CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

FILIPPI MARTINS FERNANDES SILVA

ESTRATÉGIA PARA SIMULAÇÃO CFD DE UM EXPANSOR SCROLL

São Bernardo do Campo

2017

FILIPPI MARTINS FERNANDES SILVA

ESTRATÉGIA PARA SIMULAÇÃO CFD DE UM EXPANSOR SCROLL

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

São Bernardo do Campo

2017

Silva, Filipi Martins Fernandes.

ESTRATÉGIA PARA SIMULAÇÃO CFD DE UM EXPANSOR
SCROLL / Filipi Martins Fernandes Silva. São Bernardo do Campo, 2017.
88 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

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

1. Expansor Scroll. 2. CFD. 3. vazamento interno. 4. remesh. I. de
Mello, Paulo Eduardo Batista, orient. II. Título.

Aluno: Filipi Martins Fernandes Silva

Matrícula: 215113-2

Título do Trabalho: Estratégia para simulação CFD de um expansor scroll.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 20/02/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 20 / 02 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: _____

Prof. Dr. Fábio Saltara

Ass.: _____

Prof. Dr. Gabriel Angelo

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

Para maior glória de Deus.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pelos dons necessários para a realização deste e de todos os trabalhos feitos por mim e pela humanidade.

Agradeço ao meu pai Gilberto, minha mãe Roseli, meus irmãos Vinicius e Arthur e minha namorada Laís por todo o apoio moral, emocional e financeiro fornecido durante a realização deste trabalho e nas decisões tomadas durante a execução do mesmo.

Agradeço ao professor dr. Paulo Eduardo por todo o conhecimento compartilhado e orientação para a realização deste trabalho.

Agradeço aos, agora mestres, Douglas e Gabriel, pelos bons dados experimentais fornecidos e pelo companheirismo. Também gostaria de incluir nestes agradecimentos o engenheiro mecânico Fernando pelas úteis discussões sobre CFD.

RESUMO

O consumo energético mundial tem aumentado exponencialmente nos últimos anos, demonstrando uma evolução econômica global, um aumento na qualidade de vida da população e sinalizando um possível esgotamento de alguns recursos naturais para geração de energia. Alternativas de recuperação do calor rejeitado e o uso de fontes renováveis têm sido cada vez mais estudadas. O Ciclo Orgânico Rankine (ORC) tem sido estudado recentemente para realizar a conversão do calor rejeitado em trabalho e o Armazenamento de Energia em Ar Comprimido (CAES) tem sido avaliado para amenizar o problema de intermitência na geração de energia com fonte solar e eólica. As duas tecnologias são altamente influenciadas pela eficiência isentrópica do expensor (ou turbina). Expandores do tipo scroll são indicados para ciclos de baixa potência (geralmente inferiores a 10 kW). Este tipo de expensor tem sua eficiência isentrópica diminuída por vazamentos internos, conforme demonstrado em trabalhos recentes. Neste trabalho é apresentada a estratégia para realizar simulações transientes 2D e 3D utilizando Fluidodinâmica Computacional (CFD) de um expensor do tipo scroll com a técnica de *remesh* para quantificar o escoamento interno e os vazamentos internos. Os resultados são comparados entre si e com resultados experimentais de outros trabalhos do grupo de pesquisa.

Palavras-chave: Expensor Scroll. CFD. vazamento interno. CAES. ORC. remesh

ABSTRACT

The global energy demand has raised exponentially in the last years, showing the global economy evolution, rise on population's life's quality and indicating the potential depletion of natural resources for energy generation. Waste heat recovery alternatives and renewable energy are being studied. Recently, Organic Rankine Cycle (ORC) is being studied to recover heat and transformed it into work and the Compressed Air Energy Storage (CAES) is being evaluated to decrease the intermittence on energy generated from solar and wind sources. Both technologies are highly influenced by the expander's isentropic efficiency. Scroll expanders are indicated to low power cycles (usually lower than 10 kW). This type of expander has its isentropic efficiency decreased by internal leakages, as shown in recent works. This work presents a strategy to perform 2D and 3D transient simulations of scroll expanders using Computational Fluid Dynamics (CFD) to quantify the internal flow and the internal leakage. The results are compared to each other and with experimental results from other works from this research group.

Keywords: Scroll Expander. CFD. internal leakage. CAES. ORC. REMESH

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	– Mapa de utilização ótima para 3 tipos de expansores e 3 aplicações	15
Figura 2	– Demonstração de um ORC básico	18
Figura 3	– Diagrama T-s dos tipos de fluidos de trabalho: úmido, seco e isentrópico	19
Figura 4	– Perdas por sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)	20
Figura 5	– Quadro comparativo entre CAES e ECES	21
Figura 6	– Esquema de funcionamento básico do CAES	22
Figura 7	– Princípio de funcionamento de um expansor scroll	22
Figura 8	– Família de scrolls com volume deslocado de $104,8 \text{ cm}^3$ e razão volumétrica de 2,7	23
Figura 9	– Detalhe da curva scroll na região de saída de um compressor (região central)	24
Figura 10	– Localização dos parâmetros, vetores e curvas da geometria do scroll	24
Figura 11	– Variação das propriedades de escoamentos subsônicos e supersônicos em bocais convergentes e divergentes	26
Figura 12	– Bocal convergente com extensão	26
Figura 13	– Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente-divergente	27
Figura 14	– Quadro com os principais modelos analíticos	28
Figura 15	– Esquema conceitual do expansor	29
Figura 16	– Folga radial δ_R e folga de flanco δ_T em um expansor scroll	30
Figura 17	– Representação das câmaras de sucção no final do processo de sucção	31
Figura 18	– Malha cartesiana 2D de um cilindro	32
Figura 19	– Construção do volume de controle em malhas	33
Figura 20	– Representação de uma malha 2D genérica	33
Figura 21	– Representação de um elemento de malha genérico	34
Figura 22	– Modelos disponíveis como opção para movimentação de malha	36
Figura 23	– Fluxograma do funcionamento de uma simulação com <i>remesh</i>	37
Figura 24	– Ilustração de um ponto de integração ortogonal ip1 e de um ponto de integração não-ortogonal ip2	38
Figura 25	– Representação dos volumes máximo e mínimo de setores	39
Figura 26	– Representação das áreas máxima e mínima de elementos	40
Figura 27	– Comparação dos diagramas P-v de simulações 2D e 3D com mesmas velocidades angulares	41
Figura 28	– Malha utilizada para a simulação 2D e 3D	42
Figura 29	– Malha utilizada para a simulação 2D	42
Figura 30	– Condições de contorno para simulação como (a) compressor e (b) expansor	43
Figura 31	– Pressão de saída e campos de pressão durante a revolução	43
Figura 32	– Vazamento de flanco no expansor	43

Figura 33	–	Malha computacional da bomba de vácuo	44
Figura 34	–	Distribuição de velocidades em (a) $\theta = 0^\circ$, (b) $\theta = 90^\circ$, (c) $\theta = 180^\circ$, (d) $\theta = 270^\circ$	45
Figura 35	–	Scroll fixo do protótipo do expensor scroll utilizado por Gabriel Rossi Fanti, Donato e Mello (2016)	47
Figura 36	–	Posicionamento do scroll fixo (em vermelho) e do scroll móvel (em verde) para diversos r_o e θ	48
Figura 37	–	Divisão dos domínios computacionais de blocos para obtenção das malhas estruturadas	49
Figura 38	–	Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para todos os domínios da simulação 2D	56
Figura 39	–	Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para todos o domínio scroll da simulação 3D	57
Figura 40	–	Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para os outros domínios da simulação 3D	58
Figura 41	–	Pontos de substituição de malhas durante uma revolução	59
Figura 42	–	Fator de compressibilidade Z do ar	59
Figura 43	–	Montagem dos domínios e localização das condições de contorno da simulação 3D	60
Figura 44	–	Montagem dos domínios e localização das condições de contorno da simulação 2D	61
Figura 45	–	Localização dos pontos de monitoramento utilizados	61
Figura 46	–	Ângulo mínimo de ortogonalidade durante uma revolução	62
Figura 47	–	Distribuição do número de Courant no domínio scroll na simulação 3D no instante final	63
Figura 48	–	Número de Courant durante as simulações	64
Figura 49	–	Evolução da pressão absoluta nos pontos de monitoramento	65
Figura 50	–	Porcentagem de área bloqueada na entrada do scroll na simulação 3D	66
Figura 51	–	Ilustração do scroll em um instante de tempo onde o bloqueio da área de entrada é mínimo	66
Figura 52	–	Distribuição de pressão absoluta no bocal de entrada e no scroll	67
Figura 53	–	Distribuição de pressão absoluta no scroll e na coroa	68
Figura 54	–	Reconstrução da pressão durante uma revolução completa	69
Figura 55	–	Onda de choque na garganta	69
Figura 56	–	Distribuição de temperaturas absolutas	70
Figura 57	–	Distribuição de velocidades	71
Figura 58	–	Evolução do fator de preenchimento durante uma revolução completa	72
Figura 59	–	Evolução da potência durante uma revolução completa	73
Figura 60	–	Código em lotes necessário para realização da substituição das malhas	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Lista dos principais fabricantes de ORC	18
Tabela 2 – Custo de armazenamento de energia	21
Tabela 3 – Lista de métricas para ortogonalidade	38
Tabela 4 – Lista de métricas para expansão da malha	39
Tabela 5 – Lista de métricas para razão de aspecto da malha	40
Tabela 6 – Lista dos parâmetros para obtenção da geometria	46
Tabela 7 – Lista de características do scroll modelado com uma altura de 40 <i>mm</i>	47
Tabela 8 – Quantidade de blocos e de elementos por domínio e simulação	50
Tabela 9 – Lista de condições de contorno aplicadas na simulação 3D	53
Tabela 10 – Lista de condições de contorno aplicadas na simulação 2D	54
Tabela 11 – Temperaturas e pressões aplicadas nas simulações	54
Tabela 12 – Coordenadas geométricas dos pontos de monitoramento e grandeza física monitorada	55
Tabela 13 – Estudo de refinamento para a simulação 2D	64
Tabela 14 – Comparação dos valores de fator de preenchimento	71
Tabela 15 – Comparação dos valores de potência	73
Tabela 16 – Lista de equações para movimentação da malha	81
Tabela 17 – Lista de equações para interrupção do <i>solver</i>	83
Tabela 18 – Lista de arquivos que devem ser referenciados no código	86
Tabela 19 – Lista de equações para monitoramento da simulação 2D	88
Tabela 20 – Lista de equações para monitoramento da simulação 3D	88

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	16
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
2	REVISÃO DA LITERATURA	17
2.1	APLICAÇÕES DE EXPANSORES DO TIPO SCROLL	17
2.1.1	Ciclo Orgânico Rankine (ORC)	17
2.1.2	Armazenamento de Energia em Ar Comprimido (CAES)	20
2.2	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E GEOMETRIA	22
2.3	BOCAL CONVERGENTE-DIVERGENTE	25
2.4	MODELOS ANALÍTICOS	27
2.5	MALHA COMPUTACIONAL	31
2.5.1	Movimentação da malha	34
2.5.2	Métricas de qualidade de malha	37
2.6	SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	39
3	METODOLOGIA	46
3.1	GEOMETRIA	46
3.2	MALHA COMPUTACIONAL	47
3.3	MOVIMENTAÇÃO E SUBSTITUIÇÃO DA MALHA	50
3.4	EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO	51
3.5	MODELAGEM NUMÉRICA	52
3.6	MODELAGEM FÍSICA	52
3.6.1	Propriedades físicas	52
3.6.2	Condições de contorno	53
3.6.3	Modelo de turbulência	54
3.7	MONITORES NECESSÁRIOS	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	62
4.1	MALHA COMPUTACIONAL	62
4.2	DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO	64
4.3	TEMPERATURA	68
4.4	VAZAMENTOS INTERNOS	70
4.5	POTÊNCIA	72
5	CONCLUSÕES	75
	REFERÊNCIAS	77
	APÊNDICE A – Equações em CEL necessárias para a movimentação da malha	80
	APÊNDICE B – Equações em CEL necessárias para a interrupção do <i>solver</i>	82
	APÊNDICE C – Código .bat para substituição de malha	84

APÊNDICE D – Equações em CEL necessárias para o monitoramento e avaliação dos resultados	87
---	-----------

1 INTRODUÇÃO

O consumo de energia mundial está em níveis nunca vistos anteriormente: dobrou nas últimas quatro décadas e a previsão é de um aumento de 40% até 2035 (KONTOROVICH; EPOV; EDER, 2014), onde destacam-se o aumento no consumo de energia elétrica e o aumento do número de motores de combustão interna. Embora este aumento demonstre uma evolução econômica global e um aumento na qualidade de vida da população, existe o risco de um esgotamento de alguns recursos naturais para geração de energia.

Dentro deste contexto, o uso de tecnologias de Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês *Waste Heat Recovery* (WHR), em processos industriais para a produção de energia atrai a atenção de pesquisadores, como é o caso do Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC). O ciclo Rankine tradicional pode ser usado na recuperação de calor, como por exemplo, nos ciclos combinados, onde a exaustão de turbinas a gás ou de motores de combustão interna é utilizada como fonte de calor para o ciclo Rankine. A limitação do Rankine tradicional é que requer uma fonte de calor de temperatura elevada; já o ORC tem sido utilizado com gradientes de temperatura menores como recuperação de calor rejeitado em motores de combustão interna ou em processos industriais (QUOILIN et al., 2013), uma vez que utiliza como fluido de trabalho um fluido orgânico no lugar de água, e com isso garante valores de pressão mais elevados na entrada da turbina, mesmo com temperaturas moderadas. Essa característica permite que o ORC possa ser utilizado também com coletores solares como fonte de calor para a geração de potência.

