CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

GABRIEL ROSSI FANTI

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE UM EXPANSOR DO TIPO SCROLL

São Bernardo do Campo

2017

GABRIEL ROSSI FANTI

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE UM EXPANSOR DO TIPO SCROLL

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

São Bernardo do Campo

2017

Rossi Fanti, Gabriel.
Avaliação Experimental da Eficiência Isentrópica de um Expansor do Tipo Scroll / Gabriel Rossi Fanti. São Bernardo do Campo, 2017.
84 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Expansor Scroll. 2. Eficiência Isentrópica. 3. Ciclo Rankine Orgânico (ORC). 4. Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (CAES). I. Eduardo Batista de Mello, Paulo, orient. II. Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

centro universitário FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA EXAMINADORA

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

Mestrado

PGM-10

Aluno: Gabriel Rossi Fanti **Matrícula:** 214114-1

Título do Trabalho: Avaliação experimental da eficiência isentrópica de um expansor do tipo scroll.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 02/03/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 02 / 03 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello	Ass.: _____
Prof. Dr. Maurício Silva Ferreira	Ass.: _____
Prof. Dr. Ricardo Belchior Torres	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

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por se mostrar tão presente a cada passo dado neste trabalho. Agradeço por cada pessoa que Ele escolheu para me acompanhar ao longo do caminho, todas foram importantes para a conclusão dessa jornada. E sobretudo agradeço por Ele ter insistentemente me erguido por mais vezes do que fui capaz de cair.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello, por toda a dedicação e seriedade com que sempre tratou este tema. A qualidade do trabalho muito tem a ver com a excelente orientação que recebi. Seu profissionalismo e competência são fonte de inspiração aos seus orientados. Obrigado por direcionar o trabalho de forma clara e objetiva, e por possibilitar que esta dissertação contribuísse com a comunidade científica também em forma de artigo.

Agradeço à minha família por todo o apoio. Obrigado seu Jayme, dona Roberta e Pi. Obrigado pois vocês participaram de cada etapa, talvez tendo sofrido até mais do que eu cada vez que um novo prazo de entrega se aproximava. Mas agradeço principalmente por, desde pequeno, terem me mostrado o caminho da humildade, da dedicação e da busca pela excelência. Essas premissas têm pautado não só meu desenvolvimento acadêmico, mas todas as atividades que eu tenha a chance de realizar.

Agradeço à minha Tati pelos incentivos, pelas orações e pelas boas risadas. Tudo contribuiu para tornar essa trajetória mais leve. Agradeço por sua compreensão em todos os feriados e finais de semana em que eu precisei me dedicar à dissertação.

Agradeço aos funcionários do Centro Universitário FEI, sempre atenciosos e gentis. Agradeço em especial aos técnicos das oficinas de usinagem por sua contribuição na fabricação do protótipo e aos técnicos do laboratório de motores de combustão interna pela prontidão em ajudar, pelo respeito e pelas várias ferramentas emprestadas.

“Porque tu és a minha rocha e a minha fortaleza; pelo que, por amor do teu nome, guia-me e encaminha-me”

Salmo 31:3

RESUMO

Diversos autores apontam para o crescimento na demanda de energia no mundo nos próximos anos, onde a energia elétrica representa uma parcela significativa desse crescimento. Visando suprir esse aumento na demanda mundial, há grande interesse na otimização da utilização da energia disponível e na geração de energia limpa. Dentro deste escopo, duas tecnologias se destacam: o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) e o sistema de Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (CAES). Ambas apresentam adequação à geração de energia em pequena escala ou descentralizada. Como a máquina de expansão possui grande influência na eficiência global de um dado ciclo de geração de potência, esta deve ser cuidadosamente escolhida. Diversos estudos apontam para o potencial uso da máquina de expansão do tipo scroll em ciclos de geração de potência de pequena escala. Sendo assim, visando ampliar os resultados experimentais da literatura, o presente trabalho tem por objetivo avaliar o desempenho de um expansor scroll operando com ar comprimido como fluido de trabalho. Para tal, um protótipo foi projetado, fabricado, montado e ensaiado. Foram realizados diversos ensaios e foram levantadas as curvas de potência gerada e eficiência isentrópica em função da relação de pressões. Ao final dos experimentos, o protótipo foi capaz de gerar 1043 W quando testado a 2114 rpm com relação de pressão de 3,9. A eficiência isentrópica apresentou pico de 29%, abaixo do esperado. O maior causador do baixo rendimento foram os vazamentos internos, sobretudo provenientes das folgas tangenciais. Observaram-se vazões volumétricas elevadas ao longo dos experimentos, fato esse evidenciado pelos valores igualmente altos do fator de preenchimento. Os resultados experimentais permitem concluir que as folgas internas do protótipo devem ser reduzidas para a melhoria da eficiência do dispositivo.

Palavras chave: Expansor scroll. Eficiência isentrópica. Ciclo Rankine Orgânico (ORC). Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (CAES).

ABSTRACT

Many authors mention that an energy demand increase is expected on the upcoming years, specially electrical energy. Aiming to comply with such a demand, there is a great interest in clean energy sources as well as in the optimization of current available energy use. Within this scope two technologies can be highlighted: the Organic Rankine Cycle (ORC) and Compressed Air Energy Storage (CAES). Both of them are suitable to small scale and decentralized power generation. As the expander of a given power generation cycle has great influence towards its global efficiency, it must be carefully chosen. Many studies point out to the potential of scroll machines to work as expander in small scale power generation cycles. Thus, in order to broaden the experimental results current available in the literature, this study aims to assess the scroll expander performance by using compressed air as work fluid. Several tests were performed and the respective curves of generated power and isentropic efficiency were plotted as function of pressure ratio. The prototype was able to generate 1043 W at 2114 rpm under a pressure ration of 3,9. Máximum isentropic efficiency was 29%, which is lower than expected. The main cause for low efficiency was the internal leakage, mainly caused by flank gap. High flow rates were measured during the tests, complying to high filling factors obtained. The experimental results showed that the inner gaps must be reduced in order to increase the efficiency of the expander

Key words: Scroll expander. Isentropic efficiency. Organic Rankine Cycle (ORC). Compressed Air Energy Storage (CAES).

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Faixas ótimas de operação de três expansores 20
Figura 2 – Diagrama T-s da água e de diversos fluidos orgânicos 21
Figura 3 - Turbina eólica e sistema CAES com expansor scroll 25
Figura 4 - Movimento orbital do scroll móvel e formação das câmaras de sucção, expansão e descarga ao longo de um ciclo completo de operação 27
Figura 5 - Folgas radial e tangencial 28
Figura 6 – Fenômenos de sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita) 30
Figura 7 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações (pressão de entrada em 9 bar) 32
Figura 8 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações (pressão de entrada em 12 bar) 32
Figura 9 - Esquema de variáveis do modelo semi-empírico 33
Figura 10 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações 34
Figura 11 - Fenômenos que afetam a eficiência isentrópica do expansor 35
Figura 12 - Fator de preenchimento experimental em função da relação de pressões para quatro rotações 36
Figura 13 - Áreas de admissão e descarga 38
Figura 14 - Curvas das paredes interna e externa de um scroll 39
Figura 15 - Eixos excêntricos: (esquerda) projeto com excentricidade de 6,3 mm; (direita) foto dos componentes fabricados 42
Figura 16 – Projeto: desenhos do scroll fixo (esquerda) e do scroll móvel (direita) 42
Figura 17 - Componentes fabricados: fotos do scroll fixo (esquerda) e do scroll móvel (direita) 43
Figura 18 - Vistas da montagem final do expansor (fundo do scroll fixo retirado para melhor visualização) 43
Figura 19 - Bancada experimental. Principais componentes 44
Figura 20 - Regulador de pressão em destaque 45
Figura 21 - Freio de Foucault e posicionamento dos medidores de rotação 48
Figura 22 - Célula de carga em destaque 49
Figura 23 - Esquema da Bancada Experimental 49
Figura 24 - Barômetro digital 53

Figura 25 - Gráfico de potência medida e pressão de entrada de um ensaio típico..... 58
Figura 26 - Gráfico de rotação de um ensaio típico 59
Figura 27 - Gráfico de potência medida para seis rotações..... 60
Figura 28 - Gráfico de potência no eixo para várias rotações 61
Figura 29 - Gráfico de eficiência isentrópica 62
Figura 30 - Gráfico de vazão volumétrica medida 64
Figura 31 - Gráfico do fator de preenchimento 65
Figura 32 - Gráfico da vazão com o scroll em rotação igual a zero 67
Figura 33 - Circuito do controlador de potência. O componente IC2 é um Arduino Nano 77
Figura 34 - Ondas de entrada (sinal AC da rede) e de saída (alimenta o freio Foucault) 78
Figura 35 - Circuito do controlador PID de velocidade. O componente IC2 é um Arduino Nano..... 79
Figura 36 - Foto do controlador PID utilizado para estabilizar a rotação do expansor..... 80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Eficiência isentrópica observada experimentalmente em cinco trabalhos disponíveis na literatura 31
Tabela 2 - Parâmetros de projeto do protótipo 41
Tabela 3 - Características dos instrumentos 50
Tabela 4 - Trecho da planilha de dados aquisitados de um ensaio 52
Tabela 5 - Incertezas relativas 56
Tabela 6 - Valores de potência máxima medidos nos ensaios 60
Tabela 7 - Valores de eficiência isentrópica máxima medidos nos ensaios 63
Tabela 8 - Vazões volumétricas teóricas e medidas 64

LISTA DE SÍMBOLOS

b	Braço de aplicação da força na célula de carga (m)
e	espessura da parede do scroll (m)
f	Frequência do expansor (s^{-1})
F	Força aplicada na célula de carga (N)
h_1	Entalpia do ar na entrada do expansor (J/kg)
h_{2s}	Entalpia do ar na saída do expansor para processo isentrópico (J/kg)
$\dot{m}$	Vazão em massa (kg/s)
N	Potência medida (W)
N_{ISO}	Potência isentrópica (W)
n	Vetor unidade normal
P	Pressão (Pa)
Q	Vazão volumétrica (m^3/h)
R	Constante do gás (J/kg K)
r_b	Raio do círculo base (m)
r_o	Raio orbital nominal (m)
S_{fe}	Evolvente da parede interna do scroll fixo
S_{fi}	Evolvente da parede externa do scroll fixo
S_{me}	Evolvente da parede interna do scroll móvel
S_{mi}	Evolvente da parede externa do scroll móvel
t	Vetor tangencial
T	Temperatura (K)
V_{REV}	Volume admitido por revolução (m^3)

Letras gregas

η	Eficiência do expansor
ρ	Massa específica
δ	Folga
Ø	Fator de preenchimento

f_{e0}	Ângulo inicial interno
f_{i0}	Ângulo inicial externo
f_{max}	Ângulo máximo da evolvente
θ	Ângulo orbital

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 15
1.1 OBJETIVOS 18
2 REVISÃO DA LITERATURA 19
2.1 APLICAÇÕES DO SCROLL COMO EXPANSOR 19
2.1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC) 20
2.1.2 Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES) 23
2.2 GEOMETRIA DO SCROLL COMO EXPANSOR 26
2.2.1 Folgas e vazamentos 27
2.2.2 Relação de Volumes 29
2.2.3 Eficiência 30
3 METODOLOGIA 37
3.1 GERAÇÃO DAS CURVAS E FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO 39
3.2 BANCADA EXPERIMENTAL 44
3.2.1 Procedimento Experimental 50
3.2.2 Realização das medições 51
3.2.3 Equacionamento 54
3.2.4 Análise de incertezas 55
4 RESULTADOS 57
4.1 ENSAIO TÍPICO 57
4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES 59
4.3 POSSÍVEIS APERFEIÇOAMENTOS 68
5 CONCLUSÕES 69
REFERÊNCIAS 72
APÊNDICE A – Código EES 74
APÊNDICE B – Controlador eletrônico 76

1 INTRODUÇÃO

A produção e o consumo de energia estão fortemente ligados ao desenvolvimento humano. Esta relação ficou ainda mais evidente durante a segunda metade do século XX com o desenvolvimento acelerado dos processos produtivos e dos meios de transporte, resultando no aumento da demanda de energia.

Segundo Kontorovich, Epov e Eder (2014), o consumo de energia no mundo dobrou nos últimos 40 anos, e a tendência é que continue aumentando. A previsão é que a demanda por energia cresça em 40% no período de 2012 a 2035. Dentro desse cenário destaca-se o crescimento na utilização de energia elétrica e de energia mecânica em motores de combustão interna.

O trabalho de Wolfram, Shelef e Gertler (2012) mostra que, em termos absolutos, atualmente os países em desenvolvimento consomem ligeiramente mais energia do que os países desenvolvidos. E a previsão é que esta diferença aumente. Até 2035, os países em desenvolvimento deverão consumir o dobro da energia demandada pelos países desenvolvidos. Este fato deverá ocorrer em função da melhora da condição de vida de muitas pessoas que hoje vivem na pobreza. Estes cidadãos passarão a ter acesso a bens que antes não tinham, como carros e eletrodomésticos (principalmente refrigeradores), demandando mais energia.

Ainda segundo Wolfram, Shelef e Gertler (2012), atualmente 1,5 bilhão de pessoas no mundo ainda não possuem eletricidade em suas residências. Sendo que os cinco países com a maior quantidade de pessoas que vivem sem eletricidade são: Índia, Bangladesh, Indonésia, Nigéria e Paquistão.

De acordo com Matsuo, Yanagisawa e Yamashita (2013), 70% do aumento no consumo de energia no mundo desde 2000 ocorreu na Ásia, e 90% do crescimento esperado na demanda de energia até 2035 ocorrerá nos países em desenvolvimento. A China deverá ultrapassar os EUA como maior consumidor de energia do mundo, e a Índia deverá aparecer logo atrás em terceiro lugar. Os autores também ressaltam que, de acordo com previsão das Nações Unidas, a população mundial deve crescer de 6,8 bilhões em 2010 para 8,6 bilhões em 2035, sendo 4,5 bilhões somente na Ásia.

A International Energy Agency - IEA (2011) comenta que dentro da matriz energética mundial, a eletricidade tem exercido um papel cada vez mais importante. Em termos de condução e transmissão, a eletricidade é a forma de energia mais versátil e de uso mais simples.

Por conta disso, uma parcela crescente da demanda de energia do mundo tem correspondido ao consumo de energia elétrica.

A IEA (2011) também relata que é previsto que a produção de eletricidade cresça 80% de 2009 a 2035, onde metade desse crescimento deverá ocorrer na China e Índia com a indústria mantendo-se como o setor de maior consumo. Em 2035 a eletricidade deverá representar 43% da energia consumida no planeta.

Sendo assim, observa-se que o panorama mundial aponta para o crescimento na demanda de energia, sobretudo de energia elétrica. Este fato apenas já seria suficiente para justificar a busca por métodos de produção e meios de consumo de energia mais eficientes, contudo há ainda o aspecto ambiental a ser considerado. Por exemplo, a IEA (2012) alerta que 80% da energia elétrica gerada na China e na Índia é produzida em usinas termoelétricas que usam carvão como combustível, dada a abundância e baixo preço desta matéria prima nestes dois países.

Assim, a eminente necessidade de otimização da produção e utilização de energia cria espaço para o desenvolvimento de tecnologias que complementem os sistemas já existentes, de forma a aumentar sua eficiência global.

Tratando-se da otimização na utilização de energia, vê-se grande quantidade de pesquisas em aplicações do chamado Organic Rankine Cycle - ORC (Ciclo Rankine Orgânico) com uso de expansores do tipo scroll. Neste cenário um ciclo de potência, semelhante ao ciclo a vapor, é desenhado tendo como fluido de trabalho não mais a água, mas um fluido orgânico, e como turbina um expansor do tipo scroll. Conforme destacado por Quoilin et al (2013), esta combinação mostra-se adequada para geração de energia em pequena escala a partir de baixos gradientes de temperatura provenientes, por exemplo, da recuperação de calor rejeitado em processos industriais ou em motores de combustão interna.

A respeito do desenvolvimento de processos de produção de energia mais eficientes, observa-se a crescente participação das fontes de energia renováveis. Segundo Kontorovich, Epov e Eder (2014), caso existam incentivos fiscais e subsídios governamentais, as fontes de energia renováveis poderão representar 20% da energia produzida mundialmente em 2035.

Contudo, é importante mencionar que alguns sistemas renováveis de geração de energia, como solar e eólico, apresentam intermitência em sua produção. Ou seja, carecem de alternativas que possam amenizar tais flutuações, alavancando a geração de energia principalmente em momentos de maior demanda. Uma alternativa para suprir esta necessidade é o chamado sistema Compressed Air Energy Storage - CAES (Armazenamento de Energia por Ar Comprimido). Conforme explicado por Sun, Luo e Wang (2015), durante períodos de grande

disponibilidade de vento/sol, parte da energia elétrica produzida é utilizada para alimentar um compressor de ar que irá armazenar energia em grandes reservatórios na forma de ar comprimido. Em momentos de menor disponibilidade de vento/sol e/ou aumento na demanda de energia, o ar anteriormente comprimido é utilizado para acionar uma máquina de expansão. Esta estará por sua vez acoplada a um gerador, aumentando a capacidade de produção do sistema como um todo. Sistemas CAES com utilização de equipamentos do tipo scroll como expansores apresentam potencial adequação para este tipo de geração de energia em pequena escala. Neste caso, o mesmo equipamento pode operar de duas formas: como compressor, comprimindo ar em direção ao reservatório, e como expansor, produzindo energia a partir da expansão do ar anteriormente armazenado.

Equipamentos do tipo scroll nasceram e atualmente são largamente utilizados como compressores de ar, em sistemas de refrigeração e ar condicionado e também como bombas de vácuo. De acordo com a aplicação, o compressor scroll operará com ar ou fluido refrigerante como fluido de trabalho. Entretanto, recentemente sua utilização como expansor tem sido objeto de pesquisa. Tais estudos apontam sua potencial aplicação nos já citados sistemas ORC, para recuperação de calor, e CAES, para armazenamento de energia. Nestes casos, o equipamento gera potência a partir da expansão de um fluido.

Nos trabalhos de Lemort et al. (2009) e Blunier et al. (2009) é possível encontrar listados os aspectos positivos da máquina de expansão do tipo scroll. Dentre as principais características deste equipamento, destacam-se: elevada eficiência, baixa quantidade de partes móveis, escoamento e produção de trabalho não pulsante, tolerância a operações com duas fases do fluido de trabalho, capacidade de operar com diferenças de pressão elevadas, baixo nível de ruído e vibração, confiabilidade e menor custo em relação a, por exemplo, expansores axiais. Tais aspectos fazem com que os equipamentos do tipo scroll sejam adequados para aplicações de geração de energia em pequena escala.

A maior parte dos trabalhos realizados neste campo são conduzidos com compressores do tipo scroll adaptados para utilização como expansores. Declayne et al. (2013) ressalta que a complexidade da adaptação varia em função do modelo e aplicação do compressor que sofrerá as modificações.

É relevante mencionar que, ao contrário do que ocorre com a utilização de expansores do tipo scroll em ORC, poucos trabalhos estão disponíveis acerca de sua aplicação em sistemas CAES.

1.1 OBJETIVOS

Considerando a relevância do estudo de expansores do tipo scroll para geração de energia a partir da recuperação de calor e seu potencial papel nos sistemas CAES, o presente trabalho apresenta um estudo experimental sobre o tema.

Tal estudo tem como primeiro objetivo obter as curvas de potência e eficiência isentrópica do expansor scroll em função da relação de pressão entre a entrada e saída do equipamento e sua rotação.

Para tal, um protótipo é desenhado, fabricado, montado e testado tendo como fluido de trabalho ar comprimido a temperatura ambiente. Desenvolve-se também o aparato experimental necessário para execução dos ensaios pertinentes.

Tem-se como segundo objetivo, uma vez concluídos os testes, avaliar quais os principais aspectos que têm influência sobre a eficiência isentrópica, e consequentemente sobre a potência gerada.

É também intenção deste estudo contribuir para o direcionamento de trabalhos futuros no tema.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nesta seção são abordadas as informações de maior relevância e disponíveis na literatura acerca do uso do scroll como expansor, como suas potenciais aplicações, aspectos geométricos, características de operação e eficiência esperada. São apresentados também os dados de resultados experimentais de outros autores, assim como um modelo analítico que apresenta excelente concordância com dados experimentais.

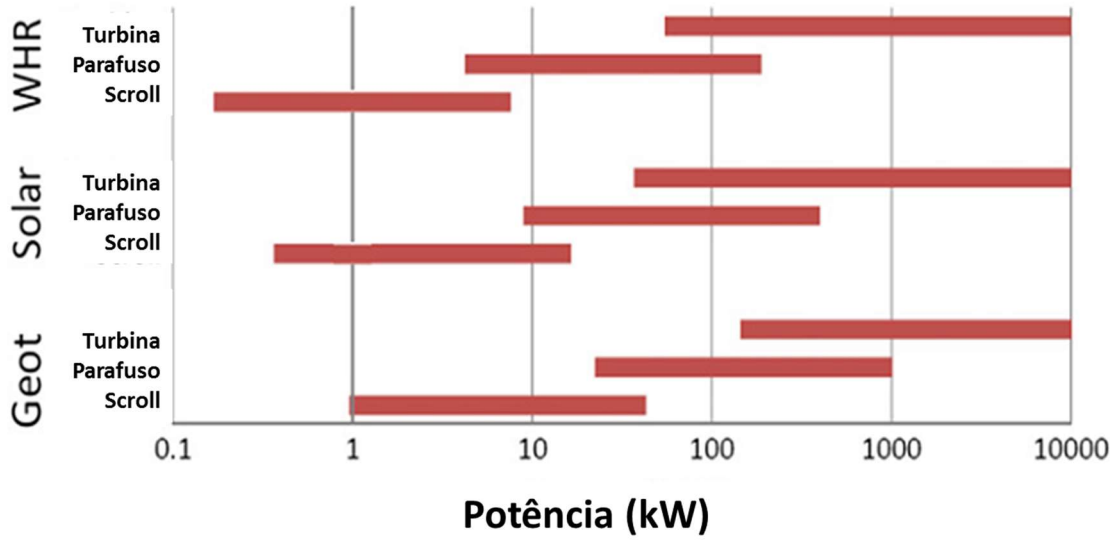
2.1 APLICAÇÕES DO SCROLL COMO EXPANSOR

A máquina de fluxo do tipo scroll foi originalmente concebida para operar como compressor e, como ressaltam Iglesias e Favrat (2014), não sofreu grandes alterações em sua geometria deste que o engenheiro francês Léon Creux a inventou e a patenteou em 1905.

Seu uso como compressor em sistemas de refrigeração e ar condicionado, inclusive em aplicações veiculares, foi amplamente difundido e está hoje estabelecido. Contudo, sua utilização como expansor encontra-se ainda em fase de estudo. Diversos trabalhos apontam para o potencial uso do expansor scroll em ciclos de geração de potência em pequena escala. Nesta seção do trabalho são descritas duas das principais aplicações que vêm sendo estudadas pela comunidade científica quanto ao uso do scroll como expansor: o Organic Rankine Cycle – ORC (Ciclo Rankine Orgânico) e o Compressed Air Energy Storage – CAES (Sistema de Armazenamento de Energia por Ar Comprimido).

A figura 1 traz as faixas ótimas de utilização de três diferentes tipos de expansores para três diferentes tecnologias de geração de potência. São apresentadas as faixas de operação ideais de turbina, parafuso e scroll para Wasted Heat Recovery – WHR (Recuperação de Calor Perdido), geração de energia solar e geotérmica. É possível observar um padrão na distribuição das faixas ideais de operação: a turbina é recomendada para a região de maior escala, o parafuso para a região intermediária, enquanto o expansor scroll apresenta maior adequação à região de baixa escala, cuja faixa de potência gerada varia de 1 a 10 kW.

