

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MAURÍCIO DANIEL MARCZAL**

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE AR  
COMPRIMIDO ALIMENTADO POR COMPRESSOR HERMÉTICO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**GUARAPUAVA**

**2015**

**MAURÍCIO DANIEL MARCZAL**

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE AR  
COMPRIMIDO ALIMENTADO POR COMPRESSOR HERMÉTICO**

Trabalho de Conclusão de Curso 2  
apresentado como requisito parcial à  
obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica, da Coordenação  
de Engenharia Mecânica, da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos  
Amaro de Faria Júnior

Co-orientador: Prof. Dr. Christian  
Naaktgeboren

**GUARAPUAVA**

**2015**



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Campus Guarapuava  
Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Coordenação de Engenharia Mecânica  
Engenharia Mecânica



---

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

### **MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE AR COMPRIMIDO ALIMENTADO POR COMPRESSOR HERMÉTICO**

**MAURICIO DANIEL MARCZAL**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 30 de junho de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

**Dr. Antônio Carlos Amaro de Faria Júnior**  
Prof. Orientador

---

**Dr. Christian Naaktgeboren**  
Co-orientador

---

**Msc. Vlademir Aparecido Freire Júnior**  
Membro titular

---

**Msc. Luciano Zart Olanyk**  
Coordenador do curso de Engenharia Mecânica

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

Um Pouco de ciência nos afasta de Deus.  
Muito, nos aproxima.  
(LOUIS PASTEUR)

## RESUMO

MARCZAL, Maurício Daniel. **Modelagem termodinâmica de um sistema de ar comprimido alimentado por compressor hermético**. 2015. 22 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2015.

A utilização de compressores de ar em espaços que demandam baixas emissões de ruídos é um grande desafio aos atuais equipamentos. Trabalho e silêncio devem estar atrelados ao dispositivo para atender as demandas de ambientes específicos como hospitais, laboratórios e clínicas. A presente proposta de estudo tem por objetivo modelar termodinamicamente um compressor hermético utilizado em sistemas refrigeradores domésticos, reaplicado a compressão de ar, com validação experimental e avaliação de demais características pertinentes a sua eventual aplicação comercial. A modelagem e validação experimental visaram obter os dados econômicos e de operação mais relevantes, como a eficiência global e dos principais subsistemas, potências de alimentação e utilização, em função dos parâmetros do compressor e reservatório. A modelagem almejou identificar os processos de maior taxas de transferência de exergia no sentido de identificar as melhorias mais relevantes. Foi pretendido comprovar a funcionalidade de compressores domésticos como sistema motriz de compressão de ar em uma rede de ar comprimido compacta através dos resultados, comprovando experimentalmente sua eficiência através de leituras de dados de um protótipo.

**Palavras-chave:** Compressor. Hermético. Modelagem. Termodinâmica.

## ABSTRACT

MARCZAL, Maurício Daniel. **Thermodynamic modeling of a compressed air system powered by hermetic compressor**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Federal Technology University - Parana. Guarapuava, 2015.

The use of air compressors in areas that require low noise emissions is a big challenge to current equipment. Work and silence must be linked to the device to meet the demands of specific environments such as hospitals, laboratories and clinics. The proposed study aims to model thermodynamically a hermetic compressor used in household refrigerators systems, reapplied compression air with experimental validation and evaluation of other relevant features to their eventual commercial application. The modeling and experimental validation aimed at getting the most relevant economic and operating data such as overall efficiency and major subsystems, power and power use, depending on the compressor and reservoir parameters. Modeling craved identify the processes of greatest exergy transfer rates in order to identify the most relevant improvements. It was intended to demonstrate the functionality of domestic compressors as the driving air compression system in a compact compressed air network through the results, proving its efficiency experimentally using a prototype data readings.

**Keywords:** Compressor. Hermetic. Modeling. Thermodynamics.

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>8</b>
1.1 CLASSIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES .....	8
1.1.1 Modelos Construtivos .....	8
1.1.2 Aplicações .....	9
1.1.3 Modelos Funcionais .....	10
1.1.4 Ciclo de Vida do Compressor Hermético Doméstico .....	13
1.2 DEMANDAS DE USO .....	13
<b>2 OBJETIVOS .....</b>	<b>16</b>
2.1 OBJETIVOS GERAIS .....	16
2.1.1 Objetivos Específicos.....	16
<b>3 JUSTIFICATIVA.....</b>	<b>17</b>
<b>4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>18</b>
<b>5 METODOLOGIA.....</b>	<b>22</b>
5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA .....	23
5.1.1 Vazão mássica.....	24
5.1.2 Trabalho de compressão .....	24
5.1.3 Eficiência do compressor .....	25
5.1.4 Cálculo da Exergia do Sistema .....	26
5.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	28
<b>6 CONSIDERAÇÕES .....</b>	<b>37</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>39</b>

## 1 INTRODUÇÃO

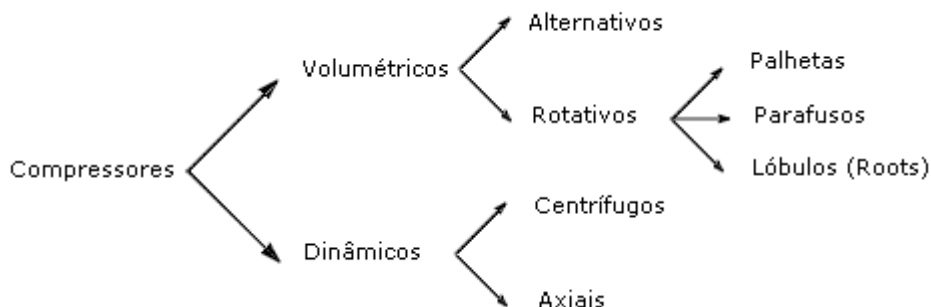
Sistemas geradores de ar comprimido encontram aplicações em diversos ramos industriais, sendo um importante equipamento para execução de diversos trabalhos que vão desde simples processos de limpeza, até complexos circuitos de automação pneumática.

Os compressores são os elementos principais do sistema gerador de ar comprimido, pois são eles que promovem o diferencial de pressão através de trabalho mecânico (STEWART, 2001). Seus modelos construtivos bem como suas características são bastante particulares a cada tipo.

### 1.1 CLASSIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES

#### 1.1.1 Modelos Construtivos

Os princípios de construção em que se baseiam os compressores são o volumétrico e o dinâmico. Estes ainda se subdividem em categorias de acordo com o seu tipo. Volumétricos são subdivididos em alternativos e rotativos, enquanto que dinâmicos podem ser do tipo centrífugo ou axial. Essa subdivisão ainda representa uma hierarquia de formato no qual a classificação pode ser distribuída nos tipos de palheta, parafuso e de lóbulos.



