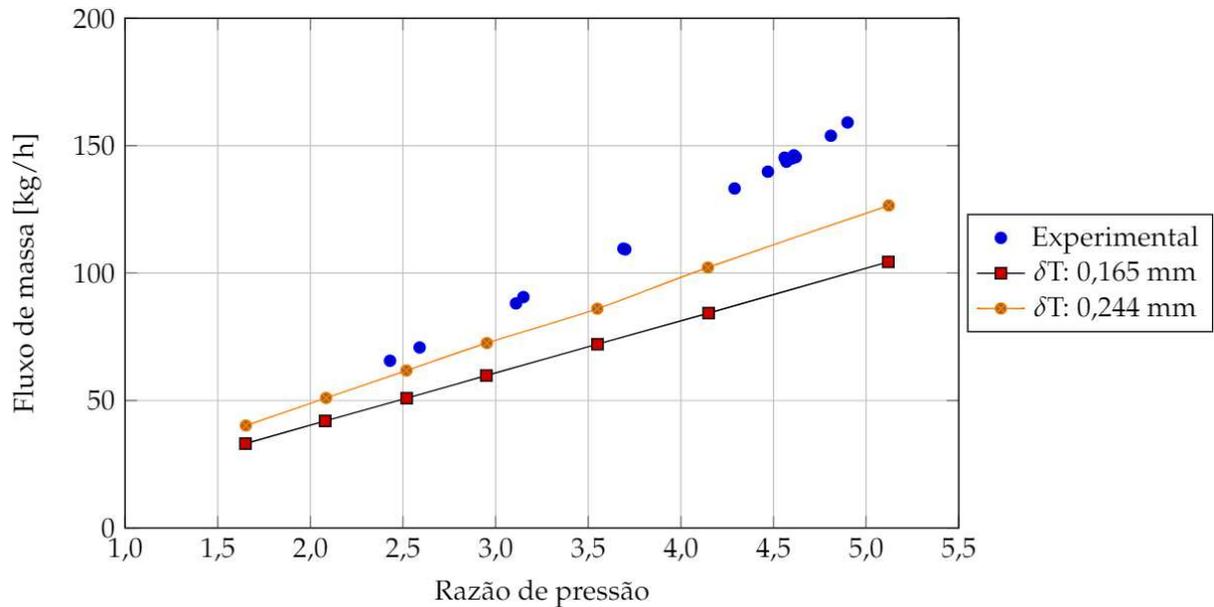
Fonte: Autor.

Vale ressaltar também que a perda de carga na entrada do expensor não foi considerada, que, de acordo com Silva (2017), resulta em uma perda de potência de aproximadamente 4%.

A figura 50 mostra que mesmo com o aumento da folga tangencial, o fluxo de massa é ainda menor na simulação numérica se comparado com os resultados experimentais (cerca de 20% inferior). O aumento de 48% na área da seção transversal de vazamento, não foi o mesmo observado na vazão mássica total, conforme explicado anteriormente. Essa diferença dos resultados numéricos ao serem comparados aos experimentais pode ser explicada devido ao fato que nas simulações não são avaliados os vazamentos de topo, o que faz aumentar a vazão em massa total do expensor scroll. Além disso, possíveis deformações axiais do expensor ocasionadas pela pressão no seu interior podem influenciar nos vazamentos internos.

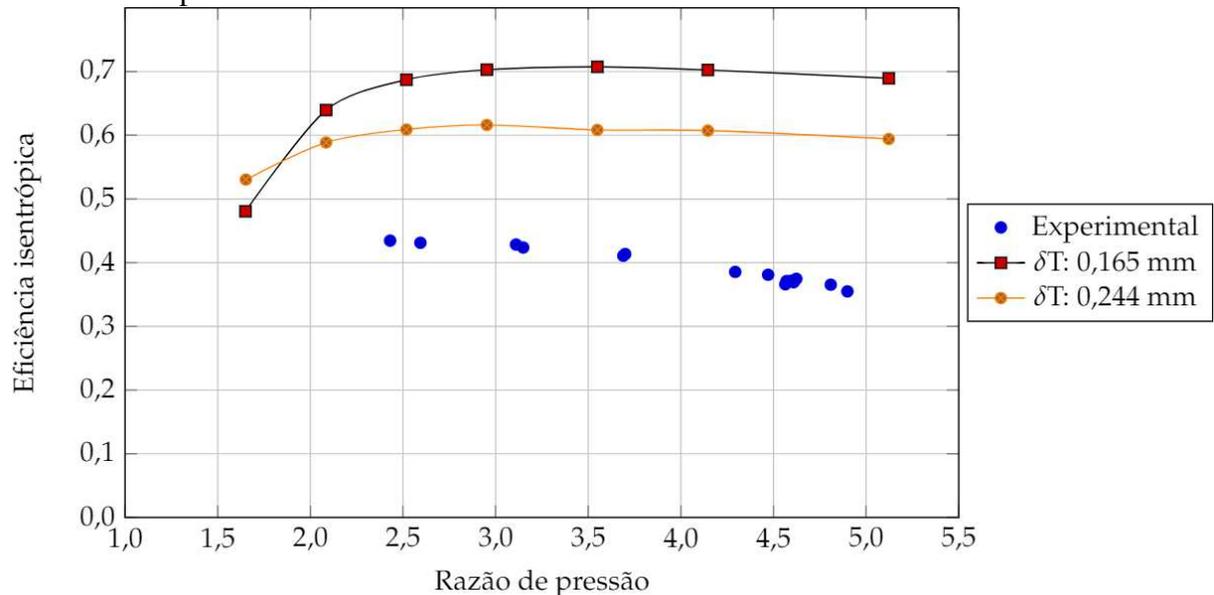
A eficiência isentrópica é exibida na figura 51, onde fica evidenciada a diferença entre os resultados numéricos e experimentais. Essa diferença ocorre pela combinação de um resultado de potência maior e menor fluxo de massa referente às simulações ao se comparar com os valores numéricos, resultando em uma eficiência isentrópica maior.

Figura 50 - Fluxo de massa em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais



Fonte: Autor.

Figura 51 - Eficiência isentrópica em função da razão de pressão: resultados simulados e experimentais



Fonte: Autor.

O valor máximo de eficiência isentrópica obtido na simulação com folga tangencial igual a 0,165 mm é de 70,7% para uma razão de pressão de 3,5, enquanto que o experimento não mostrou um valor máximo, pois não foram realizados testes para uma razão de pressão inferior a 2,5 (para este valor de r_p foi visualizada a maior eficiência isentrópica obtida experimentalmente, igual a 43,5%). Estes valores estão em desacordo com a condição de máxima eficiência prevista pela equação 21. Essa diferença pode ser explicada pelo elevado

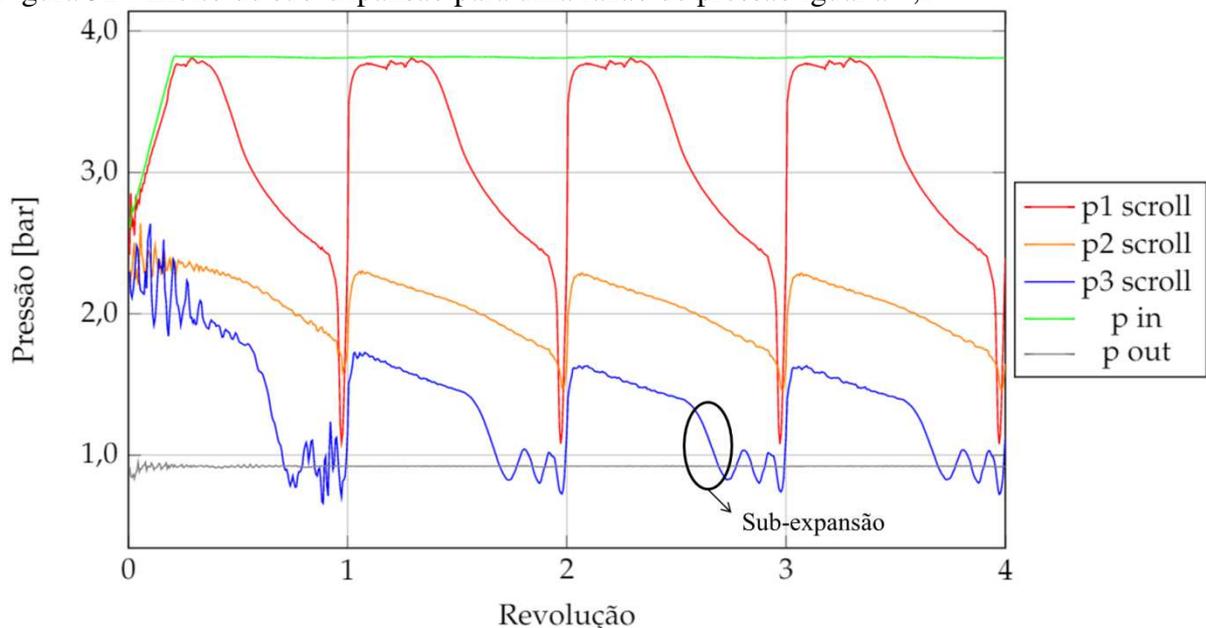
valor de folga tangencial do expensor scroll, o que causa um maior vazamento entre as câmaras, aumentando a pressão da última delas. Logo, verifica-se sub-expansão quando o expensor opera com r_p igual a 4,65, diminuindo sua eficiência.

Sendo assim, era esperado que ao aumentar a folga tangencial o valor de razão de pressão correspondente à máxima eficiência isentrópica diminuiria ainda mais: na simulação com folga tangencial igual a 0,244 mm a máxima eficiência isentrópica é de 61,6% para uma razão de pressão igual a 3. Portanto, além de reduzir a eficiência (devido ao maior fluxo de massa) o aumento da folga também reduz o valor de r_p em que o máximo valor de eficiência é observado, deslocando a curva para baixo e para esquerda. Este comportamento está em concordância com os resultados experimentais mostrados na figura 51.

4.1.3 Visualização dos efeitos de sub-expansão e sobre-expansão

As figuras 52 e 53 referem-se à simulação com folga tangencial de 0,165 mm. Na figura 52 é exibido o efeito de sub-expansão para razões de pressão superiores a 3,5. Observa-se que ao final do processo de expansão (p_3 scroll, 3ª câmara) há uma perda de pressão que poderia resultar em potência adicional, caracterizando a sub-expansão e diminuindo o desempenho do expensor.

Figura 52 - Efeito de sub-expansão para uma razão de pressão igual a 4,1

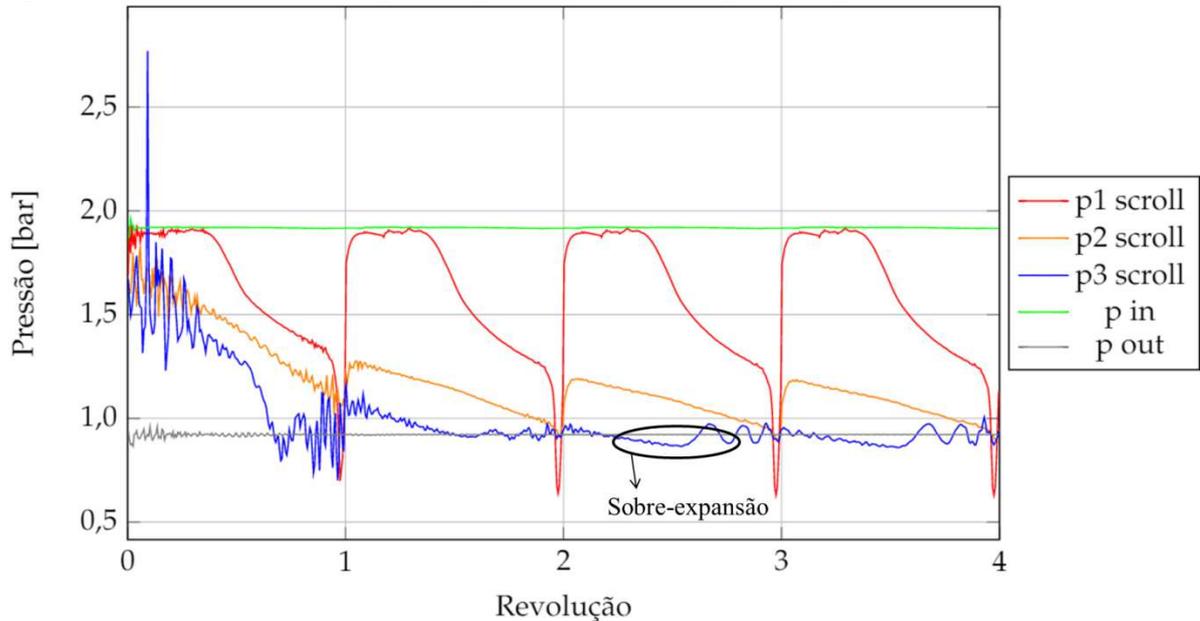


Fonte: Autor.