Figura 1 – Faixas ótimas de operação de três expansores



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

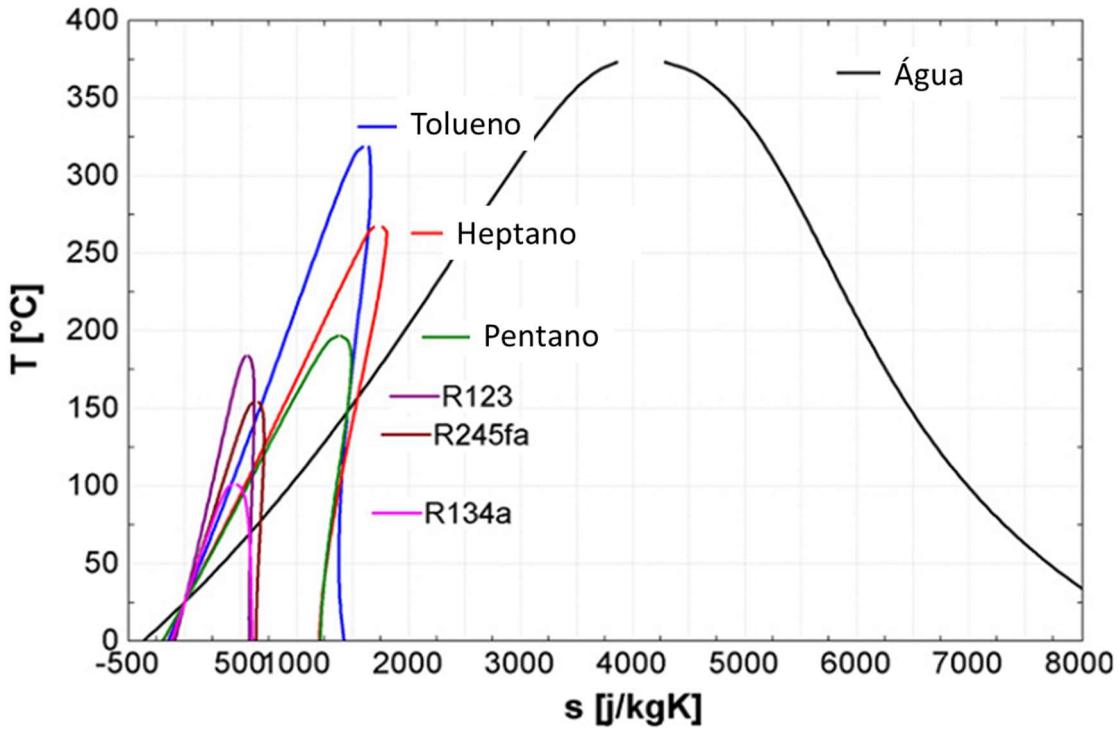
2.1.1 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

O ciclo ORC é um ciclo de geração de potência que difere do ciclo Rankine tradicional a vapor basicamente pelo fato do fluido de trabalho não ser a água, mas um fluído orgânico. Os demais componentes principais que compõem o ciclo permanecem os mesmos: caldeira ou evaporador, máquina de expansão, condensador e bomba.

Ao substituir a água por um fluido orgânico como fluido de trabalho, o ciclo adquire características diferentes e torna-se adequado a faixas de operação igualmente distintas. Em suma, pode-se dizer que a principal característica do ORC é a capacidade de operar a partir de gradientes de temperatura inferiores aos praticados no ciclo Rankine a vapor, sendo assim mais adequado a ciclos de geração de potência de pequena e média escala.

Quando as curvas de temperatura de saturação em função da entropia dos fluidos orgânicos são examinadas, as particularidades do ORC começam a ficar evidentes. Nota-se que em geral os fluidos orgânicos possuem três propriedades marcantes: temperatura crítica, e consequente temperatura de vaporização, inferiores à da água, linha de vapor saturado aproximando-se da vertical e, dado um certo patamar de pressão, diferença de entropia entre as curvas de saturação de líquido e vapor menor se comparado a da água. A figura 2 traz a comparação do diagrama T-s da água e de diversos fluidos orgânicos utilizados em ORC.

Figura 2 – Diagrama T-s da água e de diversos fluidos orgânicos



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

Como destacado por Quoilin et al. (2013), as propriedades dos fluidos orgânicos descritas anteriormente fazem surgir, além da já citada capacidade de operar a partir de pequenos gradientes de temperatura, as seguintes vantagens e desvantagens do ORC e diferenças em relação ao ciclo a vapor:

a) A linha de vapor saturado quase vertical implica na não necessidade de superaquecimento do vapor na saída da caldeira, ou evaporador, pois não há surgimento de líquido durante ou após o processo de expansão. A presença de uma fase líquida no interior da máquina de expansão é indesejada pois pode danificá-la ou contribuir para a ocorrência de corrosão, diminuindo assim a sua vida útil,

b) Dado um patamar de temperatura, a pequena diferença de entropia entre as linhas de líquido saturado e vapor saturado faz com que a entalpia de vaporização seja inferior à da água. Assim, para uma mesma quantidade de calor absorvido pelo fluido de trabalho, a vazão em massa do fluido orgânico deverá ser superior. Isso faz com que a demanda de energia da bomba seja maior em ORC do que em ciclos a vapor. Para observar o quanto o consumo da bomba é significativo para um dado

ciclo, faz-se a razão entre o consumo da bomba e o trabalho produzido pela máquina de expansão. Quanto maior for esta razão, mais significativa será a potência utilizada para bombear o fluido de trabalho. Em ciclos a vapor esta razão atinge valores em torno de 0,4%. Em um ciclo ORC de alta temperatura com uso de tolueno este valor varia entre 2% e 3%, e num ciclo ORC de baixa temperatura com uso de HFC-134a é comum observar valores superiores a 10%. De forma geral, esta razão é inversamente proporcional a temperatura crítica do fluido de trabalho,

c) No ciclo a vapor o fluido na entrada da turbina atinge temperaturas superiores a 450ºC devido a necessidade de superaquecimento do vapor de alimentação para evitar a formação de líquido durante o processo de expansão. Além disso, um ciclo a vapor opera com pressões de evaporação da ordem de 60 a 70 bar, enquanto um ciclo ORC usualmente não supera o valor de 30 bar. Estas características de funcionamento fazem surgir elevadas tensões na estrutura da caldeira e da turbina do ciclo a vapor, aumentando a complexidade e custo do projeto,

d) Os equipamentos que compõem o ORC podem ser mais compactos em relação aos do ciclo a vapor. Neste último, a baixa densidade da água na região de baixa pressão do ciclo acarreta em elevada vazão volumétrica. Para reduzir a perda de carga ao longo da instalação é necessário aumentar o diâmetro hidráulico dos dutos. O projeto do trocador de calor segue a mesma tendência, assim como o projeto da turbina que possui relação com a vazão volumétrica,

e) Devido aos elevados gradientes de pressão e entalpia característicos do ciclo a vapor, é comum o uso de turbinas de vários estágios, o que implica em projetos mais complexos e mais custosos da máquina de expansão em comparação ao ORC. Ainda, como a máquina de expansão do ciclo ORC está sujeita a gradientes de entalpia e sobretudo pressão inferiores, ela é capaz de operar com baixa rotação. Isto permite que esta seja diretamente acoplada a um gerador de eletricidade, dispensando o uso de um redutor, diminuindo os custos de projeto e operação. Essa característica é vantajosa para unidades de produção de energia de pequena escala,

f) Vale mencionar as vantagens da utilização da água como fluido de trabalho no ciclo a vapor. A água apresenta: estabilidade química, não toxidade, baixa viscosidade e elevados coeficientes de troca de calor, além de não ser inflamável e ser ambientalmente amigável,

g) A eficiência dos ciclos ORC de alta temperatura atuais gira em torno de 24%, enquanto a eficiência de um ciclo a vapor pode atingir 30%, entretanto, este último apresenta maiores custos, complexidade e dimensão de seus equipamentos,

Em suma, ciclos ORC são mais adequados a geração de energia em pequena ou média escala, especialmente quando se fala em geração descentralizada. Para geração em grande escala, o ciclo a vapor é o mais adequado, a não ser quando associado a fontes de calor de baixa temperatura.

2.1.2 Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES)

Como já ressaltado, a crescente demanda por energia elétrica no mundo, a necessidade de diminuir as emissões de gases de efeito estufa e a busca por fontes de energia alternativas aos combustíveis fósseis abrem espaço para o desenvolvimento e maior uso de formas de geração de energia renováveis. Dentre as diversas fontes limpas que se tem conhecimento, a energia eólica possui grande destaque. Nos últimos anos observou-se um crescimento acentuado na produção de energia desse tipo no mundo. Segundo Sun, Luo e Wang (2015), de 2008 a 2013, a capacidade instalada mundial de geração de energia eólica aumentou em 163%, atingindo patamares em torno de 318.317 MW.

Contudo, é importante observar que, assim como ocorre com outras fontes de energia renovável, como a solar e das marés, a geração de energia eólica apresenta intermitência. Este fato dá-se em função da flutuação da disponibilidade e intensidade dos ventos. Assim, surge o desafio de adequar a produção de energia a sua demanda. É possível ocorrer tanto uma baixa produção durante os picos de demanda, como uma maior disponibilidade de ventos em períodos onde a demanda é menor. Em ambos os casos é necessário fazer uso de tecnologias auxiliares para o melhor aproveitamento da energia gerada pelo sistema. Sun, Luo e Wang (2015) destacam três destas tecnologias: o controle de ângulo das pás, o controle eletrônico da produção de potência e o armazenamento de energia.

Várias tecnologias estão enquadradas na categoria de armazenamento de energia, como os volantes de inércia (flywheels), banco de baterias e armazenamento por ar comprimido (CAES), sendo que este último pode ser considerado como a opção mais madura e economicamente viável. Além disso, Jannelli et al. (2014) destaca que, para armazenamento de grandes quantidades de energia, as hidrelétricas reversíveis e o sistema CAES são as soluções mais adequadas.

No sistema CAES, em momentos de menor demanda de eletricidade, parte da energia produzida pelas turbinas eólicas é desviada para alimentar um compressor de ar. O ar comprimido é armazenado em grandes reservatórios e, em momentos de maior demanda de eletricidade, é utilizado para elevar a produção de energia da instalação ao alimentar um expansor pneumático ou turbina.

Lund e Salgi (2009) ressaltam que atualmente duas plantas de geração de energia utilizam o sistema CAES de grande escala no mundo. Nestas duas instalações, durante os períodos de baixa demanda de eletricidade o ar é comprimido e armazenado em cavernas subterrâneas. Durante os períodos de pico na demanda de eletricidade, o ar comprimido é liberado em direção a uma turbina a gás que por sua vez está conectada a um gerador. Desta forma, o ar anteriormente comprimido contribui para complementar a produção de energia da instalação. Uma das plantas está localizada na Alemanha e a outra nos Estados Unidos da América, e suas turbinas auxiliares possuem a capacidade de produzir 390 MW e 110 MW, respectivamente.

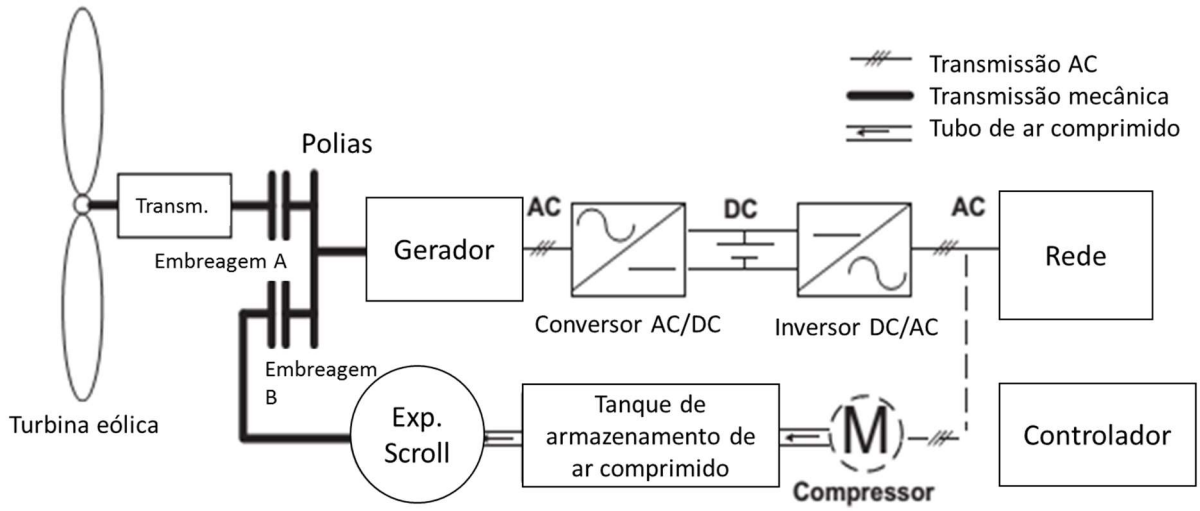
Além da utilização do sistema CAES em grande escala, o trabalho de Sun, Luo e Wang (2015) apresenta a proposta de um sistema CAES de pequena escala. Nesta configuração, uma turbina eólica de menor porte tem sua geração de eletricidade complementada através do armazenamento de ar comprimido. Uma parte da eletricidade produzida em momentos de menor demanda é utilizada para acionar um compressor de ar. O ar comprimido é armazenado em tanques e, quando faz-se necessário elevar a geração de eletricidade da instalação, ele alimenta um expansor pneumático que produzirá potência.

Outros trabalhos também apontam para as vantagens do sistema CAES de pequena escala, ou micro CAES. Kim e Favrat (2010) comentam que o sistema CAES de grande escala possui a limitação de depender de características geológicas favoráveis da região para armazenamento do ar comprimido, e que o micro CAES com reservatórios construídos pelo homem apresenta maior flexibilidade. Tanto Kim e Favrat (2010) como Xinghua et al. (2014) concordam que o micro CAES mostra-se adequado à geração de energia descentralizada.

Sabe-se que a eficiência de um ciclo de geração de potência está fortemente ligada à eficiência da máquina de expansão. Sendo assim, deve-se ter bastante atenção ao escolher o tipo de expansor de uma dada instalação. O expansor do tipo scroll mostra-se adequado ao sistema CAES de pequeno porte pois, de acordo com a literatura, possui alta eficiência isentrópica operando na faixa de geração de potência de pequena escala. Por esta razão, Sun, Luo e Wang (2015) optaram por utilizar um expansor do tipo scroll em seu trabalho.

Numa configuração usual de um sistema CAES, o eixo de saída do scroll seria conectado a um gerador para produção direta de eletricidade suplementar. Contudo, na arquitetura proposta por Sun, Luo e Wang (2015), o eixo de saída do scroll é mecanicamente acoplado ao eixo da turbina eólica através de uma embreagem e de um controle eletrônico. Esta configuração é mais simples, possui menos equipamentos adicionais e reduz os custos. A figura 3 mostra a configuração do sistema CAES de pequena escala proposto por Sun, Luo e Wang (2015).

Figura 3 - Turbina eólica e sistema CAES com expansor scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Sun, Luo e Wang, 2015

O autor comenta que, numa configuração em que o eixo de saída do scroll estivesse conectado a um gerador, há a possibilidade de utilizar-se o scroll tanto como compressor como máquina de expansão. Durante a compressão de ar para armazenamento de energia, o gerador operaria como motor e o escoamento ocorreria do scroll para o tanque. Durante a geração de potência, o escoamento ocorreria do tanque em direção ao expansor, produzindo eletricidade. Essa prática dispensaria a necessidade de um compressor auxiliar.

Sun, Luo e Wang (2015) realizaram experimentos para avaliar a configuração proposta. Foi construída uma bancada em laboratório de tal sorte que pudessem ser simuladas as condições de operação do CAES de pequena escala com o expansor scroll. Um motor elétrico foi acoplado ao sistema para simular o comportamento da turbina eólica e um compressor scroll comercial foi adaptado e utilizado como expansor.

Neste trabalho experimental a eficiência do sistema CAES foi definida como a razão entre a potência extra disponibilizada no eixo da turbina eólica e a potência disponível na vazão de ar comprimido que alimentou o scroll. É importante notar que esta definição não trata apenas da eficiência do expansor, pois engloba os mecanismos de transmissão, como embreagem e polias. A máxima eficiência relatada foi de 55%, e foi observado que a eficiência do scroll está fortemente ligada ao valor de pressão de entrada.

Por fim concluiu-se que o sistema proposto de turbina eólica e CAES de pequena escala com expansor scroll é viável e possui grande potencial para aplicações industriais.

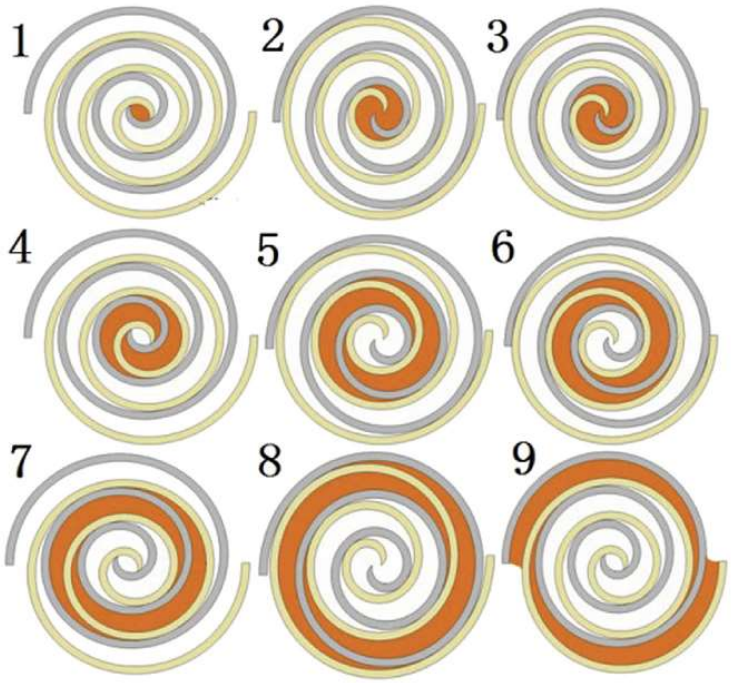
2.2 GEOMETRIA DO SCROLL COMO EXPANSOR

A máquina de fluxo do tipo scroll consiste na montagem de duas formas espirais desenhadas a partir de evolventes. Uma das espirais forma o scroll fixo e a outra espiral forma o scroll móvel, sendo estes idênticos e construídos defasados em 180º.

O scroll fixo permanecerá imóvel durante o funcionamento do equipamento, enquanto o scroll móvel irá descrever um movimento orbital mediante o uso de um mecanismo excêntrico. Conforme o scroll móvel se desloca, são formadas diferentes câmaras e o fluido de trabalho percorre sua trajetória desde a entrada até a saída da máquina. Quando o equipamento opera como expansor, o fluído adentra o scroll pelo centro e é expulso pelas extremidades. Durante esse percurso é possível observar basicamente a formação de três tipos de câmaras: sucção, expansão e descarga.

A figura 4 ilustra o movimento orbital do scroll móvel e a formação das diferentes câmaras citadas anteriormente. As ilustrações de 1 a 4 compõem a fase de sucção, sendo que na ilustração 4 é possível observar a caracterização do volume de sucção do scroll. As ilustrações de 5 a 7 evidenciam a fase de expansão do fluido de trabalho e as ilustrações 8 e 9 a fase de descarga, sendo que na ilustração 8 é possível observar a caraterização do volume de descarga do scroll. A relação entre os volumes de admissão e descarga representa a relação de volumes da máquina (semelhante a taxa de compressão em um compressor) e possui papel significativo em sua eficiência. Este tema será abordado mais adiante neste trabalho.

Figura 4 - Movimento orbital do scroll móvel e formação das câmaras de sucção, expansão e descarga ao longo de um ciclo completo de operação



Fonte: Wu et al., 2015

A aplicação do scroll como expansor vem sendo fortemente estudada nas últimas três décadas, porém a maior parte dos trabalhos experimentais realizados até o momento utilizaram um compressor scroll comercial adaptado para operar como expansor em ciclos de geração de potência. Song et al. (2015) destacam que as técnicas de projeto e manufatura de equipamentos do tipo scroll para operação como compressores já estão bastante avançadas, mas que o desenvolvimento deste equipamento para operação como expansor encontra-se ainda nos estágios iniciais. É mencionado por Quoilin et al. (2013) que normalmente os ciclos Rankine de geração de potência operam com expansões superiores à relação de compressão usual dos ciclos de refrigeração e, por conta disso, recomenda-se o desenvolvimento de geometrias de máquinas de fluxo do tipo scroll otimizadas para operação como expansores.

2.2.1 Folgas e vazamentos

Como descrito anteriormente, durante o funcionamento do equipamento o scroll móvel descreve uma trajetória orbital enquanto o scroll fixo permanece imóvel. Não se deve permitir

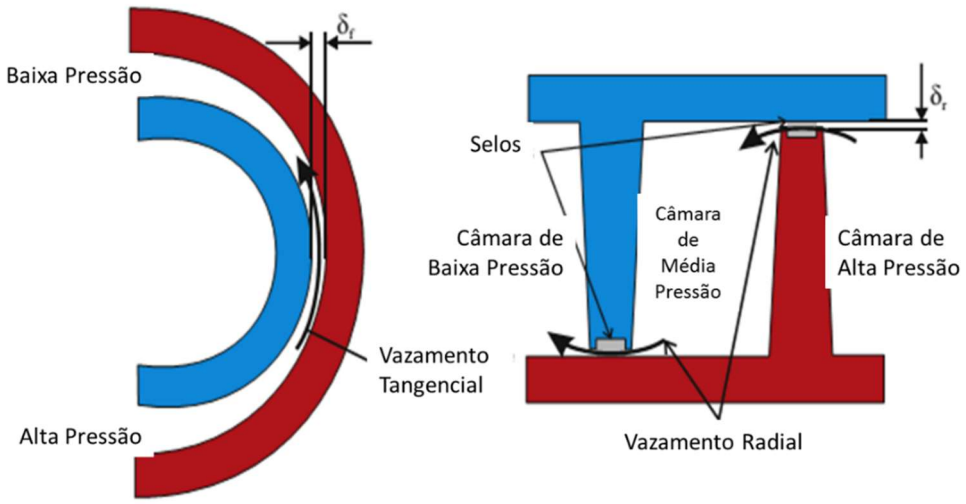
o contato direto entre as duas espirais, especialmente quando o expansor opera sem lubrificação (oil free expander), do contrário as paredes e a base do scroll seriam danificadas. Por conta disso, surgem dois tipos de folgas: as folgas radiais e as folgas tangenciais.

Como comentado por Iglesias e Favrat (2014), as folgas radiais são aquelas que surgem entre o topo de um scroll e a base do outro scroll. As folgas tangenciais são aquelas que surgem entre as paredes das duas espirais. Ambas as folgas podem ser visualizadas na figura 5.

É importante notar que ambas as folgas são inerentes ao projeto do scroll, sendo assim é possível (e altamente recomendado) reduzi-las, mas não eliminá-las. Visando diminuir a folga radial, é comum a utilização de selos, como comentado no trabalho de Declayne et al. (2013), encaixados em canais usinados no topo de cada scroll. Já a folga tangencial é definida no momento do projeto do equipamento. A excentricidade do mecanismo que faz o scroll móvel orbitar é fixada com a intenção de evitar o contato entre as partes metálicas e, ao mesmo tempo, promover a menor folga tangencial possível.

Devido a diferença de pressão entre as câmaras do scroll, o fluido de trabalho vaza através das folgas, caracterizando os chamados vazamentos radial e tangencial. Estes vazamentos prejudicam de forma significativa a eficiência do expansor, já que incorrem em queda de pressão das câmaras e não aproveitamento de uma porção da vazão que passa pelo equipamento, conforme demonstrado no modelo analítico proposto por Lemort et al. (2009). Os vazamentos causam também a redução da pressão de entrada e, consequentemente, a redução de potência produzida. A figura 5 ilustra os dois tipos de folgas e seus respectivos vazamentos.

Figura 5 - Folgas radial e tangencial



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

2.2.2 Relação de Volumes

Diversos trabalhos, como Song et al. (2015), Quoilin et al. (2013) e Declayne et al (2013), ressaltam que a relação de volumes do expansor está diretamente ligada a eficiência do equipamento. A relação de volumes é definida como a razão entre os volumes de admissão e descarga do expansor e deve ser adequada a condição de operação a qual o expansor estará sujeito e às propriedades do fluido de trabalho utilizado.