**Figura 1 – Classificação dos modelos construtivos dos compressores**  
**Fonte: Autoria própria**

O tipo de compressor dinâmico (ou turbo - compressor) é aquele que possui dois dispositivos principais: o difusor e o impelidor. Segundo (HEINZ, 2014):



O impelidor é um órgão rotativo munido de pás que transfere ao ar a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia se faz em parte na forma cinética e em outra parte na forma de entalpia. Posteriormente, o escoamento estabelecido no impelidor é recebido por um órgão fixo denominado difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do ar em entalpia, com conseqüente ganho de pressão. Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua, e, portanto corresponde exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controle. (HEINZ; BLOCH; FRED, 2014, p. 16)

Os compressores de tipo volumétrico são aqueles em que o acréscimo de pressão se deve através da diminuição do volume original do gás. Geralmente é um processo em sistema fechado que ocorre com admissão de ar atmosférico, seguido de confinamento em um vaso de pressão para armazenagem até o uso. O compressor hermético (caso de estudo em particular) é um compressor do tipo volumétrico que apresenta o mecanismo de compressão alternativo (pistão/êmbolo).

### 1.1.2 Aplicações

As aplicações cujas quais se destinam os compressores são classificadas em três tipos: industriais (de processo ou ordinárias), de refrigeração e de serviços a vácuo.

Usos recorrentes em grandes centrais de ar comprimido que garantam o pleno funcionamento de máquinas pesadas (principalmente de elevação de carga) são tidas como aplicações industriais, plenamente presentes nos mais variados ramos das indústrias mecânicas, navais, químicas, farmacêuticas etc. (SILVA, 2009).

Aplicações que dependam de dispositivos compressores, como processos de armazenamento de gás em refinarias, geração e armazenamento de gases aerossóis dentre outros, são tidos como aplicações do processo, onde o dispositivo compressor executa de forma direta o processo, não agindo portanto passivamente.

Pequenas atividades, usos recreacionais e aplicações domésticas são classificadas como aplicações ordinárias, onde o compressor atua passivamente, sendo responsável apenas pela geração de ar comprimido em baixa escala (LEITE, 2011).

Bombas de calor e refrigeradores têm o compressor como dispositivo fundamental para seu funcionamento, sendo o mesmo responsável por bombear o

fluido refrigerante que circula por todo o sistema ora no estado líquido, ora no estado gasoso (WILBERT, STOECKER, 1985).

Um tipo especial de aplicação dos equipamentos relacionados a compressão seria o serviço a vácuo, onde estes elementos criam condições bem específicas ao ambiente tratado (geração de vácuo).

A aplicação que o projeto se destina contempla pequenas demandas de vazão com pressões normalmente utilizadas em sistemas de ar comprimido (5 a 8 bar). Os usos nestas condições podem ser de trabalhos com aerografia (pressão nominal de 3 bar), limpeza de componentes por expulsão via ar comprimido (pressão nominal 5 bar) ou mesmo acionamento de turbinas odontológicas (pressão nominal de 2,8 bar)

### 1.1.3 Modelos Funcionais

Os principais modelos de compressores utilizados são os alternativos e os rotativos.

A tipificação dos dispositivos alternativos englobam compressores do tipo a pistão, diafragma e membrana. Suas características principais são o regime de vazão pulsante, o grande número de peças móveis e o único tipo de compressor que possui válvulas (admissão e descarga).

Dispositivos rotativos incluem em sua categoria: compressores do tipo parafuso, lóbulo, de palhetas e do tipo *scroll*. Suas particularidades são que podem operar como bombas de vácuo, trabalham com rotações relativamente elevadas, tem o fluxo contínuo, sendo os mais utilizados no ambiente industrial (FIALHO, 2009).

Uma designação especial é o compressor do tipo hermético, que confina dentro de um mesmo invólucro metálico o sistema compressor de ar juntamente ao motor elétrico. Sua característica principal é o ruído muito baixo (na ordem de 50 dB) (NUNES, 2005), sua relativa baixa potência (cerca de 80W) e sua baixa manutenção. Os sistemas refrigeradores domésticos se utilizam, em sua maioria, deste tipo de compressor.

Sua hermeticidade deve-se ao fato de acoplar o motor elétrico e o mecanismo de compressão num mesmo artefato selado (um sistema hermético não admite vazamentos), diminuindo muito assim sua manutenção, lubrificação e ruído.

O tipo hermético é tipicamente escolhido em refrigeradores domésticos principalmente por ter um mecanismo silencioso, isento de perdas de fluxo mássico (vazamentos) e que, por ser selado, tem como efeito colateral o baixo ruído.

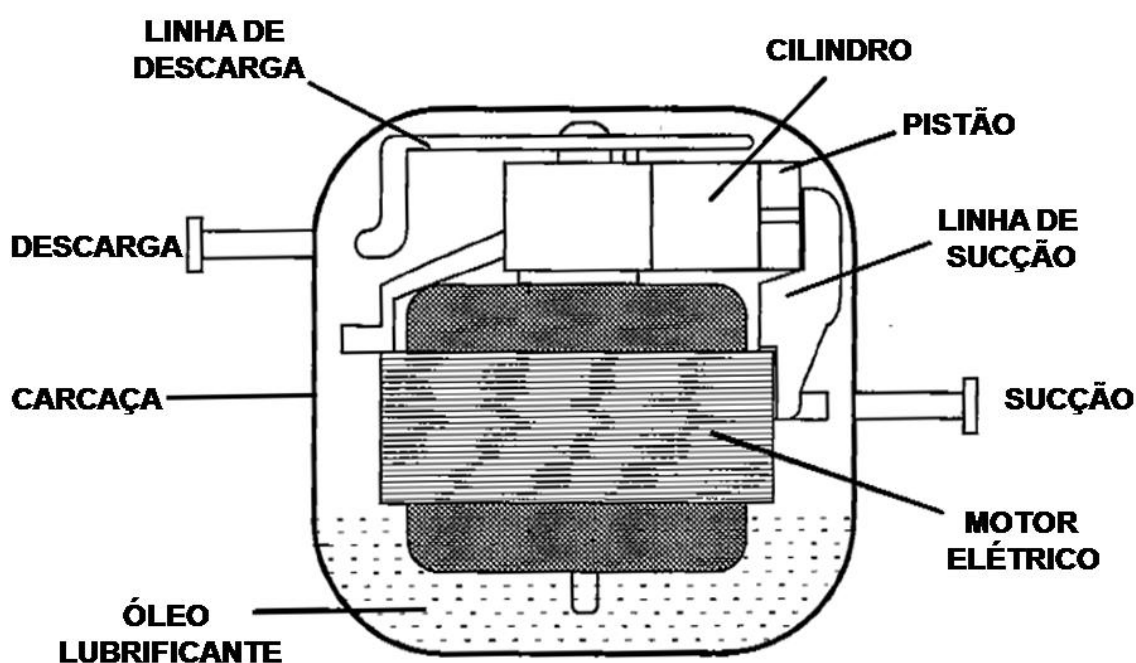


Figura 2 – Esquema simplificado de um compressor hermético a pistão  
Adaptado de: CAVALLINI, 1996

Os elementos do compressor de maior interesse para o estudo são os dutos de admissão e descarga, o mecanismo de compressão (conjunto cilindro/pistão), e motor elétrico. Um esquema completo dos componentes internos de um compressor hermético pode ser visualizado a seguir.



**Figura 3 – Corte de um compressor hermético a pistão**  
**Fonte: Adaptado de catálogo eletrônico Tecumseh**

O duto de sucção é o local por onde ocorre a admissão do fluido a ser comprimido. Os canais da linha de sucção são os elementos tubulares de transporte do ar comprimido até a câmara de compressão. Em refrigeradores os dutos são parte de um conjunto de tubulações em ciclo que desloca hermeticamente o fluido refrigerante para realização da troca térmica. No caso estudado, o duto é aberto à atmosfera.