Para razões de pressões inferiores a 3,5 o efeito de sobre-expansão pode ser verificado observando a figura 53. Nota-se que a pressão na segunda câmara (p_2 scroll) já está quase no

valor da pressão de saída (atmosférica). Na terceira câmara o fluido continua sendo expandido abaixo da pressão de saída, gerando uma sobre-expansão o que também diminui o desempenho da máquina: para realizar esta sobre-expansão na câmara mais externa a máquina usa parte da potência gerada pelas câmaras internas.

Figura 53 - Efeito de sobre-expansão para uma razão de pressão igual a 2,1

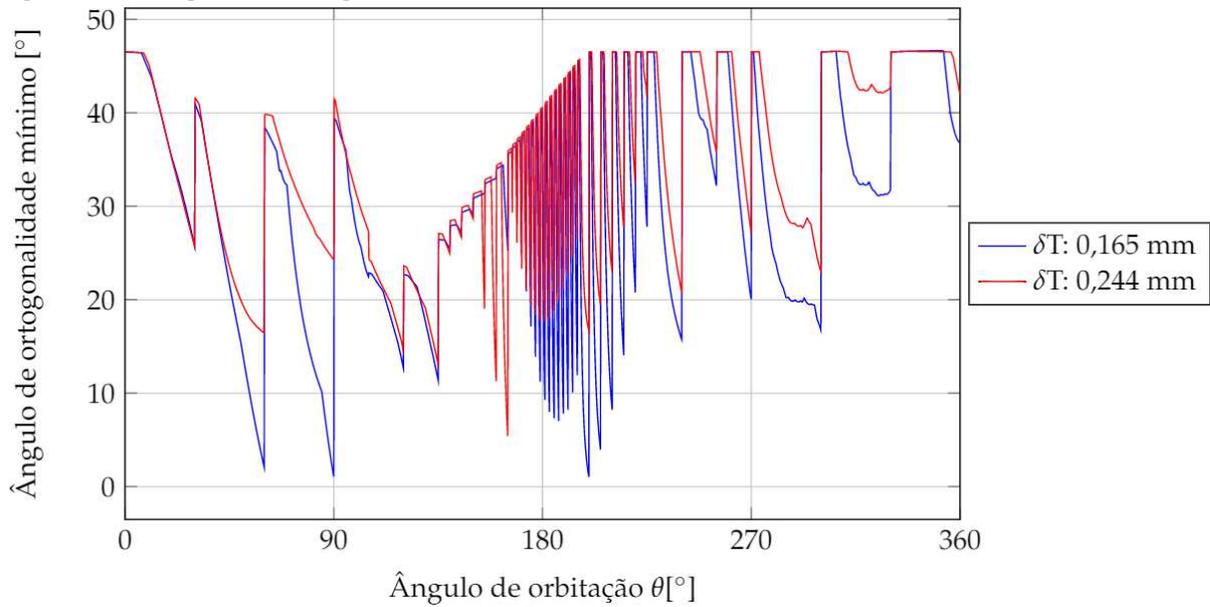


Fonte: Autor.

4.1.4 Ortogonalidade da malha

O comportamento da malha utilizada nas simulações é exibido na figura 54. Podem ser observados os instantes em que são feitas as trocas de malhas, no descontínuo aumento da qualidade da malha. Nas proximidades do ângulo de 180° a frequência de trocas de malha é maior. O valor do ângulo de ortogonalidade mínimo é maior na simulação com folga tangencial maior, pois um valor menor da folga tangencial faz com que a malha se deforme mais ao aplicar um certo deslocamento, diminuindo a sua qualidade.

Figura 54 - Ângulo de ortogonalidade mínimo durante uma revolução



Fonte: Autor.

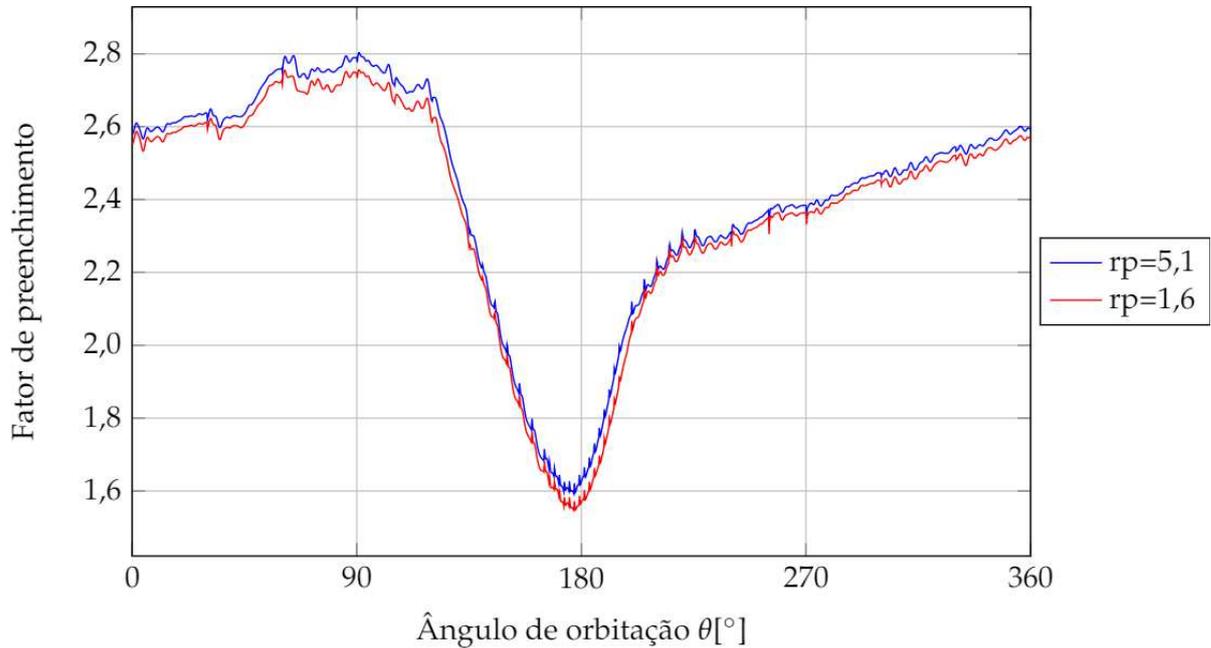
4.2 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE PRESSÃO AVALIANDO OUTRO VALOR DE FOLGA TANGENCIAL

Devido às diferenças significativas entre os resultados numéricos e experimentais para o fluxo de massa, foi avaliado o valor da folga tangencial que resultaria no mesmo fluxo de massa. Esta investigação se sustenta, já que há incerteza considerável na medição da folga tangencial do protótipo.

A folga tangencial utilizada nas simulações a seguir é igual a 0,350 mm. Esse valor foi obtido a partir da equação 12. Foi empregado um incremento angular de $0,2^\circ$ por passo de tempo. Novamente as simulações foram efetuadas para alguns valores de razão de pressão.

A figura 55 mostra a variação do fator de preenchimento para dois valores de razão de pressão. Esse comportamento é o mesmo observado na figura 44, o fator de preenchimento praticamente não se altera com a variação da rp . Evidentemente, os valores de fator de preenchimento obtidos nestas simulações são superiores ao da seção 4.1, devido ao aumento da folga tangencial, ocasionando maiores vazamentos internos.

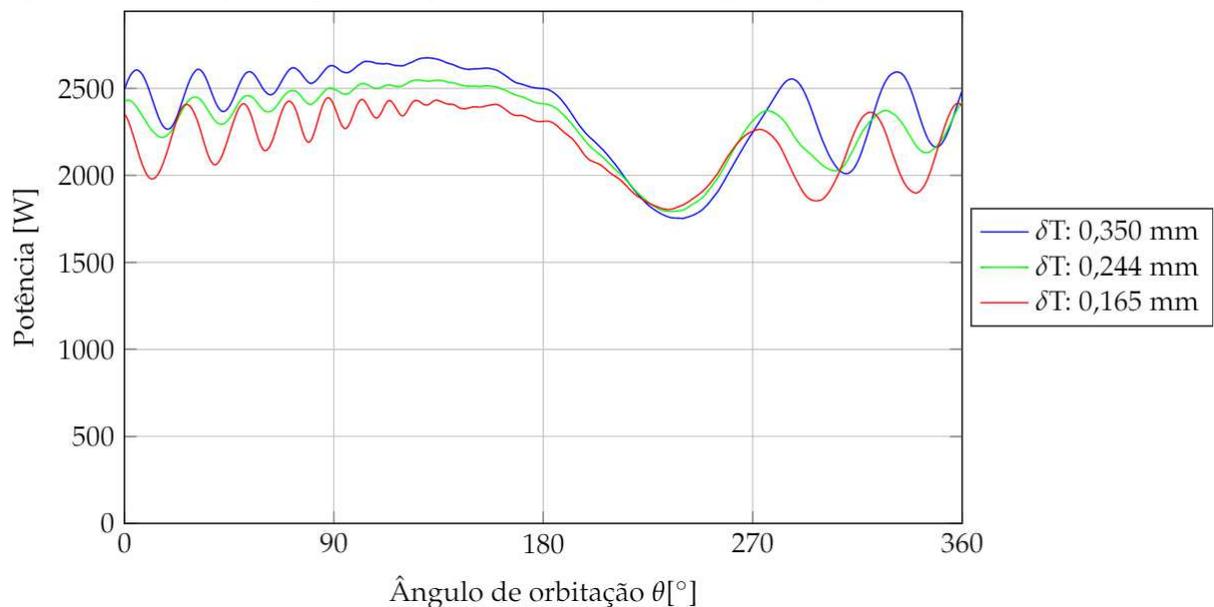
Figura 55 - Variação do fator de preenchimento para dois valores extremos de razão de pressão durante uma revolução



Fonte: Autor.

Novamente, pode-se verificar um leve aumento na potência gerada ao aumentar a folga tangencial. Esse comportamento pode ser observado na figura 56, para um mesmo valor de razão de pressão, igual a 5,1.

Figura 56 - Variação da potência para três valores de folgas tangenciais

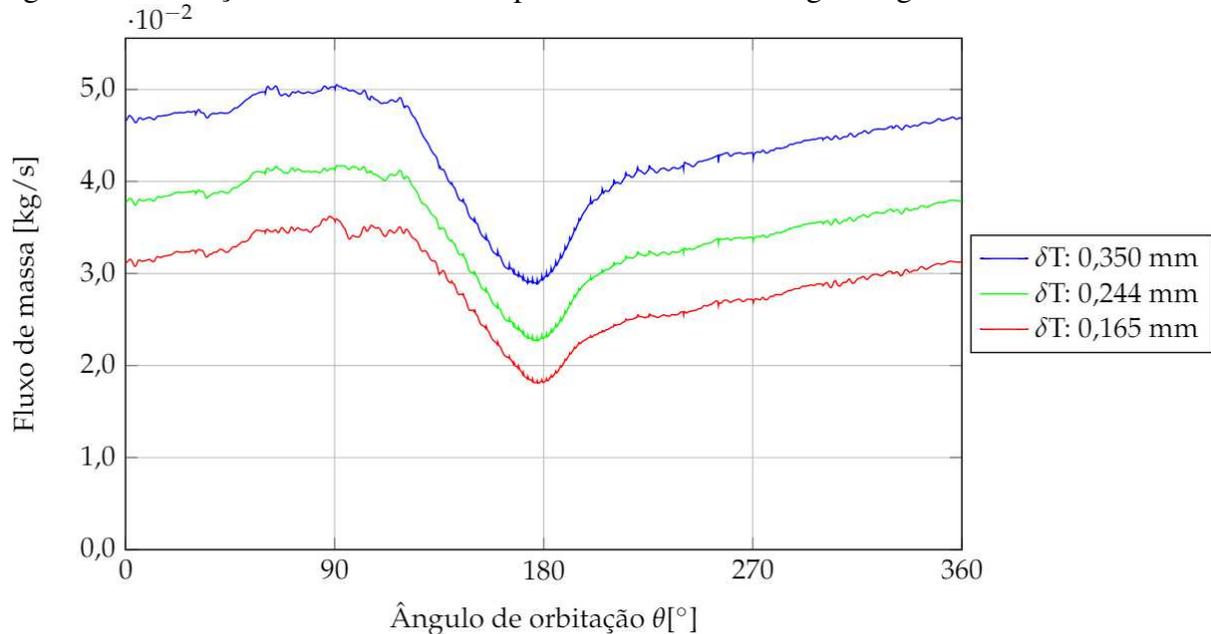


Fonte: Autor.

