



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



DISCIPLINA: PROJETO DE FIM DE CURSO II – FEMEC 41100

**“ CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA COM
COMPRESSOR ALTERNATIVO. ”**

ALUNO:

JOÃO PAULO ANDREASSA PIZZA – Nº: 11511EMC031

Uberlândia

05 de janeiro de 2018

João Paulo Andreassa Pizza

Construção de uma bancada didática com compressor alternativo.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Máquinas Térmicas.

Orientador: Prof. Msc. Edson Pereira Parreira

Uberlândia
2018

**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA COM
COMPRESSOR ALTERNATIVO.**

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Msc. EDSONEI PEREIRA PARREIRA

Profa. Dra. ELAINE GOMES ASSIS

Prof. Esp. JOÃO CÍCERO DA SILVA

Uberlândia

05 de janeiro de 2018.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter provido saúde e força para vencer os momentos de dificuldade.

À Universidade Federal de Uberlândia, seu corpo docente, direção e administração que oportunizaram a janela em que hoje vislumbro um horizonte ampliado.

Ao meu professor orientador Msc. Edsonei Pereira Parreira, pelo suporte a mim oferecido no pouco tempo que lhe coube.

Aos meus pais, noiva e familiares que estiveram ao meu lado prestando apoio e me incentivando, não hesitando em momento algum.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte de minha formação, deixo aqui o meu muito obrigado.

RESUMO

O presente trabalho contempla a construção de uma bancada didática para o laboratório de Máquinas Térmicas, uma vez que este não dispunha de equipamento semelhante, considerando que o autor sempre dispôs de interesse pela área, sendo esta uma oportunidade para desenvolver algo relacionado ao tema. Possibilitando aos alunos tanto da disciplina de Máquinas Térmicas quanto alunos de outras disciplinas adquirirem ou aprimorem seus conhecimentos. A bancada consiste de uma unidade compressora, a qual teve seu ciclo de compressão elaborado e calculados os seus parâmetros operacionais através de relações termodinâmicas encontradas em livros e publicações, com auxílio do software Excel e unidade motriz adequada aos requisitos de desempenho da unidade compressora. Esta também possui acessórios imprescindíveis para seu correto funcionamento, como: reservatório em tamanho adequado, válvulas, sensores para extração de dados operacionais e dispositivos elétricos que garantem a integridade da bancada e de quem a operar. Foi necessário escolher uma geometria construtiva que viabilizasse o transporte em um bagageiro de um veículo comum. Posteriormente é apresentada uma estimativa de custos e uma análise de desempenho do compressor.

Palavras-chave: Compressor, Bancada, Ciclo de Compressão, Máquinas Térmicas, Termodinâmica, Sistemas Pneumáticos.

ABSTRACT

This present work contemplates the construction of a didactic bench for the laboratory of thermal machines, since it did not have similar equipment, considering that the author always had an interest in the area, being an opportunity to develop something related to the subject. Enabling students of both the Thermal Machines discipline and students from other disciplines to acquire or improve their knowledge. The bench consists of a compressor unit, which has had its compression cycle elaborated and its operating parameters calculated through thermodynamic relationships found in books and publications, with the help of Excel software and drive unit, which is adequate to the performance requirements of the compressor unit. It also has essential accessories for its correct operation, such as: a properly sized tank, valves, sensors for extraction of operational data and electrical devices that guarantee the integrity of the workbench and who to operate. It was necessary to choose a constructive geometry that made possible the transport in a luggage compartment of a common vehicle. A cost estimate and a compressor performance analysis are presented later.

Keywords: Compressor, Bench, Compression Cycle, Thermal Machines, Thermodynamics, Pneumatic Systems.