O conjunto cilindro e pistão é o mecanismo que promove a compressão do fluido, através do movimento alternativo do pistão e da abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga.

O motor elétrico fornece a energia necessária para que o mecanismo biela/manivela possa operar bem como a bomba de óleo possa lubrificar o dispositivo com o óleo presente no cárter.

A carcaça é o elemento de vedação e isolamento dos componentes com o ambiente externo. Promove abafamento do ruído e inibição da corrosão dos componentes internos pelo ar atmosférico.

#### 1.1.4 Ciclo de Vida do Compressor Hermético Doméstico

Os compressores são dispositivos fabricados com bastante robustez. Seus fabricantes, no intuito de garantir confiabilidade, projetam dispositivos que raramente necessitam de manutenção e por muitas vezes tem uma vida infinita em fadiga.

Para o caso de geladeiras e refrigeradores, o compressor é um elemento que em muitas ocasiões é colocado em desuso quando do descarte do equipamento. Este mesmo dispositivo poderia ter uma vida de trabalho muito maior do que os demais elementos da máquina térmica justamente por se tratar de um mecanismo mais robusto. Componentes como portas, forrações térmicas, dutos e gabinetes de refrigeradores têm uma viabilidade grande ao serem descartados e reciclados, porém o compressor não apresenta grande valor comercial como massa metálica.

## 1.2 DEMANDAS DE USO

Em algumas ocasiões, as aplicações que demandam fluxo de ar comprimido possuem necessidades específicas que podem variar desde demandas de fluxo de ar até compressão silenciosa. O ruído proveniente do compressor prejudica atividades que precisem de atenção especial (como trabalhos artísticos), gerando incômodo, principalmente em ambientes hospitalares e laboratoriais.

Compressores normalmente usados em sistemas de ar comprimido têm elementos móveis bastante solicitados com altas rotações e sua lubrificação nem sempre é eficiente. Válvulas de admissão e descarga quando abertas causam estalos, as correias usadas na transmissão provocam barulho, a resistência ao

escorregamento do pistão no cilindro e mesmo as ineficiências na vedação contribuem para um regime de trabalho menos silencioso.

Visando-se evitar o ruído, o compressor é por vezes colocado em ambientes fechados, sem renovação de ar, sendo este confinamento um causador do aumento da temperatura ambiente (de mais de 40° C em situações específicas), condensando o ar que se transforma em água que se direciona para o sistema do equipamento acionado, danificando assim a operação do mesmo.

Em dias chuvosos, o compressor exposto à umidade acondiciona partículas de água no sistema, além do motor elétrico do próprio compressor ser afetado por corrosão.



**Figura 4 – Compressor odontológico exposto**  
**Fonte: (SCHULZ, 2008)**

Aplicações de ar comprimido que exigem baixas emissões de ruído esbarram nos modelos construtivos das unidades geradoras atuais. Assim é proposta a modelagem e adaptação de um dispositivo diferenciado, que utiliza um compressor do tipo hermético atrelado a uma pequena unidade armazenadora de ar comprimido para usos ordinários e comerciais de baixo porte.

Logo surge a necessidade de se obter as informações de eficiência, tais como vazão de ar comprimido, tempo de carga, pressão efetiva e eficiência do

motor, que comprovem o seu funcionamento como uma máquina destinada ao uso proposto.

Com a análise termodinâmica, pretendeu-se obter características específicas de desempenho, bem como avaliação de perdas.

A adaptação em um protótipo e a coleta de dados referente ao mesmo colabora para a validação experimental da funcionabilidade do sistema em questão.

## 2 OBJETIVOS

Dividem-se os objetivos de acordo com o que se segue:

### 2.1 OBJETIVOS GERAIS

Caracterizar termodinamicamente um sistema de ar comprimido compacto com alimentação por compressor hermético em termos de eficiência energética, análise exérgica e perdas de pressão durante o processo, com validação experimental.

#### 2.1.1 Objetivos Específicos

Construção de um protótipo gerador de ar comprimido readequando o compressor de um refrigerador residencial, coletar dados de consumo de trabalho do compressor, verificar a estabilidade do sistema construído, comparar diferenciais de pressão produzidos e caracterizar o volume de ar produzido em relação ao tempo.

No sistema gerador de ar comprimido e nas válvulas/tubulações: equacionar o sistema de ar comprimido, analisando suas taxas de transferência de exergia (exergia de fluxo), caracterizar as perdas de carga do sistema, estimar a eficiência isentrópica do compressor de ar e calcular o desempenho real do sistema.

No vaso de pressão: analisar a estabilidade do armazenamento do ar, verificar a segurança do sistema, quantizar o aumento de pressão versus tempo e monitorar as perdas nos acoplamentos.



### 3 JUSTIFICATIVA

Os compressores de refrigeradores domésticos mais antigos, em sua grande maioria têm seu destino final como sendo os “ferros-velhos”, não trazendo assim consigo uma funcionalidade maior do que o próprio reaproveitamento em massa, do metal contido em suas carcaças.

A reutilização desse componente como um dispositivo acoplado de um pequeno sistema de ar comprimido, pode assim gerar um uso mais eficiente para o componente tendo um destino de reciclagem mais adequado.



**Figura 5 – Descarte Inadequado do Compressor Elétrico**  
Fonte: (HAHN, 2004)

As próprias características do compressor sugerem um destino mais nobre, pois sua baixa emissão de ruído é uma particularidade muito aplicável.

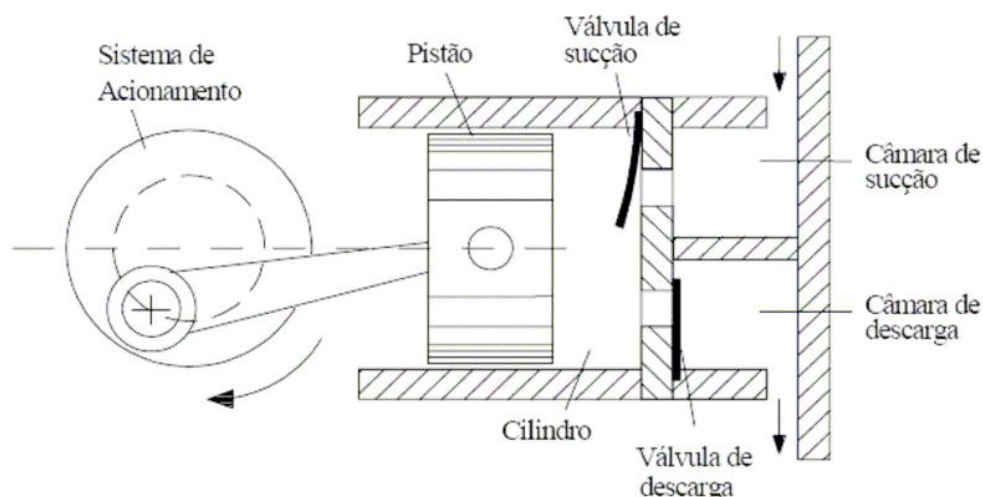
O estudo justifica-se também através do pouco uso deste tipo de equipamento como geratriz num sistema convencional, pretendendo-se assim verificar a possibilidade de ampliar o acoplamento desse tipo de máquina em redes de ar comprimido.