Na figura 57 a variação do fluxo de massa é exibida, comparando com os outros valores de folgas tangenciais, para um mesmo r_p igual a 5,1. Como o objetivo do aumento da

folga tangencial é elevar o valor do fluxo de massa, aproximando ao valor experimental, os resultados são evidentes.

Figura 57 - Variação do fluxo de massa para três valores de folgas tangenciais



Fonte: Autor.

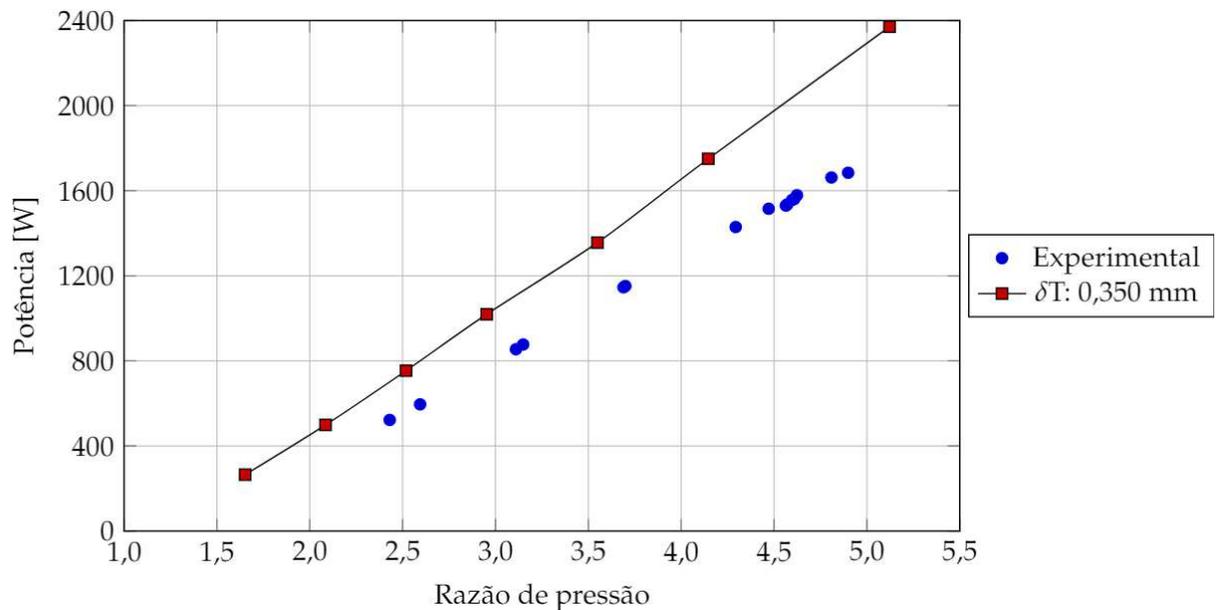
4.2.1 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais

Nas figuras a seguir são exibidos os resultados obtidos numericamente comparando-os com os resultados experimentais de Romão (2017).

Os resultados de potência gerada obtidos pelas simulações distanciaram-se ainda mais dos valores experimentais, com o aumento da folga tangencial, como pode ser observado na figura 58. A diferença média entre os resultados de potência é de 26%. Vale ressaltar que os resultados obtidos pelas simulações não levaram em consideração o atrito interno presente nos rolamentos e no selo de vedação.

Apenas Mendonza et al. (2014) avaliaram as perdas mecânicas presentes no expensor scroll. Em seus estudos experimentais os autores estimaram as mesmas em função da velocidade de rotação do expensor. Entretanto, a rotação utilizada nas simulações permanece constante, o que não faria variar as perdas mecânicas. Logo, ao utilizar um fator de correção fixo para a potência (referente ao atrito), independente da razão de pressão, os resultados simulados não convergiram para os experimentais (as retas da figura 58 não são paralelas).

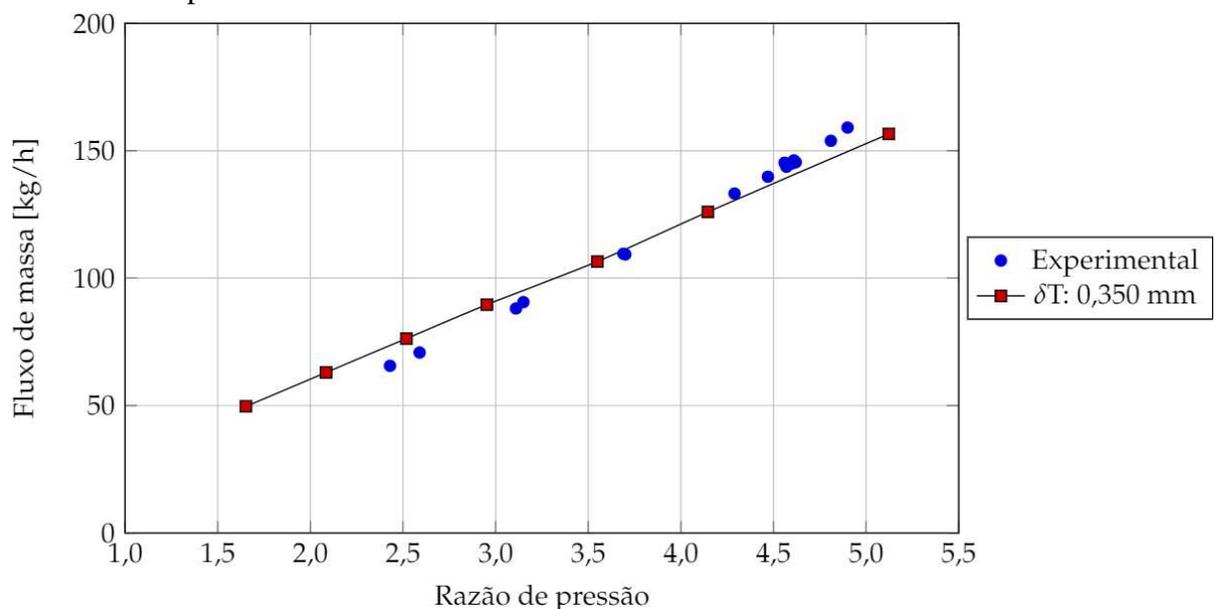
Figura 58 - Resultados de potência simulados e experimentais em função da razão de pressão



Fonte: Autor.

Ao analisar os resultados de fluxo de massa obtidos na figura 59, observa-se que a folga tangencial de 0,350 mm resultou em um fluxo de massa correspondente ao experimental. No entanto, verifica-se que o coeficiente angular das retas é diferente, ou seja, a variação da razão de pressão apresenta maior efeito nos valores de fluxo de massa experimentais. Isto indica não ser possível caracterizar adequadamente os vazamentos radiais com o uso de uma folga tangencial equivalente.

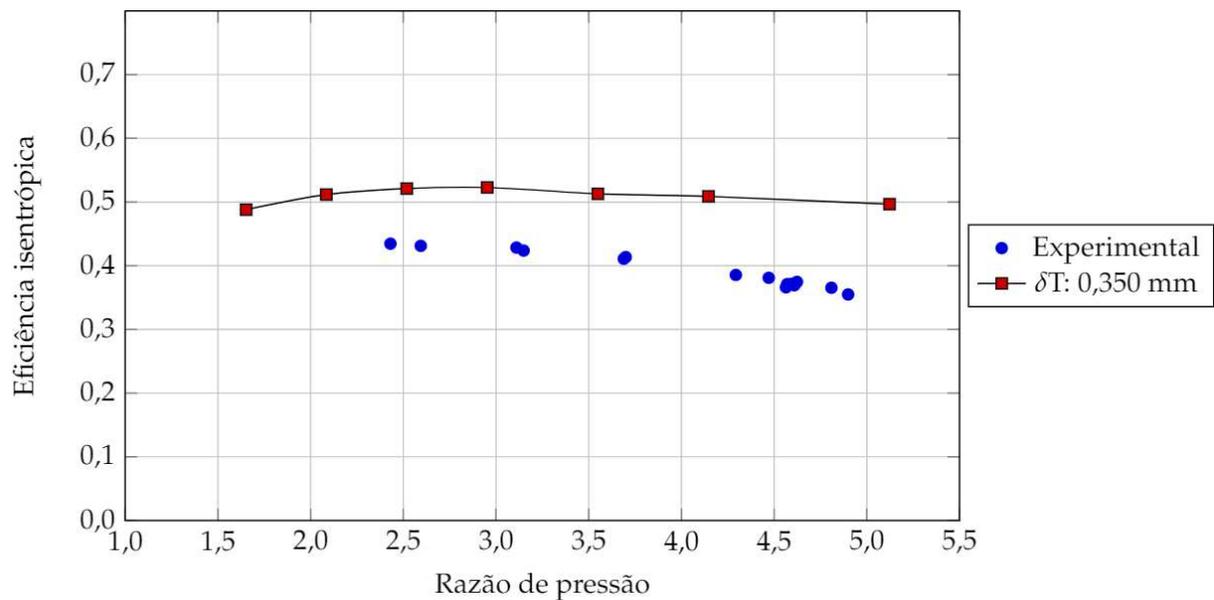
Figura 59 - Resultados experimentais e simulados para o fluxo de massa em função da razão de pressão



Fonte: Autor.

A figura 60 exibe a eficiência isentrópica, onde se pode notar ainda uma diferença considerável entre os resultados numéricos e experimentais. Isso ocorre devido aos valores de potência obtidos nas simulações apresentarem resultados superiores aos experimentais, pois não levam em consideração o atrito, além da perda de carga na entrada. O valor máximo de eficiência isentrópica obtido numericamente é igual a 52,3%, e ocorre para um valor de razão de pressão de aproximadamente 2,7.

Figura 60 - Resultados experimentais e simulados de eficiência isentrópica em função da razão de pressão



Fonte: Autor.

Conforme comentado na seção 4.1 era esperado que ao aumentar a folga tangencial o valor de razão de pressão correspondente à máxima eficiência isentrópica diminuísse. Portanto os resultados estão de acordo com o esperado: na simulação com folga tangencial de 0,244 mm o máximo valor de eficiência isentrópica foi observado para uma razão de pressão igual a 3.

Logo, ao utilizar uma folga tangencial de 0,350 mm verifica-se sub-expansão para razões de pressão superiores à 2,7; enquanto que, a sobre-expansão é observada para valores inferiores a 2,7.

Estas simulações com uma folga tangencial equivalente para corresponder ao fluxo de massa total do protótipo, aproximaram os valores de eficiência isentrópica. Espera-se que, ao incluir os efeitos das perdas mecânicas, os resultados experimentais e simulados sejam equivalentes.

4.3 INFLUÊNCIA DA MALHA E DO PASSO DE TEMPO

Para avaliar a confiabilidade dos resultados obtidos, foram realizadas simulações variando o ângulo de incremento angular, o grau de refinamento de malha e o critério de convergência imposto. Para isso escolheu-se uma razão de pressão fixa, igual a 5,1. A folga tangencial utilizada é de 0,165 mm. A rotação é a mesma empregada em todas as simulações, igual a 2600 rpm.

4.3.1 Variação do ângulo de incremento

Nesta seção são avaliados os efeitos da variação do incremento angular (proporcional ao passo de tempo) nos resultados obtidos, ou seja, foi realizada uma avaliação do passo de tempo sobre os resultados. Os passos de tempo avaliados correspondem a incrementos angulares de $0,1^\circ$, $0,2^\circ$ e $0,5^\circ$.

O número de Courant – que se refere à estabilidade do sistema – possui uma importância fundamental em simulações transientes que envolvem escoamento de fluidos. Idealmente este parâmetro deveria ser mantido próximo de um para a solução de problemas transientes (ANDERSON; TANNEHILL; PLETCHER, 1984). Para uma malha unidimensional o mesmo é definido pela equação 32. O número de Courant calculado no ANSYS CFX é uma generalização multidimensional desta expressão, sendo que a velocidade e a escala de tamanho são baseadas no fluxo de massa dentro de um volume de controle e na dimensão do volume de controle (ANSYS, 2016). Por utilizar um código implícito, o ANSYS CFX não necessita de um número de Courant pequeno para convergir.