LISTA DE FIGURAS

1	Tipos de compressores	p.15
2	Esquema de compressor de êmbolo	p.16
3	Esquema de compressor alternativo de diafragma.	p.17
4	Esquema de um compressor de duplo efeito	p.17
5	Esquema de um compressor de palhetas	p.18
6	Esquema de um compressor de parafuso	p.19
7	Esquema de um compressor de lóbulos	p.20
8	Componentes que constituem um compressor alternativo de êmbolo	p.21
9	Filtro de ar	p.22
10	Manômetro	p.22
11	Válvula de segurança	p.23
12	Purgador com temporizador	p.23
13	Reservatório.....	p.24
14	Filtro regulador	p.24
15	Pressostato	p.24
16	Válvula unidirecional	p.25
17	Motor elétrico	p.25
18	Correia em “V”	p.25
19	Unidade compressora	p.26
20	Ciclo de compressão real	p.27
21	Ciclo de compressão teórico	p.27
22	Montagem de um Termopar	p.28
23	Disjuntores	p.28

24	Unidade compressora	p.30
25	Tampa superior	p.31
26	Interior do cilindro	p.31
27	Interior do cilindro	p.32
28	Ciclo de compressão teórico	p.33
29	Tampa inferior - Vista inferior	p.34
30	Tampa inferior - Vista superior	p.34
31	Unidade compressora semelhante à utilizada na bancada	p.38
32	Unidade motora	p.41
33	Especificações do motor	p.41
34	Transmissão por polias e correia	p.42
35	Medidor utilizado	p.44
36	Termopar utilizado	p.44
37	Multímetro utilizado	p.45
38	Capacidade de condução de corrente para cabos de cobre	p.46
39	Painel elétrico em teste	p.46
40	Bancada finalizada	p.47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Limites operacionais.....	p.15
Tabela 2 – Utilização da Pneumática	p.21
Tabela 3 – Características técnicas da unidade compressora	p.30
Tabela 4 – Custo dos componentes	p.48
Tabela 5 – Temperaturas calculadas.....	p.49
Tabela 6 – Dados extraídos durante teste	p.50
Tabela 7 – Comparativo valores medidos e calculados.....	p.50
Tabela 8 – Comparativo entre as temperaturas recalculadas e reais	p.55

LISTA DE SIGLAS

PMTA – Pressão Máxima de Trabalho Admitida.

NR – Norma Regulamentadora.

NBR – Norma Brasileira aprovada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas.

ASME – American Society of Mechanical Engineers, traduzida para o português, Sociedade dos Engenheiros Mecânicos dos Estados Unidos.

CFM – Cubic Feet Meter

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO	p.12
2.OBJETIVOS GERAIS	p.14
2.1 OBJETIVO ESPECÍFICOS	p.14
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	p.15
3.1 TIPOS DE COMPRESSORES E CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS.....	p.15
3.2 COMPRESSORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO (VOLUMÉTRICOS)..	p.16
3.2.1 – Compressores alternativos	p.16
3.2.2 – Compressores rotativos	p.18
3.3 VANTAGENS E APLICAÇÕES	p.20
3.4 COMPONENTES	p.21
3.5 ELEMENTOS DE CONTROLE	p.22
3.6 CICLO DE COMPRESSÃO	p.26
3.7 TERMOPARES	p.27
3.8 DISJUNTORES	p.28
4. MATERIAIS E MÉTODOS	p.29
4.1 ESTRUTURA DA BANCADA	p.29
4.2 UNIDADE COMPRESSORA	p.29
4.3 UNIDADE MOTORA	p.40
4.4 POLIAS	p.41
4.5 RESERVATÓRIO	p.42
4.6 FILTRO	p.43
4.7 INSTRUMENTAÇÃO	p.43
4.8 – DISPOSITIVOS ELÉTRICOS E CABLAGEM	p.45

5. RESULTADOS	p.49
6. CONCLUSÃO	p.57
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	p.59

1 - INTRODUÇÃO

Dispondo de escassos recursos, durante a Idade da Pedra, o homem utilizava seus pulmões como fonte de ar para avivar as brasas de suas rudimentares fogueiras, processo este, que momentaneamente atenderia às suas necessidades. Com o desenvolvimento das comunidades e das atividades humanas, era necessário um ferramental que pudesse atender às suas necessidades e assim passou-se a utilizar outros tipos de materiais que estavam ao seu redor, além de pedras. Nesse momento, a descoberta do Bronze e do Cobre mudaram os rumos da humanidade, facilitando inúmeras atividades cotidianas que antes eram feitas com rústicas ferramentas de pedra. Essa era ficou conhecida como Idade dos Metais.

Nesse momento, trabalhar os metais a frio, como de costume, tornou-se ineficiente e foi necessário utilizar o fogo para fundí-los ou melhor moldá-los, deixando o produto da maneira desejada. Para aquecer os metais e intensificar o poder de uma fogueira, os pulmões humanos se mostraram ineficientes, tendo de utilizar o vento como fonte de ar.