O fluido de trabalho é admitido pelo scroll através da tubulação de entrada que se encontra em alta pressão, preenchendo as câmaras de admissão. Em seguida, mediante a abertura das câmaras de admissão, o fluido escoa para as câmaras seguintes até atingir a câmara de descarga e ser expulso em direção a tubulação de saída. Cada câmara possui volume superior ao da câmara imediatamente anterior, causando a expansão gradativa do fluido conforme este caminha no interior do scroll. Tal expansão é acompanhada pela queda de pressão do fluido e é responsável pela produção de trabalho.

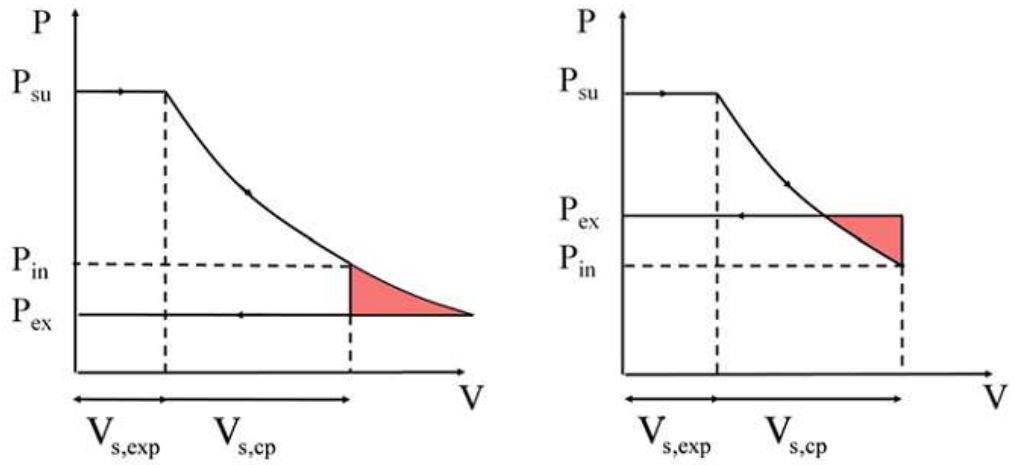
Nota-se então que a pressão que o fluido atinge na câmara de descarga é função da relação de volumes entre as câmaras de admissão e descarga. A razão entre as pressões das câmaras de descarga e admissão caracteriza a relação de pressões de um dado expansor, esta deve estar em concordância com a relação de pressões imposta pela condição de operação. Assim, como comentado por Song et al. (2015), Quoilin et al. (2013) e Declayne et al (2013), visando o melhor rendimento do expansor, a relação de volumes deve ser estabelecida de tal forma que a relação de pressões do expansor seja igual à da condição de operação. Isso significa que, no momento imediatamente anterior a abertura da câmara de descarga, o fluido possui pressão ligeiramente superior à pressão da tubulação de saída.

Caso isto não ocorra, ou seja, caso as relações de volume e pressão não estejam em concordância, a eficiência do expansor será diminuída. Conforme detalhado por Quoilin et al (2013), na hipótese de, no momento da abertura da câmara de descarga o fluido esteja com uma pressão inferior a pressão da tubulação de saída, ocorrerá a chamada sobre-expansão. Caso aconteça o contrário e o fluido esteja com uma pressão superior a pressão da tubulação de saída, ocorrerá a chamada sub-expansão.

Na sobre-expansão, a eficiência do expansor será reduzida pois o fluido não executou a quantidade de trabalho que poderia executar (baseado nas condições de entrada). Na sub-expansão a queda de rendimento é consequência do fato de uma parcela do torque produzido ser consumida para expulsar o fluido da câmara de descarga em direção a tubulação de saída. A figura 6 ilustra graficamente a queda de pressão em função do aumento de volume

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

Figura 6 – Fenômenos de sub-expansão (esquerda) e sobre-expansão (direita)



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

2.2.3 Eficiência

Nesta seção são comentados os aspectos que afetam a eficiência isentrópica do scroll como expansor.

Define-se como eficiência isentrópica a relação entre a potência produzida pelo expansor e a potência que seria gerada num processo reversível e adiabático de produção de trabalho. Analogamente ao que está definido no trabalho de Declayne et al. (2013), a eficiência isentrópica pode ser definida pela equação 1.

$$\eta = \frac{N}{N_{ISO}} = \frac{N}{\dot{m}(h_1 - h_{2s})} \tag{1}$$

Onde η é a eficiência isentrópica do expansor, N é a potência produzida pelo equipamento, N_{ISO} é a potência reversível, $\dot{m}$ é a vazão em massa, h_1 é a entalpia na entrada do expansor e h_{2s} é a entalpia na saída do expansor para processo isentrópico.

Os primeiros estudos acerca da utilização do scroll como expansor e sobretudo de sua eficiência e os fatores que a influenciam, datam de pouco mais de 20 anos atrás. Zanelli and Favrat (1994) converteram um compressor comercial com lubrificação e o ensaiaram num ciclo ORC operando como máquina de expansão. Foi observada a eficiência máxima de 65 %. Yanagisawa et al. (2001) modificaram um compressor comercial sem lubrificação e o testaram como expansor utilizando ar comprimido como fluido de trabalho. A eficiência máxima registrada foi de 60 %.

Mais recentemente, Declayne et al. (2013) obtiveram um valor de eficiência de 75% ao ensaiarem um compressor de ar sem lubrificação adaptado para operar como máquina de expansão num ciclo ORC tendo R245fa como fluido de trabalho e pressão de entrada igual a 12 bar. Mendoza et al (2014) conduziram testes com um compressor scroll de ar-condicionado automotivo modificado para trabalhar como expansor tendo como fluido de trabalho ar e amônia. Foi anotada a eficiência isentrópica máxima de 61% nos ensaios com amônia.

A tabela 1 compila os dados de eficiência isentrópica obtidos nos trabalhos mencionados.

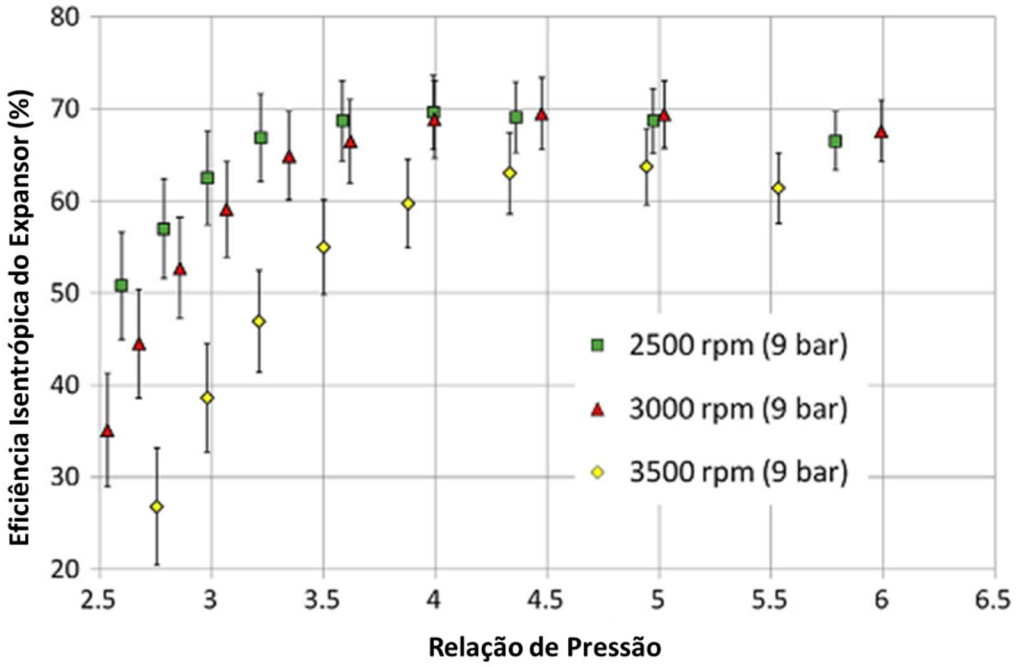
Tabela 1 - Eficiência isentrópica observada experimentalmente em cinco trabalhos disponíveis na literatura

Autores	**Ano**	**Fluido de trabalho**	**Eficiência**
Zanelli e Favrat	1994	Ar comprimido	65%
Yanagisawa et al.	2001	Ar comprimido	60%
Lemort et al.	2009	HCFC-123	68%
Declayne et al.	2013	R245fa	75%
Mendoza et al.	2014	Amônia	61%

Fonte: Autor

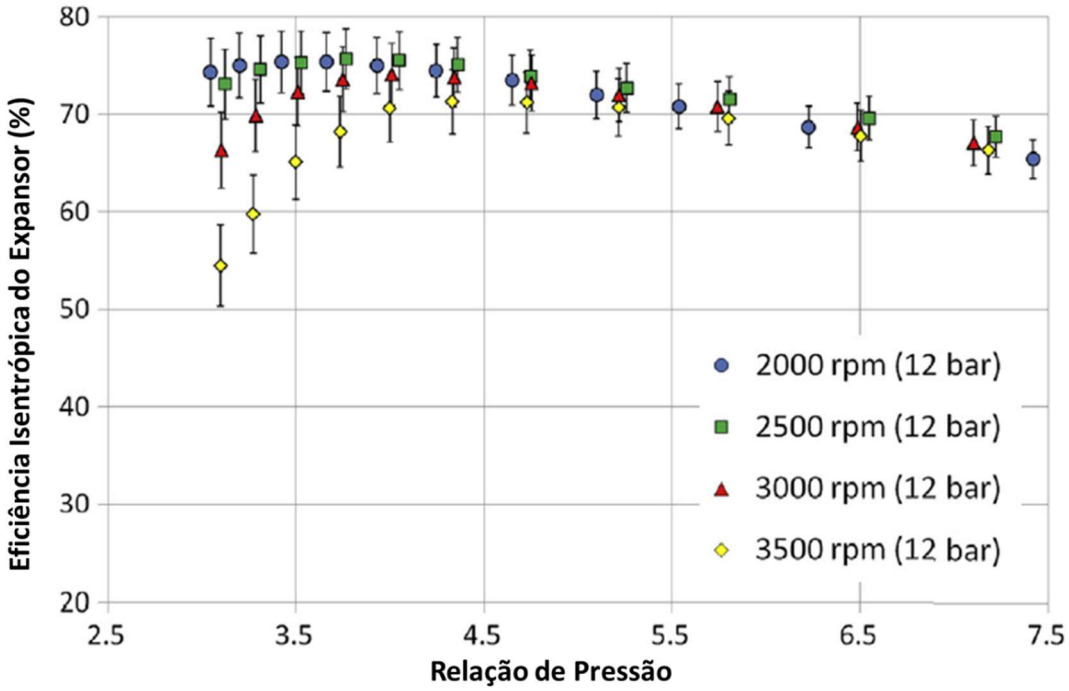
Como mencionado na seção 2.2.2, a relação de pressões entre a entrada e saída do expansor durante sua operação está intimamente ligada à eficiência do equipamento. Esta deve ser imposta de forma a concordar com as características geométricas do expansor, caracterizando o ponto ótimo de funcionamento. Para relações de pressão abaixo ou acima deste ponto ótimo, será observada a queda da eficiência em função dos já mencionados fenômenos de sobre e sub-expansão, respectivamente. As figuras 7 e 8 trazem os gráficos experimentais de eficiência isentrópicas em função da relação de pressões, para várias rotações, obtidos por Declayne et al. (2013), tendo a pressão de entrada fixada em 9 bar e 12 bar, respectivamente.

Figura 7 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações (pressão de entrada em 9 bar)



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

Figura 8 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações (pressão de entrada em 12 bar)



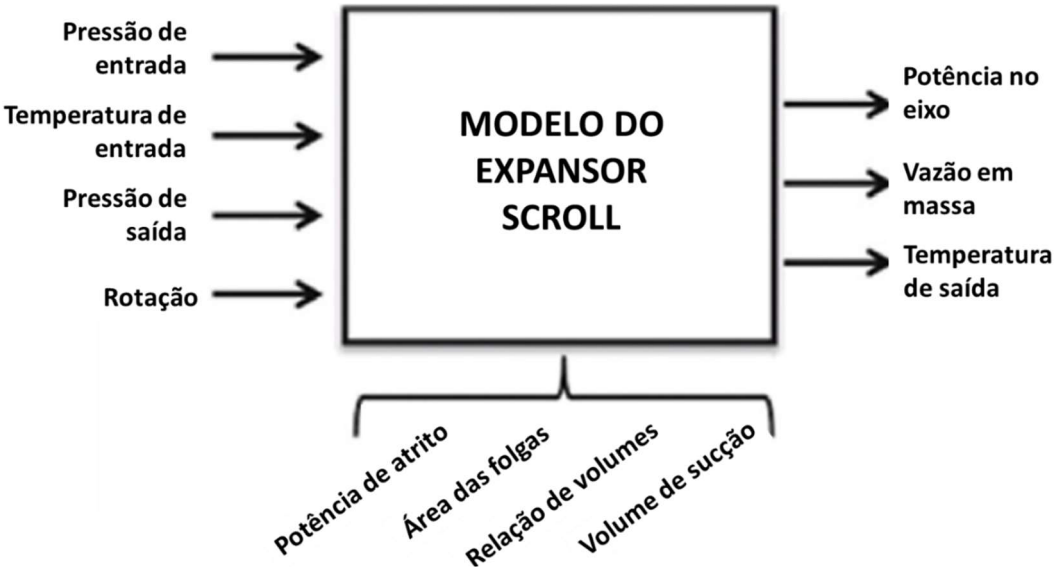
Fonte: Autor "adaptado de" Declayne et al., 2013

Ambos os gráficos demonstram que a relação de pressão de fato age sobre a eficiência do equipamento. Além disso, vê-se que há um valor ótimo de relação de pressões para cada rotação. Os ensaios apontaram uma variação de 3,42 a 2000 rpm até 4,33 a 3500 rpm. Os autores comentam que a movimentação do ponto ótimo de operação é fruto da influência de outros aspectos, como vazamentos internos, perdas por atrito, perda de carga na entrada do expansor e troca de calor.

Lemort et al. (2009) propõem um modelo semi-empírico do comportamento do scroll operando como expansor. O modelo apresenta boa concordância com os valores experimentais de vazão, potência gerada e temperatura de saída. Vale mencionar que Mendonza et al. (2014) fizeram uso deste modelo e, em comparação com dados experimentais, observaram uma variação de ±9 % na potência gerada, ±5 % na vazão em massa e ±4 K na temperatura de saída.

O modelo tem como variáveis de entrada a pressão e a temperatura do fluido na entrada do scroll, rotação do expansor e pressão de saída do equipamento. As quatro variáveis semi-empíricas são o volume das câmaras de sucção, a relação de volumes do expansor, as áreas das folgas e a potência referente as perdas mecânicas por atrito. Os dados de saída são a vazão em massa, a potência produzida no eixo e a temperatura de saída. A figura 9 traz o esquema apresentado por Mendoza et al. (2014) referente ao fluxo de informações do modelo de Lemort et al. (2009).

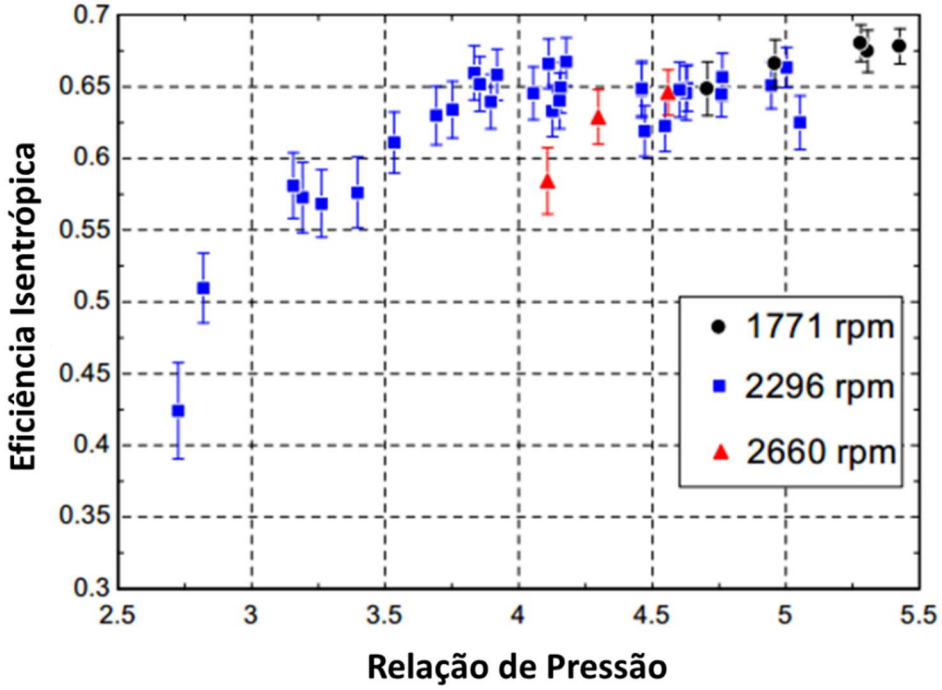
Figura 9 - Esquema de variáveis do modelo semi-empírico



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

A validação do modelo deu-se mediante a comparação dos dados calculados com valores experimentais. Um compressor de ar scroll sem lubrificação foi adaptado para operar como máquina de expansão em um ciclo ORC tendo como fluido de trabalho HCFC-123. Vale destacar que foi observada uma eficiência isentrópica máxima de 68%. A figura 10 traz o gráfico com os resultados de tais ensaios experimentais.

Figura 10 - Eficiência isentrópica experimental em função da relação de pressões para três rotações



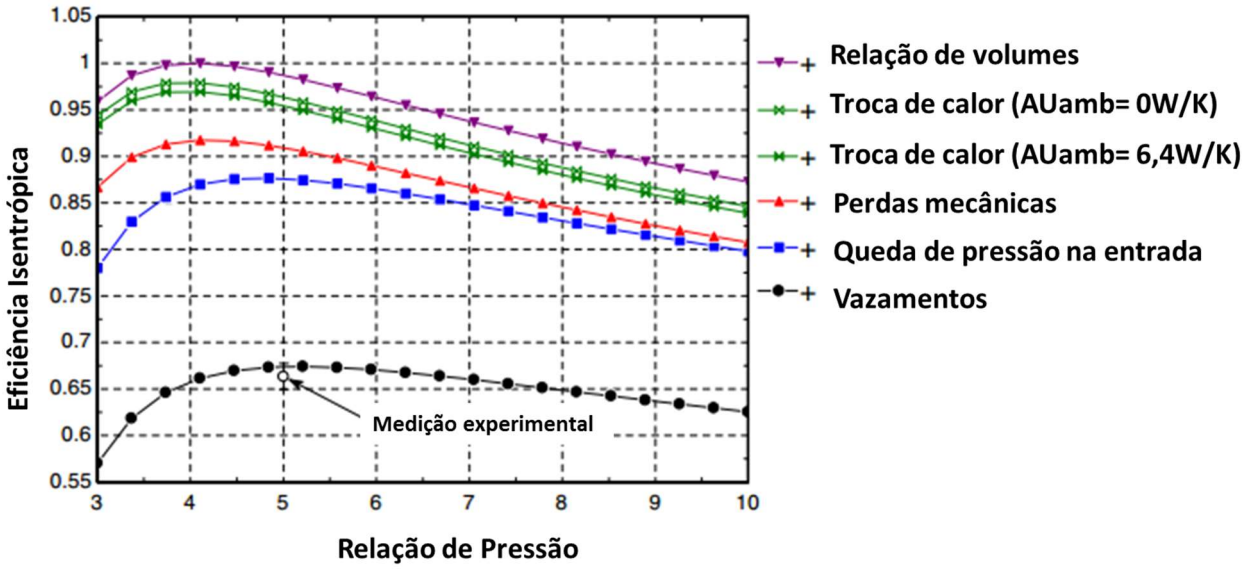
Fonte: Autor “adaptado de” Lemort et al., 2009

O modelo engloba os fenômenos perda de pressão na entrada do expansor, troca de calor na entrada e saída entre o fluido, o scroll e o ambiente, perdas mecânicas por atrito, expansão do fluido e a consequente produção de trabalho útil e vazamentos. Ele propõe ainda a divisão da vazão de entrada em duas parcelas. Uma parte da vazão corresponde aos vazamentos internos e cruza o expansor desde a entrada até a descarga atravessando as folgas de forma isentálpica. A outra parte corresponde a vazão que percorre as câmaras do scroll, produzindo trabalho conforme ocorre a expansão do fluido até a descarga. Ao final, as duas parcelas de vazão se encontram e compõem a vazão de saída. O modelo evidencia que, quanto maior a parcela de vazão de vazamento, maior será o denominador da equação 1 e por consequência, menor será a eficiência do equipamento.

Lemort et al. (2009) fizeram uso do modelo para analisar como a eficiência isentrópica do equipamento é influenciada pelos principais fenômenos inerentes a operação do expansor. Ao contrário do que ocorre nos ensaios experimentais, o modelo permite retirar ou acrescentar a parcela de influência de um dado fenômeno na eficiência final conforme desejado. Assim, a partir de uma curva ideal de eficiência em função da relação de pressões (ponto ótimo com rendimento de 100%), são geradas novas curvas de forma a refletir gradativamente a contribuição de cada fenômeno na diminuição da eficiência ideal até o atingimento dos valores reais.

A análise concluiu que o vazamento interno é responsável pela maior parte da redução da eficiência do equipamento. Em seguida, por ondem de relevância, estão a perda de pressão na entrada do expansor e as perdas mecânicas por atrito. A figura 11 traz os resultados deste estudo.

Figura 11 - Fenômenos que afetam a eficiência isentrópica do expansor



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

Outro indicador de desempenho do scroll operando como expansor é o chamado fator de preenchimento, o qual relaciona a vazão em massa medida nos experimentos e a vazão teórica. A vazão teórica considera os vazamentos nulos, sendo calculada com base nos parâmetros geométricos do scroll e de operação. Analogamente ao que foi estabelecido por Zanelli e Favrat (1994), tem-se:

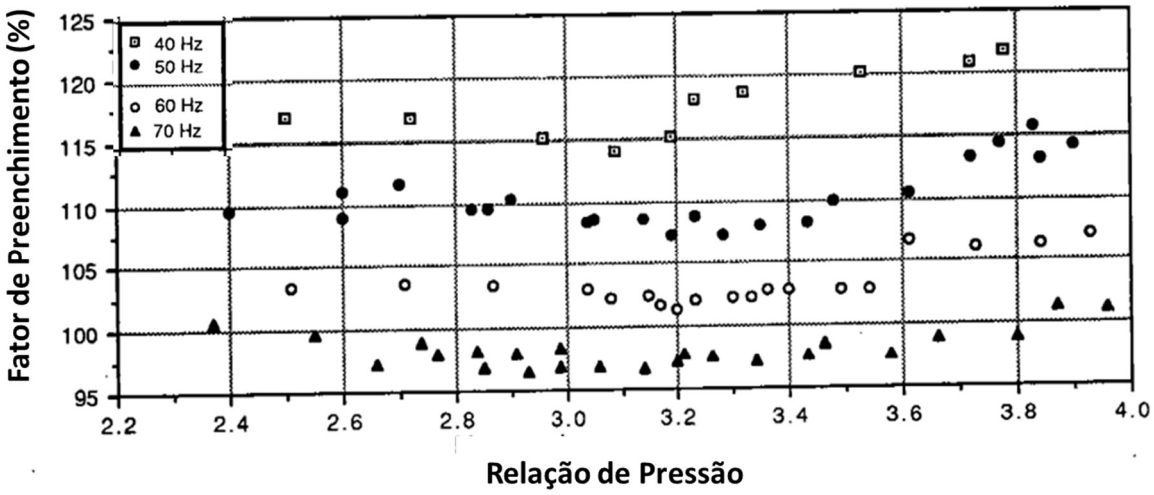
$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V_{REV} \cdot f} \tag{2}$$

Onde ϕ é o fator de preenchimento, ρ é a massa específica do fluido de trabalho na entrada do expansor, V_{REV} é o volume teórico admitido por revolução (igual ao volume das câmaras de admissão) e f é a frequência de rotação do scroll.