A eficiência máxima da máquina térmica¹ de Carnot η_{Carnot} (equação 1), que define a eficiência máxima teórica de uma máquina térmica relaciona esta eficiência com as temperaturas dos reservatórios térmicos a T_F e T_Q .

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

O ciclo ORC, como qualquer outra máquina térmica, apresenta eficiência reduzida quando a temperatura dos dois reservatórios térmicos estão próximas. Portanto, para que o ORC seja viável é necessário reduzir as irreversibilidades.

Ainda no contexto apresentado inicialmente, existe um aumento considerável na matriz energética mundial das energias de fontes renováveis e, para Kontorovich, Epov e Eder (2014), esse tipo de energia poderá representar 20% da matriz energética em 2035. Existe um problema com a energia limpa de fontes solar e eólica: a variação da quantidade de energia gerada ao longo do tempo. Essa intermitência poderia ser resolvida estocando a energia nos momentos de pico de sol ou de ventos e utilizando-a nos momentos de pouca disponibilidade de energia.

Uma solução que tem sido estudada por pesquisadores é o Armazenamento de Energia em Ar Comprimido, do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES), onde a energia

¹Equipamentos que convertem calor em trabalho são definidos como máquinas térmicas (ÇENGEL; BOLES, 2006).

excedente nos momentos de pico é utilizada para comprimir ar e estocá-lo em tanques e, nos momentos de baixa disponibilidade de sol ou ventos, é expandido para manter a geração de energia. Neste processo se faz necessário um compressor e uma turbina. Naturalmente, uma máquina que funcione como compressor e turbina, com eficiência isentrópica elevada nestes dois modos, seria altamente desejável para esta função.

Ambas tecnologias (ORC e CAES de baixa potência) demandam uma atenção especial na seleção dos expansores, que devem apresentar alta eficiência isentrópica para otimizar a geração de energia e assim viabilizar a operação. Quoilin et al. (2013) demonstram que existem faixas de potência onde são indicados diferentes tipos de expansores, conforme ilustrado na figura 1. Pode-se notar que para faixa de 1 a 10 kW os autores indicam o uso do expansor do tipo scroll como a melhor opção.

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

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

O uso da geometria scroll está bem estabelecido para o projeto de compressores e bombas de vácuo. Entretanto, a utilização em expansores para geração de potência é mais recente, com as primeiras tentativas realizadas há pouco mais de vinte anos. Zanelli e Daniel Favrat (1994) obtiveram resultados promissores e propuseram o uso da eficiência isentrópica e do fator de preenchimento (*filling factor*) como parâmetros para caracterizar o desempenho desta máquina. Diversos trabalhos têm avaliado a utilização de expansores do tipo scroll em ORC e CAES nos últimos anos. Declaye et al. (2013) e Mendoza et al. (2014) obtiveram medições máximas da eficiência isentrópica em seus testes experimentais de 75.7% e 61%, respectivamente.

Uma estratégia utilizada para prever o comportamento de máquinas de fluxo é a utilização de Fluidodinâmica Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Entretanto, a utilização de CFD para simular expansores do tipo scroll é recente. Panpan Song et al. (2015a) selecionaram 9 artigos relevantes dos últimos 26 anos que estudaram a simula-

ção de máquinas do tipo scroll (compressores e expansores). Os autores também afirmam que devido à movimentação e à geometria complexa deste tipo de máquina, as simulações ainda estão em um estágio inicial. A dificuldade em movimentar o scroll está associada à dificuldade de adaptar a malha para todos os ângulos da revolução e fazê-la funcional para níveis de folga que podem chegar a poucos décimos de milímetro. Os vazamentos internos que acontecem por estas folgas devem ser bem caracterizados, uma vez que a principal causa de ineficiência da máquina são os vazamentos internos. Isto implica em um maior refinamento nestas áreas do que no resto do domínio, aumentando a dificuldade de realizar este tipo de simulação, uma vez que estes pontos estão em constante movimento.

Este trabalho está inserido em um grupo de pesquisa que conta com mais três mestrandos e com um aluno de iniciação científica. Os trabalhos de mestrado estão subdivididos em trabalhos experimentais e numéricos. A bancada experimental para caracterização do protótipo de expensor scroll foi desenvolvida no trabalho de Gabriel R Fanti (2017). A avaliação experimental da influência das folgas internas sobre o desempenho foi feita por Romão (2017).

1.1 OBJETIVOS

Dada a relevância tecnológica que expansores do tipo scroll apresentam para a implementação do ORC e do CAES, o presente trabalho apresenta uma estratégia para a simulação de expansores do tipo scroll utilizando CFD para obtenção do escoamento interno da máquina e de parâmetros utilizados para a caracterização do desempenho do equipamento: potência gerada, eficiência isentrópica e fator de preenchimento. Para validação dessa estratégia, os resultados são comparados com os resultados experimentais obtidos por Gabriel Rossi Fanti, Donato e Mello (2016). São discutidas no presente trabalho as melhores estratégias para lidar com o problema da malha móvel, necessária para a caracterização do problema transiente característico do funcionamento da máquina. Também é apresentada uma comparação dos resultados obtidos com a simulação bidimensional e com a simulação tridimensional visando a relação entre precisão do resultado e tempo necessário para realizar a simulação.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em 5 capítulos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução e localiza este trabalho dentro do grupo de pesquisa. O segundo capítulo faz a revisão da literatura sobre trabalhos relacionados ao tema e faz uma breve revisão de temas importantes para o bom entendimento deste trabalho. No terceiro capítulo é explicada a metodologia que foi utilizada para a realização deste trabalho, dando uma ênfase à estratégia utilizada para realizar as simulações. O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos e faz uma breve discussão, que é concluída no quinto capítulo. Os apêndices apresentam códigos e equações necessárias para realizar as simulações utilizando a metodologia descrita neste trabalho.

2 REVISÃO DA LITERATURA

De forma a organizar a apresentação dos trabalhos comentados nesta revisão da literatura, dividiu-se esta parte do trabalho em seis partes. Primeiramente são apresentadas possíveis aplicações do expansor scroll. Em seguida são apresentados o princípio de funcionamento da máquina e as equações utilizadas para a definição geométrica das paredes do expansor scroll. A seção seguinte apresenta uma breve revisão sobre bocal convergente-divergente. Os estudos que desenvolveram modelos analíticos para a avaliação do desempenho de expansores scroll são comentados em seguida. Faz-se necessário uma revisão sobre malha computacional e como ela é deformada com a movimentação de fronteiras. Por fim, a última seção da revisão da literatura apresenta estudos anteriores sobre expansores scroll conduzidos com o uso de simulações CFD.

2.1 APLICAÇÕES DE EXPANSORES DO TIPO SCROLL

No capítulo 1, ORC e CAES são mencionados como possíveis aplicações de expansores do tipo scroll. As duas aplicações que têm motivado estudos de pesquisadores e, recentemente, têm despertado o interesse de fabricantes. Nesta seção são explicados os princípios de funcionamento destas tecnologias e demonstrados os pontos fortes e fracos de cada uma.

2.1.1 Ciclo Orgânico Rankine (ORC)

O ORC apresenta um funcionamento similar ao ciclo Rankine tradicional, mas utiliza um fluido com menor ponto de vaporização (H. CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010; QUOILIN et al., 2013). A figura 2a apresenta uma configuração básica de um ORC, e a figura 2b apresenta o diagrama T-s deste mesmo ORC.

Rettig et al. (2011) afirmam que a escolha da fonte de calor é crucial para o processo; a meta dos pesquisadores e fabricantes tem sido melhorar a eficiência e sustentabilidade com foco em calor desperdiçado e energia renovável. Quoilin et al. (2013) cita o uso do ORC com coletores solares, na produção de energia utilizando diferenças de temperatura de menos de 20°C e em ciclos de refrigeração, onde o ORC movimenta o compressor. O ORC pode ser utilizado para Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês *Waste Heat Recovery* (WHR) com gradientes de temperatura baixos (QUOILIN et al., 2013; H. CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010; RETTIG et al., 2011), entretanto, ainda é necessário muito estudo para melhorar o desempenho do ciclo e diminuir os custos (RETTIG et al., 2011).

Quoilin et al. (2013) comentam sobre a evolução do mercado, que teve seu início nos anos 70 e tem crescido rapidamente. A tabela 1 mostra alguns fabricantes e suas soluções. Nesta tabela apenas os fabricantes mais populares foram incluídos. Os autores ainda afirmam que os três principais fabricantes são a Turboden (45% das unidades instaladas no mundo, 8.6%

Figura 2 – Demonstração de um ORC básico

Fonte: Autor “adaptado de” H. Chen; Goswami; Stefanakos, 2010

da potência instalada), ORMAT (24% das unidades instaladas, 86% da potências instalada) e Maxxtec (23% das unidades instaladas, 3.4% da potência instalada).

Tabela 1 – Lista dos principais fabricantes de ORC

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

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

Rettig et al. (2011) destacam que a seleção do fluido orgânico depende do tipo de fonte de calor, dos custos da bomba e da turbina, das propriedades físico-químicas e do impacto ambiental produzido pelo fluido. Os autores, assim como Quoilin et al. (2013) e H. Chen, Goswami e Stefanakos (2010) afirmam que os fluidos que devem ser utilizados em ORC são os fluidos secos ou isentrópicos. Um fluido é classificado em úmido, seco ou isentrópico baseado na inclinação da curva de vapor saturado: fluidos úmidos apresentam uma inclinação negativa, fluidos

secos apresentam uma inclinação positiva e os isentrópicos apresentam a curva de saturação verticalizada (RETTIG et al., 2011). Os fluidos seco e isentrópico dispensam a utilização do superaquecedor, uma vez que a expansão do fluido como vapor saturado não formará líquido no interior da turbina. As diferenças entre os três tipos de fluidos estão demonstradas na figura 3.

Figura 3 – Diagrama T-s dos tipos de fluidos de trabalho: úmido, seco e isentrópico

Fonte: Autor “adaptado de” H. Chen; Goswami; Stefanakos, 2010

Quoilin et al. (2013) discutem sobre a influência dos equipamentos no ciclo. De acordo com os autores, o equipamento mais impactante no desempenho do ciclo é o expansor ou turbina e que sua escolha depende das condições de operação e do tamanho do sistema. Conforme descrito na introdução, para potências de 1 a 10 kW é indicado a utilização de expansores do tipo scroll.

Quoilin et al. (2013) destacam que a relação de expansão do expansor deve ser adequada para as condições de operação do ciclo, para que não existam perdas por sub-expansão¹ ou sobre-expansão² (figura 4). Os autores ainda afirmam que a maior parte dos expansores de deslocamento positivo utilizados são protótipos, enquanto expansores para ORC de grande capacidade estão tecnicamente maduros. Isso se justifica quando são comparadas as relações de

¹ A sub-expansão ocorre quando o fluido com pressão de entrada no expansor P_{su} é expandido para uma pressão interna na saída do expansor P_{in} maior que a pressão de exaustão P_{ex} , aumentando seu volume de $V_{s,exp}$ (volume na entrada do expansor) para $V_{s,cp}$ (volume no condensador).

² A sobre-expansão ocorre quando o fluido com pressão P_{su} é expandido para uma P_{in} menor que a P_{ex} , aumentando seu volume de $V_{s,exp}$ para $V_{s,cp}$.

expansão atingidas no ORC com as utilizadas em sistemas de refrigeração, onde os expansores de deslocamento positivo são utilizados.

Figura 4 – Perdas por sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)

Fonte: Quoilin et al., 2013

Quoilin et al. (2013) finalizam comentando sobre a lubrificação de expansores de deslocamento positivo. De acordo com os autores, a lubrificação do expansor exige o uso de um sistema que separa constantemente o óleo na saída do expansor e o bombeia novamente para a entrada. Se este sistema não estiver presente haverá acúmulo de óleo no evaporador do ciclo. Os autores ainda afirmam que expansores sem óleo podem ser usados, mas geralmente apresentarão menor eficiência volumétrica e maiores vazamentos por causa das altas tolerâncias entre as partes móveis.

2.1.2 Armazenamento de Energia em Ar Comprimido (CAES)

Para minimizar o problema de intermitência de produção de energia que ocorre em fontes renováveis, o estudo de Sun et al. (2010) destaca o Armazenamento de Energia em Baterias Eletroquímicas, do inglês *Electrochemical Energy Storage* (ECES)³, a Hidrelétrica de Armazenamento Bombeado, do inglês *Pumped Hydroelectric Storage* (PHS)⁴ e o CAES. A tabela 2 mostra os valores típicos de custo de armazenamento destas alternativas.

O PHS precisa de um relevo adequado para ser implementado, além de necessitar de um volume muito maior para armazenar a mesma quantidade de energia: enquanto o CAES ocupa 280.000 m³ entre 60 e 100 bar de pressão para armazenar 300 MW de energia, o ECES necessita 7.000.000 m³ com uma diferença de altitude entre o reservatório e o nível da turbina

³O ECES armazena a energia diretamente em baterias.

⁴O PHS armazena a energia em forma de energia potencial gravitacional, bombeando água para um reservatório com maior altura.

Tabela 2 – Custo de armazenamento de energia

TIPO	CUSTO TOTAL
ECES	>US\$400/kWh
PHS	US\$80/kWh
CAES	US\$1/kWh

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

de 180 m, o que torna sua implementação para pequenos sistemas pouco viável (ARSIE et al., 2009).