Em 1500 a.C., os egípcios introduziram os foles acionados com os pés e mãos, melhorando ainda mais os processos de metalurgia.

Já em 1762 d.C. John Smeaton registrou a patente de um compressor acionado por uma roda d'água, aperfeiçoada mais tarde por John Wilkinson, ficando conhecida como máquina de broquear. Wilkinson anteriormente, em 1757, já teria patenteado uma máquina de sopro acionada hidraulicamente para altos-fornos e que em 1776, criara uma máquina de sopro que seria o arquétipo dos compressores de ar mecânicos atuais.

No ano de 1888, em Paris, Viktor Popp colocou em operação a primeira planta de distribuição de ar comprimido com 1.500 kW, usado para acionar geradores, relógios e até auxiliar a distribuição de cerveja. Dentro de três anos a planta estaria operando ao todo com 18.000 kW.

A atualmente inoperante companhia Mannesmann em 1935 fabrica um compressor de ar alternativo, resfriado a água, sendo de duplo efeito e duplo estágio.

Com o sucesso da planta de Popp, houve uma grande repercussão a respeito do uso da pneumática como fonte de energia, sendo comparado até como a fonte de energia do futuro. Por outro lado, os defensores da eletricidade afirmaram que a pneumática era ineficiente. Atualmente, sabe-se que nenhuma das partes estava completamente com a razão, ambas formas

de transmissão de energia possuem pontos positivos e negativos, sendo paralelamente desenvolvidas e se complementando quando necessário.

No transcorrer do tempo, novas técnicas de construção e desenvolvimento de materiais foram determinantes para o aperfeiçoamento dos compressores da atualidade.

2 – OBJETIVOS GERAIS

O presente trabalho visa possibilitar aos alunos das disciplinas de Termodinâmica e Máquinas Térmicas, compreender e analisar o funcionamento de um compressor alternativo, assimilando de maneira prática como ocorre o ciclo de compressão e exercitar os conteúdos a respeito do assunto apresentados em sala de aula.

2.1 – OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Instrumentar a bancada, permitindo a extração de parâmetros operacionais como tensão e corrente do motor elétrico, pressão no interior do reservatório, temperatura do ar de admissão e temperatura do ar na saída do compressor.

Possibilitar a produção de artigos e monografias relacionadas ao funcionamento de um compressor.

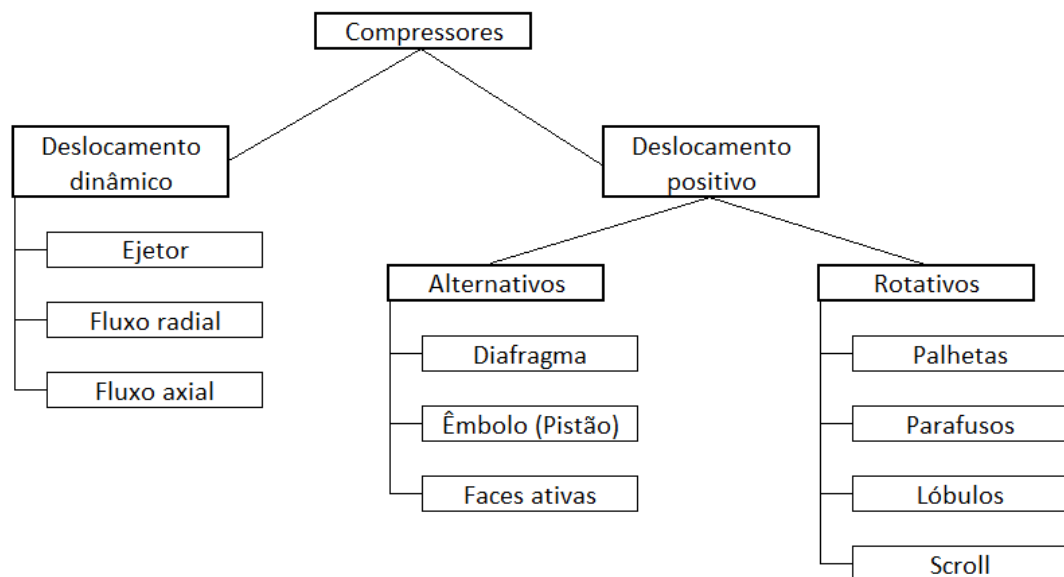
Permitir aos alunos da disciplina de Segurança no Trabalho, visualizar quais os aspectos relacionados a segurança em máquinas e equipamentos.