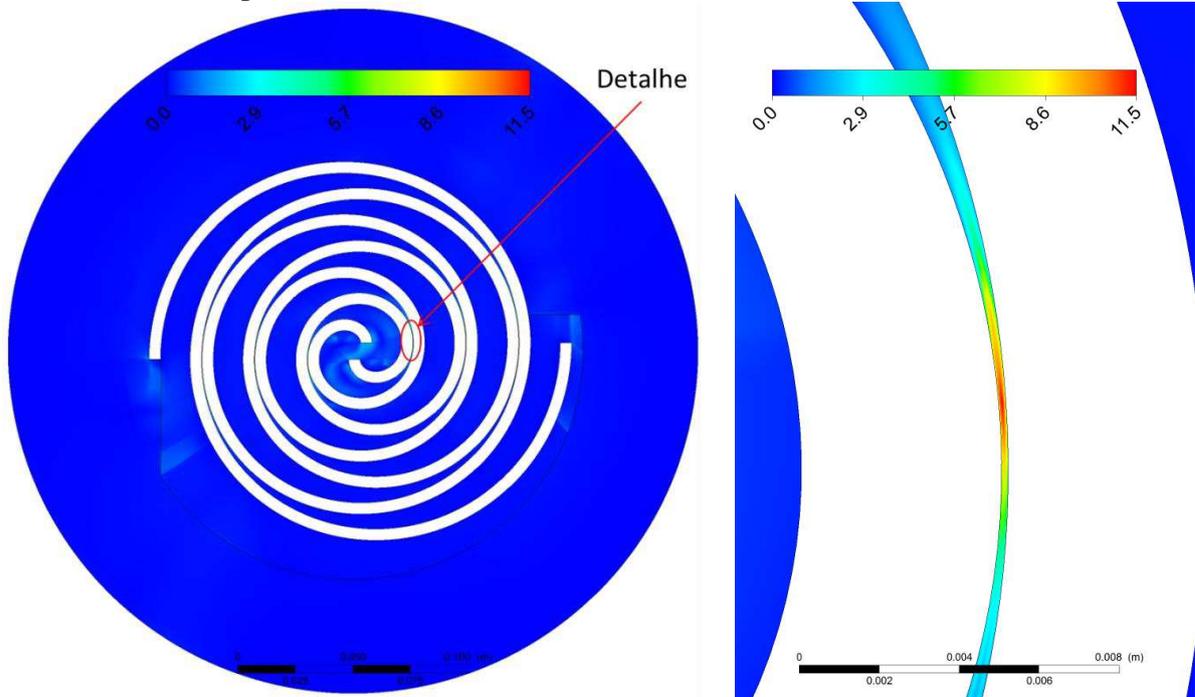
$$Courant = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (32)$$

onde u é a velocidade do fluido, Δt é o passo de tempo e Δx é uma dimensão característica do volume de controle determinado pela malha.

Durante as simulações, foram observados alguns picos bastante altos para os valores do número de Courant máximo, próximos ao ângulo de orbitação de 180° . Entretanto, verificou-se que isso acontece apenas próximo a um nó junto à parede do scroll fixo de um elemento que sofre deformação acentuada. Possivelmente tal comportamento é oriundo de um erro numérico, pois a velocidade na parede é igual à zero (condição de não escorregamento).

Na figura 61 é exibida a distribuição do número de Courant para um incremento de $0,2^\circ$. Pode-se notar que valores mais altos do número de Courant ocorrem na garganta do scroll, devido ao fluido apresentar uma maior velocidade nessa região.

Figura 61 - Distribuição do número de Courant para um incremento angular de $0,2^\circ$ por passo de tempo



(a) Scroll com $\theta = 0^\circ$

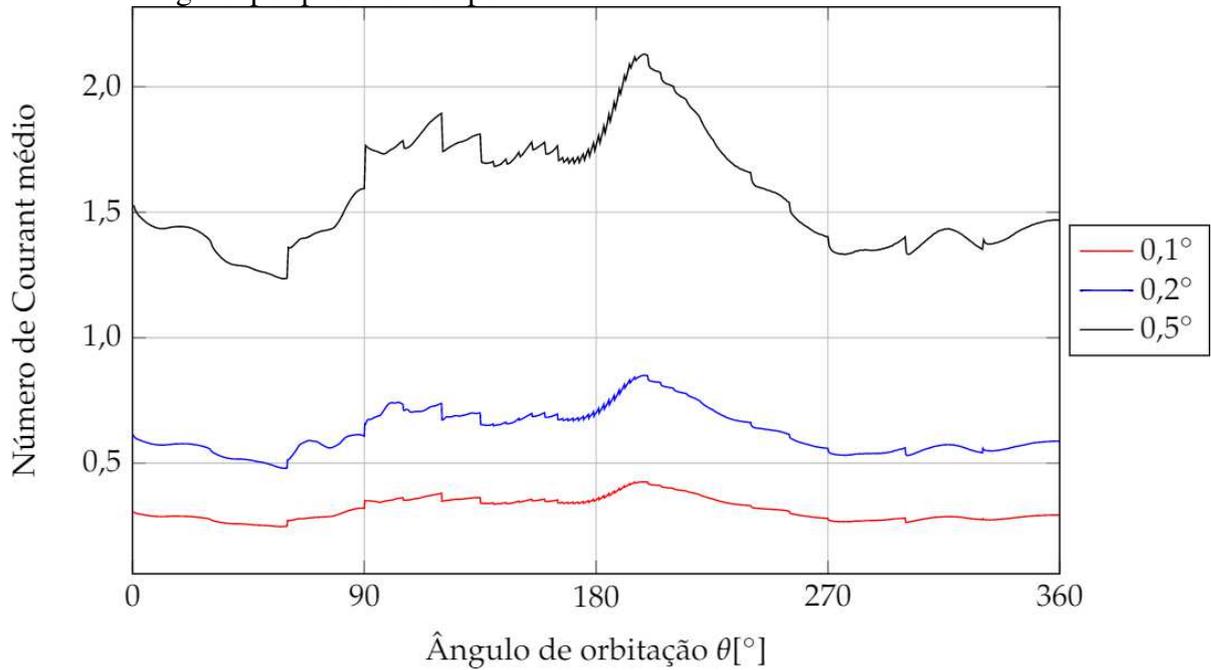
(b) Detalhe da garganta do scroll

Fonte: Autor.

Como esperado, o número de Courant diminui proporcionalmente com a diminuição do passo de tempo (vide equação 32). Enquanto que, um incremento angular de $0,2^\circ$ por passo de tempo resultou em um número de Courant máximo igual a 11,5; incrementos de $0,1^\circ$ e $0,5^\circ$ resultaram em números de Courant máximos iguais a 5,7 e 28,7; respectivamente.

A figura 62 mostra a variação do número de Courant médio, durante uma revolução. Seria muito difícil manter o número de Courant igual a um em simulações em que se observa número de Mach maior que um em algumas regiões do domínio de cálculo. Possivelmente, manter número de Courant médio próximo de um seja suficiente para esta situação, pois conforme apresentado a seguir, os resultados obtidos não foram influenciados ao variar o incremento angular por passo de tempo.

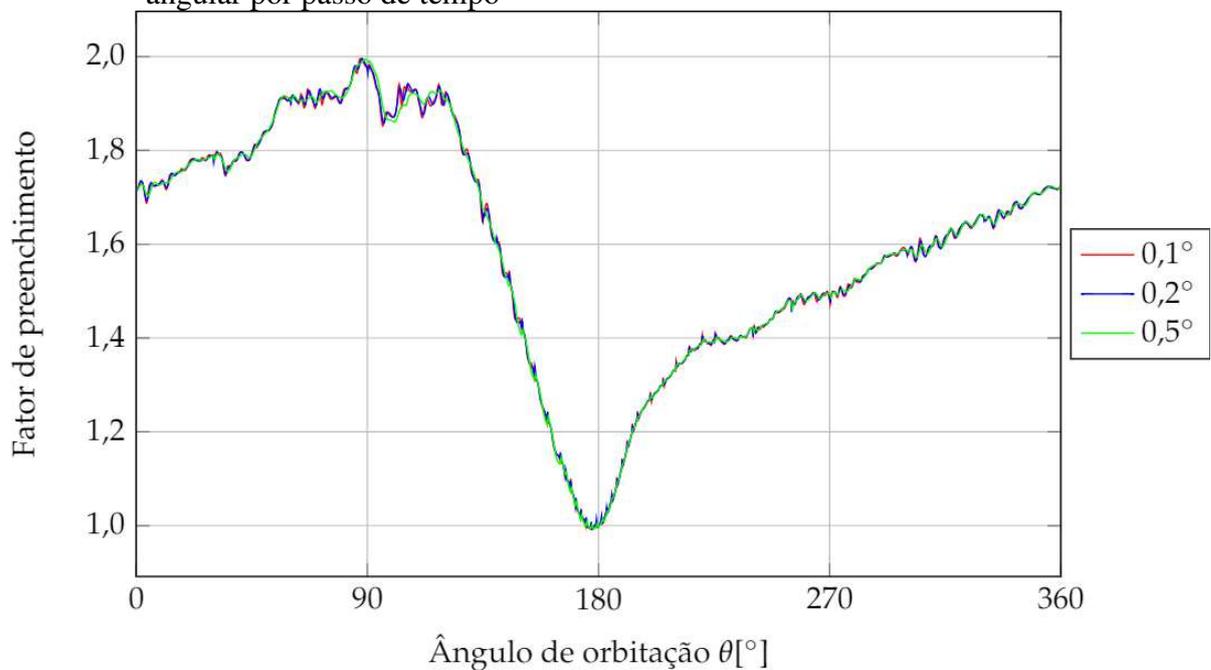
Figura 62 - Número de Courant médio durante uma revolução para três valores de incremento angular por passo de tempo



Fonte: Autor.

O comportamento do fator de preenchimento para cada passo de tempo é exibido na figura 63. Nota-se que o mesmo não apresenta variações significativas entre as simulações.

Figura 63 - Fator de preenchimento durante uma revolução para três valores de incremento angular por passo de tempo



Fonte: Autor.

Os valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento médios, calculados durante uma revolução são exibidos na tabela 11, para os diferentes valores de passo de tempo (proporcional ao incremento angular). Observa-se o aumento do número de Courant para valores de passo de tempo mais altos não influenciou na precisão das simulações, o resultado é o mesmo em todos os casos avaliados. Entretanto o mesmo influencia diretamente no tempo total de simulação: 26, 14 e 7 horas gastas, respectivamente, para os incrementos angulares de 0,1; 0,2 e 0,5 graus.

Tabela 11 - Valores de potência e fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes valores de incremento angular por passo de tempo

Incremento angular	Potência (W)	Fluxo de massa (kg/s)	Fator de preenchimento
0,1°	2194	0,02897	1,59
0,2°	2191	0,02898	1,60
0,5°	2193	0,02897	1,59

Fonte: Autor.

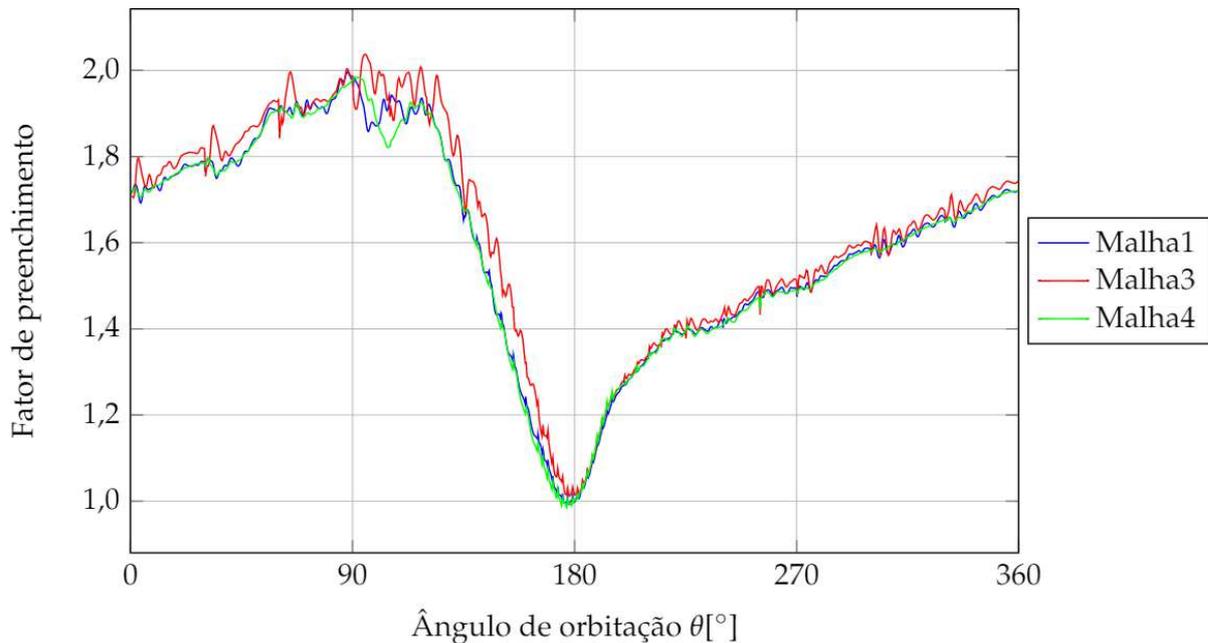
4.3.2 Estudo da independência de malha

Para avaliar o efeito do refinamento de malha nos resultados obtidos foram realizadas simulações variando a quantidade de elementos presentes no expensor scroll. Já que a malha do domínio da coroa é menos relevante e não se deforma, ela não foi alterada. Nestas simulações foi utilizado um incremento angular por passo de tempo de 0,2°.