Sun et al. (2010) discutem com mais ênfase as vantagens e desvantagens do CAES e ECES, que podem ser resumidas na tabela 5. Pode-se evidenciar que, ainda que menos eficiente, o CAES é mais atrativo financeiramente. Arsie et al. (2009) complementa essa comparação comparando o aspecto ambiental dos dois sistemas e concluindo que o ECES é mais prejudicial ao meio ambiente, especialmente se forem utilizadas baterias que possuem chumbo em sua fabricação.

Figura 5 – Quadro comparativo entre CAES e ECES

	CAES	ECES
Vida	longa	curta
Eficiência	não muito alta	muito alta
Dimensões	grande, dependendo do tamanho do tanque	grande, dependendo do número de células
Custo total	muito baixo	muito alto
Manutenção	necessita de manutenção periódica	difícil de reformar, necessita de manutenção periódica

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

O sistema CAES, como discutido por Sun et al. (2010), é ilustrado na figura 6, onde se apresenta sua interação com um sistema de produção de energia renovável.

Existem CAES implementados na Alemanha (Hantorf), Estados Unidos da América (McIntosh no Alabama, Norton em Ohio), Japão e uma em construção em Israel (SUN et al., 2010); nestes lugares, entretanto, o ar é comprimido em grandes cavernas, o que torna a implementação deste tipo de tecnologia dependente do relevo.

Iglesias e Favrat (2014) avaliam um sistema CAES de menores dimensões (conhecido como micro-CAES) que utiliza uma mesma máquina do tipo scroll para comprimir e expandir o ar. O estudo é feito tentando manter o processo isotérmico, com injeções de água. A modelagem realizada pelos autores se adequa bem aos dados experimentais.

Figura 6 – Esquema de funcionamento básico do CAES

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

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E GEOMETRIA

As máquinas de fluxo do tipo scroll foram desenvolvidas pelo engenheiro francês Leon Creux, sendo patenteada em 1905. Creux (1905) descreveu a máquina como sendo um motor rotativo que trabalha com fluido sob pressão e pode ser utilizado como compressor. O scroll de Creux não sofreu muitas alterações ao longo dos anos, mantendo o funcionamento e movimentação descritos na patente. O funcionamento básico deste tipo de máquina se dá pelo aparecimento de pontos de concordância física ou de folgas muito pequenas (*gap*), que criam câmaras pressurizadas durante a movimentação do scroll móvel. A figura 7 mostra o processo de expansão de uma câmara, desde a admissão até a expansão para o ambiente.

Figura 7 – Princípio de funcionamento de um expansor scroll

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

Entretanto, Liu, Hung e Y. Chang (2010) mencionam o fato de que diversos estudos e patentes têm sido escritos objetivando uma melhora no desempenho deste tipo de máquina, incluindo alterações nas curvas utilizadas para geração das paredes do par de scrolls.

Os mesmos autores desenvolveram curvas para gerar os scrolls para um compressor, além de discutirem sua influência sobre o desempenho da máquina. Eles também afirmam que a diminuição da altura da parede (mantendo os volumes de sucção e de descarga) melhora o desempenho, uma vez que diminui a deformação das paredes e, conseqüentemente, diminui o vazamento interno. Essa afirmação foi confirmada por Liu et al. (2012) utilizando Método dos Elementos Finitos, do inglês *Finite Element Method* (FEM). A figura 8 apresenta três scrolls com os mesmos volumes de sucção e de descarga, mas com diferentes alturas de parede.

Figura 8 – Família de scrolls com volume deslocado de $104,8 \text{ cm}^3$ e razão volumétrica de 2,7

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

Outro parâmetro discutido pelo autor é a influência da curva do scroll no bocal de saída (para expansores, o bocal de entrada assume a mesma relevância do bocal de saída de um compressor). Essa influência é estudada por Liu, Hung e Y. Chang (2010) avaliando uma mudança no raio final e no ângulo de conexão entre as curvas interna e externa (Figura 9). Entretanto, os autores são pouco conclusivos, afirmando que estes parâmetros devem ser avaliados de acordo com a necessidade do projeto.

O artigo de Blunier et al. (2009) também descreve as curvas que formam o scroll, entretanto trata-se de uma descrição mais concisa e clara. Além de descrever as curvas, os autores também descrevem os pontos de contato dos scrolls móvel e fixo, além de estimar os volumes das câmaras mais claramente. Os autores demonstram uma preocupação com câmara de descarga, entretanto fazem uma discussão bem curta e postulam algumas equações. O grande diferencial deste artigo quando comparado aos artigos de Liu, Hung e Y. Chang (2010) e Liu et al. (2012) é o fato de que existe uma simulação do comportamento de um scroll real e a comparação dos resultados obtidos com resultados experimentais. Blunier et al. (2009) descreve as curvas utilizando como parâmetros principais o raio do círculo base r_b e os ângulos φ , $\varphi_{e0}/\varphi_{i0}$, $\varphi_{es}/\varphi_{is}$ e φ_{max} , que são, respectivamente, o ângulo do evolvente, o ângulo inicial do evolvente

Figura 9 – Detalhe da curva scroll na região de saída de um compressor (região central)

Fonte: Liu; Hung; Y. Chang, 2010

externo/interno, o ângulo onde o evolvente externo/interno é fisicamente iniciado e o ângulo onde os evolventes terminam. Esses parâmetros estão demonstrados na figura 10.

Figura 10 – Localização dos parâmetros, vetores e curvas da geometria do scroll

Fonte: Blunier et al., 2009

As curvas externa S_{fe} e interna S_{fi} do scroll fixo podem ser descritas utilizando as equações 2 e 3.

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

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

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

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

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

A parede do scroll tem espessura e constante, determinada com a equação 6.

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

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

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

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

O raio de orbitação r_o é descrito pela equação 9; este raio garante o contato entre os dois scrolls. Em um dispositivo real não é possível utilizar este valor de raio de orbitação que provocaria a interferência entre a parede do scroll fixo e móvel, com seu consequente travamento. O dispositivo real deve prever uma pequena folga entre as paredes. O tamanho desta folga deve considerar questões construtivas, como as tolerâncias possibilitadas pelos processos envolvidos na fabricação do dispositivo.

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

2.3 BOCAL CONVERGENTE-DIVERGENTE

Como descrito na seção anterior, uma pequena folga entre as paredes do scroll é necessária para evitar interferências e travamento do dispositivo. Entre as folgas das paredes ocorrem vazamentos internos. Na literatura podem ser encontrados diversos modelos analíticos que modelam os vazamentos internos como se estivessem ocorrendo através de um bocal convergente-divergente de mesma área mínima. Esta modelagem é válida já que a diferença de pressão observada entre as folgas é significativa e dá origem a um escoamento com Mach elevado nas folgas.

Esta seção contém alguns conceitos principais de escoamentos por bocais convergente-divergentes. Estes conceitos são tratados em detalhes em textos fundamentais como em Çengel e Boles (2006), Brunetti (2008) e Anderson (1990).

Um bocal convergente reduz sua área transversal no sentido do escoamento e um bocal divergente aumenta sua área transversal no sentido do escoamento. Dependendo das condições de entrada nestes bocais estarem subsônicos ($Ma < 1$) ou supersônicos ($Ma > 1$) as propriedades deste escoamento irão variar de maneira diferente. A tabela 11 mostra as 4 combinações possíveis de bocal e escoamento de entrada e a variação das propriedades do escoamento.

Figura 11 – Variação das propriedades de escoamentos subsônicos e supersônicos 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; Boles, 2006

O valor máximo de velocidade que um escoamento pode chegar em um bocal convergente é a velocidade local do som, ou seja, $Ma = 1$. Se tentarmos adicionar um segundo bocal convergente, conforme a figura 12, iremos apenas mudar o ponto de $Ma = 1$ e diminuiremos a vazão mássica.

Figura 12 – Bocal convergente com extensão

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

Para que o escoamento seja acelerado, deve-se utilizar um bocal convergente-divergente. Entretanto, dependendo das pressões a montante P_0 e jusante P_b essa aceleração pode não acontecer. A figura 13 demonstra os possíveis comportamentos do escoamento na parte divergente do bocal, onde P^* é a pressão crítica, onde $Ma = 1$ e o escoamento tem sua vazão mássica limitada (escoamento bloqueado).

Figura 13 – Possíveis comportamentos de um escoamento em um bocal convergente-divergente

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

Pode-se notar que dependendo das condições de pressão o escoamento pode se tornar sônico na garganta e depois voltar a ser subsônico (caso C) ou pode acelerar e se tornar supersônico. Esta segunda situação pode acontecer indefinidamente (casos E, F e G) ou pode acelerar até que se torne inconsistente e o escoamento gere uma onda de choque que diminui a velocidade do escoamento para valores subsônicos (caso D).

2.4 MODELOS ANALÍTICOS

Diversos autores têm desenvolvido modelos analíticos para prever o comportamento de expansores do tipo scroll recentemente. Estes modelos são concebidos ou por uma análise teórica, onde a primeira lei da termodinâmica é aplicada nas câmaras, ou por uma abordagem semi-empírica, onde há a complementação de alguns parâmetros de maneira experimental. A tabela 14 lista alguns dos trabalhos mais relevantes realizados nos últimos anos.

Figura 14 – Quadro com os principais modelos analíticos

Autores	Tipo de modelagem
Y. Chen et al. (2002a)	teórica
Y. Chen et al. (2002b)	teórica
Rong e Wen (2009)	teórica
Lemort et al. (2009)	semi-empírica
Bell et al. (2012a)	teórica
Byrne, Ghouali e Miriel (2014)	semi-empírica
Declaye et al. (2013)	semi-empírica
Iglesias e Favrat (2014)	teórica
Mendoza et al. (2014)	semi-empírica
J.-C. Chang et al. (2015)	teórica

Fonte: Autor

O modelo semi-empírico de Lemort et al. (2009) pode ser utilizado para prever o desempenho do expensor. Este modelo é bastante similar a outros listados na tabela 14. O expensor foi modelado conforme a figura 15. Inicialmente, existe uma redução de 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 ($ex,2 \rightarrow ex,1$) e, finalmente, a exaustão isobárica com resfriamento ou aquecimento do fluido ($ex,1 \rightarrow ex$).

Os autores modelam o expensor de tal modo que pode-se mapear as principais perdas: sobre-expansão ou sub-expansão (comentadas no item 2.1.1) e vazamentos internos. Os autores ainda elencam outras perdas menores: perda de carga no bocal de entrada, atrito e transferência de calor. Para utilizar este modelo é necessário realizar um ajuste de alguns parâmetros experimentalmente.

Lemort et al. (2009) afirmam que existem dois tipos de vazamento interno: o radial e o de flanco. O vazamento radial ocorre por conta da folga entre as bases do scroll fixo e móvel δ_R , enquanto o vazamento de flanco ocorre por conta da folga entre as paredes δ_T (descrito no item 2.2); a figura 16 ilustra estas folgas. Para este modelo, os vazamentos foram todos agrupados em um valor fictício de vazamento, onde a área de vazamento A_{leak} deve ser obtida empiricamente, reduzindo os erros entre o modelo e os dados experimentais.

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} (equação 10) corresponde à pressão máxima entre a pressão de exaustão P_{ex} e a pressão crítica P_{crit} .

$$P_{thr} = \max(P_{crit}; P_{ex}) \quad (10)$$

Figura 15 – Esquema conceitual do expensor

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

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

$$P_{crit} = P_{su,2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (11)$$

A partir das equações de conservação de massa e energia pelo bocal combinadas, pode-se descrever a vazão de vazamento interno $\dot{m}_{leak}$:

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr,leak})} \quad (12)$$

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 $\dot{V}_{s,exp}$ dividida pelo volume específico do fluido após a perda de pressão e o resfriamento $v_{su,2}$. Esta vazão volumétrica pode ser reescrita como o volume deslocado $V_{s,exp}$ multiplicado pela velocidade angular em rotações por segundo N .

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{\dot{V}_{s,exp} N}{v_{su,2}} + \dot{m}_{leak} \quad (13)$$

Figura 16 – Folga radial δ_R e folga de flanco δ_T em um expensor scroll

Fonte: Blunier et al., 2009

O desempenho volumétrico do expensor é representado pelo fator de preenchimento (*filling factor*) ϕ , definido pela razão entre a vazão medida $\dot{M}_{meas}$ e a vazão teórica $\dot{V}_s/v_{su}$ (LEMORT et al., 2009; IGLESIAS; FAVRAT, 2014; DECLAYE et al., 2013). O *filling factor* aumenta com o aumento do vazamento interno e com o resfriamento na admissão, mas diminui com o aumento da perda de pressão na entrada.

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

De acordo com Lemort et al. (2009), a potência interna pode ser obtida pela equação 15:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{in} [(h_{su,2} - h_{ad}) + v_{ad} (P_{ad} - P_{exh,2})] \quad (15)$$

Devido às perdas por atrito entre os scrolls e nos rolamentos, existe uma queda de potência $\dot{W}_{loss}$ que diminui a potência que vai para o eixo $\dot{W}_{sh}$ (equação 16), onde o parâmetro T_{loss} é o torque resistivo gerado pelo atrito entre os scrolls e nos rolamentos.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = \dot{W}_{in} - 2\pi T_{loss} N \quad (16)$$

De acordo com os autores, as perdas por transferência de calor ocorrem entre (1) a carcaça do expensor e o fluido na entrada e na saída do expensor, (2) entre os scrolls (móvel e

fixo) e o fluido nas câmaras de sucção, expansão e descarga e (3) entre a carcaça do expensor e o ambiente.