É importante notar que, devido aos vazamentos internos, pode-se obter valores de fator de preenchimento maiores que a unidade. Os trabalhos experimentais de Zanelli e Favrat (1994) obtiveram fatores de preenchimento entre 1,0 e 1,2 nos ensaios com rotações de 2400 rpm até 4200 rpm. A figura 12 traz o gráfico com os dados levantados nesses ensaios e aponta a tendência de redução do fator de preenchimento conforme há aumento da velocidade angular do expansor.

Os ensaios de Yanagisawa et al. (2001) registraram fatores de preenchimento da ordem de 1,3 a 1,7, de Mendoza et al (2014) da ordem de 1,4 a 1,7 e de Lemort et al. (2009) da ordem de 1,2 a 1,3.

Figura 12 - Fator de preenchimento experimental em função da relação de pressões para quatro rotações



Fonte: Autor “adaptado de” Zanelli e Favrat, 1994

3 METODOLOGIA

Tendo como objetivo avaliar o desempenho do scroll operando como expansor, um protótipo de uma turbina scroll foi desenhado, fabricado, montado e testado. Foram levantadas as curvas de potência gerada e eficiência isentrópica em função da relação de pressão entre a entrada e a saída do equipamento e rotação.

Optou-se por realizar os ensaios utilizando como fluido de trabalho ar comprimido. A bancada experimental, e consequentemente o expansor scroll, foram alimentados pela linha de ar comprimido disponível no laboratório em que o trabalho foi desenvolvido, e a saída do expansor permaneceu aberta à atmosfera.

A partir destas condições e baseadas nas faixas de produção de potência adequadas a este tipo de dispositivo (vide Figura 1), foram estabelecidas as condições de operação que norteariam a geometria do protótipo. O equipamento foi projetado com o objetivo de, uma vez obtida eficiência isentrópica igual a 65% (valor razoável por indicações presentes na literatura), produzir 800 watts de potência a uma rotação de 2050 rpm a partir do suprimento de ar comprimido com 4 bar de pressão absoluta e temperatura ambiente, com saída aberta à atmosfera. Sendo a pressão atmosférica do local do teste igual a 0,92 bar, seria esperada uma relação ótima de pressões entre entrada e saída do equipamento igual a 4,3 e uma vazão volumétrica de 9,2 m^3/h na entrada do expansor.

Na fase de concepção do equipamento, foi feita uma pesquisa visando determinar qualitativa e quantitativamente a influência da geometria do scroll no desempenho do dispositivo. A partir deste ponto, foram determinadas as dimensões e características mais relevantes do mesmo em função da condição de operação estabelecida e resultados esperados.

Deu-se bastante atenção à razão entre os volumes das câmaras de admissão e descarga do expansor. Como discutido na Revisão da Literatura, tal razão possui relação com o aproveitamento da expansão do fluido de trabalho desde a seção de maior pressão na entrada até a seção de baixa pressão na saída, influenciando diretamente na eficiência da máquina. Dada uma condição de operação, esta razão deve, portanto, ser adequada à razão de pressão imposta ao equipamento, estabelecendo o ponto ótimo de funcionamento. Para o caso estudado neste trabalho, esta calibração deve ser feita de forma que a pressão na câmara de descarga no momento imediatamente anterior à sua abertura para a atmosfera seja igual a própria pressão atmosférica. Caso, no momento de abertura da câmara de descarga à atmosfera, o fluido esteja com pressão superior à pressão na saída, caracterizando a chamada sub-expansão, a eficiência do expansor será diminuída pois o fluido será expulso sem ter realizado todo o trabalho em

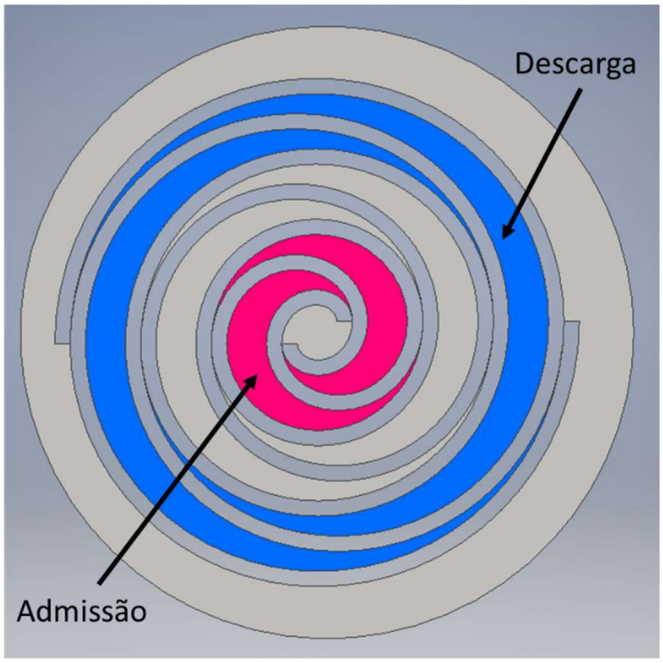
potencial. Caso ocorra o inverso e o fluido esteja com pressão inferior à pressão atmosférica, caracterizando a chamada sobre-expansão, a eficiência será também diminuída, pois uma parte do torque produzido será consumida para expulsar o fluido da câmara de descarga em direção à atmosfera.

Fazendo-se uso dos valores que constituem a condição de operação imposta, este dimensionamento foi realizado no software *Engineering Equation Solver* (EES) - código disponível no apêndice A. Uma vez estabelecida a razão de volumes ideal, os parâmetros geométricos do expansor foram definidos de acordo.

Fixando-se o valor da altura das paredes do scroll, com auxílio do software de CAD *Inventor 2016,* foram quantificadas as áreas das câmaras de admissão e descarga conforme os parâmetros geométricos eram ajustados, até atingir-se a razão de volumes desejada. A Figura 13 mostra as curvas que representam o scroll fixo e o scroll móvel posicionados adequadamente para medição de tais áreas (lembrando-se que são formadas sempre duas câmaras de mesmo tipo, em lados opostos, conforme o scroll móvel translada. As áreas de ambas as câmaras "gêmeas" devem ser contabilizadas).

O protótipo foi então construído com uma relação de 1:3 entre os volumes das câmaras de admissão e descarga.

Figura 13 - Áreas de admissão e descarga



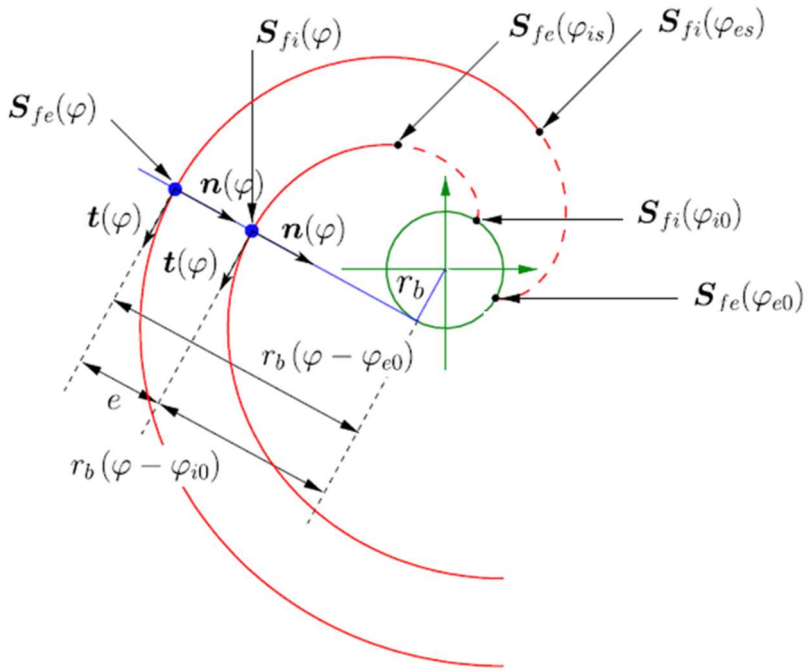
Fonte: Autor

3.1 GERAÇÃO DAS CURVAS E FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO

Nesta seção são apresentadas as equações utilizadas para gerar as curvas que descrevem o perfil das paredes do scroll fixo e do scroll móvel. São também comentados os principais aspectos geométricos do expansor e são adicionadas imagens pertinentes ao seu projeto e montagem final.

As curvas que caracterizam o perfil do scroll descrevem a trajetória de uma evolvente. O projeto das curvas do protótipo foi feito com base nas equações que podem ser encontradas no trabalho de Blunier et al. (2009). A figura 14 ilustra os perfis das paredes internas e externas de um scroll e suas respectivas variáveis.

Figura 14 - Curvas das paredes interna e externa de um scroll



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

As equações 3 e 4 constituem os perfis das paredes interna e externa de um dado scroll, respectivamente, descrevendo cada uma a evolvente de um círculo base de raio r_b. Os ângulos com índice *0* indicam os ângulos iniciais de cada perfil.

$$\mathbf{S}_{fe}(\varphi) = r_b\,\mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{e0})\mathbf{n}(\varphi) \qquad \forall \varphi \in I_e = [\varphi_{es}, \varphi_{\max}] \tag{3}$$

$$\mathbf{S}_{fi}(\varphi) = r_b\,\mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{i0})\mathbf{n}(\varphi) \qquad \forall \varphi \in I_i = [\varphi_{is}, \varphi_{\max}] \tag{4}$$

O plano ortonormal que aparece nas equações acima é descrito a partir das equações 5 e 6, referentes ao vetor tangencial e ao vetor unidade normal, respectivamente.

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos\varphi, \sin\varphi) \tag{5}$$

$$\mathbf{n}(\varphi) = (-\sin\varphi, \cos\varphi) \tag{6}$$

A espessura *e* da parede do scroll é determinada segundo a equação 7.

$$e = r_b(\varphi_{i0} - \varphi_{e0}) \tag{7}$$

Os autores comentam que o scroll móvel é concebido pelas mesmas equações do scroll fixo, porém defasadas de 180º. Surge também o chamado ângulo orbital (θ), uma vez que o scroll móvel irá transladar orbitalmente durante o funcionamento do expansor. As equações 8 e 9 descrevem os perfis das paredes internas e externas do scroll móvel, respectivamente.

$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o\mathbf{n}(\theta) \tag{8}$$

$$\mathbf{S}_{mi}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fi}(\varphi) - r_o\mathbf{n}(\theta) \tag{9}$$

O raio orbital nominal do expansor r_o é calculado segundo a equação 10. Este valor é utilizado como referência na construção do protótipo, de forma que o raio orbital real do expansor seja ligeiramente menor do que o nominal, a fim de evitar que o scroll móvel toque o scroll fixo durante o funcionamento. A diferença entre o raio orbital nominal e o raio orbital real constitue a folga tangencial.

$$r_o = r_b(\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) \tag{10}$$

O protótipo foi construído com raio orbital nominal igual a 6,5 mm. Os eixos excêntricos que, além de promoverem o alinhamento dos planos do scroll móvel e fixo, também impõem o

raio orbital real, foram projetados com excentricidade igual a 6,3 mm, gerando uma folga tangencial de 200 µm.

Fazendo uso das equações acima mencionadas e, com base nas premissas de operação, foram definidos os parâmetros de projeto do protótipo. Estes estão listados na tabela 2.

O expansor foi concebido com uma relação de volumes 1:3 e volume total das câmaras de admissão igual a 75 cm^3.

Visando reduzir o vazamento radial foi acrescentado um selo de topo polimérico. Foi previsto um canal no topo de cada scroll de forma a acomodar o selo. O material escolhido foi o UHMWPE (ultra-high molecular weight polyethylene), disponível comercialmente na forma de chapas, em função de seu baixo coeficiente de atrito.

Tabela 2 - Parâmetros de projeto do protótipo

Parâmetro	**Símbolo**	**Valor**
Raio do círculo base	r_b	$23/2\pi$ mm
Espessura da parede	e	5 mm
Ângulo inicial da evolvente interna	φ_{e0}	-e/2rb
Ângulo inicial da evolvente externa	φ_{i0}	e/2rb
Ângulo final da evolvente	φ_{max}	$15\pi/2$
Altura da parede	h	40 mm
Raio orbital nominal	r_o	6.5 mm

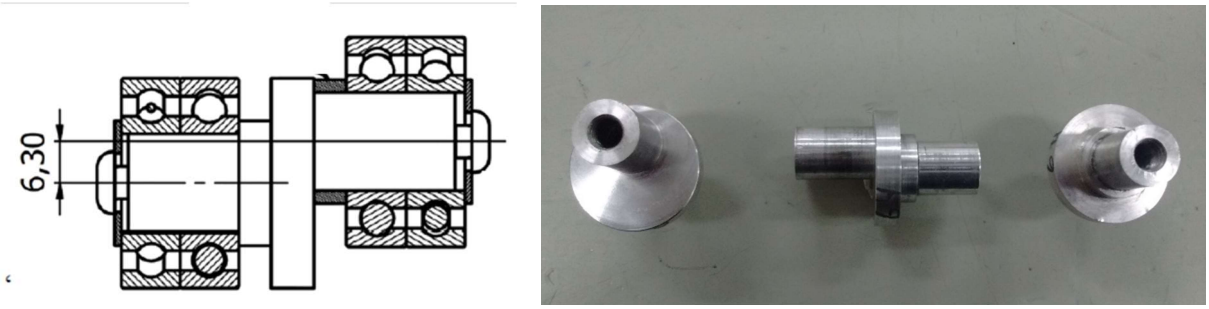
Fonte: Autor

Além do scroll fixo e do scroll móvel, todos os demais componentes do expansor, como eixo principal, eixos excêntricos, carcaça e contrapesos, foram projetados utilizando-se o software de CAD *Inventor 2016* e fabricados nas oficinas de usinagem do Centro Universitário FEI. A matéria-prima escolhida foi alumínio 7075.

A custo de matéria prima para confecção apenas do scroll fixo e do scroll móvel foi de aproximadamente R$ 4.000,00, e foram utilizadas cerca de 60 horas de usinagem na fabricação destes dois componentes.

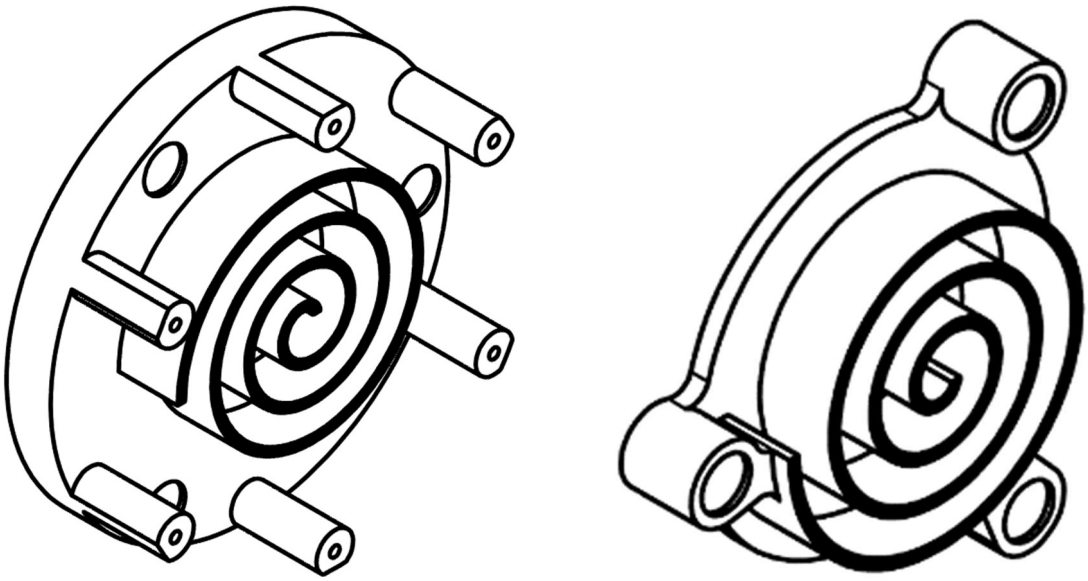
As figuras 15, 16, 17 e 18 trazem ilustrações de projeto e fotos dos componentes fabricados.

Figura 15 - Eixos excêntricos: (esquerda) projeto com excentricidade de 6,3 mm; (direita) foto dos componentes fabricados



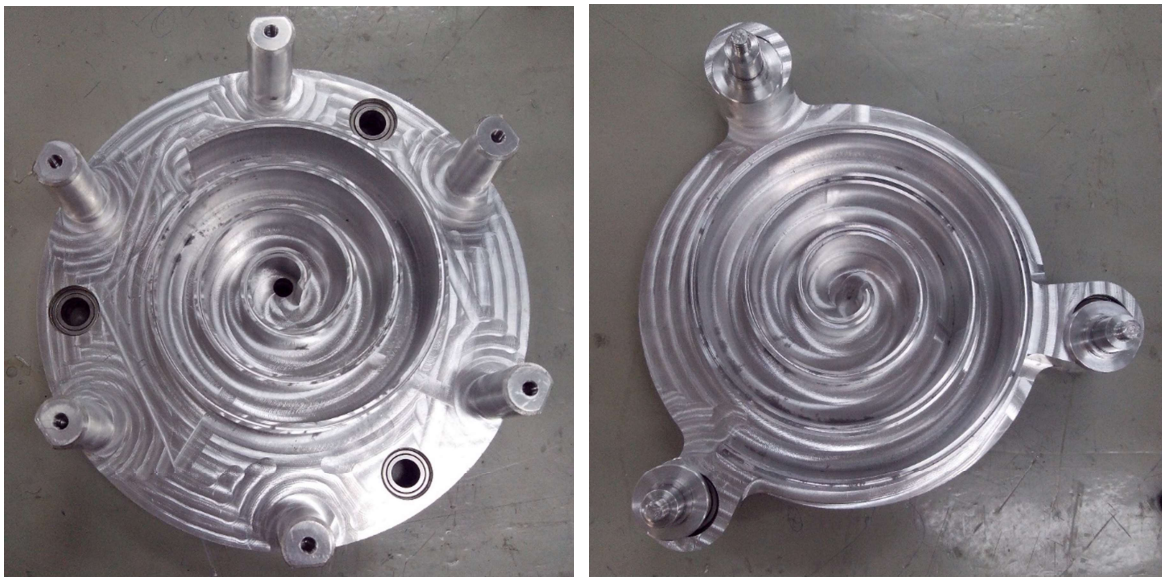
Fonte: Autor

Figura 16 – Projeto: desenhos do scroll fixo (esquerda) e do scroll móvel (direita)



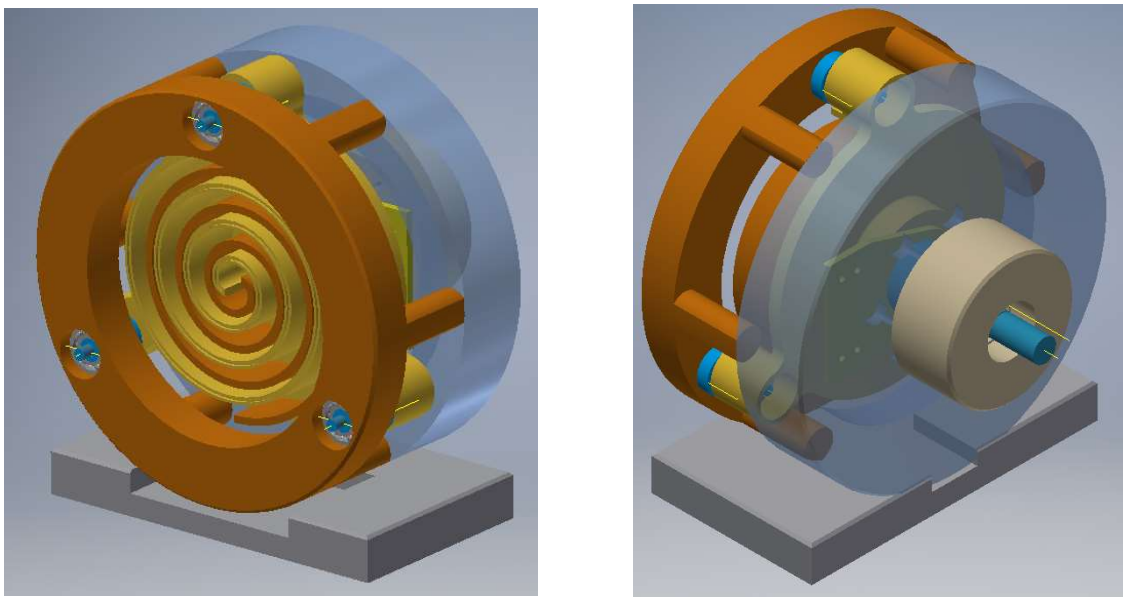
Fonte: Autor

Figura 17 - Componentes fabricados: fotos do scroll fixo (esquerda) e do scroll móvel (direita)



Fonte: Autor

Figura 18 - Vistas da montagem final do expansor (fundo do scroll fixo retirado para melhor visualização)



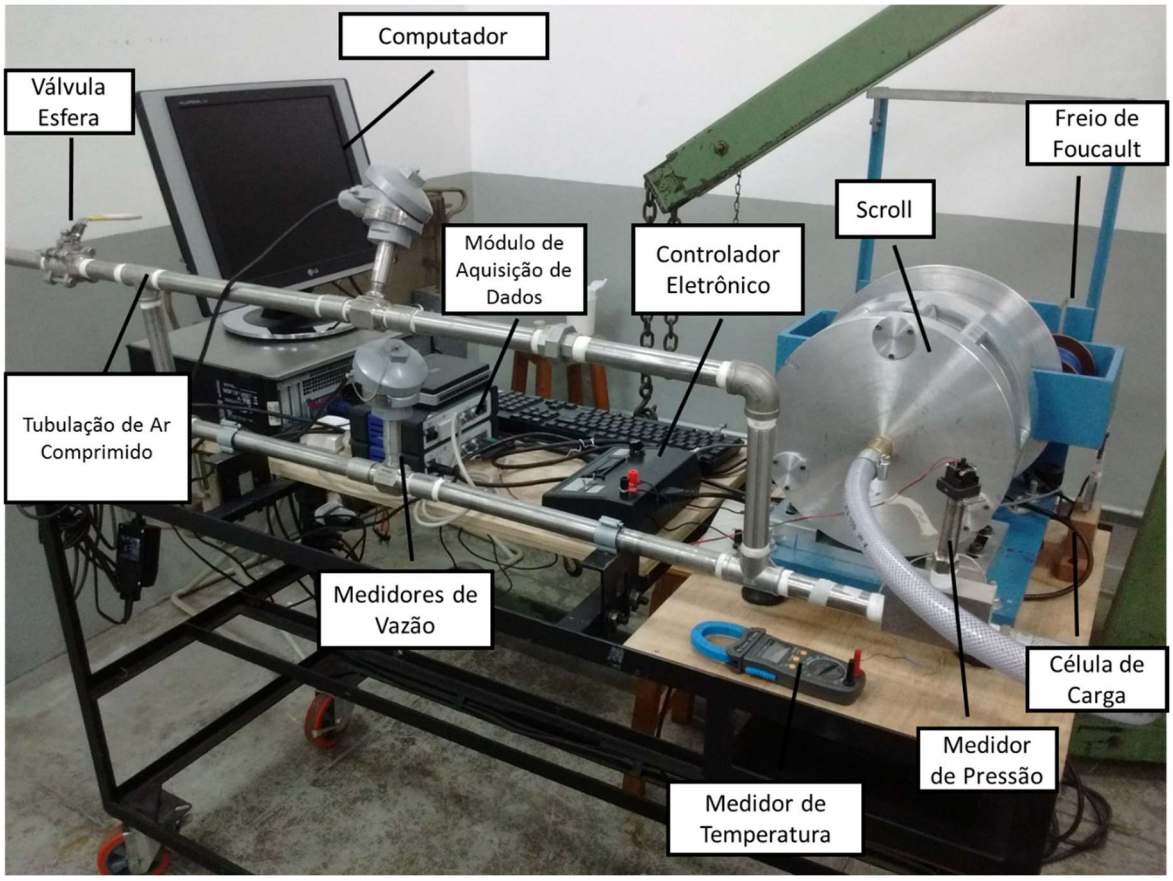
Fonte: Autor

3.2 BANCADA EXPERIMENTAL

Para o levantamento das curvas de potência produzida e eficiência isentrópica, foi necessário desenvolver uma bancada experimental que tivesse a capacidade de impor diferentes regimes de funcionamento ao expansor scroll e também efetuar a medição e aquisição dos dados pertinentes.