3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 – TIPOS DE COMPRESSORES E CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS

Cada setor de atividade seja ela industrial, hospitalar, alimentícia ou comercial requer algumas características operacionais específicas, seja a quantidade mínima de óleo na linha de ar comprimido, como nas indústrias alimentícias e hospitalares, ou uma vazão específica para a utilização de máquinas pneumáticas, como em indústrias que desenvolvem produtos injetáveis ou soprados (plásticos). Essas características dividem os compressores em diversos tipos, como mostrado no fluxograma da Figura 1.2:

Figura 1 – Tipos de compressores



Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 1 – Limites operacionais

Tipo		Máx. Pressão de Descarga (psia)	Máx. Vazão medida na sucção (CFM)
Volumétricos	Alternativos	35.000 - 50.000	3.500 - 5.000
	Rotativos	100 - 250	50.000
Dinâmicos	Centrífugos	3.000 - 6.000	200.000
	Axiais	80 - 130	2.000.000

Fonte: TOUZA, 2005, p. 13.

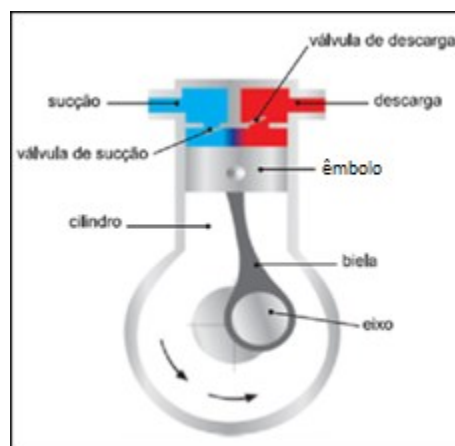
3.2 – COMPRESSORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO (VOLUMÉTRICOS)

3.2.1 – Compressores alternativos

- Compressores alternativos de êmbolo

Os compressores alternativos de êmbolo funcionam admitindo o gás, passando por um filtro e pelas válvulas de sucção que estarão abertas, confinando-o em uma câmara de volume variável. Essa variação de volume é feita pelo deslocamento de um pistão que está conectado a um mecanismo do tipo biela-manivela. A relação de compressão estipulada durante o projeto irá delimitar o volume da câmara e a pressão máxima que o gás irá atingir. Momentos antes do êmbolo atingir seu curso máximo (ponto morto superior), a válvula de descarga começa a se abrir permitindo a saída do gás, que é completamente removido do cilindro quando o êmbolo atinge o ponto morto superior, onde a válvula está totalmente aberta e o ar é direcionado a um reservatório. A movimentação de abertura e fechamento das válvulas é realizada através de diferença de pressão.

Figura 2 – Esquema de compressor de êmbolo

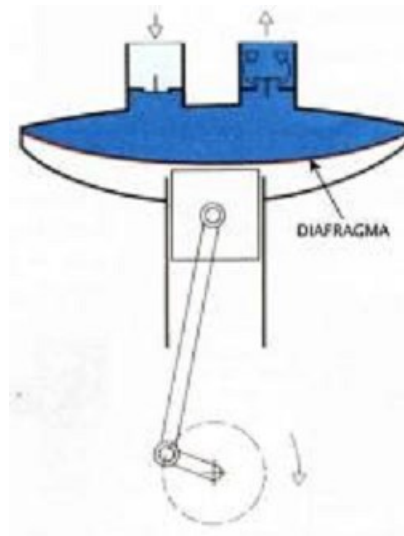


Fonte: http://www.blogdoprofessorcarlao.com.br/2009/05/funcionamento-do-compressor-alternativo_10.html, alterado

- Compressores alternativos de diafragma ou membrana

Os compressores alternativos de diafragma funcionam de maneira semelhante aos compressores de êmbolo, mas nesse caso, há uma membrana que separa o gás, do êmbolo, assim, o gás não entra em contato com as partes móveis, fazendo com que ele fique isento de resíduos de óleo.

Figura 3 – Esquema de compressor alternativo de diafragma.