As perdas de pressão na entrada ($su \rightarrow su,1$) estão associadas, de acordo com os autores, a dois fenômenos: durante o processo de sucção o bocal de entrada é bloqueado pelos scrolls (figura 17), reduzindo assim a área de sucção e ao final do processo de sucção, a passagem entre a parte central da câmara de sucção e as duas partes adjacentes tende a zero. Entretanto, o selo mecânico não se estende até a ponta dos scrolls, o que aumenta o fluxo entre a parte central e as adjacentes, dificultando assim a entrada de fluido pelo bocal de entrada e, conseqüentemente, aumentando a perda de pressão.

Figura 17 – Representação das câmaras de sucção no final do processo de sucção

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

2.5 MALHA COMPUTACIONAL

A maneira mais simples de se discretizar um domínio é utilizando uma malha cartesiana. Porém, esta não é a maneira mais precisa, especialmente para problemas de engenharia. Por exemplo, se fôssemos descrever o escoamento ao redor de um cilindro com uma malha cartesiana 2D obteríamos a malha representada na figura 18, que além de descrever o domínio de

maneira muito pobre, ainda apresenta elementos no interior do cilindro, que precisariam receber condições de contorno especiais uma vez que não serão resolvidos.

Figura 18 – Malha cartesiana 2D de um cilindro

Fonte: Versteeg; Malalasekera, 2007

Para resolver estes tipos de problemas, foi desenvolvido o modelo de blocos (ou multi-blocos), onde a geometria é discretizada a partir de blocos que melhor representem cada parte da geometria. Dessa maneira, cada bloco pode ter seu próprio sistema de coordenadas, fazendo com que todos os elementos dentro deste bloco tenham o mesmo sistema de coordenadas.

Com este modelo, une-se a facilidade de geração da malha e as equações mais simples de discretizar e resolver da malha cartesiana com a possibilidade de descrever geometrias mais complexas.

A malha não estruturada é definida no livro de Versteeg e Malalasekera (2007) como um caso particular da metodologia multi-blocos, onde cada célula é tratada como um bloco individual, ou seja, não existe uma estrutura implícita imposta pela malha - por isso o nome não estruturada. Além disso, este tipo de malha permite que os volumes de controle possuam qualquer tipo de geometria, facilitando a descrição de geometrias complexas e a automatização do sistema de geração de malhas. Uma discussão mais profunda sobre tipos de malha pode ser encontrada em Versteeg e Malalasekera (2007).

O ANSYS CFX utiliza Método dos Volumes Finitos baseado em Elementos, do inglês *Element based Finite Volume Method* (EbFVM) para discretizar o domínio utilizando uma malha. Esta malha é utilizada para a obtenção de volumes finitos, que conservam massa, momento e energia, por exemplo (ANSYS, 2013c).

No livro de Versteeg e Malalasekera (2007) os autores citam duas maneiras distintas para a discretização por este método: o *cell-centred method* e o *vertex-centred method*, representados na figura 19.

A classe *cell-centred method* posiciona os nós no centróide do volume de controle. Já a classe *vertex-centred method* (utilizada pelo ANSYS CFX) constrói o volume de controle ao redor dos nós com a utilização de medianas, definidas por linhas unindo o centro de uma aresta

Figura 19 – Construção do volume de controle em malhas

Fonte: Versteeg; Malalasekera, 2007

com o centro de um elemento ao redor do nó (figura 20). Nesta classe, todas as variáveis da solução e as propriedades físicas são armazenadas nos nós.

Figura 20 – Representação de uma malha 2D genérica

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013c

O algoritmo do ANSYS CFX precisa discretizar as integrais de volume e de superfície. As integrais de volume são discretizadas em cada setor de cada elemento e contabilizadas no volume de controle que este setor pertence. Já as integrais de superfície são discretizadas nos Pontos de Integração, do inglês *Integration Points* (ips) localizados no centro de cada mediana. Estas definições podem ser visualizadas na representação de um elemento de malha apresentada na figura 21.

Figura 21 – Representação de um elemento de malha genérico

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013c

Nas próximas seções são demonstradas como é feita a movimentação da malha no ANSYS CFX, como é mensurada a qualidade da malha e qual a sua importância.

2.5.1 Movimentação da malha

Em simulações CFD transientes em que a geometria do domínio se altera ao longo do tempo faz-se necessário o uso de malhas móveis. Para a simulação CFD do expensor scroll o uso de uma malha móvel é uma necessidade.

A forma com a qual o programa simulador implementa a movimentação da malha e sua consequente deformação estão descritas no manual do usuário do ANSYS CFX (ANSYS, 2013c). Um modelo matemático permite que o usuário especifique uma movimentação dos nós de uma fronteira ou de um subdomínio utilizando a Linguagem de Expressão CFX, do inglês *CFX Expression Language* (CEL).

A movimentação dos outros nós, aqueles que não se encontram nas fronteiras do domínio, é determinada pelo modelo de movimentação de malha que na versão do programa utilizada no presente trabalho é limitado ao modelo de difusão do deslocamento. Neste modelo, os deslocamentos especificados pelo usuário para as fronteiras ou subdomínios são difundidos para

os outros pontos da malha (equação 17). Nesta equação Γ_{disp} é a rigidez da malha e δ_m é o deslocamento relativo, que pode ser definido como o deslocamento relativo à última posição da malha (passo de tempo anterior), ou relativo a condição inicial da malha.

$$\nabla \cdot (\Gamma_{disp} \nabla \delta_m) = 0 \quad (17)$$

Existem três modelos que podem ser utilizados para especificar a rigidez da malha Γ_{disp} . O primeiro modelo aumenta a rigidez dos volumes pequenos. O segundo modelo aumenta a rigidez nas proximidades das fronteiras enquanto o terceiro e último atribui um valor para a rigidez especificado pelo usuário. O software na versão utilizada neste trabalho não permite que o usuário desenvolva o seu próprio modelo para o cálculo da rigidez da malha.

A ideia central de aumentar a rigidez da malha perto dos menores volumes é aumentar a qualidade da malha fazendo os volumes maiores absorverem a maior parte da deformação oriunda da movimentação. Este modelo é vantajoso pois não requer a solução de outras equações como acontece no modelo das fronteiras, descrito a seguir. Entretanto, o comportamento da deformação dependerá da distribuição inicial da malha, ou seja, regiões refinadas terão uma baixa movimentação. Para determinar o valor da rigidez em cada volume a equação 18 é resolvida, onde $\forall_{ref}$ é o volume de referência, $\forall$ é o volume do elemento e C_{stiff} é o expoente do modelo, que determina o quão rápido o aumento de rigidez ocorre. O valor de $\forall_{ref}$ pode ser atribuído automaticamente como a média dos volumes ou pode ser configurado pelo usuário e o valor de C_{stiff} pode ser atribuído pelo usuário (o valor padrão é 2).

$$\Gamma_{disp} = \left(\frac{\forall_{ref}}{\forall} \right)^{C_{stiff}} \quad (18)$$

Já a premissa de aumentar a rigidez da malha perto de fronteiras (parede, entrada, saída e abertura) é beneficiar a qualidade da malha deixando que a parte interior da malha, que está distante destas fronteiras, absorva a maior parte da deformação. Como dito anteriormente, esta opção requer a solução de uma equação extra de distância até a fronteira, mas isso é vantajoso pois faz com que a distribuição original da malha não afete o resultado. Este modelo trata todas as opções de fronteira de maneira idêntica, com exceção de fronteiras do tipo simetria, onde a rigidez não é afetada pelo modelo. Este modelo é implementado resolvendo a equação 19, onde L_{ref} é o comprimento de referência e d é a distância do elemento até a fronteira mais próxima. O valor de L_{ref} pode ser atribuído automaticamente como a média global dos comprimentos ou pode ser configurado pelo usuário.

$$\Gamma_{disp} = \left(\frac{L_{ref}}{d} \right)^{C_{stiff}} \quad (19)$$

O último modelo é o modelo que permite que o usuário especifique um valor constante de rigidez para todo o domínio.

O software ainda permite que seja escolhido um tipo de opção de movimentação de malha para cada condição de contorno. A tabela 22 apresenta os modelos disponíveis e dá uma breve descrição sobre cada um.

Figura 22 – Modelos disponíveis como opção para movimentação de malha

Modelo	Descrição
não especificado	nenhuma restrição é aplicada aos nós, fazendo com que sua movimentação seja determinada pela movimentação de outras regiões da malha
estacionário	não permite que os nós se movam relativamente à fronteira que fazem parte
deslocamento especificado	por meio da CEL o usuário pode impor um deslocamento relativo à malha inicial aos nós da fronteira
localização especificada	similar ao deslocamento especificado, mas o usuário impõe a localização dos nós por meio da CEL
deslocamento periódico	permite que o usuário imponha um deslocamento periódico que se repete com uma frequência dada e que tem um ângulo de fase
paralelo à fronteira	permite que os nós deslizem livremente sobre a fronteira; esta opção pode descaracterizar a fronteira dependendo da complexidade da geometria
superfície de revolução	permite que os nós deslizem sobre a fronteira mantendo o perfil radial da malha inicial ao redor de um eixo de revolução

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013b

Além de diminuir a qualidade da malha, sua deformação pode resultar no aparecimento de um ou mais elementos com volume negativo⁵, interrompendo o código por erro numérico. Para diminuir estes erros devido à baixa qualidade de malha e garantir o funcionamento do código foi utilizada a técnica de *remesh*, que consiste em substituir a malha deformada por uma nova, interpolando a solução obtida com a malha deformada para a nova malha. O esquema de funcionamento está demonstrado na figura 23.

O *remesh* típico é composto por três etapas, identificadas no fluxograma como *remeshing loop*. A primeira é a extração de dados onde são obtidos os dados necessários para guiar as alterações na geometria ou na malha; em seguida a geometria é recriada ou atualizada levando em consideração a deformação sofrida; finalmente a malha é recriada de acordo com a nova geometria e a nova malha é interpolada com as condições de contorno e o código volta a resolver a simulação.

⁵Termo utilizado para descrever a situação em que um nó atravessa uma das arestas do elemento.

Figura 23 – Fluxograma do funcionamento de uma simulação com *remesh*

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013a

2.5.2 Métricas de qualidade de malha

A utilização de uma malha computacional com uma qualidade adequada é importante para diminuir o erro oriundo da discretização e, portanto, aumentar a acuracidade dos resultados. A qualidade da malha pode ser categorizada de maneira genérica em ortogonalidade da malha, expansão da malha e razão de aspecto da malha.

A ortogonalidade da malha relaciona o quão próximo os ângulos entre as faces ou as arestas adjacentes de um elemento estão do ângulo ótimo, por exemplo, 90° para elementos quadriláteros e 60° para elementos triangulares; ela relaciona o ângulo entre o vetor que une dois nós de uma malha (ou volume de controle) s e o vetor normal para cada ponto de integração na superfície n . A figura 24 apresenta um ponto de integração ortogonal ip1 e um ponto de integração não-ortogonal ip2.

A tabela 3 lista alguns tipos de métricas para o ângulo de ortogonalidade, um valor indicado como aceitável pelo fabricante, a descrição de como é calculado e algumas observações

Figura 24 – Ilustração de um ponto de integração ortogonal ip1 e de um ponto de integração não-ortogonal ip2

Fonte: Ansys, 2013b

sobre estas métricas. Com valores mais baixos do que os indicados pelo fabricante a solução pode começar a divergir ou demorar para convergir.

Tabela 3 – Lista de métricas para ortogonalidade

Medida de ortogonalidade	Valores aceitáveis	Descrição
ângulo de ortogonalidade	$>20^\circ$	média ponderada pela área de $90^\circ - \arccos(n \cdot s)$ em todos os pontos de integração de um volume
fator de ortogonalidade	$>1/3$	média ponderada pela área de $n \cdot s$ todos os pontos de integração de um volume
mínimo ângulo de ortogonalidade	$>10^\circ$	mínimo de $90^\circ - \arccos(n \cdot s)$ em todos os pontos de integração de um volume
mínimo fator de ortogonalidade	$>1/6$	mínimo de $n \cdot s$ todos os pontos de integração de um volume
mínimo/máximo ângulo da face	$>10^\circ$ ou $<170^\circ$	mínimo/máximo ângulo entre arestas de cada face que se encontram em um nó
mínimo/máximo diedro	$>10^\circ$ ou $<170^\circ$	mínimo/máximo ângulo entre as faces de um elemento

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013b

O conceito de expansão de malha relaciona a taxa de mudança de magnitude da área ou volume de elementos adjacentes. Esta representação pode ser vista na figura 25, com os vetores d_{max} e d_{min} . Entretanto, como este tipo de medição é muito complicado de ser calculado para elementos com variados formatos, o ANSYS CFX opta por realizar a razão entre volumes máximo e mínimo por uma questão de simplificação do algoritmo e, consequentemente, diminuição no tempo de simulação.

Figura 25 – Representação dos volumes máximo e mínimo de setores

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013b

Tabela 4 – Lista de métricas para expansão da malha

Medida de expansão da malha	Valores aceitáveis	Descrição
fator de expansão da malha	<20	razão entre o maior volume e o menor volume dos setores de um volume de controle
razão volumétrica de elementos	<20	razão entre o maior volume e o menor volume dos elementos ao redor de um nó

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013b

A razão de aspecto da malha está relacionada com o quanto a malha está alongada. O ANSYS CFX realiza o cálculo desta métrica como a razão entre a máxima e a mínima área de uma superfície de ponto de integração dentro de um elemento (figura 26). Os valores nos nós são calculados como o máximo valor de razão de aspecto entre todos os elementos adjacentes ao nó.