Justifica-se ainda pelo fato do compressor do tipo hermético apresentar características favoráveis de uso em ambientes internos, devido ao seu consumo reduzido de potência (adequado para a maioria das instalações elétricas) e seu nível baixo de ruído.

#### 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma aplicação de ar comprimido que necessite operar com regime constante, tendo necessidade da operação sempre em sua potência máxima é mais bem atendida através do compressor hermético, tanto do ponto de vista econômico quanto do consumo energético (MOREIRA, 2009, p. 110).

Compressores herméticos a pistão possuem um aspecto construtivo mais simplificado, são mais acessíveis e são mais baratos, porém não devem ser adotados utilizando apenas o critério de preço, pois este será substancialmente menor do que o custo do consumo elétrico por ele utilizado (HAHN, 2004).



**Figura 6 – Esquema de um compressor alternativo**  
**Fonte: (HAHN, 2004)**

Fatores que limitam as escolhas de geradores para unidades pneumáticas são em sua grande maioria características de vazão e pressão. Ambas devem ser cautelosamente analisadas para a demanda evitando assim sobrecargas ou mesmo falta de pressão/volume nos reservatórios.

Alguns itens avaliados incluíram perdas de pressão nos dispositivos herméticos, que podem ocorrer por fatores diversos. De acordo com (SIRBONE, 2007):

No cálculo do desempenho ou eficiência dos compressores herméticos muitos parâmetros tem de ser levados em consideração. Entre eles fluxo de massa real, trabalho de compressão, trabalho mecânico, trabalho elétrico, perdas devido à transferência de calor e a dissipação de

energia, dinâmica das válvulas entre outros. É necessário, portanto, avaliar corretamente todos estes parâmetros para uma grande gama de diferentes condições de trabalho (SIRBONE, 2007, p. 34).

Tendo posse destas avaliações pôde-se então estimar a eficiência isentrópica do compressor e assim então avaliar o real desempenho do sistema através da comparação com o modelo idealizado.

Análises termodinâmicas foram tomadas com base nas leis que são regidas por equações características. Esta análise realizou-se em duas etapas, como sugere (SIRBONE, 2007)

Para avaliar o desempenho de um compressor, dois tipos de análises termodinâmicas podem ser utilizadas. A primeira lei da termodinâmica e a análise de exergia baseada na segunda lei da termodinâmica. A primeira lei mostra qualitativamente as relações entre calor, trabalho e energia. Enquanto a exergia dá-nos informações sobre as perdas de energia devido a irreversibilidades (SIRBONE, 2007, p.34).

A primeira lei da termodinâmica é uma expressão do princípio da conservação da energia, citando energia como uma propriedade termodinâmica. Tal expressão pode ser descrita como:

$$Q - W = \Delta U \quad (1)$$

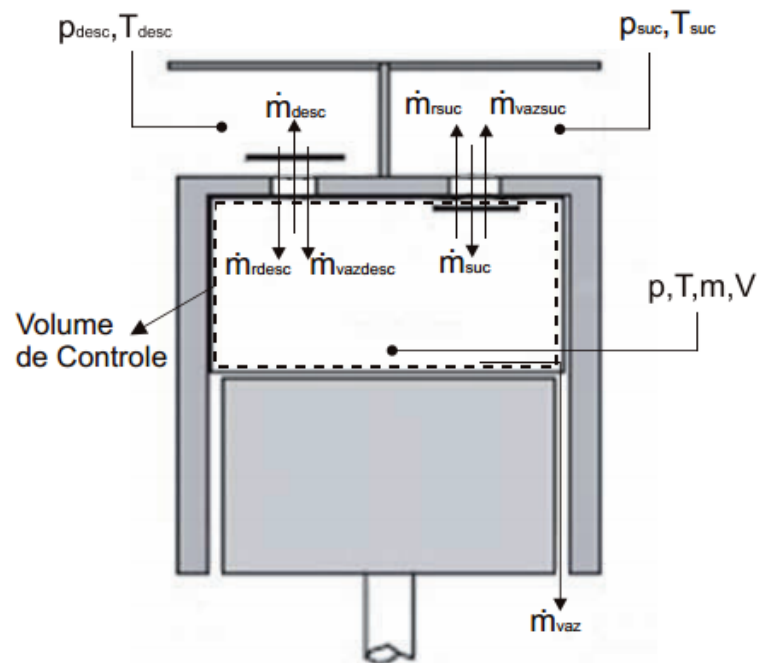
A partir da análise da equação da primeira lei da termodinâmica pode-se relacionar então trabalho  $W$  e calor  $Q$  como relações da energia  $\Delta U$  do sistema, mensurando assim um valor para a mesma.

Quando o valor de  $W$  é maior do que zero, têm-se que o sistema transforma calor em trabalho (realiza trabalho). Casos com valores de  $W$  negativos são processos em que o trabalho é convertido em calor. Quando os valores de  $Q$  e  $W$  são zero o sistema não realiza trabalho e não sofre perda nem ganho de calor, fenômeno que ocorre em expansões livres.

Uma proposta para modelagem de um subsistema, com seu volume de controle definido na câmara de compressão é sugerida por (SILVA & DESCHAMPS, 2011):

$$\left(\frac{\partial m}{\partial t}\right)_V = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{desc} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{rsuc} + \dot{m}_{rdesc} + \dot{m}_{vazdesc} - \dot{m}_{vazsuc} \quad (2)$$

Onde  $\dot{m}_{suc}$  e  $\dot{m}_{desc}$  representam os fluxos de sucção e descarga. Fenômenos de refluxo em válvulas são representados por  $\dot{m}_{rsuc}$  e  $\dot{m}_{rdesc}$  sendo estes relacionados aos atrasos nos seus fechamentos. As folgas entre o conjunto pistão cilindro é dada por  $\dot{m}_{vaz}$  e os termos  $\dot{m}_{vazdesc}$  e  $\dot{m}_{vazsuc}$  representam vazamentos nas válvulas de descarga e sucção (SILVA & DESCHAMPS, 2011). Tal modelagem pode ser observada através do diagrama:



**Figura 3 – Balanço de massa na câmara de compressão**  
 Fonte: (SILVA & DESCHAMPS, 2011)

As análises que referem-se as irreversibilidades no sistema foram conduzidas pela análise de segunda lei, que diz que a entropia do sistema sempre tenderá a crescer com o passar do tempo. Isto é, o total aproveitamento de calor em trabalho é impossível. Matematicamente:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3)$$

Onde  $Q$  representa o calor transferido, de ou para um sistema, e  $T$  como sendo a temperatura da fronteira. O aumento da entropia do sistema ocorre na presença das irreversibilidades.

Como consequência o sistema não pode converter toda energia fornecida ao compressor em trabalho de compressão, portanto há perdas no sistema, segundo aumento do grau de entropia no mesmo. A exergia do sistema então é portanto, uma medida de desvio de um sistema quando comparado ao ambiente nunca podendo ser negativa. Esta exergia não pode ser conservada, mas sim destruída através das irreversibilidades do sistema.

Estas considerações foram utilizadas para o processo de modelagem que se procedeu, em acordo com os métodos definidos.