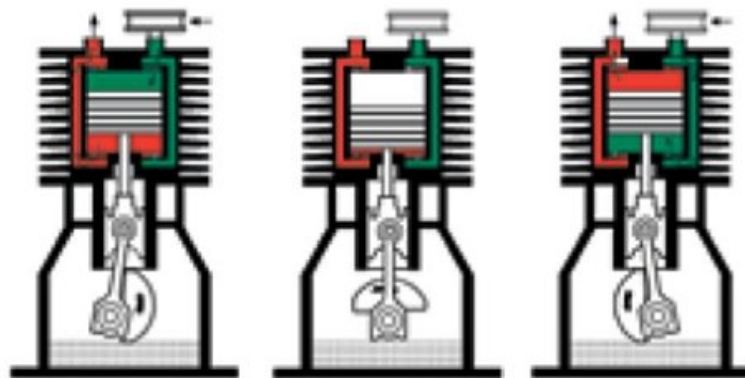


Fonte: CRUZ, 2010, p. 33.

- Compressores alternativos de duplo efeito

Nesse tipo de compressor, as duas faces do êmbolo realizam a aspiração, compressão e descarga do gás. O êmbolo efetua o movimento descendente e o ar é admitido na câmara superior, enquanto que o ar contido na câmara inferior é comprimido e expelido. Procedendo-se o movimento oposto, a câmara que havia efetuado a admissão do ar realiza a sua compressão e a que havia comprimido efetua a admissão. Os movimentos alternam-se desta maneira durante o funcionamento do compressor.

Figura 4 – Esquema de um compressor de duplo efeito



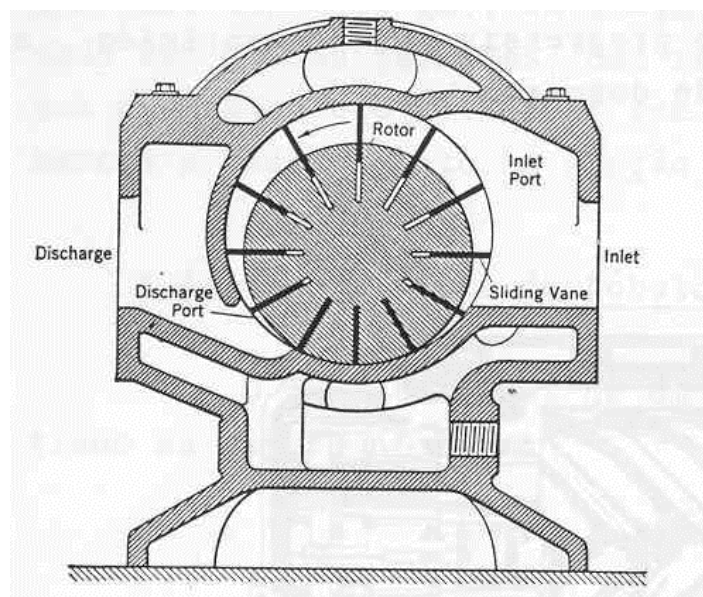
Fonte: <https://pt.slideshare.net/dissonpontes/pneumatica-48822655>, slide 13.

3.2.2 – Compressores rotativos

- Compressores rotativos de palhetas

O compressor de palhetas é constituído de um rotor excêntrico que gira no interior de um alojamento. Esse rotor possui cavidades onde se encaixam as palhetas. Durante o funcionamento do compressor, por ação da força centrífuga e de molas (em alguns casos), as palhetas se afastam do centro do rotor e entram em contato com as paredes do invólucro, formando várias câmaras com diferentes volumes a cada volta do eixo.

Figura 5 – Esquema de um compressor de palhetas

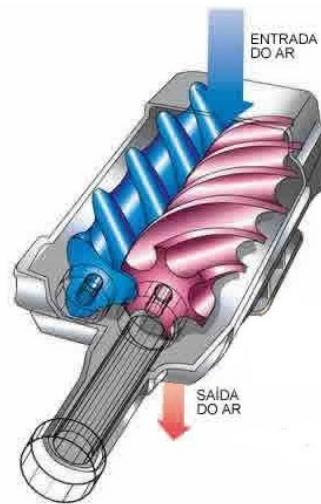


Fonte: PACHECO, 2001, p. 9.