2.6 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

O uso de Fluidodinâmica Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD) para a simulação de scrolls é recente. Panpan Song et al. (2015a) atribuem à com-

Figura 26 – Representação das áreas máxima e mínima de elementos

Fonte: Ansys, 2013b

Tabela 5 – Lista de métricas para razão de aspecto da malha

Medida de razão de aspecto da malha	Valores aceitáveis	Descrição
razão de aspecto	<100	razão entre o maior volume e o menor volume dos setores de um volume de controle
razão entre os comprimentos das arestas	<100	razão entre o maior volume e o menor volume dos elementos ao redor de um nó

Fonte: Autor "adaptado de" Ansys, 2013b

plexidade da geometria e à movimentação deste tipo de máquina o fato das simulações ainda estarem em um estágio inicial. Os autores selecionaram 9 trabalhos relevantes nos últimos 26 anos sobre simulações numéricas realizadas em máquinas do tipo scroll; três delas são em 2D.

J.-C. Chang et al. (2014) fazem uma comparação entre os resultados obtidos simulando um expensor scroll em 2D e em 3D (figura 27), onde V_d é o volume ao final do processo de expansão e V é o volume em um dado ângulo. Os autores afirmam que as pequenas diferenças entre os dois tipos de simulação são aceitáveis, não justificando o tempo adicional de simulação com uma simulação 3D. Os autores utilizaram uma malha não-estruturada, que pode ser vista na figura 28.

Os autores observaram ainda que houve um pequeno desvio entre os resultados experimentais e os numéricos. Eles ainda afirmam que a performance do expensor melhoraria se a razão volumétrica fosse aumentada.

Morini et al. (2015) realizaram a simulação de um compressor comercial utilizando um modelo 2D com malha não-estruturada (figura 29). Os elementos triangulares e o refinamento nas regiões próximas aos scrolls fazem com que exista uma grande quantidade de elementos (mais de 900 mil elementos). Os autores avaliaram o compressor comercial utilizando-o como

Figura 27 – Comparação dos diagramas P-v de simulações 2D e 3D com mesmas velocidades angulares

Fonte: Autor "adaptado de" J.-C. Chang et al., 2014

compressor e expensor. As condições de entrada e saída para cada caso podem ser vistas na figura 30.

Os resultados nos dois modos são bastante próximos e podem ser observados na figura 31, onde os autores comparam os resultados das pressões de saída e os campos de pressões com a máquina trabalhando como compressor e como expensor. O vazamento de flanco foi capturado pelos autores e pode ser visto na figura 32.

Yue et al. (2015) realizaram uma simulação de um compressor para geração de vácuo, obtendo resultados com erro máximo de 30% em alguns parâmetros em relação aos resultados experimentais. Os autores não comparam os valores experimentais de potência e fator de preenchimento com os obtidos numericamente. Assim como os outros artigos listados até agora, os autores utilizaram uma malha não-estruturada, que pode ser vista na figura 33.

PP Song et al. (2013) realizam o estudo mais próximo ao realizado neste trabalho: a simulação 3D de um expensor scroll aplicado na recuperação de calor. Os autores adaptaram um compressor veicular de ar condicionado para utilizá-lo como expensor. Assim como os outros autores, a malha escolhida foi a não-estruturada; com isto, o número de elementos é elevado, tornando a simulação mais lenta.

Figura 28 – Malha utilizada para a simulação 2D e 3D

Fonte: Autor "adaptado de" J.-C. Chang et al., 2014

Figura 29 – Malha utilizada para a simulação 2D

Fonte: Morini et al., 2015

Outro fator comum entre todos os autores citados nesta revisão foi o uso da tecnologia de Dynamic Mesh (recurso disponível no código comercial Ansys Fluent) que atualiza a malha de acordo com funções pré-estabelecidas para poder manter a simulação funcional.

Figura 30 – Condições de contorno para simulação como (a) compressor e (b) expensor

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

Figura 31 – Pressão de saída e campos de pressão durante a revolução

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

Figura 32 – Vazamento de flanco no expensor

Fonte: Morini et al., 2015

O diferencial do trabalho de PP Song et al. (2013) é a captura do vazamento de flanco e do vazamento de topo. Embora outros trabalhos tenham apresentado o vazamento de flanco, nenhum apresentou resultados com o vazamento de topo. Os resultados dos autores podem

Figura 33 – Malha computacional da bomba de vácuo

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

ser visto na figura 34a, onde o vazamento de flanco está representado e na figura 34b, onde o vazamento de topo está representado.

Outro fato comum a todos os autores citados nesta seção é a observação de que os estudos realizados por eles são resultados iniciais para um entendimento do escoamento interno (distribuições de pressão e velocidade e campo de velocidades, por exemplo) de máquinas do tipo scroll. Poucos autores apresentam valores obtidos de potência e de fator de preenchimento, como Panpan Song et al. (2015b) que obteve 55% de diferença quando comparou seus resultados de potência numérica com a experimental e J.-C. Chang et al. (2014) que obteve uma diferença de 20% na obtenção da vazão mássica.

Figura 34 – Distribuição de velocidades em (a) $\theta = 0^\circ$, (b) $\theta = 90^\circ$, (c) $\theta = 180^\circ$, (d) $\theta = 270^\circ$

(a) Vista frontal do expansor

(b) Vista lateral do expansor

Fonte: PP Song et al., 2013

3 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para a realização das simulações, detalhando a obtenção da geometria e das malhas, a movimentação e substituição da malha, as equações de conservação, a modelagem numérica e a modelagem física. Também são apresentados os monitores que devem ser criados para que a simulação possa ser avaliada posteriormente.

3.1 GEOMETRIA

Por meio de Desenho Assistido por Computador, do inglês *Computational Aided Design* (CAD) foram utilizadas as equações descritas na seção 2.2 e os parâmetros listados na tabela 6 para a obtenção da geometria do scroll. Esses parâmetros são os mesmos utilizados por Gabriel Rossi Fanti, Donato e Mello (2016) para obtenção do protótipo do expansor (figura 35) e foram escolhidos para possibilitar a comparação com o trabalho experimental que foi conduzido paralelamente.

Tabela 6 – Lista dos parâmetros para obtenção da geometria

Parâmetro	Símbolo	Valor
raio do círculo base	r_b	$23/2 \pi \text{ mm}$
raio de orbitação nominal	r_o	$6,5 \text{ mm}$
espessura da parede do scroll	e	5 mm
ângulo inicial da evolvente externa	φ_{e0}	$-e/2r_b$
ângulo inicial da evolvente interna	φ_{i0}	$e/2r_b$
ângulo inicial real da evolvente externa	φ_{es}	$\pi/2$
ângulo inicial real da evolvente interna	φ_{is}	$\pi/2$
ângulo máximo da evolvente	φ_{max}	$15/2 \pi$

Fonte: Autor

O raio de orbitação utilizado tem seu valor diferente do raio de orbitação nominal para evitar que exista um contato entre os scrolls móvel e fixo. A geometria gerada no CAD é importada com o programa Design Modeler para que o raio de orbitação seja alterado para o valor utilizado nos eixos excêntricos do protótipo: $6,335 \text{ mm}$. Com isso, o scroll modelado torna-se igual ao protótipo e apresenta as características listadas na tabela 7. Essa semelhança permite a comparação dos resultados experimentais com os resultados dos modelos numéricos. Além disso, essa possibilidade de alteração no raio de orbitação dentro do próprio Design Modeler permite que os modelos apresentados neste trabalho possam ser facilmente estudados com outros raios de orbitação futuramente.

O expansor scroll é caracterizado por uma parede estacionária e uma móvel, esta última descrevendo um movimento orbital circular, sem rotação. Portanto, a simulação do dispositivo é necessariamente transiente e o uso de malha móvel é indispensável.

Figura 35 – Scroll fixo do protótipo do expensor scroll utilizado por Gabriel Rossi Fanti, Donato e Mello (2016)

Fonte: Autor

Tabela 7 – Lista de características do scroll modelado com uma altura de 40 mm

Parâmetro	Valor
razão volumétrica	3,0
deslocamento volumétrico	$75,12 \text{ cm}^3/\text{rev}$
folga entre os scrolls (<i>gap</i>)	0,165 mm

Fonte: Autor "adaptado de" Gabriel Rossi Fanti; Donato; Mello, 2016

São incluídas no Design Modeler relações entre o deslocamento do scroll móvel e o ângulo de orbitação θ para que seja determinada a posição da parede móvel em função do tempo. A posição da parede móvel em função do tempo é uma condição de contorno para a simulação transiente do expensor. Estas relações estão descritas nas equações 20 e 21. A figura 36 representa a posição dos scrolls móvel e fixo para diferentes valores de r_o e θ .

$$x = r_o \cos \theta \quad (20)$$

$$y = r_o \sin \theta \quad (21)$$

3.2 MALHA COMPUTACIONAL

Ainda que o ANSYS CFX trate qualquer tipo de malha como não estruturada, existem vantagens em utilizar uma malha estruturada. No caso particular deste trabalho, a qualidade da malha estruturada é superior à qualidade da malha não estruturada, além de diminuir a orto-

Figura 36 – Posicionamento do scroll fixo (em vermelho) e do scroll móvel (em verde) para diversos r_o e θ

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

(b) $r_o = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 0^\circ$

(c) $r_o = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 45^\circ$

(d) $r_o = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 170^\circ$

Fonte: Autor

gonalidade mais lentamente quando a malha é deformada pela movimentação do scroll. Além disso, malhas estruturadas consomem menos memória quando comparadas a uma malha não estruturada com mesma resolução. Portanto, ainda que a malha estruturada seja mais complexa de ser gerada, o tempo gasto no pré-processamento é justificável para obter uma simulação mais rápida, onde a qualidade da malha seja reduzida de maneira menos abrupta e a simulação faça menos trocas de malha e convirja de maneira mais rápida. Testes conduzidos no início deste trabalho mostraram que uma simulação 2D com uma malha não-estruturada apresentou 116 trocas necessárias em uma revolução, enquanto uma malha equivalente mas estruturada realizou apenas 36 trocas. Comparando o tempo necessário para computar estas simulações utilizando o mesmo recurso computacional a discrepância é ainda maior: são necessárias 9 horas para completar uma revolução utilizando a malha não-estruturada bidimensional enquanto a malha estruturada necessita de apenas 1,3 horas por revolução.

Para que a simulação tridimensional seja feita de maneira eficiente e para diminuir problemas devido à movimentação do scroll móvel, o scroll foi dividido em 3 domínios computacionais: o bocal de entrada, o fluido entre os scrolls (chamado apenas de scroll) e a coroa externa. As condições de contorno usadas em cada um desses domínios são discutidas na seção 3.6.2. A

malha é gerada separadamente para cada domínio computacional, sendo que a malha do fluido entre os scrolls deve ser gerada para todos os ângulos de orbitação onde o *remesh* será realizado. Já a simulação bidimensional apresenta apenas 2 domínios: a coroa externa e o fluido entre os scrolls.

Os três domínios devem ser divididos em blocos para que seja possível gerar uma malha estruturada. Os domínios comuns as duas simulações são divididos da mesma maneira. A figura 37 demonstra as divisões nos três domínios.

Figura 37 – Divisão dos domínios computacionais de blocos para obtenção das malhas estruturadas

Fonte: Autor

Com isso torna-se possível a obtenção de uma malha estruturada com boa qualidade. As malhas 2D e 3D estão ilustradas nas figuras 38 e 39, juntamente com o mínimo ângulo de ortogonalidade.

Pode-se perceber que a qualidade da malha está acima do recomendado pelo fabricante do código comercial (descrito na seção 2.5). Além disso, a menor qualidade está no domínio Coroa, que é estacionário e, portanto, não irá se deformar.

A tabela 8 resume a quantidade de corpos e de elementos em cada domínio para cada simulação, além de apresentar o total de blocos e o total de elementos para cada simulação.

Tabela 8 – Quantidade de blocos e de elementos por domínio e simulação

	Número de blocos		Número de elementos	
	2D	3D	2D	3D
Bocal de entrada	-	29	-	51.392
Scroll	89	89	42.692	427.520
Coroa	18	18	7.344	73.440
TOTAL	107	136	50.036	552.352

Fonte: Autor

3.3 MOVIMENTAÇÃO E SUBSTITUIÇÃO DA MALHA

Para realizar a movimentação da malha, existe a necessidade de movimentar as paredes do scroll móvel. Essa movimentação é feita por meio de Linguagem de Expressão CFX, do inglês *CFX Expression Language* (CEL), que estão descritas na tabela 16 (disponível no apêndice A). Essas equações fornecem ao *solver* as regras de movimentação e alguns parâmetros físicos que são discutidos na seção 3.5.

O *remesh loop* descrito na seção 2.5 pode ser substituído para uma sequência de comandos externos criados para gerar novas malhas ou substituí-las por malhas já criadas. A maneira mais simples de realizar esta operação é determinar os pontos onde a malha será substituída ou gerada e o arquivo que contém a malha desejada ou os parâmetros necessários para criar uma nova malha. Esta metodologia apresenta alguns inconvenientes pois pode realizar a substituição das malhas em excesso e aumentar o tempo de simulação ou pode substituir a malha com uma frequência muito baixa, fazendo com que a qualidade da malha diminua demais ou fazendo algum elemento apresentar volume negativo.