A bancada tem como elementos principais: uma tubulação de ar comprimido, uma válvula esfera, um expansor scroll, um freio de Foucault, um controlador eletrônico, uma ponte retificadora, um módulo de aquisição de dados, um computador, dois leitores de vazão volumétrica, um transdutor de pressão, um leitor de rotação, um termopar e uma célula de carga. A figura 19 mostra uma foto da bancada, destacando seus principais componentes.

Figura 19 - Bancada experimental. Principais componentes.



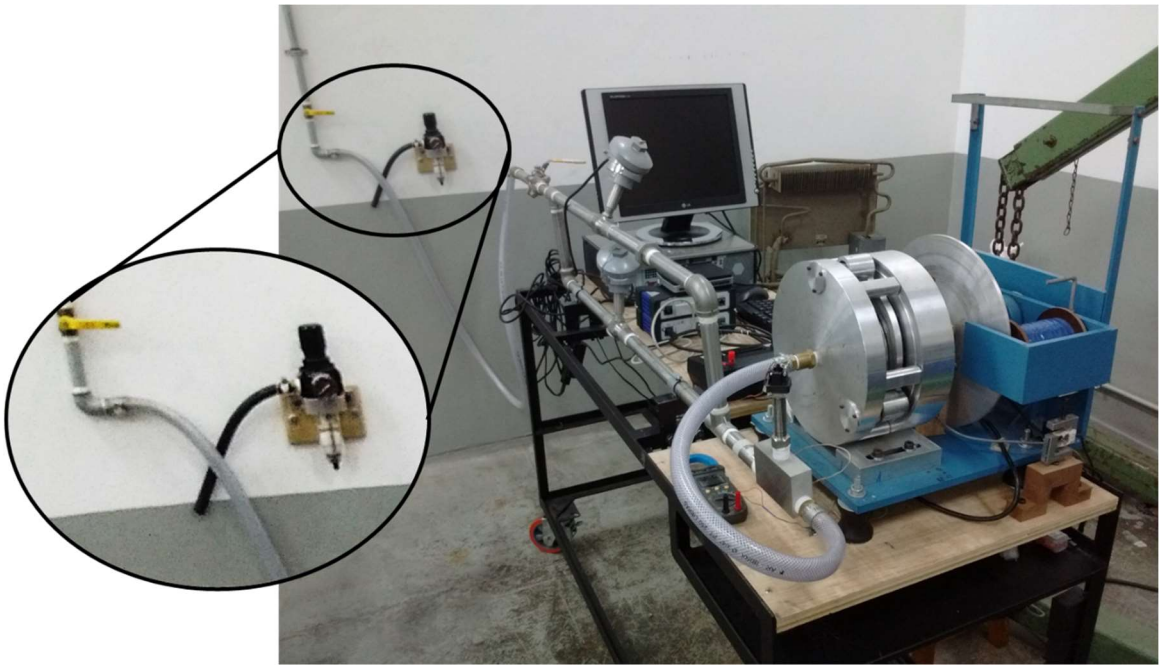
Fonte: Autor

A tubulação da bancada possui uma extremidade conectada à linha de ar comprimido do laboratório e a outra extremidade conectada à entrada do protótipo. Presente na linha de ar comprimido há um regulador de pressão que, quando aberto, permite o escoamento do fluido

de trabalho em direção ao expansor, movimentando-o. Os ensaios preliminares demonstraram que a linha de ar comprimido do laboratório não era capaz de fornecer a pressão desejada. A fim de elevar o valor da pressão de entrada da bancada promoveu-se a remoção do regulador de pressão durante a condução dos testes finais, ligando-se a tubulação de entrada da bancada diretamente à tubulação do laboratório. A figura 20 mostra a remoção do regulador de pressão em destaque.

A válvula esfera presente no início da tubulação permite o ajuste da vazão de ar comprimido.

Figura 20 - Regulador de pressão em destaque



Fonte: Autor

Logo após a válvula esfera foram instalados dois medidores de vazão volumétrica do tipo turbina da marca CONTECH, modelo G19, disponíveis comercialmente, com fundo de escala de 34 m^3/h cada e incerteza de 1%. Os testes preliminares conduzidos com apenas um medidor apontaram valores de vazão volumétrica elevados, o que implicou na utilização de um segundo medidor em paralelo de forma a dividir o escoamento. O valor final de vazão considerado nos cálculos é igual a soma das vazões observadas por cada medidor. Para que seja evitada a influência de singularidades na leitura de vazão, o manual destes componentes estabelece os valores mínimos de comprimento de tubo reto que devem ser conectados antes e depois dos mesmos - dez vezes o diâmetro do tubo do medidor e 5 vezes o diâmetro do tubo do

medidor, respectivamente. O projeto das tubulações foi feito de acordo com estas especificações.

Após o medidor de vazão e antes da entrada do expansor, foi instalado um medidor de pressão da marca ASHCROFT, modelo K1, disponível comercialmente, com fundo de escala de 10 bar e incerteza de 50 mbar. Para o encaixe deste medidor na tubulação, foi construído um adaptador em alumínio que não impusesse perda de carga ao escoamento. Assim a leitura de vazão volumétrica realizada a montante do medidor de pressão não seria comprometida.

O ar comprimido alimenta a bancada à temperatura ambiente e não é esperada variação significativa de sua temperatura até que este atinja a entrada do expansor scroll. Mesmo assim, para caracterização do escoamento de entrada, foi adicionada, ao lado do já mencionado medidor de pressão, uma leitura de temperatura utilizando-se um multímetro da marca MINIPA, modelo ET-3388, e um termopar do tipo K, disponíveis comercialmente. Como previsto, a temperatura manteve-se igual à ambiente antes, ao longo e ao final dos experimentos, apontando 20 ºC.

A necessidade de aplicação de carga no eixo de saída do expansor para variação do regime de trabalho com foco no levantamento das curvas citadas anteriormente, implicou na adição de um sistema de frenagem à bancada experimental. Para esta tarefa optou-se pela utilização de um freio de Foucault.

A possibilidade de precisar aguardar a estabilização do sistema para a medição dos pontos de interesse poderia fazer com que a duração dos ensaios se estendesse (fato este confirmado posteriormente durante os experimentos). O sistema de frenagem deveria então ser capaz de manter constante a carga aplicada no eixo de saída do expansor por um período longo. Por conta disso, dispositivos de frenagem por atrito, como freio de Prony, freio a tambor ou freio por pastilhas, não seriam adequados devido ao aquecimento do conjunto que poderia comprometer a constância do torque de frenagem e, consequentemente, as medições. A utilização de dispositivos de medição de carga torcional ou motores assíncronos, disponíveis comercialmente, foi descartado devido ao alto custo.

O freio de Foucault não opera por atrito e a aplicação de carga pode ser controlada apenas variando-se a tensão de alimentação das bobinas, facilitando a execução dos testes. Como comentado por Malange, Seixas e Consonato (2014), em última instância, seu princípio de funcionamento baseia-se na lei de Lenz, que estabelece que o sentido da corrente é o oposto da variação do campo magnético que lhe deu origem. Assim, quando há movimento relativo entre um material condutor e um campo magnético (perpendicularmente) surge uma tensão induzida que, por sua vez, fará surgir uma corrente induzida, ou corrente parasita, ou ainda

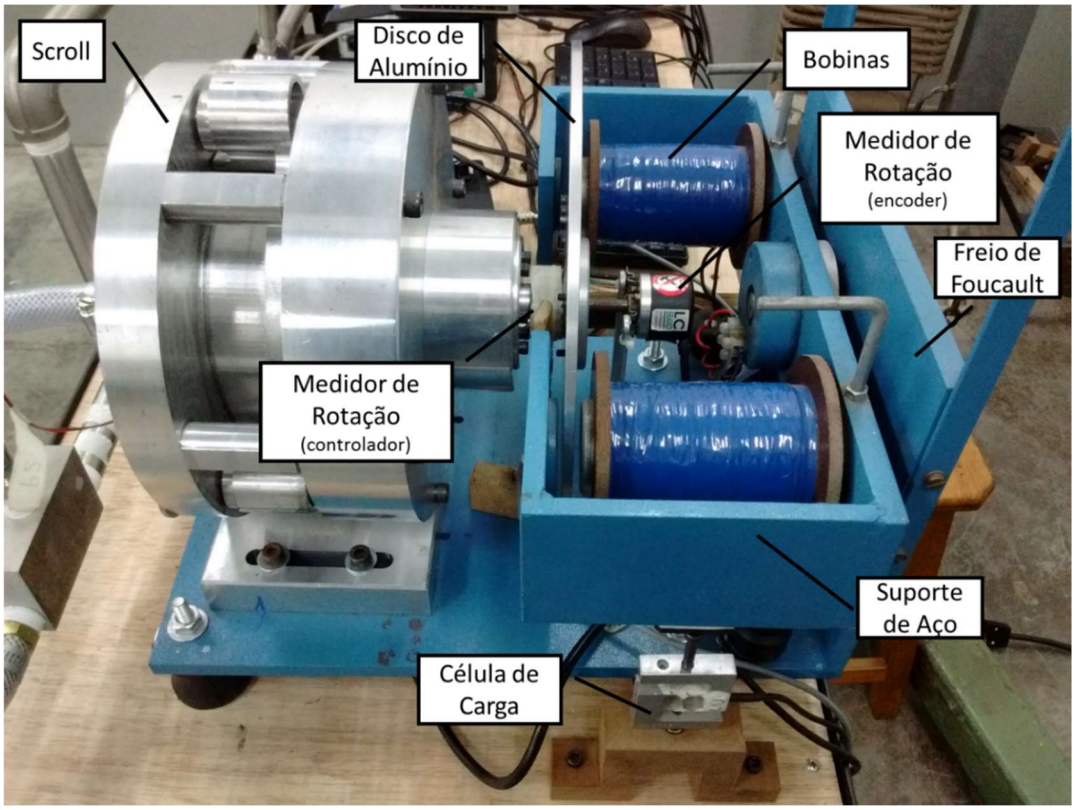
corrente de Foucault. Esta corrente dará origem a um campo magnético que irá se opor ao movimento. Tem-se assim o efeito de frenagem.

O dispositivo selecionado possui uma base, um suporte de aço que permite movimento angular, no qual estão montadas duas bobinas, e um disco de alumínio. As bobinas são alimentadas com corrente contínua através da combinação de um controlador eletrônico e uma ponte retificadora.

O controlador eletrônico, que é alimentado com uma tensão de 220 V alternada, tem por objetivo manter a rotação do scroll constante durante a execução dos ensaios mediante o chaveamento da alimentação das bobinas do freio de Foucault. O controlador recebe a informação de velocidade angular instantânea do expansor através de um leitor de rotação dedicado (sensor hall, também chamado de sensor magnético) e, mediante comparação deste dado com o valor pré-programado (setpoint), promove a modulação da alimentação das bobinas, ajustando o torque de frenagem e consequentemente estabilizando a rotação. Entre a saída do controlador e a entrada das bobinas há uma ponte retificadora de onda completa responsável por alimentar as bobinas com corrente contínua. Maiores detalhes acerca do funcionamento do controlador estão disponíveis no Apêndice B.

O disco de alumino foi acoplado diretamente ao eixo de saída do expansor através de uma chaveta existente em seu cubo e posicionado no centro da abertura entre a extremidade das bobinas e o suporte de aço. O disco possui também um pequeno eixo na direção oposta ao expansor. A este eixo foi acoplado um medidor de rotação (encode*r*) da marca Autonics, série E40, de alta precisão, com fundo de escala de 5.000 rpm. Este modelo de medidor produz 1.000 pulsos por revolução e tem por função aquisitar a rotação do expansor que será considerada nos cálculos mais adiante. A figura 21 mostra o freio de Foucault, seus principais componentes e os medidores de rotação (sensor hall e encoder) em detalhe.

Figura 21 - Freio de Foucault e posicionamento dos medidores de rotação

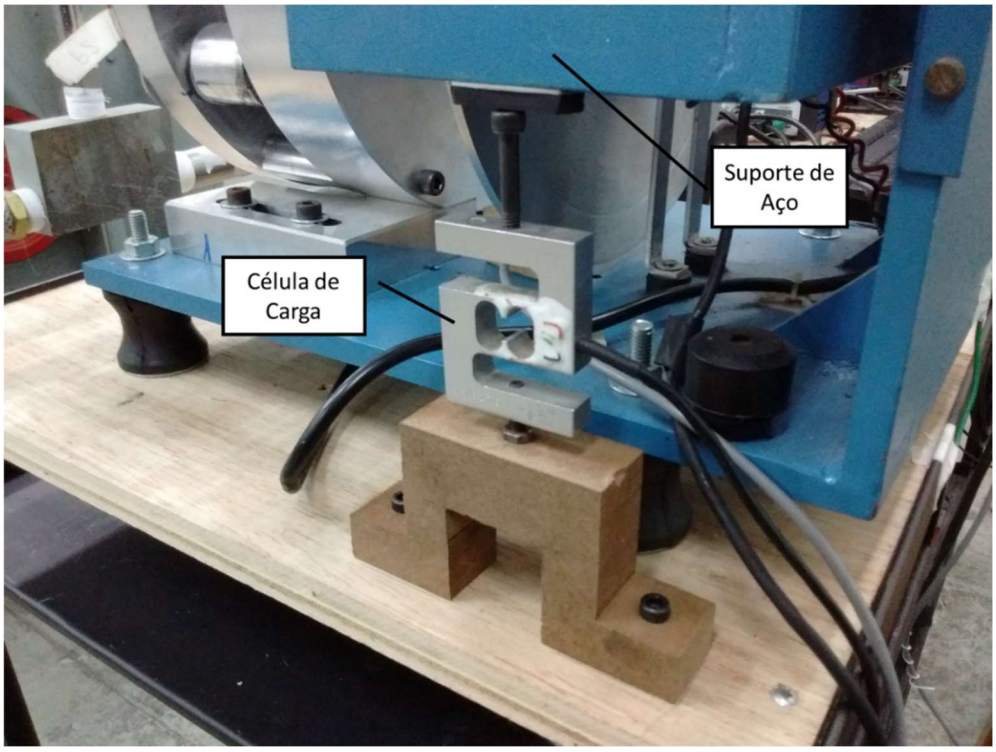


Fonte: Autor

Quando a vazão de ar comprimido é liberada, alimentando o expansor, este passa a girar, rotacionando consigo o disco de alumínio através do acoplamento em seu eixo de saída. As bobinas são então alimentadas com corrente contínua, fazendo surgir no disco um campo magnético que se opõe ao movimento, criando o efeito de frenagem desejado. Como o suporte de aço no qual as bobinas estão fixadas permite movimento angular, uma célula de carga é posicionada sob uma das extremidades do suporte, e, ao bloquear a rotação do mesmo, é capaz de medir qual a força, e consequentemente, qual o torque do sistema. Uma vez conhecida a distância entre o local de posicionamento da célula de carga e o centro de rotação do suporte, é possível determinar o torque que está sendo aplicado através da multiplicação dessa distância pela força lida pela célula de carga. Vale mencionar que antes do início dos ensaios a célula de carga foi devidamente aferida mediante a utilização de massas calibradas. O posicionamento da célula de carga sob o suporte móvel está destacado na figura 22.

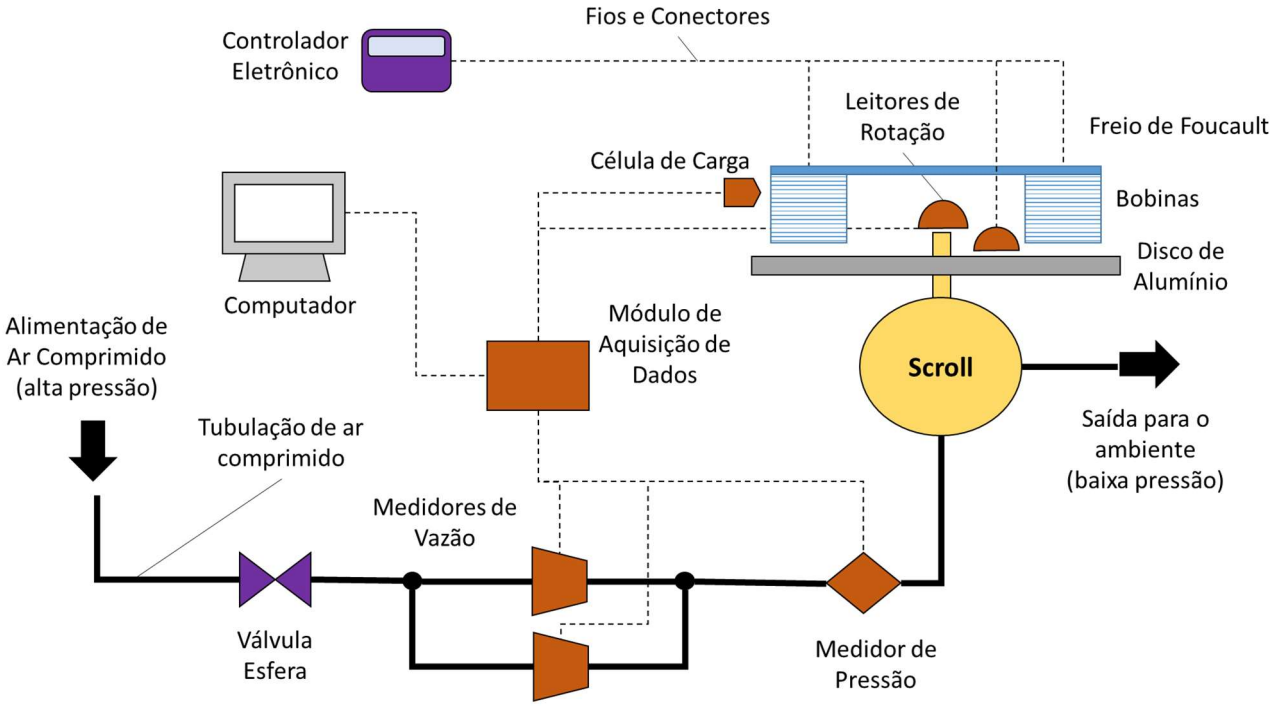
A figura 23 traz uma representação esquemática da bancada experimental com todos os seus principais componentes.

Figura 22 - Célula de carga em destaque



Fonte: Autor

Figura 23 - Esquema da Bancada Experimental



Fonte: Autor

A tabela 3 resume as faixas de operação e incertezas dos instrumentos de medição presentes na bancada experimental. As incertezas são fornecidas pelos respectivos fabricantes.

Tabela 3 - Características dos instrumentos

Instrumento	Faixa de Operação	Incerteza
Medidor de vazão	3,4 – 34 m^3/h	± 1 %
Medidor de pressão	0 – 10 bar	± 50 mbar
Medidor de rotação (encoder)	0 – 5.000 rpm	± 1 %
Célula de carga	0 – 100 N	± 0,2 %
Termopar (tipo K)	0 – 50 ºC	± 0,35 ºC

Fonte: Autor

A aquisição dos valores medidos pelos medidores de vazão, leitor de pressão, célula de carga e encoder, foi realizada utilizando-se um módulo de aquisição de dados da marca HBM, modelo QuantumX MX840A, disponível comercialmente. Este módulo possui 8 canais de entrada e é capaz de operar com diferentes tipos de medidores ao mesmo tempo. A bancada experimental possui um computador onde foi instalado o software HBM Catman Easy versão 3.2 para visualização e manuseio dos dados aquisitados. Este software permite o acompanhamento dos dados em tempo real, o que contribuiu para uma melhor execução dos ensaios. Durante a condução dos testes, os dados de cada canal são aquisitados e disponibilizados em gráficos, separadamente. Além disso, o software oferece a opção de combinar os dados aquisitados e realizar cálculos, também em tempo real, disponibilizando tais dados em forma gráfica durante o experimento. Foi possível combinar os dados de força lida pela célula de carga e rotação do scroll para plotar o gráfico de potência gerada pelo expansor enquanto os testes ocorriam, assim como foi possível somar os valores de vazão volumétrica de cada medidor para obter-se a vazão total. Estes procedimentos trouxeram um grande ganho de qualidade aos ensaios.

3.2.1 Procedimento Experimental

Como já mencionado, o objetivo do experimento proposto neste trabalho é obter as curvas de potência e eficiência isentrópica do expansor scroll. Sabe-se que o desempenho do equipamento depende da condição de operação à qual este esteja sujeito, sobretudo da relação

de pressão imposta entre a entrada e saída do expansor, sendo assim, o procedimento experimental foi estabelecido baseado na variação das propriedades do fluido de trabalho na entrada do scroll e do torque de frenagem aplicado ao disco de alumínio.

Mediante o ajuste da posição da manivela da válvula esfera, foi possível impor diferentes condições de pressão na entrada do expansor, variando assim a energia disponível para realização de trabalho e, consequentemente, geração de potência. Quanto maior a abertura da válvula, maior a pressão na entrada do expansor.

A variação do torque aplicado no disco de alumínio foi realizada através do controlador eletrônico. Conforme varia-se a tensão aplicada às bobinas, varia-se a corrente que passa pelas mesmas, alterando assim o torque de frenagem. Quanto maior a tensão, maior será o torque de frenagem. Tendo como objetivo tornar constante a rotação do expansor (com base no valor de setpoint escolhido), caso o scroll apresente rotação superior a desejada, o controlador alimenta as bobinas e promove o efeito de frenagem, caso a rotação esteja abaixo da desejada, o controlador corta a alimentação das bobinas. Essa modulação faz com que a velocidade angular permaneça estabilizada.

Os pontos de medição foram obtidos mediante a combinação da variação de pressão na entrada do expansor e do torque de frenagem no disco de alumínio. A vazão do fluido de trabalho deu-se como consequência da condição de operação imposta, ou seja, não foi controlada ao longo dos ensaios.

3.2.2 Realização das medições

Durante os experimentos foram realizadas as seguintes leituras com taxa de aquisição de 5 Hz: pressão do ar comprimido na entrada do expansor, vazão volumétrica que alimenta o expansor, rotação no eixo de saída do expansor e torque de frenagem (através da força lida pela célula de carga). Além disso, o módulo de aquisição de dados foi configurado de forma a calcular a potência gerada e a vazão volumétrica total com a mesma taxa de 5 Hz.

Para o levantamento de uma dada curva de potência, foi definido que a rotação seria mantida constante enquanto a pressão de entrada e o torque de frenagem variassem. Estas variações foram feitas respectivamente mediante o ajuste manual da válvula esfera e a modulação da corrente das bobinas através do controlador eletrônico. Esse procedimento visa percorrer toda a faixa disponível de pressão de entrada para um mesmo valor de rotação. Uma vez concluída a aquisição, um novo ensaio foi realizado para uma rotação diferente.

A tabela 4 apresenta resultado parcial de uma medição típica. Este ensaio em particular foi realizado a 2700 rpm.

No início do teste a válvula esfera permanece fechada, o módulo de aquisição é ligado e os medidores alimentados, o setpoint de rotação é ajustado no controlador eletrônico e o software de aquisição é disparado. Em seguida, a válvula é parcialmente aberta e o escoamento de ar comprimido começa a movimentar o expansor. O controlador eletrônico é responsável por ajustar o torque de frenagem do freio de Foucault para estabilização da rotação. Esta condição de operação é mantida constante para que seja estabelecido um ponto de medição. Em seguida, a válvula esfera é ligeiramente aberta, causando aumento de rotação. O controlador atua novamente no sistema de forma a fazer com que a rotação seja novamente estabilizada em 2700 rpm (para o ensaio em questão). O teste é concluído ao atingir-se a abertura máxima da válvula esfera.

No trecho em destaque da planilha de aquisição de dados é possível observar as leituras de: tempo, força na célula de carga, pressão de entrada, rotação, vazões parciais, vazão total e potência (sendo as duas últimas, calculadas).