A verificação experimental foi realizada tomando algumas precauções, sendo uma delas a utilização de válvulas e manômetros ao longo da linha pneumática, para captar assim diversos pontos de pressão como sugere (ZIGMANTAS, 2006, p. 98).

Cuidados adicionais foram adotados em relação ao vaso de pressão utilizado no protótipo, respeitando-se suas condições de operação que segundo (TELLES, 1990, p.104) são a pressão e a temperatura. Logo conseguiu-se uma pressão de trabalho normalmente utilizada nos equipamentos pneumáticos convencionais, 7 bar, e mais precisamente para um uso odontológico em 2,2 bar.

## 5 METODOLOGIA

O estudo se deu em sua primeira etapa através da modelagem matemática aliada aos conceitos termodinâmicos dos seguintes itens:

- Trabalho elétrico
- Trabalho de compressão
- Fluxo de massa
- Potência do sistema
- Eficiência energética
- Eficiência de segunda lei

Os métodos de estudo realizados incluíram o uso de modelagem através de planilhas computacionais, objetivando a maior rapidez nos resultados com a variação de parâmetros pré-estabelecidos. As análises de dados termodinâmicos se utilizaram das tabelas de (MORAN; SHAPIRO, 2009) aliados a cálculos de planilhas com o software CALC, da plataforma LIBRE OFFICE.

Perdas de carga no sistema foram avaliadas nas possíveis junções com expansões abruptas, elementos de fixação roscados, válvulas de entrada e saída do dispositivo bem como nas juntas e distribuição como sugere (ANHÊ, 2010).

A primeira modelagem no sistema foi realizada baseando-se nas condições de operação do dispositivo novo. Logo, os efeitos de perdas de carga associados a entradas e saídas pelo compressor, tubulações e o vaso de pressão foram desprezados.

Os subsistemas para os componentes novos foram caracterizados como o compressor hermético e o reservatório pulmão em condições operacionais fornecidas pelo fabricante como mostrado nas tabelas 1 e 2, a fim de obter um modelo para comparação ao funcionamento do dispositivo reciclado.

**Tabela 1 – Dados técnicos do compressor**

<b>COMPRESSOR TECUMSEH - MODELO THG1340YS</b>	
Referência Comercial	1/8 HP
Rotação	3600 rpm
Potência	80 W
Volume deslocado	3,79 cm <sup>3</sup>
Ø Pistão	1,9 cm
Ø Tubulação (E/S)	10 mm

**Fonte: Catálogo eletrônico TECUMSEH**

**Tabela 2 – Dados técnicos do vaso de pressão**

<b>CILINDRO EXTINTOR RESIL - MODELO R936</b>	
Código	1300 93600
Volume	6,08 L
Altura extintor	465 mm
Ø Recipiente	165,1 mm
Pressão nominal	12,6 MPa
Teste hidrostático	21 MPa

**Fonte: Catálogo eletrônico RESIL**

## 5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

O procedimento de modelagem iniciou-se com a divisão dos subsistemas existentes no protótipo para posterior análise. Definiu-se então 3 subsistemas de análise característicos no dispositivo. São eles: o compressor como um elemento fechado (volume de controle geral), a câmara de compressão (mecanismo biela/manivela) e por fim o reservatório pulmão.

Para a modelagem das características termodinâmicas básicas no compressor, algumas variáveis foram elencadas para o estudo. As variáveis colhidas foram então: pressão, temperatura, velocidade do ar nas tubulações de admissão e descarga tanto do compressor como do vaso de pressão, e tempo de carregamento a plena carga.

### 5.1.1 Vazão mássica

A vazão mássica é calculada por:

$$\dot{m} = \rho \cdot \Delta V \cdot f \quad (4)$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica ( $kg/s$ ),  $\rho$  é a densidade do ar ( $kg/m^3$ ),  $\Delta V$  o volume deslocado dentro do cilindro ( $m^3$ ) e  $f$  a rotação nominal do motor ( $rps$ ).

O dado referente a vazão de ar nas tubulações de sucção e descarga no caso do compressor e nas entradas e saídas dos elementos roscados no caso do vaso de pressão, foi calculado, utilizando-se dos valores fornecidos de velocidade do ar (medição realizada através de um anemômetro de precisão) e o diâmetro da tubulação observada.

A equação 4 pode então ser reescrita utilizando a velocidade do ar  $v$ , a relação de área da seção transversal com base no diâmetro da tubulação  $\phi$  e da densidade  $\rho$ .

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot \left( \frac{\pi \phi^2}{4} \right) \quad (5)$$

### 5.1.2 Trabalho de compressão

Segundo (MORAN, SHAPIRO, 2009) um volume de controle que contempla um compressor pode ter seu balanço de massa e energia, desprezando-se os efeitos da gravidade, definido por:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{comp} + \dot{m} \left[ (h_{suc} - h_{des}) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} \right] \quad (6)$$

No caso do compressor novo, geralmente o efeito das transferências de calor para a vizinhança é um efeito secundário, assim o mesmo pode ser desprezado para fins de cálculo, juntamente com as perdas por energia cinética, simplificando assim o equacionamento. Isolando têm-se para o modelo de fábrica:



$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_{des} - h_{suc}) \quad (7)$$

No caso de análise com o equipamento funcional real, deve-se levar em conta que durante o ciclo de compressão, há uma troca de calor relevante entre o gás e cilindro e este processo não pode, portanto, ser considerado adiabático devendo assim ser determinado segundo (CAVALLINI et. al., 1996) pela equação:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m} \left[ \left( \frac{n_{politropico}}{n_{politropico} - 1} \right) - \left( \frac{k}{k - 1} \right) \right] \cdot R \cdot T_{suc} \cdot \left[ \left( \frac{P_{desc}}{P_{suc}} \right)^{\frac{(n_{politropico} - 1)}{n_{politropico}}} - 1 \right] \quad (8)$$

O coeficiente isentrópico  $k$  representa a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante para um determinado gás.

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (9)$$

Segundo tabelas termodinâmicas, para a variação de 250 K a 350 K, o valor de  $k$  não se altera significativamente, podendo ser aproximado por 1,4.

O coeficiente politrópico,  $n_{politropico}$  pode ser determinado por:

$$n_{politropico} = \frac{\ln \left( \frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)}{\ln \left( \frac{P_{des} \cdot T_{suc}}{P_{suc} \cdot T_{des}} \right)} \quad (10)$$

### 5.1.3 Eficiência do compressor

O cálculo da eficiência do compressor pode ser obtido através de uma relação entre o trabalho de compressão realizado  $W_{comp}$  e do trabalho fornecido por ciclo  $W_{ciclo}$  que é efetivamente o consumo elétrico do dispositivo.

$$\eta_{compressor} = \frac{W_{comp}}{\dot{W}_{ciclo}} \quad (11)$$

#### 5.1.4 Cálculo da Exergia do Sistema

A análise de exergia específica pode ser determinada utilizando o princípio da segunda lei da termodinâmica onde:

$$X = u - u_{suc} + P_{suc}(v - v_{suc}) - T_{suc}(s - s_{suc}) + \frac{V_2^2}{2} \quad (12)$$