Para resolver esse problema, foi desenvolvido um conjunto de equações (descritas na tabela 17, disponível no apêndice B) que aumenta a frequência das trocas perto do ângulo de orbitação $\theta = 180^\circ$, local de menor qualidade e maior perda de qualidade com a movimentação do scroll móvel, tendo como base 4 ângulos escolhidos pelo usuário que definem o início e fim do aumento desta frequência. A figura 41 mostra em quais posições foram realizadas trocas de malha para as duas simulações. Esse "refinamento de trocas" é feito com base em testes de comportamento da malha durante a simulação. A simulação 2D realiza 39 trocas por volta completa, enquanto a 3D realiza 34.

Este conjunto de equações permite que seja criada apenas uma condição de interrupção (*interrupt control*) que, em conjunto com as equações desenvolvidas na tabela 17, interromperá a simulação para iniciar a rotina de *remesh*. A condição de interrupção é dada quando a equação 22 é satisfeita, onde *ctstep* é uma variável do *solver* que conta a quantidade de timesteps

avancados desde que a simulação foi iniciada, ou seja, este número é zerado todas as vezes que a substituição de malha acontece. As outras variáveis vem das equações CEL definidas nas tabelas do apêndice B.

$$ctstep = troca/angleincrement \quad (22)$$

Na preparação do *remesh* no Ansys CFX, existe a necessidade de escolher uma condição de interrupção (que já foi definida na equação 22), um arquivo de malha para substituição e um comando externo. Para evitar a necessidade de preparação de diversos *remesh*, foi elaborado um código (figura 60, apêndice C) programado em lotes (do inglês, *batch*) que ao ser ativado verifica qual malha deve ser escolhida para substituir a atual.

3.4 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

As equações diferenciais de conservação que definem o problema físico simulado no presente trabalho são as de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Como se trata de uma simulação transiente com altas velocidades em alguns pontos e com transferência de calor, as equações de conservação ficam de acordo com as equações 23, 24 e 25, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau \quad (24)$$

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \tau) \quad (25)$$

Onde:

$$\tau = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (26)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (27)$$

Deve-se observar que, embora as paredes do scroll tenham sido consideradas adiabáticas, o problema impõe a solução da equação de conservação da energia na sua forma completa, apresentada pela equação 25. Isto se deve às altas velocidades envolvidas no problema, o que torna o escoamento compressível. O uso da entalpia de estagnação h_{tot} , dada pela equação 27, inclui a contribuição da energia cinética do escoamento. No software CFX, o uso desta equação é ativado selecionando a opção *total energy* na aba *heat transfer*.

3.5 MODELAGEM NUMÉRICA

As equações descritas na seção anterior estão na forma contínua, ou seja, precisam ser discretizadas. O método utilizado para discretizar as equações pelo Ansys CFX é o Método dos Volumes Finitos (MVF). O software dispõe de inúmeros esquemas numéricos para discretização das equações. No presente trabalho os termos advectivos foram discretizados com o *High Resolution Scheme* e o transiente é discretizado utilizando o método implícito *Second Order Backward Euler*.

O ANSYS CFX nomeia o resíduo da solução do sistema linear para uma variável qualquer φ como resíduo bruto r_φ (do inglês *raw residual control volume imbalance*), mas utiliza em seu critério de convergência um resíduo normalizado $\tilde{r}_\varphi$. Essa normalização é feita segundo a equação 28, onde a_p é o coeficiente representativo do volume de controle obtido na discretização das equações de conservação e $\delta\varphi$ é o valor da variação da variável qualquer.

$$\tilde{r}_\varphi = \frac{r_\varphi}{a_p \delta\varphi} \quad (28)$$

Para todas as simulações e variáveis foram estipuladas um Valor Eficaz, do inglês *Root Mean Square* (RMS) inferior a 1×10^{-4} ou um número máximo de 10 iterações por *timestep* para todas as variáveis, com exceção do cálculo da movimentação e consequente deformação da malha, que realiza 5 iterações por *timestep*.

3.6 MODELAGEM FÍSICA

Nesta seção são apresentadas as propriedades físicas do fluido de trabalho utilizado na simulação, as condições de contorno aplicada em cada simulação e o modelo de turbulência utilizado.

3.6.1 Propriedades físicas

Gabriel Rossi Fanti, Donato e Mello (2016) utilizaram ar comprimido para a condução dos testes experimentais de caracterização do protótipo do expensor scroll, tendo em vista a facilitar o experimento.

Ar nas pressões e temperaturas utilizadas neste trabalho (temperatura próxima à ambiente e pressão inferior a 6 bar) pode ser tratado como gás ideal (ÇENGEL; BOLES, 2006; JOHNSON, 1964). A figura 42 mostra o valor do fator de compressibilidade para diferentes pressões para o ar. Podemos, portanto, considerar o fluido de trabalho (ar) como gás ideal ($Z = 1$).

3.6.2 Condições de contorno

As condições de contorno aplicadas nas simulações 2D e 3D foram levemente diferentes, principalmente devido à diferença de posicionamento da entrada. Na simulação 2D a entrada está localizada na ponta do scroll fixo, enquanto a simulação 3D apresenta a entrada no bocal de entrada, exatamente como no protótipo testado por Gabriel R Fanti (2017). A figura 43 ilustra a montagem dos domínios e localiza as condições de contorno que estão especificadas na tabela 9. A divisão da simulação em domínios foi feita para evitar a substituição e deformação de partes que não se movem como, por exemplo, o bocal de entrada. Apenas uma parte da coroa faz parte do expensor, mais especificamente a parte de fluido que não precisa se deformar com a movimentação do scroll móvel. Este domínio também apresenta uma circunferência para afastar a condição de saída aplicada da saída física do scroll; isto ajuda na convergência. Por fim, o domínio scroll é o único que pode se deformar, seguindo o modelo de maior rigidez perto dos menores volumes, com expoente C_{stiff} igual a 2.

Tabela 9 – Lista de condições de contorno aplicadas na simulação 3D

Fronteira	Condição de contorno aplicada	Movimentação da malha
1	entrada	-
2	parede adiabática	-
3	interface	-
4	abertura	-
5	parede adiabática	-
6	simetria	-
7	interface	-
8	parede adiabática	parallel to boundary
9	interface	unspecified
10	interface	stationary
11	parede adiabática	specified displacement
12	parede adiabática	unspecified

Fonte: Autor

A simulação 2D tem seus domínios montados e suas condições de contorno enumeradas na figura 44 e especificadas na tabela 10.

Os valores de pressão e temperatura na entrada e na saída estão disponíveis na tabela 11. Os valores foram escolhidos tendo como base o intervalo de pressões utilizados nos ensaios realizados por Romão (2017). Para evitar problemas de divergência, a pressão de entrada é aplicada de maneira linear durante a primeira volta do expensor nas duas simulações.

A velocidade angular utilizada durante as duas simulações foi de 2.600 *rpm*, pois o protótipo foi testado com este valor de velocidade angular.

Tabela 10 – Lista de condições de contorno aplicadas na simulação 2D

Fronteira	Condição de contorno aplicada	Movimentação da malha
1	abertura	-
2	simetria	-
3	parede adiabática	-
4	interface	-
5	parede adiabática	parallel to boundary
6	parede adiabática	specified displacement
7	interface	stationary
8	simetria	unspecified
9	entrada	parallel to boundary

Fonte: Autor

Tabela 11 – Temperaturas e pressões aplicadas nas simulações

	Temperatura (°C)	Pressão absoluta (bar)
entrada	20	4,34
saída	20	0,93

Fonte: Autor

3.6.3 Modelo de turbulência

O modelo de turbulência selecionado foi o $k-\omega$ SST. Mais detalhes sobre o modelo podem ser vistos em Ansys (2013c) e em Versteeg e Malalasekera (2007).

3.7 MONITORES NECESSÁRIOS

Nesta seção os monitores necessários para uma avaliação futura dos resultados são apresentados. Estes monitores são divididos em pontos de monitoramento e monitores criados por meio de equações.

A figura 45 demonstra a localização dos pontos de monitoramento nas simulações 2D e 3D, enquanto a tabela 12 demonstra a localização espacial destes pontos e qual grandeza está sendo monitorada.

Outras grandezas relevantes monitoradas durante a solução são: a potência fornecida pelo expensor, o *filling factor*, o número de Courant máximo e médio e a temperatura na saída do scroll.

As expressões CEL utilizadas para a definição de cada um destes monitores são apresentadas nas tabelas 19 e 20, disponíveis no apêndice D.

Todos estes parâmetros, juntamente com as pressões em pontos específicos, permitiram avaliar se a simulação atingiu uma situação de regime: duas revoluções sucessivas em que os parâmetros tenham apresentado o mesmo comportamento. Em testes iniciais, chegou-se

Tabela 12 – Coordenadas geométricas dos pontos de monitoramento e grandeza física monitorada

	Coordenadas cartesianas [m]		Grandeza física
	2D	3D	
p1_scroll	0,02585; 0; 0,02	0,02585; 0; 0,001	pressão absoluta
p2_scroll	0,049; 0; 0,02	0,049; 0; 0,001	pressão absoluta
p3_scroll	0,07205; 0; 0,02	0,07205; 0; 0,001	pressão absoluta
p_in_bocal	0; 0; -0,156	-	pressão absoluta
p_in_scroll	0,0055; 0; 0,02	0,0055; 0; 0,001	pressão absoluta
p_out_bocal	0; 0; -0,001	-	pressão absoluta
p_out_coroa	0,145; 0; 0,02	0,145; 0; 0,001	pressão absoluta
p_out_scroll	0,0898; 0; 0,02	0,0898; 0; 0,001	pressão absoluta

Fonte: Autor

a simular 10 revoluções, observando-se que a partir da terceira revolução todas as grandezas passaram a apresentar o mesmo comportamento quantitativo ao longo do tempo.

Figura 38 – Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para todos os domínios da simulação 2D

(a) fluido entre os scrolls com $r_o = 6,335 \text{ mm}$ e $\theta = 0^\circ$

(b) coroa

Fonte: Autor

Figura 39 – Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para todos o domínio scroll da simulação 3D

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

(b) detalhe da malha na garganta do scroll

Fonte: Autor

Figura 40 – Malha computacional estruturada obtida com mínimo ângulo de ortogonalidade para os outros domínios da simulação 3D

(a) coroa

(b) bocal

Fonte: Autor

Figura 41 – Pontos de substituição de malhas durante uma revolução

Fonte: Autor

Figura 42 – Fator de compressibilidade Z do ar

Fonte: Autor "adaptado de" Johnson, 1964

Figura 43 – Montagem dos domínios e localização das condições de contorno da simulação 3D

Fonte: Autor

Figura 44 – Montagem dos domínios e localização das condições de contorno da simulação 2D

Fonte: Autor

Figura 45 – Localização dos pontos de monitoramento utilizados

Fonte: Autor

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são discutidos os resultados obtidos com as duas simulações realizadas, com foco no comportamento da malha computacional e no escoamento dentro do expansor.

4.1 MALHA COMPUTACIONAL

O modelo de rigidez da malha selecionado para as simulações bidimensional e tridimensional foi o que aumenta a rigidez nos menores volumes, com uma constante C_{stiff} padrão (valor 2). Mesmo assim, as simulações apresentaram necessidades de troca de malhas diferentes, conforme explicado na seção 3.3. O mínimo ângulo de ortogonalidade pode ser visto na figura 46 para as duas simulações.

Figura 46 – Ângulo mínimo de ortogonalidade durante uma revolução

(a) simulação 2D

(b) simulação 3D

Fonte: Autor

É possível perceber que o valor mínimo de ortogonalidade é igual no início das duas simulações, mas devido à diferença causada pelo volume de referência em cada simulação, elas

se deformam de maneira diferente, impactando na quantidade de trocas necessárias. As malhas de domínios estacionários (coroa e bocal) apresentam valores de ortogonalidade constantes. Também podem ser notados os instantes em que são feitas trocas de malha, com o súbito e descontínuo aumento da qualidade da malha. A frequência de trocas de malha é maior nas proximidades do ângulo 180°.

O número de Courant relaciona a velocidade do fluido, o *timestep* e o tamanho da malha (ANSYS, 2013c). A equação 29 descreve o número de Courant para um caso unidimensional¹. O ANSYS CFX não requer um número de Courant pequeno para garantir estabilidade pois utiliza um método implícito, mas alguns detalhes do transiente só são resolvidos com acuracidade quando este valor é pequeno.

$$Courant = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad (29)$$

A figura 47 mostra a distribuição do número de Courant no domínio de cálculo no instante final da simulação 3D. Neste instante, o valor máximo é de 12,5 e o valor médio é 0,6. Entretanto, pode-se notar que o número de Courant é alto apenas nas folgas entre as paredes do scroll. A figura 48 mostra o valor médio e máximo do número de Courant para as simulações 2D e 3D. Os valores médios estão abaixo da unidade, mas existem picos nos valores máximos, chegando quase 100 para a simulação 2D e quase 50 para a simulação 3D. Para reduzir estes valores máximos nas gargantas é necessário um refino de malha espacial.

Figura 47 – Distribuição do número de Courant no domínio scroll na simulação 3D no instante final

Fonte: Autor

Um estudo de refinamento de malha, que devido à semelhança de resultados entre o 2D e o 3D (discutida nas próximas seções) e ao tempo computacional elevado da simulação 3D foi realizado para a simulação 2D, poder ser observado na tabela 13.