Tabela 4 - Trecho da planilha de dados aquisitados de um ensaio

Tempo (s)	Célula (N)	P_entrada (mBar)	Rotação encoder (rpm)	Vazão 2 (m3/h)	Vazão 1 (m3/h)	Vazão Total (m3/h)	Potência (W)
480,0	17,6	2292	2718	17,9	19,9	37,8	1000
480,2	17,5	2290	2716	17,9	19,9	37,8	998
480,4	17,6	2289	2717	17,9	19,9	37,8	999
480,6	17,6	2289	2720	17,9	19,9	37,8	1000
480,8	17,5	2289	2721	17,9	19,9	37,8	999
481,0	17,5	2290	2724	17,9	19,9	37,8	1001
481,2	17,5	2289	2724	17,8	19,9	37,8	1000
481,4	17,5	2287	2721	17,8	19,9	37,8	997
481,6	17,5	2286	2721	17,8	19,9	37,8	998
481,8	17,5	2286	2722	17,9	19,9	37,8	999
482,0	17,5	2286	2722	17,8	19,9	37,7	999
482,2	17,5	2285	2721	17,8	19,9	37,7	999
482,4	17,5	2284	2720	17,8	20,0	37,7	998
482,6	17,5	2283	2719	17,8	19,9	37,7	998
482,8	17,5	2283	2719	17,8	19,9	37,7	998
483,0	17,5	2283	2718	17,9	19,9	37,7	997
483,2	17,5	2283	2717	17,9	19,9	37,7	999
483,4	17,6	2282	2717	17,9	19,9	37,7	999
483,6	17,6	2281	2714	17,9	19,9	37,7	998
483,8	17,5	2281	2714	17,8	19,9	37,7	996
484,0	17,5	2281	2719	17,8	19,9	37,7	994
484,2	17,4	2281	2722	17,8	19,9	37,7	993
484,4	17,4	2280	2725	17,8	19,9	37,8	995
484,6	17,5	2279	2721	17,8	19,9	37,8	997
484,8	17,5	2278	2715	17,8	19,9	37,7	997
485,0	17,5	2277	2713	17,8	19,9	37,7	996
485,2	17,4	2277	2717	17,9	19,9	37,7	992
485,4	17,4	2277	2720	17,9	19,9	37,7	990
485,6	17,4	2276	2721	17,9	19,9	37,7	991
485,8	17,4	2276	2722	17,8	19,9	37,7	991

Fonte: Autor

No início de cada ensaio os medidores foram zerados. Por conta disso, os dados de pressão de entrada aquisitados encontram-se na escala efetiva. Para realização dos cálculos referentes aos dados experimentais, é necessário considerar a pressão de entrada na escala absoluta. Tomou-se o cuidado de sempre somar o valor da pressão atmosférica local ao valor de pressão de entrada medido nos testes.

A pressão atmosférica local foi obtida com a leitura de um barômetro digital da marca KIMO, modelo MP55, com faixa de operação de 0,7 a 1,1 bar e incerteza de ± 2 mbar, disponível comercialmente. A leitura apontou o valor de 693,7 mmHg (92.485 Pa), como pode ser visto na figura 24.

A temperatura ambiente foi medida antes e após cada ensaio e, apesar do experimento não ter sido realizado em uma sala com temperatura controlada, esta permaneceu constante em 20 ºC. A temperatura do ar comprimido de entrada também permaneceu estável em 20 ºC.

Figura 24 - Barômetro digital

Fonte: Autor

Na falta de uma norma específica para levantamento de curva de potência de um expansor, a caracterização de um ponto de medição foi feita tendo como referência o que está definido na norma NBR ISO 1585 de 1996, a qual estabelece o procedimento de ensaio para

obtenção da potência líquida efetiva de motores veiculares de combustão interna. Destacam-se os itens:

> 5.3.2 Os dados de desempenho devem ser obtidos sob **condições estabilizadas de operação**, com um fornecimento adequado de ar fresco para o motor.
>
> 5.3.7 Nenhum dado deve ser tomado até que o torque, a rotação e as temperaturas tenham sido mantidas substancialmente **constantes por pelo menos 1 min.**
>
> 5.3.8 A rotação do motor durante o funcionamento ou leitura não deve desviar-se da rotação selecionada por mais do que **± 1% ou ± 10 min^{-1}**, aquela que for maior.
>
> (NBR ISO 1585 – Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva, 1996, p. 12. Grifo do autor)

Vale comentar que, para algumas condições de operação, principalmente em alta carga (pressão de entrada e rotação elevadas), observou-se a condensação de água nas paredes externas do scroll. O processo de expansão do fluido de trabalho nas câmaras internas causa diminuição brusca na temperatura, fazendo-o atingir, em alguns casos, valores de temperatura abaixo de 0 ºC (como previsto pelo equacionamento disponível no Apêndice A).

3.2.3 Equacionamento

A partir dos dados coletados durante os ensaios, fez-se o levantamento das curvas de potência gerada, eficiência isentrópica e fator de preenchimento do expansor para diferentes condições de relação de pressão e de rotação.

A potência gerada foi calculada segundo a equação 11, segundo Çengel e Boles (2013).

$$N = F \cdot b \cdot f \cdot 2 \cdot \pi \tag{11}$$

Onde N é a potência gerada no eixo do expansor, F é a força lida pela célula de carga, b é o braço da aplicação da força (valor fixo de 0,2m) e f é a frequência de rotação do expansor.

A eficiência isentrópica foi calculada, ponto a ponto, através da razão entre a potência medida e a potência isentrópica, sendo esta última obtida considerando-se o processo como reversível (vide equação 1). Os valores pertinentes de entalpia e entropia do ar na entrada e na saída do expansor foram obtidos, ponto a ponto, através do software EES segundo os respectivos dados de pressão e temperatura.

A vazão em massa foi obtida, ponto a ponto, através da multiplicação da vazão volumétrica medida durante os experimentos pela massa específica do ar comprimido na entrada do expansor de acordo com a equação 12, segundo de Brunetti (2007).

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \tag{12}$$

Onde ρ é a massa específica do ar e Q é a vazão volumétrica que alimenta o expansor.

A massa específica foi obtida através da equação de gás perfeito, segundo Çengel e Boles (2013), uma vez que a baixa pressão o ar se comporta como tal. A massa específica foi determinada a partir da medição de pressão e temperatura na entrada do expansor, utilizando-se a equação 13.

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \tag{13}$$

Onde P é a pressão absoluta do ar na entrada do expansor, R é a constante do gás (287 $J.kg^{-1}.K^{-1}$ para "ar") e T é a temperatura absoluta do ar na entrada (igual à ambiente)

O fator de preenchimento foi calculado, ponto a ponto, através da equação 2.

3.2.4 Análise de incertezas

Os dados aquisitados durante a condução dos ensaios trazem consigo as incertezas inerentes a cada instrumento de medição (ver tabela 3). Estas variações devem ser corretamente refletidas nos cálculos que tiverem como base os valores levantados experimentalmente, onde cada leitura terá a sua contribuição na incerteza final da grandeza calculada. A aglutinação das incertezas de cada leitura e sua incidência nas grandezas calculadas é chamada propagação de incerteza.

A incerteza relativa aponta uma variação percentual da grandeza calculada, enquanto a incerteza absoluta indica a variação total da grandeza calculada.

O cálculo de incerteza relativa teve como base a equação 14, de acordo com Beckwith, Marangoni e Lienhard (2007), na qual $\tilde{\varphi}$ é a incerteza de uma variável φ.

$$\frac{\tilde{\varphi}}{\varphi} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_1}\tilde{x}_1\right)^2 + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_2}\tilde{x}_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_n}\tilde{x}_n\right)^2}{f(X_1, X_2, \ldots, X_n)}} \tag{14}$$

Esta equação permite a rápida determinação da incerteza relativa de grandezas oriundas de funções multiplicativas. Como exemplo, a equação 15 traz o cálculo da incerteza relativa da vazão em massa, considerando as incertezas da massa específica e vazão volumétrica.

$$\frac{\tilde{\dot{m}}}{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\tilde{\dot{\rho}}}{\dot{\rho}}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{Q}}{Q}\right)^2} \tag{15}$$

Uma vez estabelecido o conceito, as incertezas relativas das grandezas calculadas com base nos dados experimentais foram determinadas através do software EES, o qual possui uma ferramenta para aplicação desta metodologia. Uma vez inseridas as incertezas de cada leitura experimental e listadas as equações pertinentes, são estabelecidas as incertezas relativas desejadas. A tabela 5 traz a compilação destes valores.

Tabela 5 - Incertezas relativas

Variável	**Incerteza**
Relação de pressões (ΔP)	2,0 %
Potência medida (N)	1,4 %
Eficiência isentrópica (η)	4,0 %
Vazão volumétrica (Q)	1,0 %
Fator de preenchimento (∅)	1,4 %

Fonte: Autor

4 RESULTADOS

Pode-se dizer que no quesito funcionamento o protótipo de expansor scroll atendeu às expectativas de projeto. Foi possível gerar potência com sucesso a partir de um suprimento de ar comprimido a temperatura ambiente. O equipamento operou de maneira segura e estável quanto aos dados gerados. A bancada experimental cumpriu também o seu papel no que diz respeito a promover diferentes condições de operação ao expansor, executar as leituras previstas e aquisitar os dados experimentais.

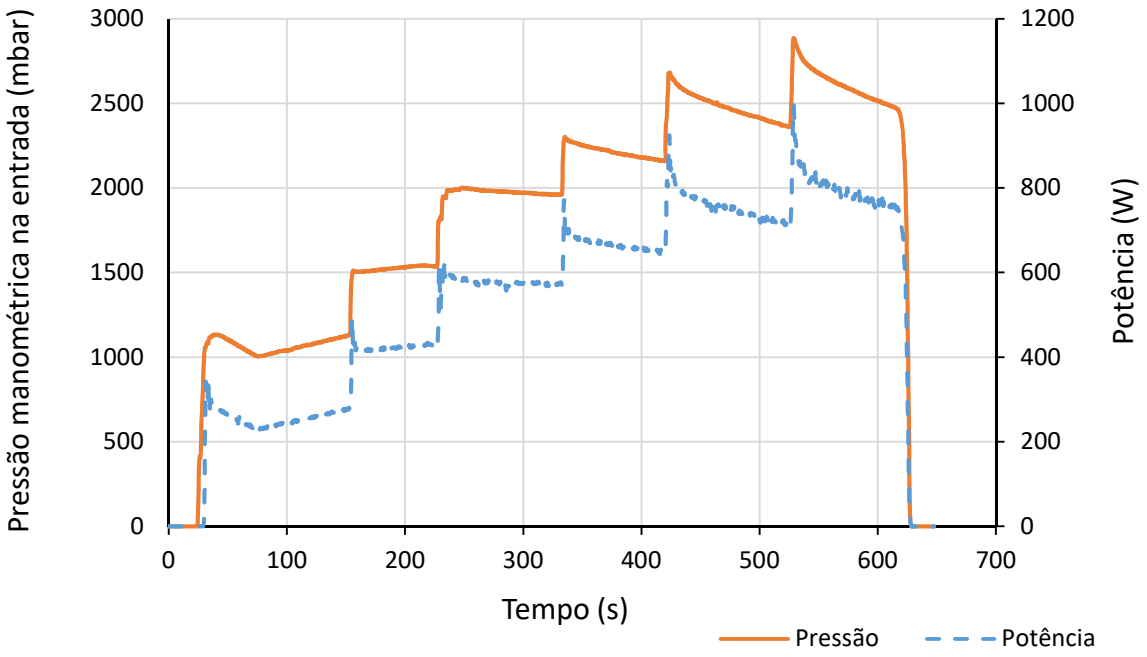
4.1 ENSAIO TÍPICO

Estão disponíveis a seguir gráficos de um ensaio típico. Este teste em particular foi executado com a rotação de 1500 rpm como referência e teve duração de aproximadamente 10 minutos.

A figura 25 traz os gráficos de dados aquisitados de pressão manométrica na entrada e potência medida. Como esperado, as duas grandezas apresentaram perfil semelhante ao longo do teste.

Os patamares representam a manutenção de uma dada condição de ensaio para caracterização de um ponto de medição, e os picos apontam para alteração da condição de ensaio mediante aumento da pressão de entrada pela abertura da válvula esfera. Após essa abertura, o controlador eletrônico promove a estabilização da rotação de ensaio através da modulação da corrente de alimentação das boninas do freio de Foucault, visando a caracterização do ponto de medição seguinte.

Figura 25 - Gráfico de potência medida e pressão de entrada de um ensaio típico



Fonte: Autor

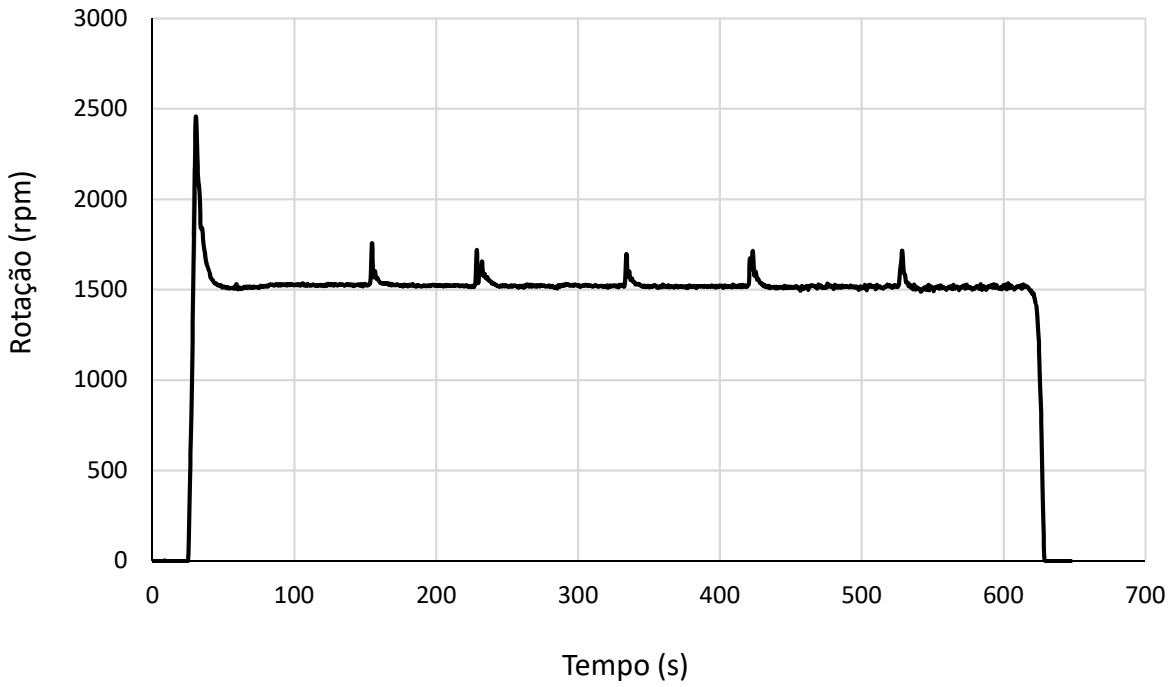
Tendo em vista os requisitos estabelecidos nos itens 5.3.2 e 5.3.7 da norma NBR ISO 1585/1996 (utilizada neste trabalho como uma referência), observou-se uma manutenção satisfatória das condições de operação ao longo dos patamares para caracterização dos pontos de medição. Houve maior variação apenas da pressão de entrada em alguns momentos do experimento, mas não comprometendo os dados aquisitados. Notou-se que a linha de ar comprimido do laboratório apresenta decaimento quando são estabelecidos os patamares de pressão mais elevada. Por exemplo, na figura 25, os patamares fixados até 2,0 bar permanecem significativamente constantes, já os patamares acima deste valor apresentam decaimento. Nestes casos, visando minimizar esse efeito durante o tratamento dos dados, foram utilizados intervalos de tempo reduzidos para caracterização dos pontos de medição já que todos os demais parâmetros (vazão, rotação e temperatura) mantiveram-se constantes.

Em complemento ao gráfico anterior, a figura 26 traz os dados aquisitados de rotação durante o mesmo teste. Como já mencionado, teve-se, neste caso, a intenção de manter a rotação constante em torno do valor de referência de 1500 rpm.

Pode-se dizer que o controlador eletrônico teve êxito em estabilizar a velocidade angular do expansor durante os ensaios. Tendo em vista o requisito estabelecido no item 5.3.8 da norma supracitada, ou seja, variação de 1% da rotação ao longo dos patamares de medição, observa-se que na maior parte dos casos esta tolerância foi atendida. Nas poucas vezes em que este valor

foi superado, a variação ficou abaixo de 3%, o que também é bastante baixo para as condições deste experimento.

Figura 26 - Gráfico de rotação de um ensaio típico



Fonte: Autor

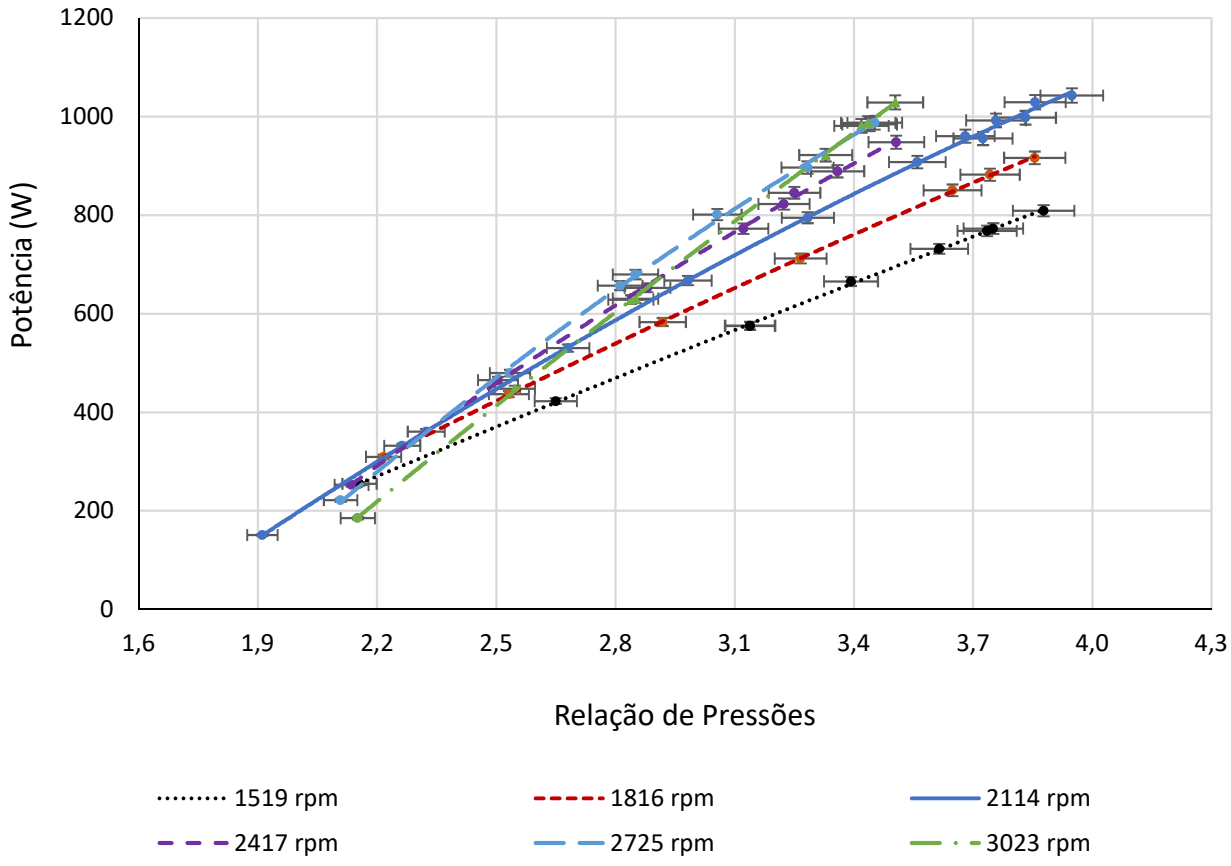
4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES

A partir dos dados coletados e cálculos estabelecidos no capítulo anterior, foram obtidas as curvas de potência e eficiência isentrópica do expansor.

A figura 27 traz as curvas de potência em função da relação de pressões entre entrada e saída do equipamento nas rotações de 1519 rpm, 1816 rpm, 2114 rpm, 2417 rpm, 2725 rpm e 3023 rpm, com variação da relação de pressões entre 1,9 e 3,9.

O maior valor de potência registrado foi de 1043 W no ensaio a 2114 rpm com relação de pressões 3,9.

Figura 27 - Gráfico de potência medida para seis rotações



Fonte: Autor

A tabela 6 traz os valores de potência máxima obtidos para cada rotação e a respectiva relação de pressões.

Tabela 6 - Valores de potência máxima medidos nos ensaios

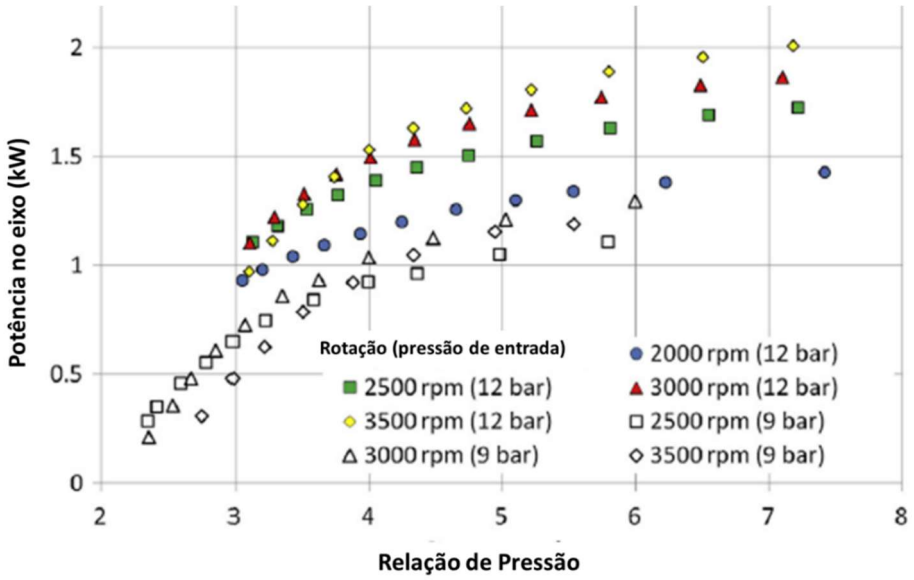
Rotação (rpm)	Relação de Pressões	Potência Medida (W)
1519	3,9	809
1816	3,9	916
2114	3,9	1043
2417	3,5	948
2725	3,5	988
3023	3,5	1029

Fonte: Autor

Nota-se comportamento coerente dos dados de potência medida em todos os ensaios. Houve aumento de potência conforme elevam-se os valores de relação de pressão e de rotação.

Não se observou um ponto de máximo. Contudo, como a dispersão de valores experimentais descreveu comportamento muito próximo a uma função de primeiro grau, os gráficos indicam que, caso fossem impostas relações de pressão superiores, ainda seriam observados valores crescentes de potência. Como referência, a figura 28 traz os gráficos de potência no eixo obtidos nos ensaios conduzidos por Declayne et.al (2013). Verifica-se que o trecho inicial de cada gráfico pode ser aproximado por uma reta, e que somente mais adiante as curvas apresentam comportamento assintótico.

Figura 28 - Gráfico de potência no eixo para várias rotações



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

Vale comentar também que não foi possível submeter o protótipo a condição de operação de projeto, já que a maior relação de pressão registrada nos ensaios foi de 3,9, inferior ao valor de 4,3 desejado. O ideal seria não somente impor a exata relação de projeto, mas também ultrapassá-la para verificação do comportamento do expansor tanto abaixo como acima deste ponto.

A linha de ar comprimido do laboratório não foi capaz de fornecer a pressão de entrada esperada, mesmo com a remoção do regulador de pressão descrita na seção 3.3.