Conforme mencionado na seção 3.3, foram realizados 3 refinamentos. A malha 1 é caso geral utilizado em todas as simulações até aqui, e possui 42692 elementos no domínio scroll, sendo 15 elementos entre as paredes fixa e móvel do scroll. Nas malhas 2 e 3 a densidade das mesmas foi reduzida: a malha 2 possui 21184 elementos (com 8 elementos entre as paredes), e a malha 3 tem 10488 elementos (com apenas 4 elementos entre as paredes). A malha 4 possui uma malha com nível de refinamento maior, apresentando 107258 elementos, com também 15 elementos entre as paredes.

A figura 64 mostra a variação do fator de preenchimento durante uma revolução para três dos os casos estudados. Evitou-se colocar todas as quatro curvas obtidas no gráfico para não sobrecarregá-lo e facilitar a visualização do mesmo.

Figura 64 - Variação do fator de preenchimento durante uma revolução para três níveis de refinamento de malha



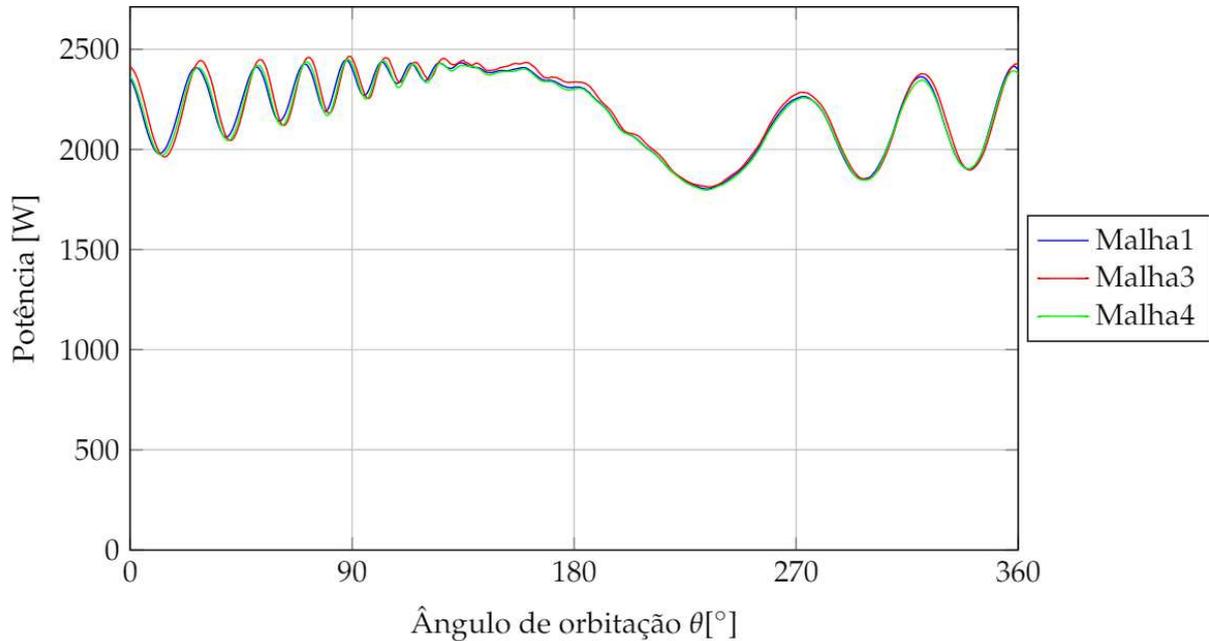
Fonte: Autor.

Pode-se observar que uma diminuição na densidade da malha resulta em um maior fator de preenchimento, ou seja, malhas extremamente mais grosseiras (malha 3) tendem a aumentar o fluxo de massa. Entretanto essa diferença é pequena e só é visualizada entre os ângulos de 90 e 180°. Nota-se que o aumento do número de elementos pouco influenciou no fator de preenchimento (a curva referente à malha 4 praticamente coincide com a curva da malha 1).

A variação da potência durante uma volta para as 3 malhas da figura 64 é exibida na figura 65. Observa-se que a mesma não é influenciada pela alteração do nível de refinamento, sendo os resultados praticamente constantes.

Na tabela 12 encontram-se os valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento médios obtidos durante uma revolução, para cada nível de refinamento analisado. Obviamente, o grau de refinamento reflete no tempo total de simulação: enquanto que para a malha 1 foram gastas 14 horas, para as malhas 2, 3 e 4 foram despendidas 10, 7,3 e 29 horas totais, respectivamente.

Figura 65 - Variação da potência durante uma revolução para três níveis de refinamento de malha



Fonte: Autor.

Tabela 12 - Valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes valores de refinamento

Malha (elementos)	Potência (W)	Fluxo de massa (kg/s)	Fator de preenchimento
1 (42692)	2191	0,02898	1,60
2 (21184)	2198	0,02926	1,61
3 (10488)	2201	0,02956	1,63
4 (107258)	2184	0,02890	1,59

Fonte: Autor.

Observa-se a diminuição da densidade da malha resultou em um aumento nos valores de fluxo de massa e potência. Entretanto essa diferença é muito pequena, pois ao se comparar os resultados de uma malha muito grosseira (malha 3) com outra cerca de 10 vezes mais refinada (malha 4) a diferença observada nos resultados é de 2,3% para o fluxo de massa e, apenas, 0,8% para a potência.

Ao comparar a malha com mesma quantidade de elementos utilizados em todas as outras simulações (malha 1), e uma malha com uma quantidade 2,5 vezes maior de elementos (malha 4), verifica-se que os resultados são praticamente iguais, ou seja, a malha não influenciou significativamente os resultados obtidos.

Portanto, poderia ter sido utilizada uma malha de menor densidade, como a malha 2, para se obter resultados semelhantes e diminuir o tempo total de simulação.

Vale ressaltar que o aumento na quantidade de elementos da malha resulta em um aumento proporcional do número de Courant, conforme descrito na equação 32.

4.3.3 Variação do critério de convergência

Ao avaliar a convergência considerando um valor eficaz inferior a 1.10^{-6} , observou-se que em alguns momentos os valores de resíduo são superiores a esse valor eficaz imposto. Isso ocorre quando o número máximo de 50 iterações é atingido. Esses picos nos valores de resíduo aproximam-se de 1.10^{-5} , que é o valor eficaz real dessa simulação.

Os valores obtidos para a potência, fluxo de massa e fator de preenchimento foram muito próximos aos resultados da simulação com um valor eficaz igual a 1.10^{-4} , como pode ser visualizado na tabela 13. Verifica-se que a variação do valor eficaz máximo não resultou em alterações significativas nos resultados.

Tabela 13 - Valores de potência, fluxo de massa e fator de preenchimento para diferentes critérios de convergência.

Valor eficaz	Potência (W)	Fluxo de massa (kg/s)	Fator de preenchimento
1.10^{-4}	2191	0,02898	1,60
1.10^{-5}	2193	0,02895	1,59

Fonte: Autor.

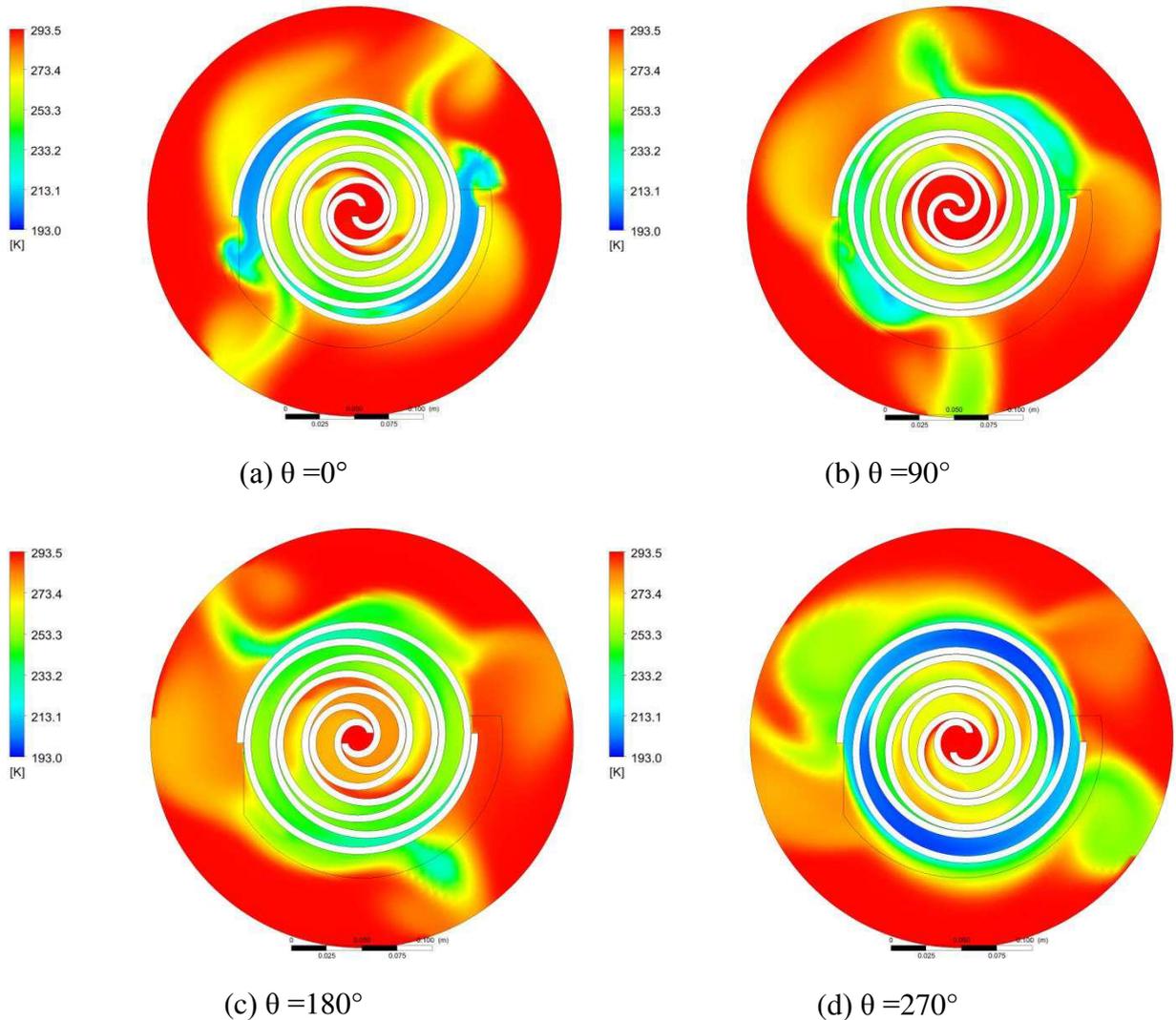
Embora os resultados não tenham apresentado diferenças significativas, o tempo total de simulação para um valor eficaz de 1.10^{-5} foi de 47 horas, sendo esta a simulação que dispendeu de mais tempo para ser realizada neste trabalho.

4.4 DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA E PRESSÃO

As figuras apresentadas a seguir correspondem à simulação com folga tangencial igual a 0,165 mm e razão de pressão de 5,1. Para se obter distribuições mais precisas/definidas optou-se pelo refino 4 (maior densidade de malha). O incremento angular por passo de tempo é $0,2^\circ$.

Como a razão de pressão de 5,1 é a mais alta avaliada durante as simulações, é para este valor que devem ser visualizados os maiores gradientes de temperatura, pressão, velocidade, entre outros. Portanto, na figura 66 a máxima variação de temperatura durante uma revolução do scroll é exibida. Conforme o fluido vai se expandindo a temperatura do mesmo diminui.