Para o caso específico da determinação da exergia específica de um fluxo  $\dot{X}_{fluxo}$  (desprezando-se os efeitos da gravidade e energia cinéticas), a equação pode ser escrita em termos das entalpias na sucção e descarga ( $h_{suc}$ ,  $h$ ), a temperatura ( $T_{suc}$ ) média e as entropias de entrada e saída ( $s_{suc}$ ,  $s$ ):

$$\dot{X}_{fluxo} = h - h_{suc} - T_{suc}(s - s_{suc}) \quad (13)$$

Segundo (SONDERMANN, 2010), para o caso específico de compressores, a eficiência exérgica pode ser calculada com os valores da exergia do fluxo na entrada ( $\dot{X}_{fluxo\_entrada}$ ) e saída ( $\dot{X}_{fluxo\_saida}$ ):

$$\eta_{exg} = \frac{\dot{X}_{fluxo\_entrada} - \dot{X}_{fluxo\_saida}}{\dot{W}_{fornecido}} \quad (14)$$

Neste caso  $\dot{W}_{fornecido}$  é a potência elétrica fornecida para o equipamento. As eficiências de compressão e volumétrica relacionam-se com a razão entre a capacidade nominal do dispositivo e a capacidade ideal produzida. As eficiências analisadas são a volumétrica, de compressão e do cilindro.

Os modelos matemáticos aplicados então podem ser descritos de forma seqüencial. Os dados colhidos são portanto foram aplicados as equações obtendo assim as condições termodinâmicas como apresentado na tabela 3.

Tabela 3 – Dados Termodinâmicos – Compressor em condição de fábrica

Dados da entrada		Dados da saída	
$T_{suc}$	300 K	$T_{des}$	305 K
$P_{suc}$	1 bar	$P_{des}$	8,5 bar
$\rho$	1,161 kg/m <sup>3</sup>	$\dot{m}$	0,002177 kg/s
$h_{suc}$	300,3 kJ/kg	$h_{des}$	308,8 kJ/kg
$s_{suc}$	6,87 kJ/kg-K	$s_{des}$	6,28 kJ/kg-K
$n_{politropico}$		$W_{ciclo}$	11,33 W

Fonte: Autoria própria

Com a obtenção dos parâmetros termodinâmicos do compressor, pode-se então avaliar os resultados de desempenho conforme apresentado na tabela 4.

Tabela 4 – Desempenho do Compressor – Condição de fábrica

$\dot{X}_{fluxo\_entrada}$	0 W
$X_{fluxo\_saida}$	40,13 W
$n_{exg}$	50,16%
$\dot{W}_{fornecido}$	80 W
$W_{comp}$	9,48 W
$W_{ciclo}$	11,33 W
$\eta_{politropico}$	1,016
$\eta_{compressor}$	83,74 %

Fonte: Autoria própria

Repetindo a mesma análise, procedeu-se para o vaso de pressão, que tem os dados apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Potencial do Vaso de Pressão – Condição de fábrica

Entrada (válvula uniway)		Saída (utilização)	
$T_0$	310 K	$T_1$	300 K
$P_0$	8,5 bar	$P_1$	2,2 bar
$\rho$	9,567 kg/m <sup>3</sup>	$\dot{m}$	0,13 kg/s
$h_0$	308,8 kJ/kg	$h_1$	300 kJ/kg
$s_0$	6,284 kJ/kg-K	$s_1$	6,63 kJ/kg-K
$\dot{W}$			<b>8,89 W</b>

Fonte: Autoria própria

## 5.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Com posse dos dados da modelagem, construiu-se efetivamente um dispositivo compressor de ar utilizando materiais alternativos. O equipamento principal é um compressor TECUMSEH modelo THG1340YS utilizado em bebedouros, originalmente projetado para regimes de trabalho com R134a, onde foram modificadas as suas tomadas de ar para a utilização de ar atmosférico. O vaso armazenador de pressão adotado foi um casco de extintor de incêndio RESIL modelo R936, de 6,08 L de capacidade, com pressão de trabalho nominal de 12,6 MPa.

A construção do elemento teve como idéia de projeto, a utilização de modelos convencionais (excetuando-se o compressor) que incluem dispositivos de segurança. Os principais dispositivos de segurança obrigatórios utilizados na construção do dispositivo foram: uma válvula para expurgo de umidade, um pressostato, uma válvula de retenção unidirecional, uma válvula de bloqueio, um filtro regulador de pressão, um manômetro e uma válvula de segurança do tipo diafragma.

Cada um dos elementos de segurança busca evitar acidentes em caso de avaria do sistema. As válvulas de retenção bloqueiam ou liberam manualmente o fluxo em caso de vazamento ou sobrepressão, enquanto que o pressostato e a válvula de segurança promovem *shutdown* no dispositivo quando o mesmo atinge níveis pré-estabelecidos de pressão. A válvula de expurgo da umidade é manual e é

utilizada rotineiramente a fim de remover o condensado de umidade do ar comprimido que se deposita ao fundo do vaso.

De posse do dispositivo efetuaram-se os experimentos. As etapas da validação experimental incluíram:

- Preparação do sistema gerador de ar comprimido.
- Construção da unidade de armazenamento de ar.
- Coleta de dados referentes ao consumo elétrico
- Testes de estabilidade da unidade
- Análise dos custos envolvidos
- Verificação dos diferenciais de pressão produzidos
- Aferição da capacidade de trabalho

A preparação do dispositivo consistiu da adaptação do equipamento a mudança de fluido de trabalho (R134a para ar atmosférico que de início incluía a readequação da admissão para um coletor com elemento filtrante de granelhas de metal, foi descartada ao verificar que o mesmo representava uma resistência ao fluxo de entrada), o acoplamento da base de saída para uma mangueira adequada destinada ao reservatório e modificação do circuito elétrico para acionamento/desacionamento do dispositivo através do pressostato.



**Figura 7 – Protótipo Construído**  
**Fonte: Autoria própria**

Os testes de estabilidade foram realizados em situações de carga máxima do dispositivo (para averiguação do grau de esforço necessário), situação de descarga do cilindro pulmão (tendo assim valores de vazão e de tempo de uso), carga completa e repouso por período longo de tempo (a fim de localizar possíveis vazamentos e perdas de pressão), situação de falha em dispositivos de segurança (como o pressostato ou a válvula de segurança).

O instrumento utilizado para a medição da velocidade do ar na saída da tubulação de compressão foi um termo-anemômetro digital marca INSTRUTEMP modelo ITAN 740 (incerteza de medição de  $\pm 0,5\%$ ) com prolongador do tipo molinete acoplado a hélice de diâmetro 10 mm.



**Figura 8 – Termo-Anemômetro**  
**Fonte: Catálogo INSTRUTEMP**

O diâmetro da hélice escolhida justifica-se pelo pequeno diâmetro da tubulação de ar medidas, no caso as tubulações de sucção e descarga.



**Figura 9 – Detalhe da hélice de medição**  
**Fonte: Próprio autor**

Uma coleta auxiliar da temperatura nas entradas e saídas tanto do compressor quanto do vaso de pressão foi realizada com o auxílio de um termômetro infravermelho digital da marca MINIPA modelo MT-350 de resolução - 50°C até 350°C  $\pm 2^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 10 – Termometro Infravermelho Digital**  
**Fonte: Catálogo MINIPA**

A medição da potência elétrica foi conseguida com o auxílio de um alicate wattímetro digital POLITERM modelo POL-02 com incerteza de  $\pm 3\%$  para potência.