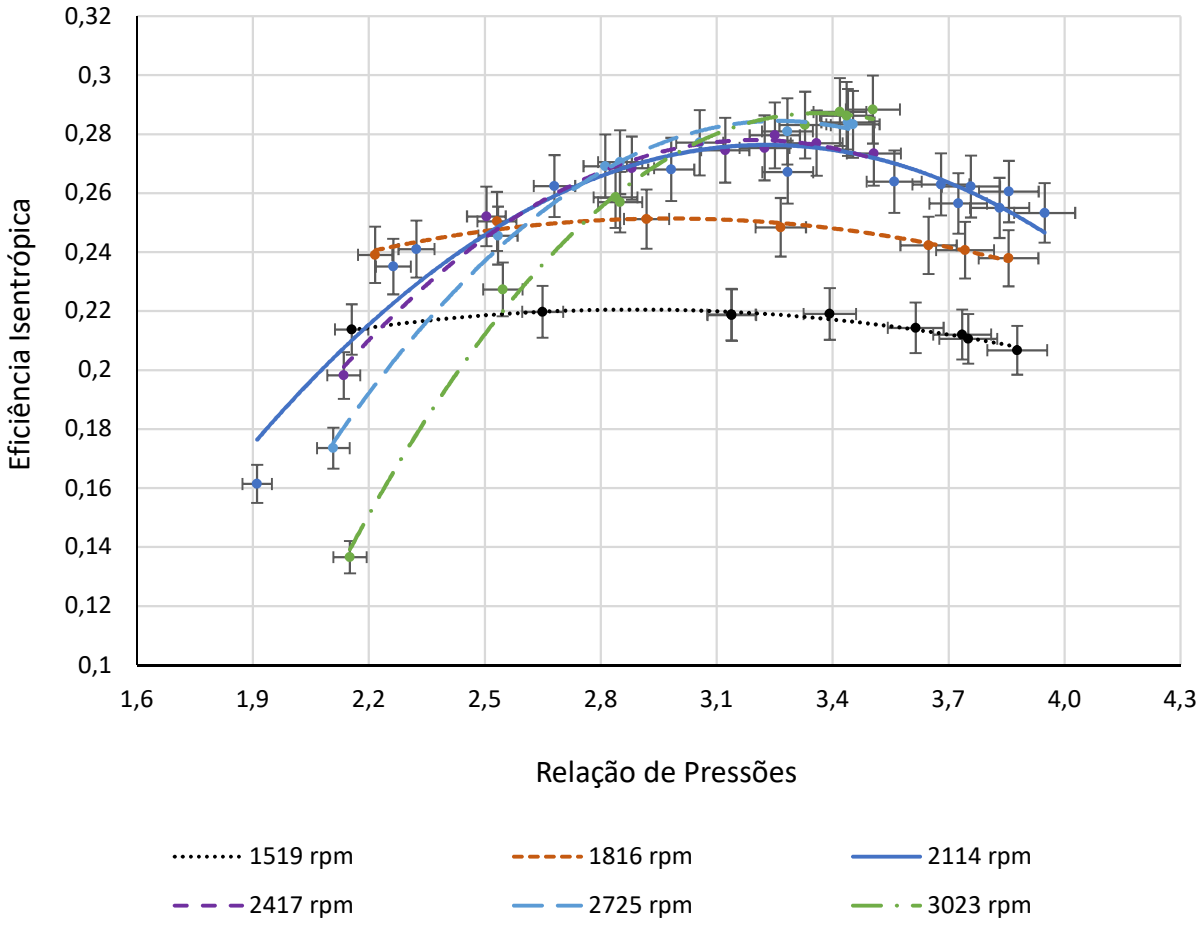
Notou-se ao longo dos testes que ao pressurizar a tubulação de entrada da bancada no início dos ensaios, ainda sem a ocorrência de escoamento, atinge-se uma pressão em torno de 6,5 bar, porém, quando o escoamento passa a acontecer, há queda significativa deste valor.

Recomenda-se que trabalhos futuros adicionem um compressor e um vaso de pressão ao sistema da bancada experimental de modo a prover uma pressão de alimentação maior e mantê-la ao longo dos ensaios.

Além da já citada limitação da linha de ar comprimido do laboratório, os vazamentos internos também contribuíram para a redução da pressão na entrada do expansor.

Em seguida, foi calculada a eficiência isentrópica de cada ponto de medição dos ensaios descritos anteriormente. A figura 29 traz o gráfico de eficiência isentrópica em função da relação de pressões entre a entrada e a saída do equipamento para as seis rotações testadas. Foram observados valores muito próximos de eficiência máxima nos testes a 2114 rpm, 2417 rpm, 2725 rpm e 3023 rpm. O maior valor encontrado foi de 29% no teste a 3023 rpm com relação de pressões igual a 3,5.

Figura 29 - Gráfico de eficiência isentrópica



Fonte: Autor

A tabela 7 traz os valores de eficiência isentrópica máxima obtidos para cada rotação e a respectiva relação de pressões.

Tabela 7 - Valores de eficiência isentrópica máxima medidos nos ensaios

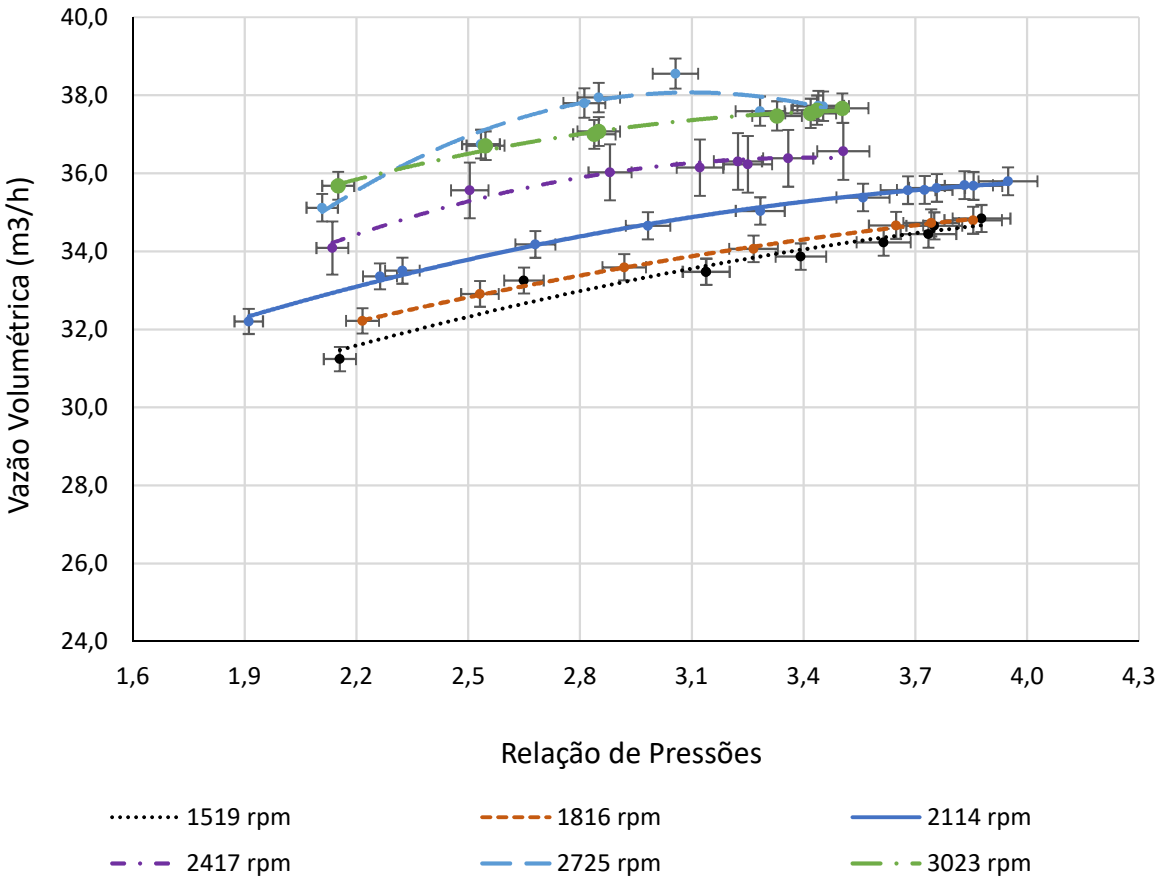
Rotação (rpm)	**Relação de Pressões**	**Eficiência Isentrópica (%)**
1519	2,6	22
1816	2,9	25
2114	3,0	27
2417	3,3	28
2725	3,4	28
3023	3,5	29

Fonte: Autor

Foram obtidos valores de eficiência isentrópica abaixo do esperado. O expansor apresentou rendimento máximo de 29%, inferior aos valores típicos encontrados na literatura e mencionados na seção 2.2.3 que giram em torno de 65%.

O vazamento interno foi o maior responsável pela redução da eficiência do scroll. Esta afirmação pode ser evidenciada ao serem observados os dados de vazão registrados ao longo dos experimentos. Praticamente todos os pontos de medição apresentaram vazões acima de 32 m^3/h, sendo atingido em dado momento o valor máximo de 38 m^3/h. Ao passo que os cálculos de vazão teórica apontam marcas entre 7 m^3/h e 14 m^3/h. A figura 30 traz as curvas de vazão volumétrica em função da relação de pressões provenientes dos dados experimentais.

Figura 30 - Gráfico de vazão volumétrica medida



Fonte: Autor

A tabela 8 compara os valores médios de vazão volumétrica medidos em cada uma das rotações ensaiadas com os respectivos valores de vazão volumétrica teórica. Lembrando que a vazão teórica, conforme descrito na seção 2.2.3, considera os vazamentos nulos, sendo função apenas da geometria do expansor e das condições de operação.

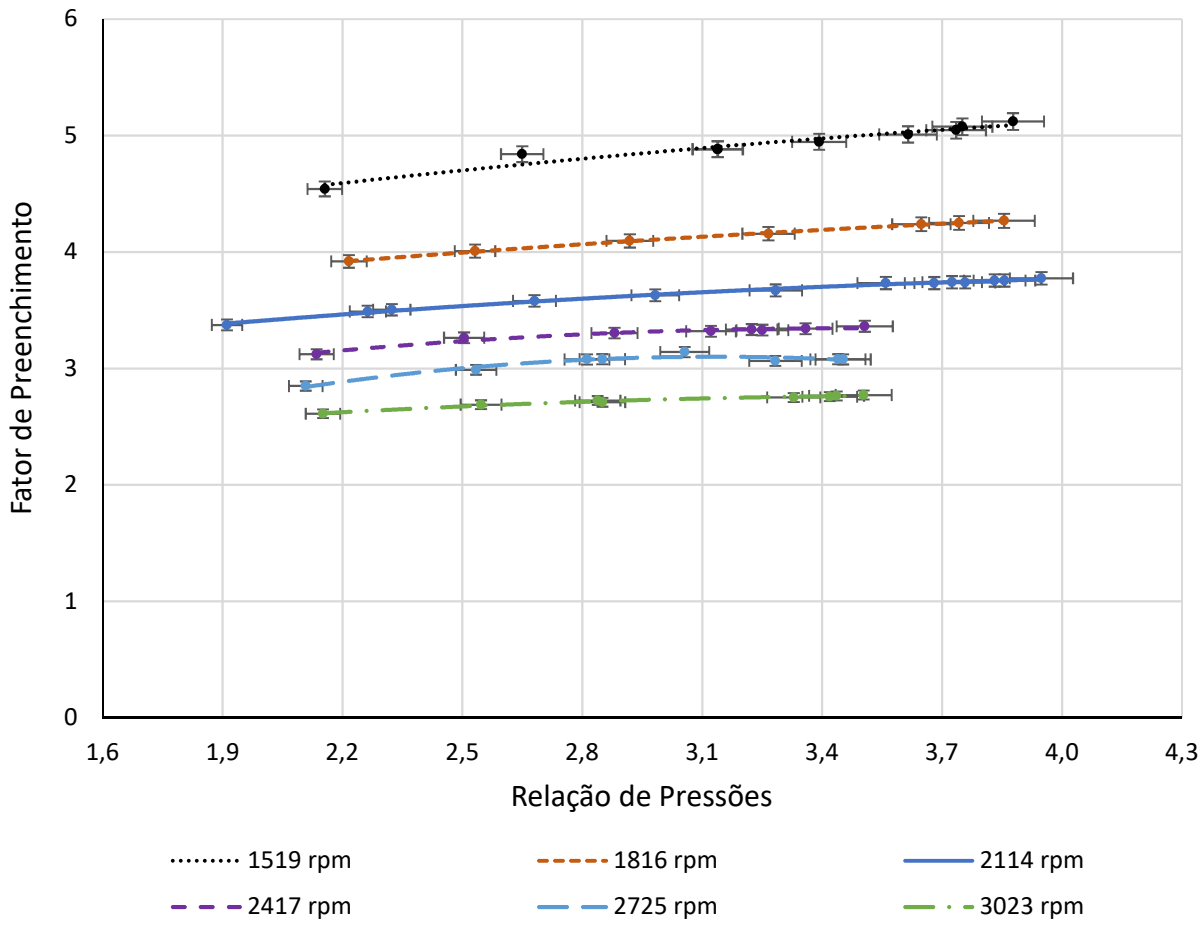
Tabela 8 - Vazões volumétricas teóricas e medidas

Rotação (rpm)	**Vazão teórica (m^3/h)**	**Média da vazão medida (m^3/h)**
1519	7	34
1816	8	34
2114	10	35
2417	11	36
2725	12	37
3023	14	37

Fonte: Autor

Fazendo uso da equação 2, é calculado o fator de preenchimento de cada um dos pontos de medição. A figura 31 traz o gráfico do fator de preenchimento em função da relação de pressões. Foram encontrados valores entre 2,9 e 5,1, significativamente acima dos valores máximos mencionados na literatura, os quais giram em torno de 1,7. Mesmo que a maior vazão teórica calculada fosse multiplicada por 1,7, ainda assim os dados experimentais estariam bem acima.

Figura 31 - Gráfico do fator de preenchimento



Fonte: Autor

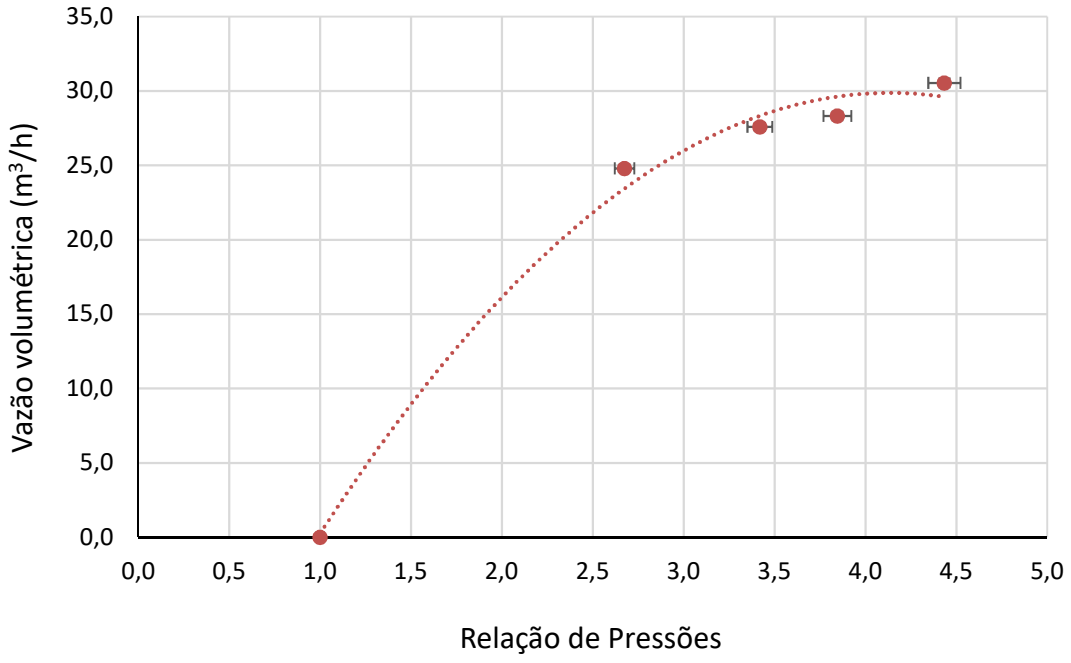
Demonstra-se assim que os vazamentos internos estão bastante elevados e que, tendo em vista o que foi discutido na revisão da literatura, são os principais causadores da baixa eficiência do expansor. Em suma, o modelo proposto por Lemort et al. (2009) e comentado na seção 2.2.3, aponta para o fato de que a parcela da vazão total que corresponde a vazão de vazamento interno percorre as folgas de forma isentálpica, ou seja, não contribuindo para a produção de trabalho e reduzindo a eficiência do expansor.

Entretanto, vale comentar que os dados experimentais coerentemente mostraram uma relação inversamente proporcional entre o fator de preenchimento e a rotação do scroll, o que está em linha com os dados empíricos apresentados na figura 12. Este comportamento era esperado também em função do que estabelece o modelo de Lemort et al. (2009), o qual aponta que vazão pela folga é aproximadamente constante, pois as condições do escoamento nesta seção fazem com que seja atingida ali a velocidade do som. Desta forma, conforme a rotação tende a zero, o fator de preenchimento tende ao infinito.

Os dados dos ensaios mostraram também o deslocamento do ponto ótimo de relação de pressões em comparação ao definido em projeto. O protótipo foi concebido para operar a cerca de 2050 rpm com eficiência máxima na relação de pressões igual a 4,3, no entanto, a figura 29 aponta que a relação de pressão ótima da rotação 2114 rpm (mais próxima a de projeto) foi igual a 3,0. Declayne et al. (2013) comentam que fatores como vazamento interno, perdas por atrito e perda de carga na entrada podem alterar o ponto ótimo de operação do expansor scroll.

Em função dos valores elevados de vazão registrados ao longo dos ensaios, foi conduzida uma verificação com rotação nula. O eixo do scroll foi travado na condição de menor folga tangencial, o escoamento foi liberado e foram feitas aquisições de dados de vazão volumétrica para várias relações de pressão. A figura 32 traz o gráfico resultante desta verificação. Nota-se que, mesmo com rotação igual a zero, os valores de vazão permanecem bastante altos, variando de 25 m^3/h a 31 m^3/h com relações de pressão entre 2,6 e 4,4.

Figura 32 - Gráfico da vazão com o scroll em rotação igual a zero



Fonte: Autor

Uma vez encerrados os ensaios, foram realizadas medições nos três eixos excêntricos do scroll, responsáveis por estabelecer o tamanho da folga tangencial do expansor, e verificou-se que as excentricidades dos mesmos estavam diferentes do valor de projeto. Estes componentes foram desenhados com excentricidade de 6,3 mm, o que geraria uma folga tangencial de 200 µm. A medição efetuada com relógio comparador trouxe os seguintes resultados de excentricidade para cada um dos três eixos: 6,040 mm, 6,054 mm e 6,032 mm. A média destes dados impõe uma folga tangencial real ao expansor de 468 µm, 2,34 vezes maior que a de projeto. Desta forma, vê-se que devem ser buscadas melhorias no processo de fabricação dos eixos excêntricos, já que a folga tangencial, discutida na seção 2.2.1, exerce papel fundamental sobre os vazamentos internos e, por consequência, sobre a eficiência do scroll. É importante ressaltar que as divergências entre o projeto e os componentes fabricados deram-se por conta do processo de fabricação, não sendo decorrentes dos ensaios realizados.

Com base no que foi concluído até aqui, recomenda-se que os trabalhos futuros sejam conduzidos com foco na redução dos vazamentos e aprimoramento do processo de fabricação dos eixos excêntricos.

O protótipo permite, mediante a alteração da excentricidade dos três eixos, modificar a folga tangencial do dispositivo. Folgas menores devem incorrer em vazamentos menores, elevando a eficiência do equipamento. Da mesma forma, é recomendado que novos selos de

topo sejam considerados. Também há oportunidade de reduzir os vazamentos internos fazendo uso de geometrias otimizadas.

4.3 POSSÍVEIS APERFEIÇOAMENTOS

Em função do que foi observado ao longo dos ensaios, são feitos os seguintes comentários e são propostos os seguintes aperfeiçoamentos:

a) A bancada experimental operou de forma adequada. Contudo, há oportunidade de melhoria no que diz respeito a alimentação de ar comprimido. Recomenda-se a adição de um compressor dedicado e de um vaso de pressão de forma a prover e manter estável uma pressão mais elevada ao longo dos testes;
b) O controlador eletrônico trouxe um ganho significativo de qualidade aos ensaios. Apenas no teste a 3023 rpm ele demonstrou certa dificuldade em manter a rotação tão estabilizada quanto nas outras velocidades. Provavelmente a modulação da alimentação das bobinas do freio de Foucault no ensaio a 3023 rpm tenha ocorrido muito próximo ao limite do controlador. Investigar a necessidade de modificação de seus componentes internos caso haja interesse em executar novos ensaios com rotações superiores;
c) Tendo em vista que os vazamentos foram os maiores responsáveis pela baixa eficiência do expansor, recomenda-se que sejam implementadas ações para redução das folgas tangencial e radial, mediante a alteração de excentricidade e selo de topo, respectivamente.
d) Uma vez constatado que a folga tangencial do protótipo era diferente da de projeto em função da variação da geometria dos três eixos excêntricos, há oportunidades de melhoria no processo de fabricação destes componentes.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo projetar, fabricar e testar um expansor do tipo scroll de forma a obter suas curvas de potência e eficiência isentrópica em função da relação de pressões de entrada e saída, tendo como fluido de trabalho ar comprimido.

Para execução dos ensaios foi construída uma bancada experimental que fosse capaz de impor diferentes condições de funcionamento ao expansor, e ao mesmo tempo, medir e aquisitar os dados pertinentes. Pode-se dizer que houve êxito no que diz respeito a operação tanto do aparato experimental como do expansor. Foram gerados dados consistentes e de reprodutibilidade satisfatória. A adição do controlador eletrônico trouxe um ganho de qualidade significativo aos ensaios pela manutenção da rotação do expansor com variação bastante pequena.

Quanto aos resultados, os dados de potência encontrados estão dentro do esperado, sendo o valor máximo medido igual a 1043 W a 2114 rpm e com relação de pressão de 3,9. De forma coerente aos trabalhos experimentais presentes na literatura, o aumento na relação de pressão e na rotação acarretou em elevação da potência medida. Não foi possível obter um ponto de máximo, mas, baseado em trabalhos disponíveis na literatura, vê-se que caso fosse possível impor relações de pressões superiores às ensaiadas, seriam observados valores ainda crescentes de potência produzida.

Em função da limitação no suprimento de ar comprimido que a linha do laboratório pode oferecer, recomenda-se a adição de um compressor dedicado e de um reservatório à bancada experimental, de forma a prover e manter estável pressões de alimentação acima das ensaiadas.

Os dados de eficiência isentrópica obtidos estiveram abaixo do esperado. Trabalhos disponíveis na literatura apontam para eficiências da ordem de 65%, mas os ensaios conduzidos registraram eficiência máxima igual a 29 %. Os vazamentos internos, sobretudo o vazamento decorrente da folga tangencial, foram responsáveis pela queda significativa do rendimento do expansor. Mediu-se valores elevados de vazão em todos os ensaios e posteriormente calculados valores igualmente altos de fator de preenchimento. Este indicador, que na literatura não costuma ultrapassar 1,7, variou de 2,9 a 5,1, conforme os dados aquisitados.

A revisão da literatura mostrou que os vazamentos são os fatores de maior peso na redução de rendimento, seguidos, por ordem de relevância, pela queda de pressão na entrada do expansor, perdas mecânicas por atrito e troca de calor.

As folgas (tangenciais e radiais) são inerentes ao projeto do scroll, não podendo ser eliminadas, mas podem ser reduzidas. Recomenda-se que novos ensaios sejam conduzidos após a diminuição das folgas. Deve-se observar aumento significativo da eficiência do equipamento.

É possível reduzir a folga tangencial mediante alteração dos três eixos excêntricos. Recomenda-se a fabricação de novos conjuntos de eixos com excentricidades diferentes, de modo a verificar a influência da folga tangencial na eficiência do scroll. Recomenda-se também que novos selos de topo sejam utilizados. Há oportunidade de otimizar sua geometria visando a redução dos vazamentos.

A decorrente diminuição da vazão poderá aprimorar por consequência dois outros parâmetros. A pressão de alimentação fornecida pela bancada experimental deverá subir e a perda de carga no orifício de entrada do expansor deverá cair. Estes fenômenos deverão contribuir também com o aumento da eficiência.