Figura 66 - Distribuição de temperatura para quatro instantes durante uma revolução do scroll



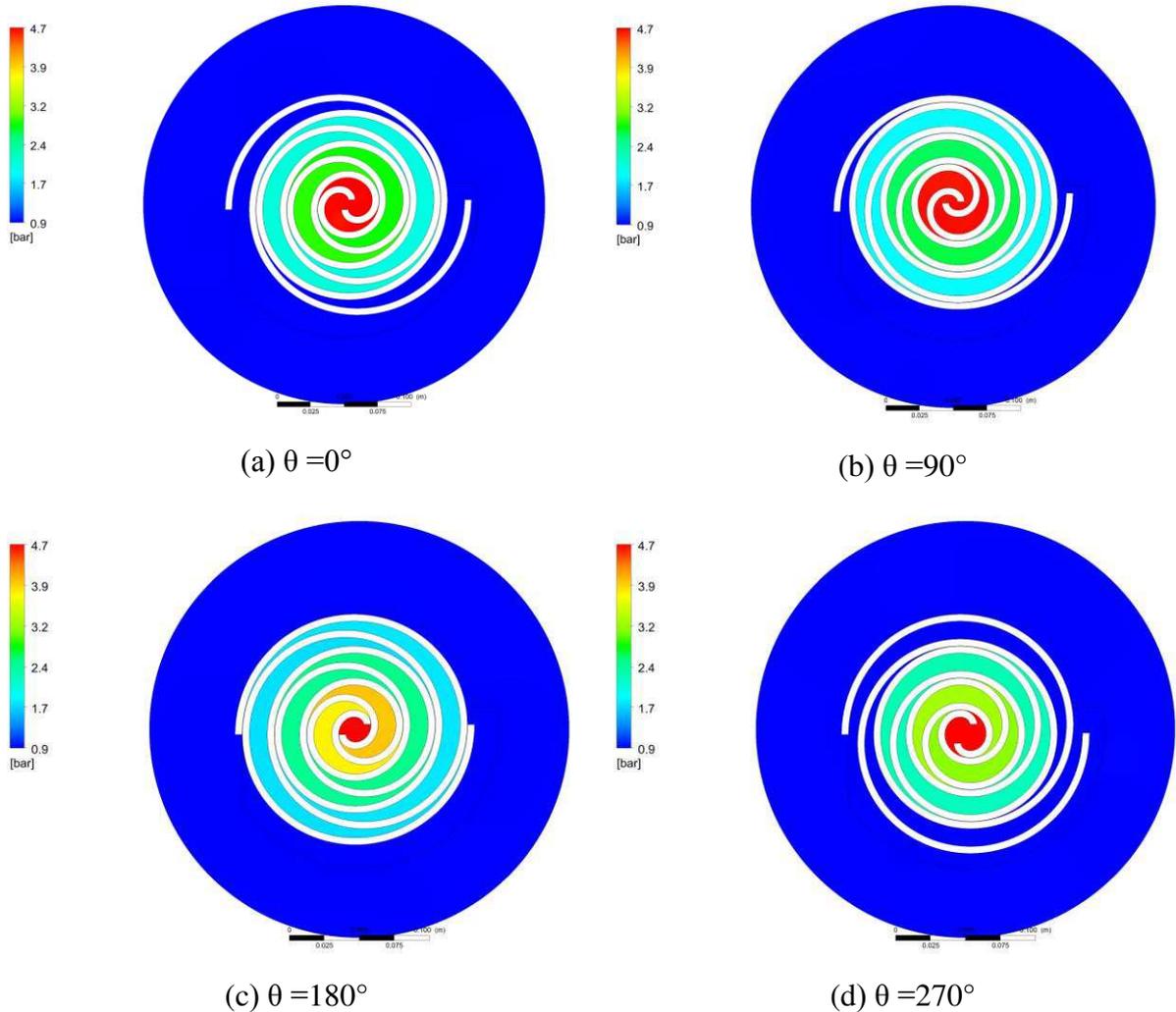
Fonte: Autor.

Verifica-se que a temperatura do fluido no domínio coroa é relativamente alta. Isso se deve ao fato de que na saída deste domínio foi empregada uma condição de abertura (*opening*), possibilitando com que o fluido externo (que possui temperatura ambiente) adentre-se ao domínio de cálculo, aumentando a sua temperatura.

Pode-se notar que a variação máxima de temperatura observada durante o processo de expansão equivale a 100 °C. Entretanto, os valores mínimos de temperatura estão localizados na garganta devido à onda de choque e são apresentados a seguir.

A figura 66 mostra a distribuição da pressão absoluta para quatro posições do expensor scroll. Observa-se a formação de zonas de pressão bem definidas durante a revolução do expensor scroll.

Figura 67 - Distribuição de pressão para quatro instantes durante uma revolução do scroll

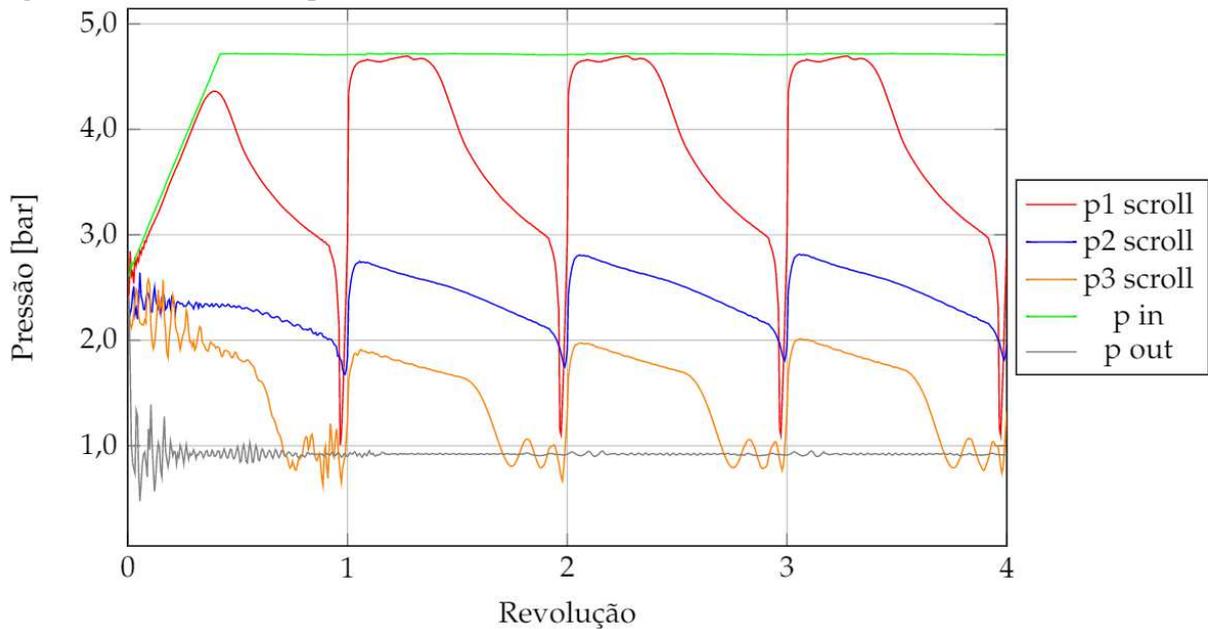


Fonte: Autor.

O comportamento cíclico das pressões no interior das câmaras a partir da segunda revolução é exibido na figura 68. Nesta simulação pode-se notar o efeito de sub-expansão, conforme discutido na seção 4.1. Observa-se uma acentuada oscilação entre uma câmara e outra subsequente, principalmente entre a 1ª e 2ª câmaras (p_1 e p_2 scroll). Como a pressão da câmara mais interna cai a valores inferiores da câmara seguinte, isso caracteriza o surgimento de uma onda de choque, justificando esta oscilação.

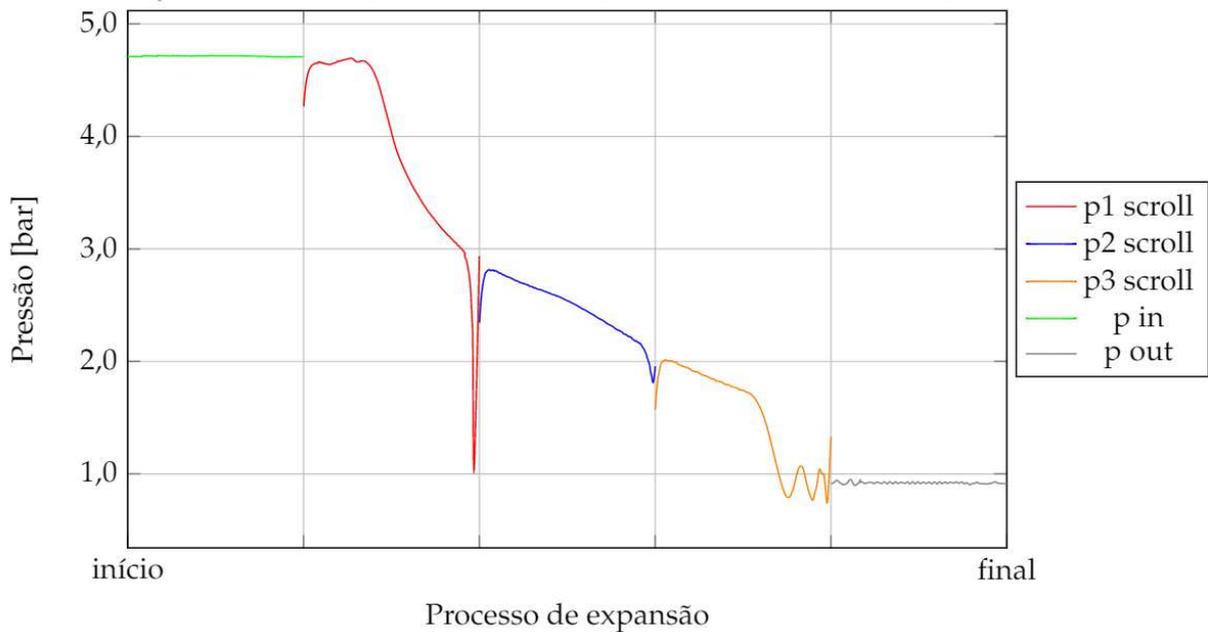
Na figura 69 a pressão é reconstruída ao longo do processo de expansão do fluido, conectando as curvas dos diferentes monitores de pressão. A simulação aparenta estar capturando corretamente o comportamento da pressão no interior do expansor.

Figura 68 - Variação da pressão nos locais de monitoramento



Fonte: Autor.

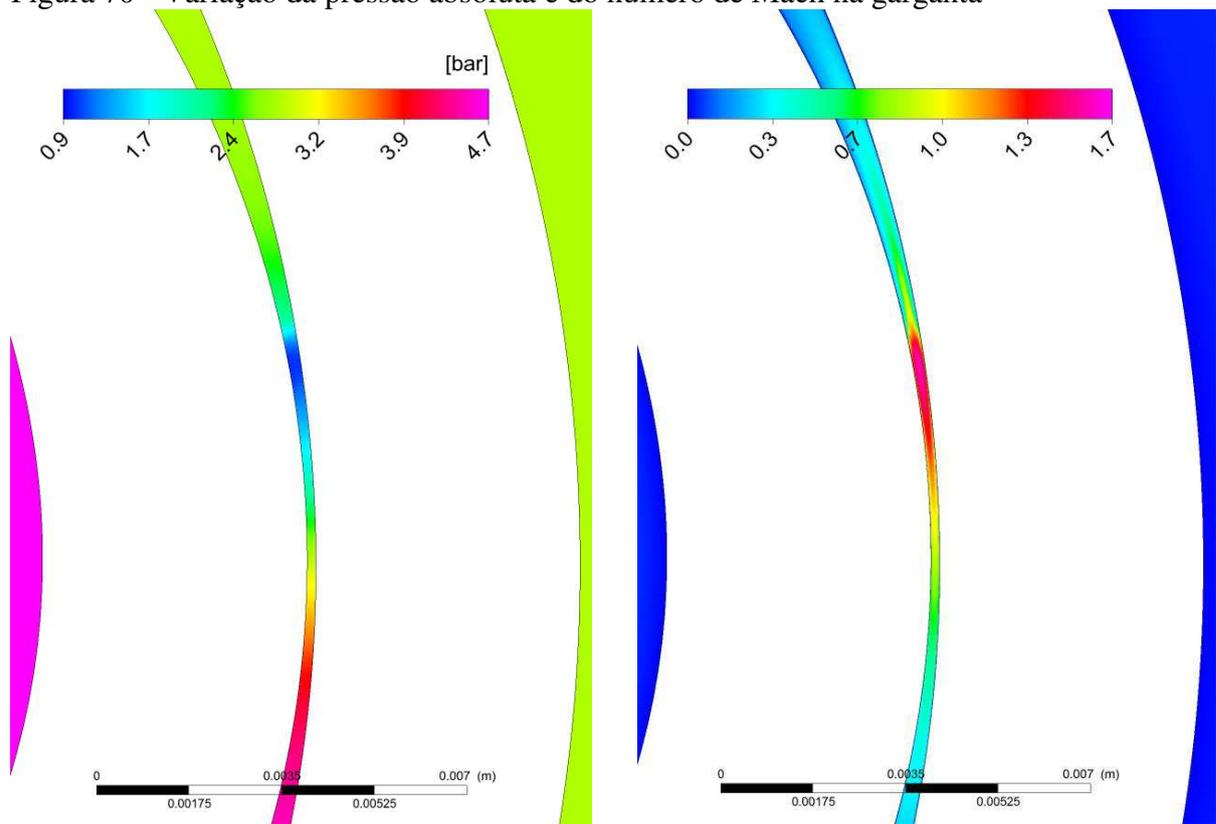
Figura 69 - Reconstrução da pressão durante o processo de expansão completo



Fonte: Autor.