- Compressores rotativos de parafusos

Os compressores de parafuso são constituídos de dois rotores, o rotor macho apresenta lóbulos e o rotor fêmea, reentrâncias. A fonte motriz aciona o rotor macho, que por sua vez aciona o rotor fêmea. Quando os rotores giram, os espaços entre os lóbulos se abrem e aumentam de volume, permitindo a entrada do gás, forma-se então uma câmara que irá se deslocar axialmente da sucção para a descarga, reduzindo seu volume gradualmente e aumentando a pressão do gás.

Figura 6 – Esquema de um compressor de parafuso



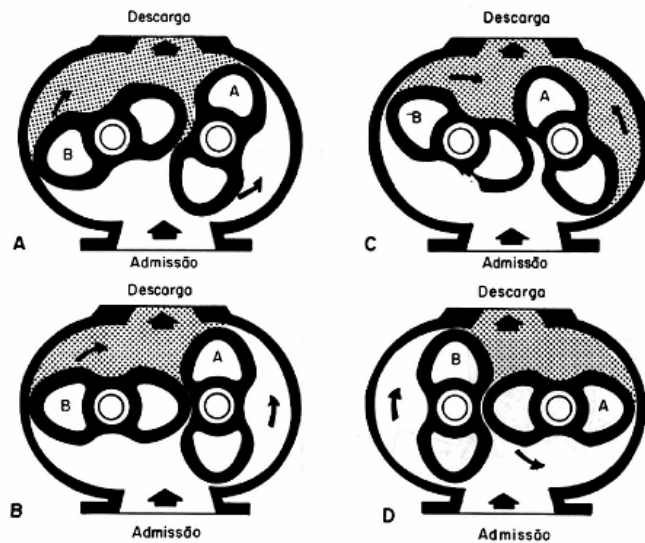
Fonte: <http://s1080.photobucket.com/user/gabrazao/media/super-charger-13.jpg.html>, alterado

- Compressores rotativos de lóbulos

Os compressores de lóbulos possuem dois rotores que giram em sentido contrário, mantendo uma folga muito pequena no ponto de tangência entre si e com relação ao invólucro. O gás é admitido pela abertura de sucção e ocupa a câmara de compressão, sendo conduzido até a descarga pelos rotores. Os compressores de lóbulos, embora sejam volumétricos, não possuem compressão interna, porque os rotores apenas deslocam o fluido de uma região de baixa pressão para uma de alta pressão. São conhecidos como sopradores Roots e constituem um exemplo típico de soprador, porque gera aumentos muito pequenos de pressão.

A principal vantagem destes compressores é a sua grande robustez, que permite que rodem por longos períodos de tempo sem necessitar de revisão.

Figura 7 – Esquema de um compressor de lóbulos



Fonte: [https://lh6.googleusercontent.com/-](https://lh6.googleusercontent.com/-0RJCHA3tq_o/TWlvrhKW0FI/AAAAAAAAABJ0/a3Erk8AHxEE/s1600/C7.png)

[0RJCHA3tq_o/TWlvrhKW0FI/AAAAAAAAABJ0/a3Erk8AHxEE/s1600/C7.png](https://lh6.googleusercontent.com/-0RJCHA3tq_o/TWlvrhKW0FI/AAAAAAAAABJ0/a3Erk8AHxEE/s1600/C7.png)

3.3 – VANTAGENS E APLICAÇÕES

Compressores alternativos apresentam algumas vantagens perante outros tipos, dentre elas, tem-se: tamanho e peso pequenos, podem ser instalados próximo ao ponto de utilização, não requerem sistemas de refrigeração separados, possuem manutenção simples, são facilmente controlados de acordo com a demanda de ar comprimido e a parcela de energia fornecida ao eixo do compressor que é dissipada como forma de calor pode ser aproveitada para aquecimento de equipamentos industriais. Por outro lado, o custo da compressão é relativamente elevado.

O ar comprimido possui enorme utilidade e inúmeras aplicações, em diversos campos compete com a energia elétrica, e em outros, é utilizado como complemento.

Nas indústrias é empregado em máquinas operatrizes, motores pneumáticos, sistemas de comando, controle, regulagem, instrumentação de medição e automatização de processos. É largamente empregado também em instalações de aeroportos, hospitais, obras de engenharia civil, postos de combustível, centrais de climatização e comando e controle de válvulas.