Em situações de alta carga (pressão de entrada e rotações elevadas), foi observada a condensação de água nas paredes externas do scroll. A expansão do fluido de trabalho nas câmaras internas do expansor pode fazê-lo atingir temperaturas abaixo de 0 ºC. Entende-se que este fenômeno seria observado também em outras condições de operação, não fossem os elevados vazamentos. Sabe-se que a vazão de entrada se divide em duas parcelas, uma correspondente aos vazamentos e a outra ao fluido que irá expandir gradativamente conforme atravessa as câmaras internas do equipamento. Ao final, as duas parcelas se juntam e formam a vazão de saída. Como, segundo Lemort et al. (2009), a vazão de vazamento atravessa as folgas de forma isentálpica, ao se encontrar com a outra parcela de vazão na saída, acaba por minimizar a redução de temperatura da mistura final.

Foi observado deslocamento do ponto ótimo de relação de pressões quando comparados os dados experimentais aos de projeto. O expansor foi concebido para operar com máxima eficiência a 2050 rpm sob uma relação de pressões igual a 4,3. Os ensaios mostraram que a 2114 rpm (condição mais próxima a de projeto), o expansor teve o ponto ótimo sob uma relação de pressões de 3,0. É comentado no trabalho de Declayne et al. (2013) que a posição do ponto ótimo sofre influência de diversos aspectos, como vazamentos, perda por atrito e perda de carga na entrada do equipamento. Uma vez que os ensaios registraram vazões muito acima do trivial, acredita-se que, uma vez reduzidas as folgas, o ponto ótimo deva ser movido para mais próximo da condição de projeto.

A fabricação dos eixos excêntricos precisa ser melhorada. Medições de suas excentricidades conduzidas após o encerramento dos ensaios através de relógio comparador mostraram valores diferentes dos especificados no projeto do expansor. Estes componentes

foram desenhados com excentricidade de 6,3 mm, o que geraria uma folga tangencial de 200 µm. Contudo, após as medições, percebeu-se que o scroll operou com uma folga tangencial real de 468 µm, 2,34 vezes maior que a de projeto.

REFERÊNCIAS

A BÍBLIA DE PROMESSAS - versão revista e corrigida na grafia simplificada da tradução de João Ferreira de Almeida. São Paulo: King´s Cross Publicações, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 1585:** Veículos Rodoviários - Código de Ensaio de Motores - Potência Efetiva Líquida. Rio de Janeiro, 1996.

BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LIENHARD, J. H. **Mechanical measurements**. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2007.

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

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2007.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**, 7a edição. 2013.

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**, v. 55, p. 173-183, 2013.

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

JANNELLI, E. et al. A small-scale CAES (compressed air energy storage) system for stand-alone renewable energy power plant for a radio base station: A sizing-design methodology. **Energy**, v. 78, p. 313-322, 2014.

KHATIB, Hisham. IEA World Energy Outlook 2011—A comment. **Energy policy**, v. 48, p. 737-743, 2012.

KIM, Y. M.; FAVRAT, Daniel. Energy and exergy analysis of a micro-compressed air energy storage and air cycle heating and cooling system. **Energy**, v. 35, n. 1, p. 213-220, 2010

KONTOROVICH, A. E.; EPOV, M. I.; EDER, L. V. Long-term and medium-term scenarios and factors in world energy perspectives for the 21st century. **Russian Geology and Geophysics**, 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**, v. 29, n. 14, p. 3094-3102, 2009

LUND, Henrik; SALGI, Georges. The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 5, p. 1172-1179, 2009.

MALANGE, Francisco Carlos Vieira; DE SEIXAS, Falcondes José Mendes; CASONATO, Edison Campos. Projeto implementação e aplicação prática de um módulo didático de um dispositivo eletromecânico por ação de correntes induzidas na classificação freio de Foucault. In: **Proceedings of International Conference on Engineering and Technology Education**. 2014. p. 329-333.

MATSUO, Yuhji; YANAGISAWA, Akira; YAMASHITA, Yukari. A global energy outlook to 2035 with strategic considerations for Asia and Middle East energy supply and demand interdependencies. **Energy Strategy Reviews**, v. 2, n. 1, p. 79-91, 2013.

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

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

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

SUN, Hao; LUO, Xing; WANG, Jihong. Feasibility study of a hybrid wind turbine system–Integration with compressed air energy storage. **Applied Energy**, v. 137, p. 617-628, 2015.

WOLFRAM, Catherine; SHELEF, Orie; GERTLER, Paul J. **How will energy demand develop in the developing world?**. National Bureau of Economic Research, 2012.

WU, Zhu et al. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 529-537, 2015.

XINGHUA, Yang et al. Simulation and experimental research on energy conversion efficiency of scroll expander for micro-Compressed Air Energy Storage system. **International Journal of Energy Research**, v. 38, n. 7, p. 884-895, 2014.

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

ZANELLI, Robert; FAVRAT, Daniel. **Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator**. 1994. Disponível em: http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2020&context=icec. Acesso em: 10 out. 2015.

APÊNDICE A – CÓDIGO EES

Código EES para dimensionamento do scroll

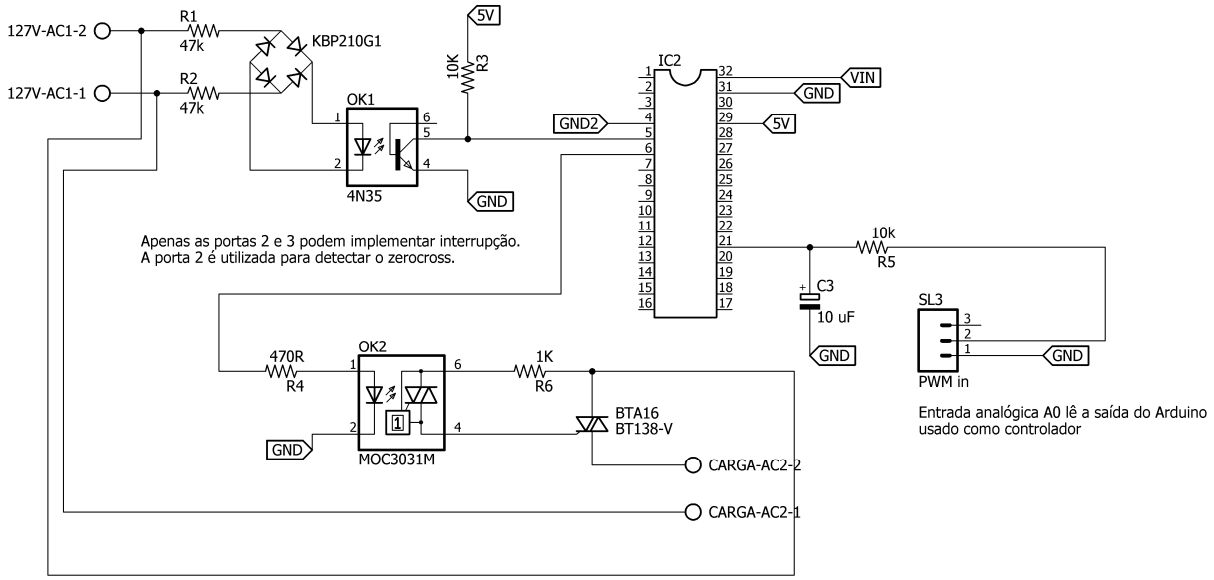
```
"Eficiência adotada"

ETA_T=0,65

"Entrada"

P_1=4 [bar]
T_1=20 [C]
h_1=Enthalpy(Air;T=T_1)
s_1=Entropy(Air;T=T_1;P=P_1)
rho_1=Density(Air;T=T_1;P=P_1)

"Saída"

P_2=0,92 [bar]
h_2s=Enthalpy(Air;s=s_1;P=P_2)
ETA_T=(h_1-h_2)/(h_1-h_2s)
T_2=Temperature(Air;h=h_2)
rho_2=Density(Air;T=T_2;P=P_2)

"Trabalho"

W_dot=m_dot*(h_1-h_2)
W_dot=0,8 [kW]

"Vazão volumétrica"

Q_1=(m_dot/rho_1)*3600 [m3/h]
Q_2=(m_dot/rho_2)*3600 [m3/h]


"Frequência"

f=n/60 [s^-1]

"Volume da câmara na sucção e descarga"

V_1=m_dot/(rho_1*f)
V_2=m_dot/(rho_2*f)
rel_vol=V_2/V_1
rel_p=rel_vol^1,4

altura_scroll=V_1/A_1
altura_scroll=0,040 [m]
altura_scroll=V_2/A_2

A_1=0,001878[m2]
```

APÊNDICE B – CONTROLADOR ELETRÔNICO

Um controlador PID foi desenvolvido para reduzir as oscilações de velocidade de rotação do expansor scroll ao longo dos testes experimentais. Neste apêndice são descritas as características básicas deste controlador. O controlador é composto por dois componentes fundamentais: um controlador de potência usando TRIAC (Triode for Alternating Current) e um controlador PID. Cada um destes componentes foi implementado com um Arduino Nano e uma placa de circuito impresso. O controlador PID lê a velocidade de rotação do expansor enquanto que o controlador de potência aciona as bobinas do freio Foucault.

O circuito utilizado para a implementação do controlador de potência é mostrado na figura 33. No circuito da figura, um Arduino Nano é montado no soquete IC2. Como o Arduino Nano possui 30 pinos, os pinos 16 e 17 do soquete ficam livres. O circuito tem como entrada um sinal PWM fornecido para a porta analógica A0 do Arduino, sinal este fornecido pelo controlador PID. Com base neste sinal de entrada, este controlador de potência aciona o TRIAC BTA16 e determina a potência fornecida para a carga. O componente 4N35 é um acoplador ótico responsável por detectar o instante em que a corrente alternada cruza com o zero, disparando uma interrupção no Arduino (porta 2). O componente MOC3031M é um segundo acoplador ótico que determina o instante em que o TRIAC deve ser acionado (pino 4 do MOC3031M aciona o TRIAC).

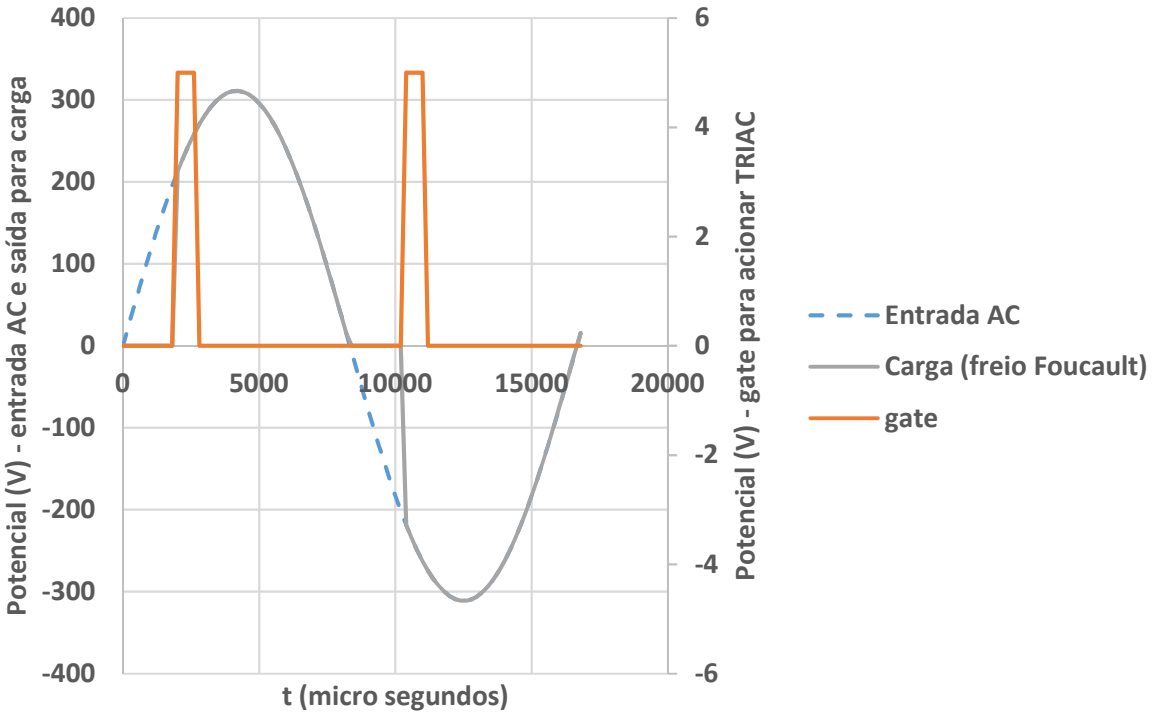
Figura 33 - Circuito do controlador de potência. O componente IC2 é um Arduino Nano



Fonte: Autor

Não faz parte dos objetivos do presente trabalho discorrer sobre os detalhes do funcionamento do circuito mostrado na figura 33. De forma muito simplificada e resumida, o que o circuito realiza é o chaveamento (liga/desliga) de forma muito rápida da carga (bobinas do freio Foucault). A figura 34 mostra a onda de entrada (sinal AC da rede) e a onda de saída fornecida para o freio Foucault, após chaveamento do TRIAC. O código do controlador Arduino utilizado para o controle de potência encontra-se mais adiante.

Figura 34 - Ondas de entrada (sinal AC da rede) e de saída (alimenta o freio Foucault)



Fonte: Autor

O circuito utilizado para a implementação do controlador PID é mostrado na figura 35. No circuito da figura, um Arduino Nano é montado no soquete IC2. Como o Arduino Nano possui 30 pinos, os pinos 16 e 17 do soquete ficam livres. O circuito tem como entrada o sinal fornecido por um sensor hall (magnético) que detecta uma volta do eixo da turbina (imãs são presos ao eixo do expansor). A mudança de polaridade gera uma interrupção no código do Arduino, que mede o intervalo entre mudanças de polaridade e calcula a rotação em rpm.

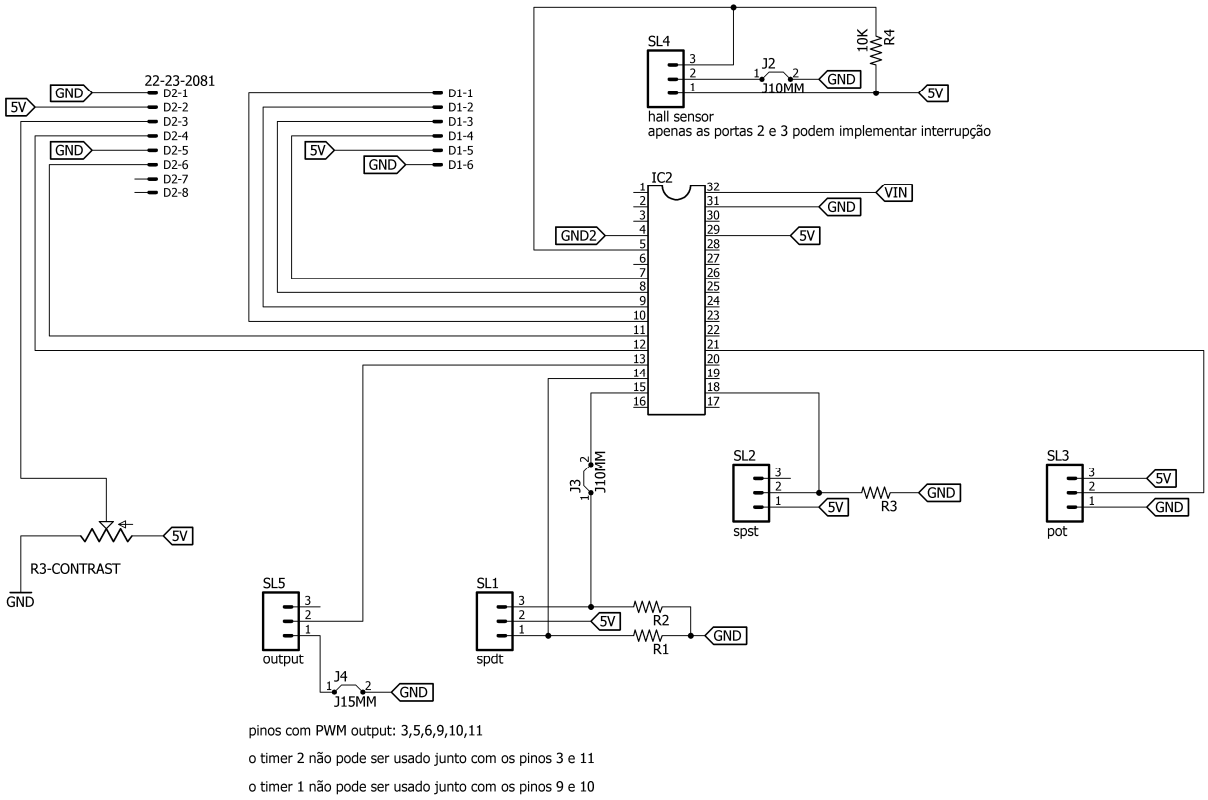
Uma biblioteca que implementa controle digital PID está disponível para placas Arduino. Esta biblioteca foi utilizada sem alterações. A implementação do controle é bastante

simples. Deve-se informar o setpoint, a entrada e a saída a ser controlada, além das constantes Kp, Ki e Kd.

Os demais componentes mostrados na figura 35 são: a) um potenciômetro para controle manual da potência de frenagem; b) uma chave spst para alternar entre controle manual e automático (PID); c) uma chave spdt com três posições para selecionar valores predeterminados de setpoint; d) uma porta de saída (output) para comunicação com o circuito controlador de potência. Por fim, os pinos D1-1 a 6 e D2-1 a 8 são utilizados para acionar um display LCD 16x2 reto iluminado.

A figura 36 mostra o controlador após construção.

Figura 35 - Circuito do controlador PID de velocidade. O componente IC2 é um Arduino Nano



Fonte: Autor

Figura 36 - Foto do controlador PID utilizado para estabilizar a rotação do expansor

Fonte: Autor

Segue abaixo a listagem do programa utilizado no Arduino que opera o controlador de potência utilizando um TRIAC (Triode for Alternating Current).

```
int AC_pin = 3;
int dim = 40;
int val;


void setup(){
  pinMode(AC_pin, OUTPUT);
  digitalWrite(AC_pin, HIGH);
  delay(2000);
  digitalWrite(AC_pin, LOW);
  attachInterrupt(0, light, RISING);  // quando cruza o zero chama light()
}


void light(){
  if(dim<248){
    int dimtime = 2000+(23*dim);  // tempo de espera para disparo do TRIAC
    delayMicroseconds(dimtime);   // pausa em micro segundos
    digitalWrite(AC_pin, HIGH);   // dispara o TRIAC
    delayMicroseconds(10);        // pausa para garantir o disparo do TRIAC
    digitalWrite(AC_pin, LOW);    // retorna o gate para LOW
  }
  else{
    digitalWrite(AC_pin, LOW);    // retorna o gate para LOW
  }
```

```
}

void loop()
{
  val = analogRead(A0);            // potência que deve ser fornecida
  dim = map(val, 1023, 0, 0, 255);  // interpolação entrada -> saída
}
```

Segue abaixo a listagem do programa utilizado no Arduino que implementa o controlador PID de velocidade. Vários imãs de neodímio são presos ao redor do eixo do expansor scroll permitindo que um sensor hall detecte cada volta a partir da mudança de polaridade dos imãs. Por fim, um sinal PWM é fornecido para o controlador de potência (saída do controlador).

```
#include <LiquidCrystal.h>
#include <MsTimer2.h>
#include <PID_v1.h>

LiquidCrystal lcd(9, 8, 7, 6, 5, 4);
double Setpoint, Input, Output;
// Parâmetros PID
double consKp=0.1, consKi=0.04, consKd=0.000;

PID myPID(&Input, &Output, &Setpoint, consKp, consKi, consKd, REVERSE);
// O controle pode ser DIRECT ou REVERSE
// No caso é reverse (quanto maior a saída para o freio menor a rotação)

#define base 10         // 10 digital (PWM) - output (pinos com PWM: 9, 10 e 11)
#define portManual 0    // manual setup - porta A0 - potenciômetro
#define sensorHall 2    // leitura do sensor hall (2 e 3 aceitam interrupção)
#define switchSetP1 11  // setpoint 1900 - porta digital 11
#define switchSetP2 12  // setpoint 1200 - porta digital 12
#define switchAuto 13   // manual ou automático - porta digital 13

volatile int state = LOW;
unsigned long NewTime = 10;
unsigned long OldTime = 0;
double rpm;
double rpmfilter;
int sp;
int pos_array = 0;       // a posição no array de dez elementos varia entre 0 e 9
double rpmArray[10]={0,0,0,0,0,0,0,0,0,0};
double sp1 = 1000;
double sp2 = 1100;
double sp3 = 1200;
int sprange;
unsigned long t1,t2,t3;


void setup()
{
  pinMode(switchSetP1, INPUT);
  pinMode(switchSetP2, INPUT);
  pinMode(switchAuto, INPUT);
```

```
  pinMode(sensorHall, INPUT);
  pinMode(base, OUTPUT);
  lcd.begin(16, 2);
  Input = 500;
  Setpoint = 1500;
  myPID.SetOutputLimits(0,255);
  myPID.SetMode(MANUAL);      // AUTOMATIC = PID ligado; MANUAL = PID desligado.
  sprange=map(analogRead(portManual),0,1023,0,4);
  switch (sprange) {
  case 0:
    sp1 = 1200; sp2 = 1500; sp3 = 1700;
    break;
  case 1:
    sp1 = 1800; sp2 = 1900; sp3 = 2000;
    break;
  case 2:
    sp1 = 2100; sp2 = 2200; sp3 = 2300;
    break;
  case 3:
    sp1 = 2400; sp2 = 2500; sp3 = 2600;
    break;
  default:
    sp1 = 2700; sp2 = 2800; sp3 = 2900;
  break;
  }

  if (digitalRead(switchAuto)==HIGH)
  {
    if (digitalRead(switchSetP1)==HIGH) t2=1000000; else
      {if (digitalRead(switchSetP2)==HIGH) t2=250000; else t2=500000;}
  }
  else
  {
    if (digitalRead(switchSetP1)==HIGH) t2=125000; else
      {if (digitalRead(switchSetP2)==HIGH) t2=31250; else t2=62500;}
    }

  t3=0;

  // interrupção para determinar a leitura da velocidade (em rpm)
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(sensorHall), blink, RISING);
  // intervalo de tempo para chamada do controle PID
  MsTimer2::set(100, controle);
  MsTimer2::start();
}
```

void loop() {

```
  analogWrite(base,t3);
  if (digitalRead(switchSetP1)==HIGH) Setpoint=sp1; else
    {if (digitalRead(switchSetP2)==HIGH) Setpoint=sp3; else Setpoint=sp2;}

  // Determinação do valor médio das últimas dez leituras de RPM
  double soma = 0;
  for (int i=0;i<=9;i++)
    soma = soma + rpmArray[i];
  rpmfilter=soma/10.0;
```

```
  if (digitalRead(switchAuto)==HIGH)
  {
    myPID.SetMode(AUTOMATIC);
    Input=rpmfilter;
  }
  else
  {
    myPID.SetMode(MANUAL);
    Output=analogRead(portManual);
    Output=map(Output,0,1023,0,255);
  }
  t3=Output;
  lcdupdate();
}

void controle()
{
  myPID.Compute();
}

void lcdupdate(){
  lcd.setCursor(0,0);
  lcd.print("Spt:");
  lcd.print(Setpoint,0); // sem casas decimais
  lcd.print(" out:");
  lcd.print(Output,0);
  lcd.print("  ");
  lcd.setCursor(0,1);
  lcd.print("rpm:");
  lcd.print(rpmfilter,0); // sem casas decimais
  lcd.print("  ");
  lcd.setCursor(13,1);
  if (digitalRead(switchAuto)==HIGH)
  {lcd.write("Aut");} else {lcd.write("Man");}
}

void blink() {
  OldTime=NewTime;
  NewTime = micros();
  rpm=((1000000.0/(NewTime-OldTime))*60.0);
  // se a velocidade for maior que 4000 rpm, deve ter sido
  // erro de leitura (instabilidade) e este valor é desprezado
  if (rpm<4000)
  {
   rpmArray[pos_array]=rpm;
   pos_array++;
   if (pos_array==10) pos_array=0;
  }
}
```