Figura 11 – Wattímetro digital tipo alicate  
Fonte: Catálogo POLITERM

As medições se procederam com o registro de ao menos 3 (três) valores coletados em ocasiões distintas para garantir efetivamente a veracidade dos valores, evitando assim eventuais erros de medição.

Os dados médios obtidos são apresentados na tabela 6.

Tabela 6 –Resultado experimental do protótipo

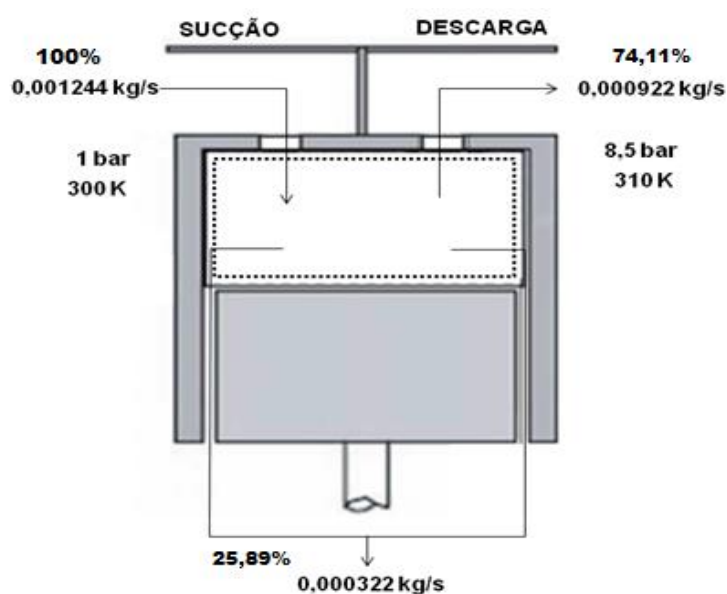
Potência Elétrica	80 W	±3%
Temperatura na sucção (duto de sucção)	300,12 K	±2%
Temperatura na descarga (filtro regulador)	310,22 K	±2%
Velocidade do ar na saída do filtro	1,656 m/s	±0,5%
Consumo elétrico	11,33 W/ciclo	±1%
Pressão máxima	12 bar	±2%
Corte de alimentação	8,5 bar	±2%
Reinício de trabalho	4 bar	±2%
Tempo de carga completa	8 min, 33 s	±1 s
Tempo de descarga (2,2 bar)	49 s	±1 s
Abertura da válvula de segurança	10,5 bar	±2%

Fonte: Autoria própria



A câmara de compressão teve sua análise baseada na observação das fugas de massa que ocorrem devido a folgas presentes através do desgaste do pistão com o cilindro. As válvulas observadas não possuíam grandes desgastes em suas paredes, o que influi pouco para perda de carga por fuga de massa de ar. Os dados colhidos foram em relação as velocidades de entrada no duto de sucção e velocidade de saída na descarga do compressor.

A medição de um pistão de mesmo modelo apresentou desgaste de 1,32 mm em relação aos dados do fabricante o que influiu para a perda de vazão na descarga. O esquema de perdas de massa pelo processo mecânico desprezou a transferência de calor, utilizando assim apenas a perda de vazão da descarga.



**Figura 12 – Balanço de massa na câmara de compressão**  
Adaptado de: SILVA & DESCHAMPS, 2011

O compressor como dispositivo principal, apresentou tempo relativamente normal para elevação de pressão até a capacidade nominal.

A elevação de pressão no conjunto foi conseguida com o auxílio de uma válvula do tipo unidirecional, que permite a passagem de fluxo apenas em um único sentido, evitando assim o efeito de contra-pressão. A pressão pós válvula é identificada como a pressão de alimentação para o vaso de pressão.

As entradas e saídas em termos de temperatura e pressão, bem como o tempo de elevação total da pressão são identificadas no esquema.

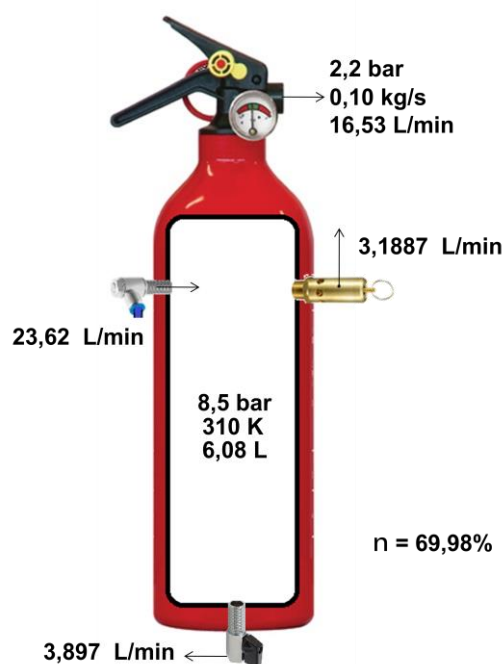


**Figura 13 – Entradas e saídas no compressor**  
**Fonte: Autoria própria**

O vaso de pressão apresentou problemas de vedação nas junções roscadas, principalmente nos elementos do tipo válvula.

A queda de pressão devido a ineficiência das vedações nos elementos foi bastante significativa diminuindo consideravelmente a eficiência global do sistema.

Os valores de perda foram obtidos com a imersão do dispositivo em água, verificando assim o borbulhamento apresentado. O esquema representativo do dispositivo vaso de pressão pode ser visto na figura 14.



**Figura 14 – Balanço de massa no vaso de pressão**  
**Fonte: Próprio autor**

Os valores observados com relação ao vaso de pressão são específicos do reservatório utilizado. Tais valores podem ser modificados utilizando diferentes adaptações para outros casos.

O procedimento de cálculo das eficiências do dispositivo construído são apresentados na tabela 7, 8 e 9.

**Tabela 7 – Dados Termodinâmicos – Compressor Caso Real**

Dados da entrada		Dados da saída	
$T_{suc}$	300 K	$T_{des}$	310 K
$P_{suc}$	1 bar	$P_{des}$	8,5 bar
$\rho$	1,161 kg/m <sup>3</sup>	$\dot{m}$	0,001244 kg/s
$h_{suc}$	300,3 kJ/kg	$h_{des}$	308,8 kJ/kg
$s_{suc}$	6,87 kJ/kg-K	$s_{des}$	6,28 kJ/kg-K
$n_{politropico}$	1,016		

Fonte: Próprio autor

**Tabela 8 – Desempenho do Compressor – Caso Real**

$X_{fluxo\_entrada}$	0 W
$\dot{X}_{fluxo\_saida}$	30,34 W
$n_{exg}$	37,93%
$\dot{W}_{fornecido}$	80 W
$\dot{W}_{ciclo}$	11,33 W
$\dot{Q}_{vc}$	0,28 W
$W_{comp}$	8,15 W
$\eta_{compressor}$	69,46 %
$v$	23,62 L/min

Fonte: Próprio autor

Tabela 9 – Potencial do Vaso de Pressão – Caso Real

Entrada (válvula unidirecional)		Saída (utilização)	
$T_0$	310 K	$T_{des}$	300 K
$P_0$	8,5 bar	$P_{des}$	2,2 bar
$\rho$	9,567 kg/m <sup>3</sup>	$\dot{m}$	0,10 kg/s
$\eta_{volumetrica}$			<b>69,98 %</b>
$v$			<b>16,53 L/min</b>

Fonte: Próprio autor

## 6 CONSIDERAÇÕES

O dispositivo construído se mostrou bastante funcional na capacidade de geração de ar comprimido. Os componentes que normalmente seriam condenados e descartados, tais como o compressor elétrico de um refrigerador e o casco de um extintor de incêndio, puderam ser funcionalmente utilizados para a readequação de um sistema gerador de ar comprimido.