Na tabela a seguir, serão apresentados alguns exemplos de equipamentos e processos que utilizam o ar comprimido:

Tabela 2 – Utilização da Pneumática

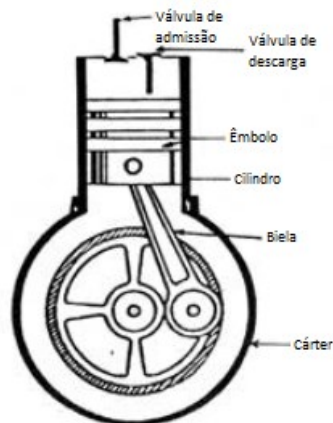
Transportadores pneumáticos	Marteletes	Indústria alimentícia
Embreagens e freios	Talhadeiras e punções	Indústria sucroalcooleira
Disjuntores pneumáticos	Perfuratrizes de rocha	Indústria metal-mecânica
Ejetores e aspiradores	Bate-estacas	Indústria petroleira
Jateamento de areia	Motores	Indústria química
Pintura	Trabalhos submarinos	Hospitais

Fonte: Elaborado pelo autor

3.4 – COMPONENTES

A Figura 8 mostra os componentes constituintes de um compressor alternativo de êmbolo:

Figura 8 - Componentes que constituem um compressor alternativo de êmbolo



Fonte: BRITO, 2010, p. 8, alterado.

Cáster: tem a função de proteger as partes móveis do compressor (eixo, mancais, biela, etc.) do meio externo e serve também como reservatório de óleo lubrificante.

Eixo de manivelas: eixo com seções defasadas em relação ao centro, nessas seções são montadas as bielas, que são o elo entre os pistões e o eixo. O eixo de manivelas tem a função de transformar o movimento rotativo do êmbolo em movimento alternativo.

Biela: é o componente responsável por transmitir a força recebida pelo pistão e repassar à árvore de manivelas ou virabrequim. Com a exclusiva função de inverter o sentido de movimento, pois, ligada ao pistão através de um pino a biela se move ascendentemente e

descendentemente, e, ligada ao virabrequim, fixada com mancais entre bronzinas, a biela transmite a força em forma de movimento rotativo ou circular.

Pistão: peça cilíndrica, normalmente, fabricado em alumínio ou aço carbono, que se move longitudinalmente no interior do cilindro.

Volante: conecta, através da correia, o eixo do compressor ao motor.

Anéis: o êmbolo possui anéis em sua circunferência. A função desses anéis é vedar a folga entre o êmbolo e a parede do cilindro e garantir que o excesso de óleo seja removido, permanecendo apenas uma fina película de lubrificante nessa folga.

3.5 – ELEMENTOS DE CONTROLE

Os elementos que atuam no controle do compressor durante seu funcionamento são:

Filtros de ar – Retém partículas sólidas a fim de evitar que penetrem o interior da câmara, o que pode trazer danos à máquina.

Figura 9 – Filtro de ar



Fonte: <http://www.hvcbombas.com.br/wordpress/wp-content/uploads/2011/12/FILTRO2.png>

Manômetro: indica a pressão do ar comprimido no interior do reservatório.

Figura 10 – Manômetro



Fonte: <http://www.turotest.com.br/imagens/informacoes/manometro-compressor-01.jpg>

Válvula de Segurança: instalada no reservatório, deve ser regulada de acordo com a norma NR-13; com pressão de abertura igual ou inferior a PMTA.

Figura 11 –Válvula de segurança



Fonte: <http://www.lojadomecanico.com.br/produto/84593/43/416/153/Valvula-de-Seguranca>

Purgador (dreno): do tipo boia, termodinâmico, eletrônico temporizado, eletrônico por sensor de nível ou manual, servem para drenar da linha de ar comprimido o condensado formado durante a trajetória do mesmo pela tubulação.