¹Para facilitar a discussão.

Figura 48 – Número de Courant durante as simulações

(a) valor médio

(b) valor máximo

Fonte: Autor

Tabela 13 – Estudo de refinamento para a simulação 2D

Estudo	Número de elementos	Potência [W]	Filling factor [1]
1	50.036	1.944	1,59
2	83.786	1.930	1,59
3	112.016	1.936	1,58

Os resultados ao longo das revoluções são bastante similares e, por este motivo, serão apresentados apenas os resultados com a malha do primeiro estudo para diminuição do tempo computacional.

4.2 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

A evolução da pressão absoluta ao longo do tempo nas posições descritas na seção 3.7, para as duas simulações, são apresentadas na figura 49.

Os gráficos apresentados na figura 49 permitem observar que as pressões passam a apresentar um comportamento cíclico a partir da terceira volta, repetindo indefinidamente a mesma

Figura 49 – Evolução da pressão absoluta nos pontos de monitoramento

(a) simulação 2D

(b) simulação 3D

Fonte: Autor

distribuição temporal. Deve-se observar que, em simulações iniciais, prolongou-se o tempo de simulação incluindo um total de 10 voltas, enquanto que a distribuição ficou inalterada a partir da terceira. Isto acontece com os outros parâmetros apresentados nesta seção, como por exemplo, a potência e o fator de preenchimento. Este padrão, aliado aos baixos resíduos indicam que a simulação convergiu adequadamente.

Existe uma diferença na pressão de entrada no scroll entre a simulação 2D e a 3D. A simulação 3D captura a perda de carga no bocal de entrada e o bloqueio parcial da área de entrada pelo scroll móvel (como discutido na seção 2.4 e visualizado na figura 17), enquanto a simulação 2D apresenta uma pequena queda de pressão devido à uma perda de carga dentro do próprio scroll. A evolução temporal deste bloqueio de área está representada na figura 50. O ponto de máximo bloqueio acontece em $\theta = 69,8^\circ$ e bloqueia 48,6% da área de entrada do scroll, enquanto o mínimo bloqueio acontece de $\theta = 151,6^\circ$ a $\theta = 231,4^\circ$ e bloqueia 0,4% da área de entrada. A figura 51 demonstra este bloqueio mínimo, ou seja, não se trata de um erro numérico.

A figura 52 mostra a distribuição de pressão no bocal de entrada e no scroll no ponto com maior bloqueio na entrada ($\theta = 69,8^\circ$) e em um ponto de bloqueio mínimo ($\theta = 249,8^\circ$) da simulação 3D. A perda de carga combinada, ou seja, comparando a pressão de entrada do fluido

Figura 50 – Porcentagem de área bloqueada na entrada do scroll na simulação 3D

Fonte: Autor

Figura 51 – Ilustração do scroll em um instante de tempo onde o bloqueio da área de entrada é mínimo

Fonte: Autor

no bocal com a pressão na entrada no scroll tem um valor máximo de 0,48 bar ($\theta = 93,8^\circ$) e médio de 0,19 bar (aproximadamente 4% do valor de pressão de entrada no bocal).

A simulação 2D não captura estas perdas no bocal de entrada e apresenta, portanto, uma maior pressão na câmara de entrada do scroll. A figura 53 mostra a distribuição de pressão no scroll nos ângulos de orbitação de maior bloqueio de pressão na entrada e de um ponto de menor bloqueio, para as duas simulações. A perda de carga no ponto de maior bloqueio de área é de 0,41 bar, ou seja, a perda de carga máxima não é observada no instante de maior bloqueio

Figura 52 – Distribuição de pressão absoluta no bocal de entrada e no scroll

Fonte: Autor

da área de entrada. Já o ponto selecionado com mínimo bloqueio apresenta uma perda de carga de 0,11 bar.

Pode-se notar na figura 53 que existe a formação de zonas de pressão bem definidas. A figura 54 mostra a reconstrução de pressão ao longo do processo de expansão do fluido, realizada conectando as curvas de diferentes monitores de pressão. Essas duas observações demonstram que a simulação aparenta estar capturando corretamente o comportamento da pressão dentro do expansor. Também é possível notar que as duas simulações apresentam sub-expansão, ou seja, há uma perda de pressão que poderia se tornar trabalho útil. Isto acontece pois a razão de expansão da máquina é inferior à necessária para expandir a pressão de entrada até a pressão ambiente. Na simulação 2D existe uma expansão livre de 1,56 bar para a pressão atmosférica e na 3D uma expansão de 1,52 bar para a pressão atmosférica.

As oscilações que aparecem nos gráficos de pressão perto do início de cada revolução ocorrem devido à propagação das ondas de choque. Conforme descrito na seção 2.3, dependendo da combinação de pressões a montante e a jusante e da área da garganta de um bocal convergente-divergente, o escoamento pode tornar-se sônico na garganta e então iniciar um processo de aceleração supersônica na parte divergente do bocal. Esta aceleração pode voltar a se tornar subsônica com o aparecimento de ondas de choque. A figura 55² apresenta uma garganta com o número de Mach e com a pressão absoluta, onde é possível perceber que a queda abrupta na pressão se dá no mesmo ponto onde o número de Mach é reduzido de um valor supersônico para um valor subsônico, ou seja, onde está localizada a onda de choque.

²Imagens extraídas da simulação 3D. Entretanto, o mesmo comportamento pode ser observado nas simulações 2D.

Figura 53 – Distribuição de pressão absoluta no scroll e na coroa

Fonte: Autor

Deve-se observar que por conta do passo de tempo utilizados na simulação, a posição precisa onde ocorre a onda de choque pode não ter sido capturada pela simulação. Embora este aspecto possa ter influência quantitativa sobre os resultados, pode-se afirmar que o comportamento físico do dispositivo, com o escoamento sônico nas folgas, foi descrito adequadamente pela simulação CFD.

4.3 TEMPERATURA

A figura 56 apresenta a distribuição de temperaturas absolutas no último *timestep* das simulações 2D e 3D. As distribuições apresentam uma redução na temperatura conforme o fluido é expandido. Os valores máximo e mínimo das duas simulações são bem próximos e nas duas simulações existem temperaturas menores do que a temperatura ambiente.

Podem ser observadas temperaturas elevadas na seção de saída do domínio estacionário. Isto se deve à condição de contorno empregada (opening) que permite tanto a entrada quanto a

Figura 54 – Reconstrução da pressão durante uma revolução completa

(a) simulação 2D

(b) simulação 3D

Fonte: Autor

Figura 55 – Onda de choque na garganta

Fonte: Autor

Figura 56 – Distribuição de temperaturas absolutas

Fonte: Autor

saída de fluido do domínio de cálculo. A temperatura de saída do expansor é melhor representada pelo valor mínimo de temperatura observado no domínio de cálculo.

4.4 VAZAMENTOS INTERNOS

As duas simulações foram capazes de capturar o vazamento de flanco, mas o vazamento de topo não pode ser caracterizado, uma vez que o experimento não apresenta uma folga de topo de dimensões conhecidas. O vazamento que acontece no experimento é proveniente de uma falha no selo de vedação. A figura 57 demonstra a distribuição de velocidades no último *timestep* para as duas simulações. Os valores das velocidades máximas são bem próximos; a diferença entre as duas simulações é causada pela leve diferença na distribuição de pressões entre as simulações.

O vazamento é caracterizado pelo fator de preenchimento (*filling factor*), que está descrito na seção 2.4, equação 14. A figura 58 demonstra a evolução deste parâmetro durante uma revolução completa.

O valor médio obtido nas simulações está disponível na tabela 14, com uma comparação realizada entre as duas simulações (tendo como base a simulação 3D) e com uma comparação com o valor experimental obtido por Romão (2017)³, que para as condições de contorno aplicadas na simulação é igual a 2,46 .

Os valores obtidos numericamente são inferiores aos valores obtidos pelo experimento, ou seja, existe um vazamento maior no experimento. Essa diferença pode ser proveniente do vazamento de topo, que não é capturado por estas simulações. Yue et al. (2015) apresenta um erro de 20% na comparação da vazão mássica (diretamente proporcional ao fator de preenchimento).

³Valor obtido por interpolação.

Figura 57 – Distribuição de velocidades

Fonte: Autor

Tabela 14 – Comparação dos valores de fator de preenchimento

	Simulação 2D	Simulação 3D
Fator de preenchimento (1)	1,59	1,56
Diferença em relação à simulação 3D (%)	2,3	-
Diferença em relação ao valor experimental (%)	30,3	31,9

Fonte: Autor

Outros autores não apresentam valores de comparação de vazão ou de fator de preenchimento com valores experimentais.

Figura 58 – Evolução do fator de preenchimento durante uma revolução completa

(a) simulação 2D

(b) simulação 3D

Fonte: Autor

4.5 POTÊNCIA

Além do fator de preenchimento, a potência é utilizada para caracterizar o expansor. A evolução da potência durante uma revolução pode ser vista na figura 59.

O valor médio da potência e as comparações com o valor experimental e entre as simulações está disponível na tabela 15. Romão (2017) apresenta um valor⁴ de 1.530 W para a potência nas condições simuladas.

As diferenças apresentadas para os valores de potência são bastante altas, mas estão de acordo com outros estudos, como o estudo de Panpan Song et al. (2015b), que apresenta uma diferença de 55% entre estes valores, superior ao obtido neste trabalho.

Os fatores que podem ter contribuído para estes altos erros na potência são problemas na vedação de topo e influência do passo temporal. A última possível causa necessita que seja feito

⁴Valor obtido por interpolação.

Figura 59 – Evolução da potência durante uma revolução completa

(a) simulação 2D

(b) simulação 3D

Fonte: Autor

Tabela 15 – Comparação dos valores de potência

	Simulação 2D	Simulação 3D
Potência (W)	950	766
Diferença em relação à simulação 3D (%)	24,0	-
Diferença em relação ao valor experimental (%)	37,9	49,9

Fonte: Autor

um estudo de independência do passo de tempo. Entretanto, a maior parte do erro está, muito provavelmente, associada às diferenças observadas entre o experimento e a simulação, como os vazamentos de topo, que não estão presentes no modelo numérico. O selo que veda o topo dos scrolls móvel e fixo pode ser responsável por permitir um excesso de vazamento por aquela região. Aplicando a equação que descreve o fator de preenchimento de maneira reversa, ou seja, buscando obter uma "folga ajustada", obtêm-se 0,240 mm de folga efetiva, levando à uma

diferença de 45,5%. Este erro afeta diretamente o fator de preenchimento discutido na seção anterior, pois existe uma vazão mássica maior no experimento do que na simulação. Entretanto, isto diminui a eficiência isentrópica, uma vez que mais energia está sendo desperdiçada. Mais sobre este problema com o selo pode ser visto na dissertação de mestrado de Romão (2017).

5 CONCLUSÕES

Os estudos realizados por outros autores deixam bem claro que existe uma grande dificuldade em realizar uma simulação numérica utilizando CFD de máquinas do tipo scroll, sejam elas compressores ou expansores. A grande maioria dos autores não apresenta uma comparação dos resultados obtidos numericamente com resultados experimentais. Outro padrão nestes estudos é a apresentação do escoamento interno da máquina, de maneira especial as distribuições de pressão e de velocidades. Embora diversos autores de modelos teóricos e experimentais tenham sugerido a utilização do fator de preenchimento (*filling factor*) e da eficiência isentrópica (ou potência útil) como fatores principais de caracterização deste tipo de máquinas, poucos trabalhos numéricos apresentam estes valores e ainda menos trabalhos realizam a comparação destes valores com resultados experimentais.

Este trabalho apresenta uma estratégia diferente para realização da simulação deste tipo de máquina: a utilização da técnica de *remesh*. Outros trabalhos, discutidos na revisão da literatura, utilizaram a técnica denominada *dynamic mesh*, onde a malha é refeita em setores em que a qualidade fica muito baixa. O presente trabalho propõe que a malha seja substituída por outra gerada previamente em ângulos específicos. Esta metodologia pode ser utilizada em outros problemas como, por exemplo, a simulação de motores Wankel. A metodologia desenvolvida está bem estabilizada para este tipo de simulação, não apresentando problemas de convergência ou de erros durante a simulação. Existe a necessidade de avaliar, por meio de testes, os parâmetros necessários para trocar as malhas no momento certo, ou seja, os ângulos descritos na seção 3.2.

As simulações apresentam um número de Courant médio menor do que a unidade, porém apresentam número de Courant máximo próximo a 100 para a simulação 2D e próximo a 50 para a simulação 3D. Isto, de acordo com o manual do código comercial, afeta a descrição de alguns parâmetros, como por exemplo a localização exata de ondas de choque. O fenômeno é capturado, ou seja, as propriedades sofrem uma mudança abrupta após a onda de choque, mas a posição instantânea desta descontinuidade não está bem caracterizada. Para descrever a posição instantânea mais precisamente, é necessário diminuir o número de Courant, por meio de uma diminuição no passo de tempo.

O escoamento interno é caracterizado como nos artigos revisados, ou seja, com a apresentação das distribuições de pressão e de velocidades para as simulações 2D e 3D. Existe uma pequena variação entre os valores destas grandezas entre as simulações. Estas diferenças ocorrem, principalmente, pela perda de carga no bocal de entrada, capturada na simulação 3D. Panpan Song et al. (2015b) estudaram esta influência, mas consideraram apenas o bloqueio de área devido à movimentação do scroll móvel.