Devido ao compressor se tratar de um dispositivo já descartado de um equipamento anterior, as suas performances reduzidas já eram esperadas. O mesmo caso é considerado para o vaso de pressão, que não apresentou a vedação com total eficiência, devido aos comprometimentos das roscas e do isolamento vedante nas junções das válvulas.

Os diferenciais de pressão produzidos no dispositivo se mostraram bastante satisfatórios para pequenas utilizações de ar comprimido, fornecendo um funcionamento fluido e com nível de ruído consideravelmente reduzido em relação a compressores de porte semelhante.

Algumas relações de quantidade necessária de elementos compressores versus aplicações podem ser observadas na tabela 10.

**Tabela 10 – Aplicações pneumáticas e número de compressores herméticos necessários**

<b>APLICAÇÃO</b>	<b>PRESSÃO DE TRABALHO</b>	<b>VAZÃO DE TRABALHO</b>	<b>QUANTIDADE DE COMPRESSORES</b>
<b>Pistola de ar para limpeza de componentes eletrônicos</b>	5 bar	15 L/min	1
<b>Uso em acionamento de turbina odontológica</b>	2,2 bar	42 L/min	3
<b>Sistemas laboratoriais de injeção de ar em vidrarias</b>	3 bar	10 L/min	1
<b>Selador de alimentos a vácuo</b>	5 bar	12 L/min	1
<b>Sistema de limpeza para bicos injetores automotivos</b>	8 bar	25 L/min	2
<b>Areografia</b>	3 bar	10 L/min	1

Fonte: Catálogo eletrônico BOSH

Ressalvas devem ser levadas em conta nas aplicações ligadas ao uso odontológico e de alimentos, pois o sistema de ar comprimido construído não possui estação de tratamento do ar, levando assim consigo impurezas que comprometem o propósito de uso. Para a aplicação específica nestes moldes, o dispositivo deve ser readequado com a utilização de pré-filtros desumidificadores e pós-filtros para retenção de eventuais particulados de óleo e poeira.

A reciclagem dos dispositivos compressores de refrigeradores domésticos é portanto encorajada, devido aos resultados de desempenho positivos observados tanto teórica quanto experimentalmente ao decorrer do trabalho. O dispositivo pode perfeitamente atender pequenas demandas de ar com pressões médias de utilização.

Encoraja-se estudos mais aprofundados do desempenho do compressor como por exemplo o desempenho em condições adversas (umidade do ar elevada) e o aquecimento do dispositivo após longos períodos de uso, para futuros melhoramentos equipamento.

## REFERÊNCIAS

ANHÊ, SERGIO ANTONIO JUNIOR, **Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos**. 2010. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de São Paulo. Ilha Solteira. 2010

CAVALLINI, A. et. al., **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor**, 1996, International Compressor Engineering Conference. Disponível em <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1160>. (acesso em 13 de março de 2015).

BASSETTO, IZEDS FELIPE FACCHINI, **Estudo de confiabilidade de compressores alternativos semi-herméticos de sistemas de refrigeração**. 2007. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo. São Paulo. 2007.

BONACORSO, NELSO GAUZE; NOLL, VALDIR. **Automação Eletro-pneumática**. 11. ed, São Paulo, Erica, 2008 .

CATÁLOGO eletrônico de ferramentas pneumáticas da BOSH do Brasil Ltda. Disponível em [http://www.bosch.com.br/br/ferramentas\\_pneumaticas](http://www.bosch.com.br/br/ferramentas_pneumaticas). (acesso em 25 de maio de 2015).

CATÁLOGO eletrônico de compressores herméticos da Tecumseh do Brasil Ltda. Disponível em [www.tecumseh.com/pt](http://www.tecumseh.com/pt). (acesso em 13 de novembro de 2014).

CATÁLOGO eletrônico de compressores odontológicos Schulz Ltda. Disponível em <http://www.schulz.com.br/>. (acesso em 15 de abril de 2015).

CATÁLOGO eletrônico de extintores de incêndio do grupo Resil Extintores Ltda. Disponível em [www.resil.com.br](http://www.resil.com.br). (acesso em 10 de março de 2015)

FIALHO, ARIVELTO BUSTAMANTE. **Automação Pneumática: Projetos, Dimensionamento e Análise De Circuitos**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2009

HAHN, A. **Eficiência Energética Industrial, Compressores** - Guia Avançado, Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004.

HASS, DANIEL, DESCHAMPS, CESAR. **Um Modelo Numérico para prever a Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos**, Associação Argentina de Mecânica Computacional, Rosário, Argentina, 2011.

HEINZ P. BLOCH; FRED K. GEITNER, **Compressores** - Um Guia Prático para Confiabilidade e Disponibilidade, Rio Grande do Sul, Editora Bookman, 2014.

LEITE NÓBREGA, PAULO ROBERTO; **Manutenção de Compressores - Alternativos e Centrífugos**, Rio de Janeiro, Editora Synergia, 2011.

MOREIRA, RAFAEL DA SILVEIRA, **Comparação da viabilidade técnica-econômica em condicionamento de ar: Compressor a pistão versus compressor rotativo de velocidade variável**. 2009. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista. Guaratingueta, 2009

NUNES, OSMAR, **Análise Teórica e Experimental do Campo Sonoro Irradiado por um Compressor Hermético**. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Campinas. Campinas, 2005.

QUISSAK BARTELEGA PEIXOTO, LUCAS; **Aspectos de Projeto de Motores de Indução Monofásicos Aplicados em compressores Herméticos Alternativos**. 2008. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de São Paulo. São Carlos, 2008.

SILVA, NAPOLEÃO FERNANDES DA, **Compressores Alternativos Industriais - Teoria e Prática**, São Paulo, Editora Interciência, 2009.

SILVA, R. LEANDRO, DESCHAMPS, CÉSAR J., **Estudo numérico do vazamento de gás em folgas de válvulas de compressores alternativos**. 2011. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2011.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

SIRBONE, FABIO RENATO CAMARGO, **Modelagem semi-empírica de compressores herméticos alternativos**. 2007. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo. São Carlos, 2007.

STEWART, HARRY L.. **Pneumática e hidráulica**. São Paulo: Hemus, 2001.

TELLES, PEDRO S., **Vasos de pressão**, 2º ed., Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1990.

USSYK, MARIO SERGIO, **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**, 1984. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1984.

WILBERT F. STOECKER E JEROLD W. JONES. **Refrigeração e ar condicionado**, São Paulo ,McGraw-Hill, 1985.



ZIGMANTAS, PAULO VITOR DE MATOS, **Simulação de sistemas de simples estágios de refrigeração por compressão de vapor**. 2006. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará. Belém. 2006.