O comportamento da pressão e do número de Mach na garganta podem ser visualizados na figura 70 (lembrando que o escoamento ocorre no sentido anti-horário). É possível perceber que a queda abrupta da pressão acontece no mesmo ponto em que a velocidade do fluido é reduzida de um valor supersônico para um valor subsônico, onde está localizada a onda de choque.

Figura 70 - Variação da pressão absoluta e do número de Mach na garganta



(a) Pressão absoluta

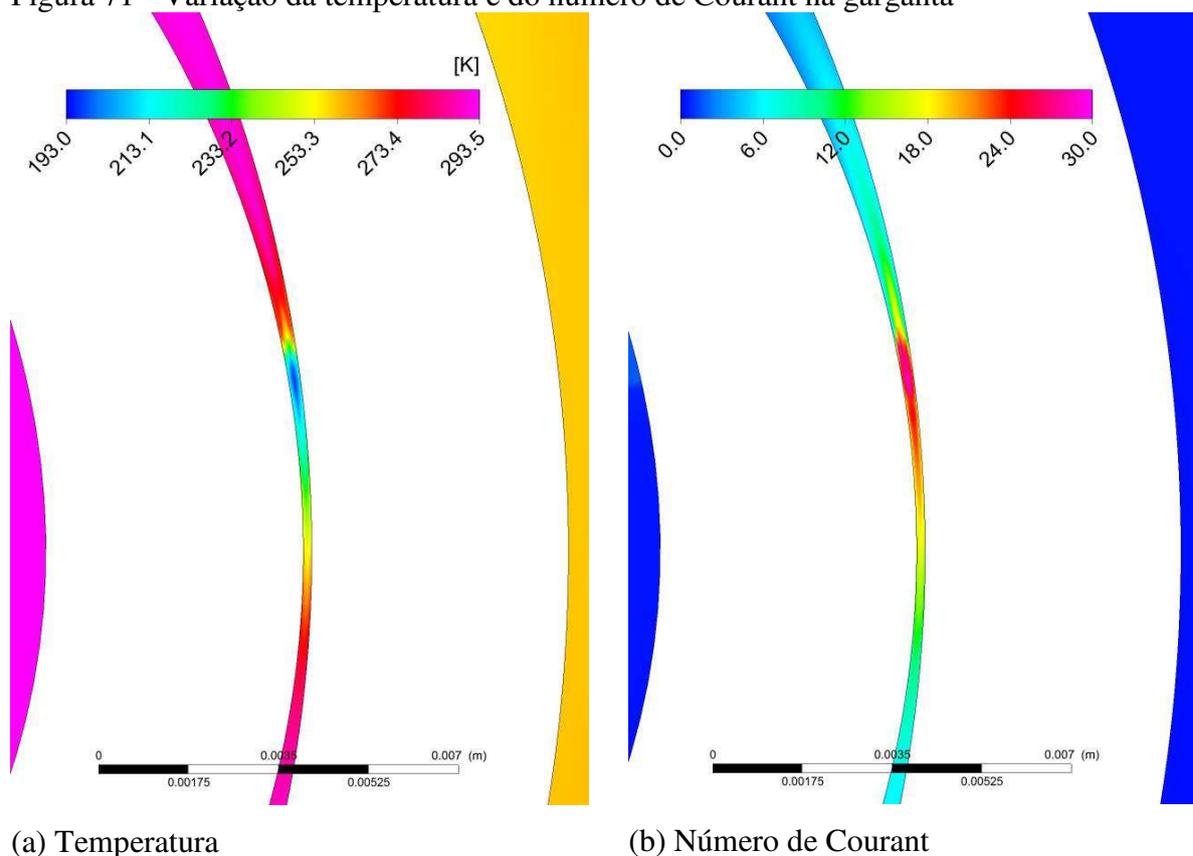
(b) Número de Mach

Fonte: Autor.

A variação da temperatura e do número de Courant na garganta é mostrada na figura 71. É possível notar que o fluido atinge a temperatura mínima logo antes de ocorrer a onda de choque, quando sua temperatura aumenta abruptamente. Conforme descrito na seção 2.2.2, para o escoamento supersônico em um bocal divergente, enquanto que a velocidade do fluido aumenta, a temperatura do mesmo diminui. Entretanto, caso o escoamento se torne inconsistente surgirá uma onda de choque, causando uma variação brusca das propriedades, diminuindo a velocidade do escoamento rapidamente para valores subsônicos.

Conforme comentado na seção 4.3.2, uma malha de densidade maior resulta em maiores números de Courant. Portanto esse aumento proporcional do número de Courant máximo era esperado nesta simulação. Observa-se que os números de Courant máximos estão localizados na região de maior velocidade do escoamento, estando assim de acordo com a equação 32.

Figura 71 - Variação da temperatura e do número de Courant na garganta



(a) Temperatura

(b) Número de Courant

Fonte: Autor.

Devido à resolução da malha ou do passo de tempo utilizados na simulação, a localização precisa da onda de choque pode não ter sido capturada fielmente. Embora isso possa influenciar quantitativamente os resultados, pode-se afirmar que o comportamento físico do dispositivo, como o escoamento sônico na garganta, foi bem caracterizado pelas simulações CFD.

5 CONCLUSÕES

A influência das folgas internas tangenciais e os efeitos da variação da relação de pressão sobre o desempenho do expansor scroll foram avaliados. Os resultados obtidos foram comparados com os valores obtidos experimentalmente por Romão (2017). Foi observado que as folgas internas afetam o ponto onde é verificada a máxima eficiência, enquanto que a variação de pressão não interfere nos vazamentos internos.

O aumento da folga tangencial (de 0,165 mm para 0,244 mm) não resultou em um aumento de mesma proporção no fluxo de massa total. O aumento respectivo só ocorre para o fluxo de massa correspondente aos vazamentos internos. O fluxo de massa deslocado pelo expansor é uma característica geométrica do mesmo e não se altera com a variação da folga tangencial. Portanto, nas condições estudadas, ao se aumentar a área da seção transversal de vazamento em 48%, o fluxo de massa aumentou apenas 21%.

Mesmo com esse aumento do valor da folga tangencial para alcançar a mesma área de seção transversal do protótipo, os resultados numéricos de vazão mássica divergem dos obtidos experimentalmente (os resultados numéricos são cerca de 20% inferiores). No dispositivo real possivelmente estão ocorrendo vazamentos de topo (pelas folgas radiais), o que explica esta diferença observada.

Ao ajustar a folga tangencial para um valor equivalente (δT : 0,350 mm) tendo em vista a obtenção do mesmo valor do fluxo de massa total do protótipo, verificou-se que, o comportamento dos vazamentos internos que ocorrem pelas folgas radiais não são caracterizados adequadamente pelo aumento da folga tangencial. Observa-se que a variação da razão de pressão apresentou maior influência nos resultados de vazão mássica experimentais se comparados aos resultados numéricos. Como o caminho a ser percorrido pelo fluido é alterado, o que interfere diretamente nos resultados, não é possível descrever devidamente os vazamentos internos radiais utilizando uma folga tangencial equivalente. Para caracterização dos mesmos seria necessário efetuar uma simulação tridimensional, o que dispenderá de mais tempo e recursos computacionais. Além disso, seria necessário definir um valor de folga radial a ser empregado nessas simulações, pois não é possível obtê-lo a partir do protótipo.

Um leve acréscimo nos valores de potência gerada é visualizado com o aumento da folga tangencial. Isso pode ser explicado pelo aumento do fluxo de massa e também pela não caracterização dos vazamentos internos radiais, fazendo que com que o fluido percorra todo o caminho de expansão ao invés de simplesmente “pular” para câmaras mais externas.

As simulações não levaram em consideração o atrito interno presente no selo mecânico de vedação e nos rolamentos. Portanto uma diferença média de 22% (folga tangencial corrigida, δT : 0,244 mm) entre os resultados numéricos e experimentais para os valores de potência é bastante satisfatória devido ao atrito presente na máquina real, ainda não quantificado experimentalmente. Para a mesma folga tangencial do protótipo, essa diferença foi ainda menor, de aproximadamente 18%. Vale ressaltar também a perda de carga na entrada que, de acordo com as simulações de Silva (2017) resultam em estimativas de potência aproximadamente 4% superiores nas simulações 2D (as simulações 3D do autor levaram em consideração a perda de carga na entrada).

Portanto, devido aos desvios citados acima nos valores de potência e vazão mássica, era esperada uma divergência acentuada entre os resultados de eficiência isentrópica das simulações numéricas e os experimentais: 70,7% e 61,6% de eficiência isentrópica máxima para as simulações com folgas tangenciais de 0,165 mm e 0,244 mm, respectivamente; enquanto que, no experimento a mesma resultou em 43,5%.

Com o ajuste da folga tangencial elevando a vazão mássica para valores semelhantes ao do experimento era esperado que os resultados numéricos de eficiência isentrópica se aproximassem dos experimentais: 52,3 % de eficiência isentrópica máxima (obtida numericamente) para a folga tangencial de 0,350 mm. Como o atrito não foi mensurado espera-se que ao corrigir a potência com os valores obtidos do mesmo, os resultados de eficiência isentrópica obtidos pelas simulações sejam muito próximos dos experimentais.

As folgas internas afetam diretamente o valor da relação de pressão onde ocorre a máxima eficiência isentrópica. Quanto maior forem às folgas, menor será o valor da razão de pressão onde a máxima eficiência isentrópica é observada. Logo, a equação 3.3 que determina o valor da relação de pressão para a máxima eficiência isentrópica só é válida para a condição em que um expensor scroll possa operar sem vazamentos internos, ou seja, sem folgas, o que é impossível de se obter fisicamente. Esta constatação está de acordo com os resultados obtidos por Romão (2017).

Esse efeito pode ser explicado considerando que folgas tangenciais crescentes causam maiores vazamentos entre as câmaras, aumentando a pressão na última delas. Portanto, uma sub-expansão será visualizada quando o expensor operar com razão de pressão que era considerada ideal anteriormente, diminuindo sua eficiência.

Ao variar a razão de pressão, mantendo a rotação constante, o fator de preenchimento permaneceu praticamente inalterado. Este comportamento indica que os vazamentos internos não são influenciados pela variação da razão de pressão. Entretanto esta variação pode causar

uma sub-expansão ou sobre-expansão mais acentuada, diminuindo a eficiência isentrópica do expensor scroll. A potência gerada e o fluxo de massa total aumentam proporcionalmente com o incremento da razão de pressão.

Os resultados obtidos não apresentaram dependência do nível do refinamento de malha e do passo de tempo utilizado nas simulações. Portanto as mesmas até poderiam ter sido efetuadas com uma malha de menor densidade (mais grosseira) e com um passo de tempo maior, sem alterar significativamente os resultados. Entretanto, isso poderia afetar a caracterização do comportamento do escoamento na garganta como as ondas de choque e distribuições de pressão, velocidade e número de Courant (que não é o objetivo principal deste trabalho).

Para se obter uma perfeita localização e caracterização das ondas de choque se faz necessário refinar a malha e diminuir o passo de tempo. Isso implicará em um tempo total de simulação consideravelmente maior.