O máximo bloqueio apresentado neste trabalho é de 48,6% da área de entrada. A reconstrução da pressão durante a expansão permite avaliar que existe uma sub-expansão com esta combinação de pressões de entrada e saída. Esta sub-expansão não era esperada já que as

pressões especificadas como condições de contorno são para a condição de projeto da máquina ($r_v = 3$ e $r_p = 4,65$).

As maiores velocidades são observadas nas folgas entre as paredes do scroll fixo e móvel. No restante do domínio as velocidades são muito menores. Estas velocidades atingem valor sônico na garganta e valores supersônicos após este ponto. Conforme demonstrado na seção 2.3, existe a possibilidade de que este escoamento volte a ficar subsônico com o aparecimento de uma onda de choque. Esta onda de choque garante que as condições a jusante sejam mantidas, aumentando a pressão e reduzindo a velocidade do escoamento.

São apresentados o fator de preenchimento e a potência útil para descrever a máquina. A diferença para os valores experimentais está próximo dos obtidos por outros autores. Porém, a ausência de um estudo de independência de passo de tempo, somado a um problema de vedação na obtenção dos valores experimentais podem ser responsáveis por esta grande diferença. O selo existente para reduzir o vazamento de topo nos ensaios realizados por Romão (2017) estão permitindo um vazamento não planejado. Aplicando a equação que define o fator de preenchimento é possível descobrir qual seria a "folga efetiva", ou seja, qual seria a área real de vazamento. Para o caso estudado a folga nominal é de 0,165 mm e a folga efetiva é 0,240 mm, ou seja, um desvio de pouco mais de 45%. Este desvio aumenta o valor experimental do fator de preenchimento, uma vez que existe uma vazão mássica maior do que a obtida nas simulações. Essa vazão extra reduz a eficiência isentrópica.

As duas simulações apresentam resultados bem próximos, porém, a simulação 2D consome menos tempo¹ para ser concluída e descreve tão bem o escoamento interno no expensor, ao custo de um pequeno erro quando comparado à simulação 3D. Portanto, torna-se mais interessante para uma avaliação inicial a utilização da simulação 2D, utilizando a simulação 3D apenas para a avaliação final e conclusiva no projeto deste tipo de máquina. Esta conclusão era esperada pois o escoamento é praticamente todo bidimensional e está de acordo com J.-C. Chang et al. (2014) na figura 27.

Como sugestão de melhoria deste trabalho fica o estudo de independência de avanço temporal para avaliar se os resultados realmente estão sendo influenciados por este parâmetro. Outra sugestão é a simulação de um expensor com a folga efetiva calculada e comparação dos resultados com os resultados experimentais de Romão (2017). Com estes estudos a simulação poderá ser validada para ser utilizada para avaliar a influência de parâmetros como, por exemplo, a folga de flanco e a evolvente que descreve os scrolls.

¹As duas simulações utilizaram o mesmo *workstation* com processador Intel® Xeon® CPU E5-1620 v2 3,70 GHz e 16 GB de memória RAM. A simulação 2D consumiu 16,8 horas para completar 4 voltas enquanto a simulação 3D precisou de 5 dias e 8,8 horas para completar a mesma quantidade de voltas.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON, John David. **Modern compressible flow**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1990. v. 12.
- ANSYS, CFX. ANSYS CFX Reference Guide. **ANSYS CFX Release 15.0**, 2013a.
- _____. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. **ANSYS CFX Release 15.0**, 2013b.
- _____. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. **ANSYS CFX Release 15.0**, 2013c.
- ARSIE, I et al. Integration of wind turbines with compressed air energy storage. **Anais...** In: AMERICAN INST. OF PHYSICS. GLOBAL Conference on power control and optimization. [S.l.: s.n.], 2009. v. 1159, p. 11–18.
- BELL, Ian H et al. Liquid-flooded compression and expansion in scroll machines–Part I: Model development. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 35, n. 7, p. 1878–1889, 2012.
- BELL, Ian H et al. Optimization of a scroll compressor for liquid flooding. **international journal of refrigeration**, Elsevier, v. 35, n. 7, p. 1901–1913, 2012.
- BLUNIER, B et al. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 32, n. 5, p. 874–891, 2009.
- BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos, rev.** [S.l.]: Editora Pearson Prentice Hall, 2008.
- BYRNE, Paul; GHOUALI, Redouane; MIRIEL, Jacques. Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 41, p. 1–13, 2014.
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill Higher Education, 2006. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).
- CHANG, Jen-Chieh et al. Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 73, n. 2, p. 1444–1452, 2014.
- CHANG, Jen-Chieh et al. Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander. **Applied Energy**, Elsevier, v. 155, p. 150–159, 2015.
- CHEN, Huijuan; GOSWAMI, D Yogi; STEFANAKOS, Elias K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, 2010.

CHEN, Yu et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 25, n. 6, p. 731–750, 2002.

CHEN, Yu et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modeling. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 25, n. 6, p. 751–764, 2002.

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

DECLAYE, Sébastien et al. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. **Energy**, Elsevier, v. 55, p. 173–183, 2013.

FANTI, Gabriel R. **Avaliação experimental da eficiência isentrópica de um expansor do tipo scroll**. 2017. Diss. (Mestrado) – Centro Universitário FEI.

FANTI, Gabriel Rossi; DONATO, Gustavo Henrique Bolognesi; MELLO, Paulo Eduardo Batista de. A novel scroll expander for flank leakage investigation: preliminary tests. **Anais...** In: EFFICIENCY, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy System. [S.l.: s.n.], 2016.

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

JOHNSON, Robert C. Calculations of real-gas effects in flow through critical-flow nozzles. **Journal of Basic Engineering**, v. 86, n. 3, p. 519–526, 1964.

KONTOROVICH, AE; EPOV, MI; EDER, LV. Long-term and medium-term scenarios and factors in world energy perspectives for the 21st century. **Russian Geology and Geophysics**, Elsevier, v. 55, n. 5, p. 534–543, 2014.

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

LIU, Yangguang; HUNG, Chinghua; CHANG, Yuchoung. Study on involute of circle with variable radii in a scroll compressor. **Mechanism and Machine Theory**, Elsevier, v. 45, n. 11, p. 1520–1536, 2010.

LIU, Yangguang et al. Optimum design of scroll profiles created from involute of circle with variable radii by using finite element analysis. **Mechanism and Machine Theory**, Elsevier, v. 55, p. 1–17, 2012.

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

MORINI, Mirko et al. Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 80, p. 132–140, 2015.

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

RETTIG, A et al. Application of organic Rankine cycles (ORC). **Anais...** In: WORLD EngineerConvention, Geneva, Switzerland. [S.l.: s.n.], 2011. p. 4–8.

ROMÃO, Douglas A. **Análise experimental dos efeitos dos vazamentos internos no desempenho de um expensor tipo scroll**. 2017. Diss. (Mestrado) – Centro Universitário FEI.

RONG, Chen; WEN, Wang. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 32, n. 6, p. 1433–1441, 2009.

SONG, Panpan et al. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 75, p. 54–64, 2015.

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

SONG, PP et al. Numerical simulation of three-dimensional unsteady flow in a scroll expander applied in waste heat recovery. **Anais...** In: IOP PUBLISHING, 4. MATERIALS Science and Engineering. [S.l.: s.n.], 2013. v. 52, p. 042017.

SUN, Hao et al. Study on energy storage hybrid wind power generation systems. **Anais...** In: WORLD Congress on Engineering. [S.l.: s.n.], 2010. p. 833–838.

VERSTEEG, Henk Kaarle; MALALASEKERA, Weeratunge. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson Education, 2007.

YUE, Xiang-Ji et al. Computational fluid dynamics simulation study of gas flow in dry scroll vacuum pump. **Vacuum**, Elsevier, v. 116, p. 144–152, 2015.

ZANELLI, Robert; FAVRAT, Daniel. Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. **Anais...** In: INTERNATIONAL Compressor Engineering Conference. [S.l.: s.n.], 1994.

**APÊNDICE A – EQUAÇÕES EM CEL NECESSÁRIAS PARA A MOVIMENTAÇÃO DA
MALHA**

Tabela 16 – Lista de equações 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
dx	dx1-dx2
dx1	X0+raio*cos(ang1)
dx2	X0+raio*cos(ang2)
dy	dy1-dy2
dy1	Y0+raio*sin(ang1)
dy2	Y0+raio*sin(ang2)
ifER1	if((atstep*angleincrement-360*volta)>trocaERi,1,0)
ifER2	if((atstep*angleincrement-360*volta)<=trocaERf,1,0)
ifR1	if((atstep*angleincrement-360*volta)>trocaRi,1,0)
ifR2	if((atstep*angleincrement-360*volta)<=trocaRf,1,0)
ifSR1	if((atstep*angleincrement-360*volta)>trocaSRi,1,0)
ifSR2	if((atstep*angleincrement-360*volta)<=trocaSRf,1,0)
periodo	(60/2600) [s]
ptsperrev	360/angleincrement
raio	6.335 [mm]
volta	int(atstep/ptsperrev)

Fonte: Autor

**APÊNDICE B – EQUAÇÕES EM CEL NECESSÁRIAS PARA A INTERRUPÇÃO DO
*SOLVER***

Tabela 17 – Lista de equações para interrupção do *solver*

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

Fonte: Autor

APÊNDICE C – CÓDIGO .BAT PARA SUBSTITUIÇÃO DE MALHA

Este anexo descreve em detalhes o código desenvolvido para realizar a seleção correta do arquivo de malha a ser substituído. A figura 60 demonstra o código completo.

Figura 60 – Código em lotes necessário para realização da substituição das malhas

```
REM ARQUIVO QUE REORGANIZA AS MALHAS PARA REMESH // ESCRITO POR FILIPI MARTINS

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: Autor

Para o correto funcionamento deste código existe a necessidade da criação de alguns arquivos externos, referenciar corretamente pastas e arquivos externos e também um correto intervalo de criação de arquivos de resultado.

Os arquivos externos que devem ser criados são: um arquivo de texto vazio com o nome *GridLog.txt*¹, os arquivos de malha e o arquivo *REMESH.msh*. Este último deve ser uma cópia da malha do domínio Scroll no ângulo θ de 0 graus. Os arquivos de malha do domínio Scroll devem ser salvos como *grid θ .msh*, ou seja, em $\theta = 180^\circ$ o arquivo se chamará *grid180.msh*. Se

¹Este arquivo salva um histórico com data, ângulo e volta da substituição da malha.

houver um erro na nomenclatura dos arquivos sem a alteração no código, o CFX não conseguirá encontrar a malha correta.

Os arquivos e pastas que devem ser referenciados estão na tabela 18. A pasta C só deve ser utilizada se a simulação for ser iniciada a partir de outra simulação antiga, devendo ser comentado (comando REM no início da linha) caso a simulação não tenha resultados iniciais. A PastaB não precisa ser referenciada pois o código consegue fazer automaticamente.

Tabela 18 – Lista de arquivos que devem ser referenciados no código

Arquivo ou pasta	Descritivo
PastaA	Pasta criada pelo CFX quando a simulação é iniciada (versão sem o final .dir)
PastaB	Pasta criada pelo CFX quando a simulação é iniciada (versão com o final .dir)
PastaC	Pasta que contém os arquivos .trn que serão usados como valores iniciais da simulação (se não existir deve ser comentada)
LOG	Localização do arquivo de texto GridLog.txt
MALHAS	Localização da pasta que contém todas as malhas

Fonte: Autor

Existe a necessidade de uma correta criação de arquivos do tipo *.trn* que salva os resultados intermediários de uma simulação transiente. O intervalo de criação deste arquivo *.trn* deve ser tal que seja criado um para cada ângulo inteiro. Nas simulações deste trabalho estes arquivos foram criados a cada 5 *timesteps*, pois o avanço a cada timestep é de 0,2°.

**APÊNDICE D – EQUAÇÕES EM CEL NECESSÁRIAS PARA O MONITORAMENTO E
AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS**

Tabela 19 – Lista de equações para monitoramento da simulação 2D

Monitor	Equação no formato CEL
avgCourant	ave(Courant Number)@Scroll
FillingFactor	massFlow()@entrada/((1/periodo)*massFlowAve(Density)@entrada*(75.12/20))*1000000
maxCourant	maxVal(Courant Number)@Scroll
minCourant	minVal(Courant Number)@Scroll
Power	torque_z()@scroll_movel*20*(1/periodo)*2*pi
QualidadeMalhaCoroa	minVal(Orthogonality Angle Minimum)@Coroa*180/pi
QualidadeMalhaScroll	minVal(Orthogonality Angle Minimum)@Scroll*180/pi
Tout	massFlowAve(Temperature)@saida

Fonte: Autor

Tabela 20 – Lista de equações para monitoramento da simulação 3D

Monitor	Equação no formato CEL
avgCourant	ave(Courant Number)@Scroll
FillingFactor	massFlow()@entrada/((1/periodo)*massFlowAve(Density)@entrada*(75.12))*1000000
maxCourant	maxVal(Courant Number)@Scroll
minCourant	minVal(Courant Number)@Scroll
Power	torque_z()@scroll_movel*(1/periodo)*2*pi
QualidadeMalhaBocal	minVal(Orthogonality Angle Minimum)@Bocal de entrada*180/pi
QualidadeMalhaCoroa	minVal(Orthogonality Angle Minimum)@Coroa*180/pi
QualidadeMalhaScroll	minVal(Orthogonality Angle Minimum)@Scroll*180/pi
Tout	massFlowAve(Temperature)@saida

Fonte: Autor