Uma sugestão para continuação e melhoria do presente trabalho é a simulação tridimensional do expensor scroll para estudo e caracterização dos vazamentos internos pelas folgas radiais. Seria interessante avaliar também o comportamento de um fluido real nessa simulação. Para trabalhos experimentais, uma sugestão é o desenvolvimento de uma metodologia para mensurar o valor do atrito no protótipo, levando em consideração a influência dos demais parâmetros nos valores obtidos para o mesmo.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON, D. A.; TANNEHILL, J. C.; PLETCHER, R. H. **Computational fluid dynamics and heat transfer**. Washington: Hemisphere, 1984.
- ANSYS. **ANSYS CFX - Solver Theory Guide**. ANSYS CFX Release 17.0, 2016. Manual
- ANSYS. **ANSYS CFX - Solver Modeling Guide**. ANSYS CFX Release 15.0, 2013. Manual
- ARSIE, I. et al. Integration of wind turbines with compressed air energy storage. In: GLOBAL CONFERENCE ON POWER CONTROL AND OPTIMIZATION, 2., 2009, Bali. **Proceedings...** [S.l.]: AIP, 2009. v. 1159, p. 11-18.
- BLUNIER, B. et al. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 5, p. 874-891, 2009.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill Higher Education, 2006. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).
- CUI, M. M. Investigation of the scroll compressor porting process. Part II: Local characteristics of the porting process and properties of the ports. **Journal of Power and Energy**, v. 220, n. 1, p. 55-83, 2006.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço energético nacional 2016: ano base 2015**. Rio de Janeiro, 2016.
- FANTI, G. R.; DONATO, G. H. B.; MELLO, P. E. B. de. A novel scroll expander for flank leakage investigation: preliminary tests. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEM, 29., 2016, Portoroz. **Proceedings...** Portoroz: ECOS, 2016. p. 1-9.
- FANTI, G. R. **Avaliação experimental da eficiência isentrópica de um expansor do tipo scroll**. 2017. 84 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2017.
- FENG, J. M.; QU, Z. C.; LIN, X. W. Three-dimension numerical simulation of discharge flow in a scroll air compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE, 17., 2004, Purdue. **Proceedings...** Purdue: ICEC, 2004. p. 1-6.
- IGLESIAS, A.; FAVRAT, D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 565-572, 2014.
- JOHNSON, R. C. Calculations of real-gas effects in flow through critical nozzles. **Journal of Basic Engineering**, v. 86, n. 3, p. 519-526, 1964.

KRITMAITREE, P. et al. Analytical study of volumetric scroll pump for liquid hydrogen circulating system. **Journal of nuclear science and technology**, v. 39, n. 1, p. 101-107, 2002.

LEMORT, V. et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14, p. 3094-3102, 2009.

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

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA journal**, v. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.

OOI, K. T; ZHU, J. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: a 2-D simulation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, n. 7, p. 677-688, 2004.

PERSSON, J. G. Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types. **VDI Berichte**, n. 859, 1990.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168-186, 2013.

ROGERS, R. J.; WAGNER, R. C. Scroll compressor flow modeling: experimental and computational investigation. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE, 1990, Purdue. **Proceedings...** Purdue: ICEC, 1990. p. 206-215.

ROMÃO, D. A. **Análise experimental dos efeitos dos vazamentos internos no desempenho de um expansor tipo scroll**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2017.

SILVA, F. M.; OLIVEIRA, F. V.; MELLO, P. E. B. de. Simulation strategy of a novel scroll expander using remesh technique. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 16., 2016, Vitória. **Proceedings...** Vitória: ENCIT, 2016. p. 1-6.

SILVA, F. M. F. **Estratégia para simulação CFD de um expansor scroll**. 2017. 88f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2017.

SIVITER, J.; MONTECUCCO, A.; KNOX, A. Experimental application of thermoelectric devices to the Rankine cycle. **Energy Procedia**, v. 75, p. 627-632, 2015.

SONG, P. P. et al. Numerical simulation of three-dimensional unsteady flow in a scroll expander applied in waste heat recovery. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON PUMPS AND FANS WITH COMPRESSORS AND WIND TURBINES, 6., 2013, Beijing. **Proceedings...** [S.l]: IOP, 2013. p. 1-6.

SONG, P. et al. Effects of suction port arrangements on a scroll expander for a small scale ORC system based on CFD approach. **Applied Energy**, v. 150, p. 274-285, 2015a.

_____. A review of scroll expanders for organic rankine cycle systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 54-64, 2015b.

SUN, H. et al. Study on energy storage hybrid wind power generation systems. In: WORLD CONGRESS ON ENGINEERING, 2010, London. **Proceedings...** London: WCE, 2010. p. 833-838.

VERSTEEG, H. K.; MALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method.** [S.l.]: Pearson Education, 2007.

WANG, J. et al. Working process study of a novel scroll type multiphase pump for the transportation of gas-liquid mixtures. In: SYMPOSIUM ON HYDRAULIC MACHINERY AND SYSTEMS, 26., 2012, Beijing. **Proceedings...** [S.l.]: IOP, 2012. p. 1-13.

WANG, J. et al. Novel structured dynamic mesh generation for CFD analysis of scroll compressors. **Journal of Power and Energy**, v. 229, n. 8, p. 1007-1018, 2015.

WEI, M. et al. Unsteady flow in the suction process of a scroll expander for an ORC waste heat recovery system. **Applied Thermal Engineering**, v. 78, p. 460-470, 2015.

WORLD ENERGY COUNCIL. **World Energy Resources: 2013 Survey.** London, 2013.

ZANELLI, R.; FAVRAT, D. Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE, 1994, Purdue. **Proceedings...** Purdue: ICEC, 1994. p. 459-464.

**APÊNDICE A – EQUAÇÕES EM CEL NECESSÁRIAS PARA A MOVIMENTAÇÃO DA
MALHA, INTERRUPTÃO DO SOLVER, MONITORAMENTO E AVALIAÇÃO DOS
RESULTADOS**

Na tabela 14 são apresentadas as equações utilizadas para efetuar a movimentação da malha.

Tabela 14 - Equações utilizadas para movimentação da malha

Expressão	Equação no formato CEL
Timestep	periodo/ptsperrev
TotTime	4*ptsperrev*Timestep
X0	raio
Y0	0 [mm]
ang1	atstep*2*pi/ptsperrev
ang2	(atstep-ctstep)*2*pi/ptsperrev
angleincrement	0,2 ¹
dx	dx1-dx2
dx1	raio*cos(ang1)
dx2	raio*cos(ang2)
dy	dy1-dy2
dy1	raio*sin(ang1)
dy2	raio*sin(ang2)
periodo	(60/2600) [s]
ptsperrev	360/angleincrement
raio	6,335 [mm] ²
volta	int (atstep/ptsperrev)

¹ Também foram avaliados outros valores de incremento (0,1 e 0,5)

² Esse é um dos valores de raio avaliados.

Fonte: Autor.

As equações empregadas para interrupção do *solver* são exibidas na tabela 15.

Tabela 15 - Equações para interrupção do *solver*

Expressão	Equação no formato CEL
ifER1	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) > \text{trocaERi}, 1, 0)$
ifER2	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) \leq \text{trocaERf}, 1, 0)$
ifR1	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) > \text{trocaRi}, 1, 0)$
ifR2	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) \leq \text{trocaRf}, 1, 0)$
ifSR1	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) > \text{trocaSRi}, 1, 0)$
ifSR2	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) \leq \text{trocaSRf}, 1, 0)$
troca	$\text{trocaMAX} / \text{trocaR} - \text{trocaMULT} * \text{trocaSR}$
trocaER	$\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) > \text{trocaERi},$ $\text{if}((\text{atstep} * \text{angleincrement} - 360 * \text{volta}) \leq \text{trocaERf}, 3, 1), 1)$
trocaERf	225
trocaERi	135
trocaMAX	30
trocaMULT	2
trocaR	$(\text{ifR1} + \text{ifR2}) * \text{trocaER}$
trocaRf	270
trocaRi	90
trocaSR	$\text{ifSR1} * \text{ifSR2}$
trocaSRf	195
trocaSRi	165

Fonte: Autor, “adaptado de” Silva, 2017.

A tabela 16 mostra o conjunto de equações criado para avaliar os resultados obtidos. Pode-se notar que alguns termos são multiplicados por 20. Isso se deve ao fato que o expansor simulado possui apenas 2 mm de espessura (simulação 2D), sendo necessário multiplicar por 20 para se obter os resultados equivalentes à 40 mm (espessura do protótipo).

Tabela 16 - Equações para o monitoramento da simulação 2D e avaliação dos resultados

Monitor	Equação no formato CEL
avgCourant	ave(Courant Number)@Scroll
FillingFactor	massFlow()@entrada/((1/periodo)*massFlowAve(Density)@entrada*(75,12))*1000000
forceX	force_x@scroll_movel
forceY	force_y@scroll_movel
massa	massFlow()@entrada*20
maxCourant	maxVal(Courant Number)@Scroll
minCourant	minVal(Courant Number)@Scroll
Potencia	20*(forceX*vx+forceY*vy)
torque	torque_z()@scroll_movel
vx	-raio*2*pi/periodo*sin(ang1)
vy	raio*2*pi/periodo*cos(ang1)

Fonte: Autor.

APÊNDICE B – CÓDIGO PARA SUBSTITUIÇÃO DA MALHA

O código que realiza a seleção correta do arquivo de malha a ser substituído é exibido na figura 72. Esse código desenvolvido por Silva (2017) evita a necessidade de criação de vários *remesh* (condições de interrupção).

Figura 72 - Código em lotes utilizado para substituição das malhas

```
CLS

@echo off
setlocal

REM definindo as pastas
@set pastaA=E:\Folga165\CFX\3D_rev2_002
@set pastaB=%pastaA%.dir
@set pastaC=E:\Folga165\CFX\3D_rev2_001
@set LOG=E:\Folga165\CFX
@set MALHAS=E:\Folga165\Teste2

REM verificando a hora
REM For /f "tokens=2-4 delims=/ " %a in ('date /t') do (set mydate=%c-%a-%b)
For /f "tokens=1-2 delims=/" %a in ('time /t') do (set mytime=%a:%b)

REM contando os arquivos .TNR
set /a PR=0
for /F %N in ('dir/s/b/a-d "%pastaC%\*.trn"^|findstr /ric:"\*.trn$"^|find /c /v ""') do set PR=%N

set /a A=0
for /F %N in ('dir/s/b/a-d "%pastaA%\*.trn"^|findstr /ric:"\*.trn$"^|find /c /v ""') do set A=%N

set /a B=0
for /F %N in ('dir/s/b/a-d "%pastaB%\*.trn"^|findstr /ric:"\*.trn$"^|find /c /v ""') do set B=%N

REM cálculos realizados
@set /a soma=%PR%+%A%+%B%
@set /a volta=%soma%/360
@set /a ang=%soma%-360%*volta%

REM imprimindo o log
echo O REMESH FOI FEITO AS %mytime%                >> %LOG%\GridLog.txt
echo CONTAGEM DE ARQUIVOS %soma%                   >> %LOG%\GridLog.txt
echo CONTAGEM DE VOLTAS %volta%                    >> %LOG%\GridLog.txt
echo POSICAO ATUAL (GRAUS) %ang%                   >> %LOG%\GridLog.txt
@echo.                                               >> %LOG%\GridLog.txt

REM movendo arquivos para os lugares corretos
del %MALHAS%\REMESH.msh
copy %MALHAS%\grid%ang%.msh %MALHAS%\REMESH.msh
```

Fonte: Silva, 2017.

Para o funcionamento deste código existe a necessidade de se criar alguns arquivos externos e referenciá-los corretamente, além de um correto intervalo de criação de arquivos de resultado.

Os arquivos externos que devem ser criados são os arquivos de malha e o arquivo *REMESH.msh*, que é uma cópia da malha do domínio Scroll no ângulo $\theta = 0^\circ$. Os arquivos de malha do domínio Scroll devem ser salvos como *grid θ .msh*, ou seja, para $\theta = 120^\circ$ o arquivo deverá ser nomeado como *grid120.msh*. Caso ocorra algum erro na nomenclatura dos arquivos sem a alteração prévia no código, o CFX não conseguirá encontrar a malha correta.

A pastaA é a pasta criada pelo CFX quando a simulação é iniciada (versão sem o final .dir), enquanto que a pastaB (também criada pelo CFX) é igual a pastaA com final .dir. A pastaC só será utilizada caso a simulação seja iniciada a partir de uma simulação antiga: ela contém os arquivos .trn que serão usados como valores iniciais da simulação. LOG indica a pasta que será criada o arquivo *GridLog.txt*, que salva um histórico de substituição de malha com data, ângulo e volta. MALHAS descreve a localização da pasta que contém todas as malhas.

Também há a necessidade que os arquivos .trn (que contém os resultados intermediários da simulação transiente) sejam criados em intervalos corretos: um para cada ângulo inteiro.