Figura 12 – Purgador com temporizador



Fonte: <http://www.arbrasilcompressores.com.br/purgador-compressor>

Reservatório de Ar: responsável por armazenar o ar comprimido, reduzindo o tempo de funcionamento do compressor, resfriar o ar que sai a alta temperatura do compressor, atenuar oscilações de pressão na linha e coletar possível condensado residual que se forma em seu interior. São inspecionados e especificados de acordo com a NR-13. A inspeção do reservatório deve ser realizada por um profissional previamente qualificado e com registro no competente conselho de classe, sendo este chamado de profissional legalmente habilitado. Seu projeto é regido pela norma ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Figura 13 – Reservatório



Fonte: <https://cdn.awsli.com.br/300x300/294/294998/produto/8915848/c3a7e591aa.jpg>

Filtro redutor de pressão e lubrificador: equipamento que permite a regulagem da pressão do ar na saída de utilização, bem como liberar óleo lubrificante no ar, para lubrificar ferramentas pneumáticas e máquinas.

Figura 14 – Filtro regulador



Fonte: <http://www.lojadomecanico.com.br/imagens/43/245/19350/Mini-Filtro-Regulador-e-Lubrificador-de--pressure-cl11.JPG>

Pressostato: responsável por acionar o motor do compressor quando se atinge a pressão mínima desejada e desligar o motor, quando se atinge a pressão máxima desejada.

Figura 15 – Pressostato



Fonte: <http://www.jrgs.com.br/smart/modulos/produtos/imagens/grande/pressostato-hlp110.jpg>

Válvula unidirecional: permite a passagem do ar em apenas uma direção, evitando assim, contrapressão no êmbolo do compressor. Também conhecida como válvula de retenção.

Figura 16 – Válvula unidirecional



Fonte: <http://www.jrgs.com.br/smart/modulos/produtos/imagens/grande/pressostato-hlp110.jpg>

Motor elétrico: responsável por fornecer trabalho ao compressor.

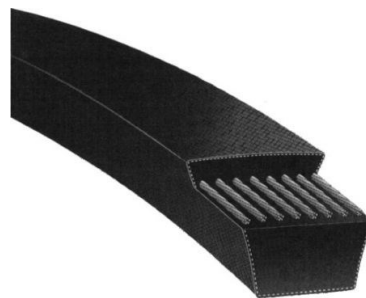
Figura 17 – Motor elétrico



Fonte: http://www.zhenglimotor.com/Air-compressor-duty-motors-china/up_pc_pic/20114291101157348.jpg

Correia: elemento de transmissão de potência.

Figura 18 – Correia em “V”



Fonte: http://www.solucoesindustriais.com.br/imagens/produtos/imagens_10131/p_correia-em-v-perfil-a-7.jpg

Unidade compressora: componente responsável por realizar a compressão do ar e deve se adequar à norma NR-12 de segurança no trabalho.

Figura 19 – Unidade compressora



Fonte: https://http2.mlstatic.com/cabecote-do-compressor-schulz-mod-msl-10-ml-120-lbs-D_NQ_NP_365111-MLB20497405837_112015-F.jpg

3.6 – CICLO DE COMPRESSÃO

ADMISSÃO: durante o deslocamento descendente do êmbolo, a pressão no interior da câmara é menor que a pressão atmosférica, o que faz com que a válvula de sucção libere a passagem do ar, logo o ar é aspirado para o interior da câmara.

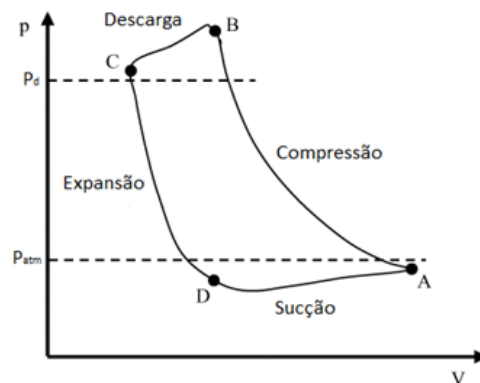
COMPRESSÃO: no momento em que o êmbolo atinge o limite inferior e inicia o movimento ascendente, a pressão no interior da câmara se eleva, o que faz a válvula de sucção se fechar e começa a compressão do ar, até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para abrir a válvula de descarga.

DESCARGA: quando se atinge a pressão máxima estipulada pelo projeto, a válvula de descarga se abre e a movimentação do êmbolo faz com que o ar comprimido seja expulso do interior do cilindro. Essa situação dura até que o êmbolo encerre o seu movimento ascendente.

EXPANSÃO: nessa etapa, a válvula de descarga se fecha e quando a pressão interna decair o suficiente, a válvula de admissão se abrirá. O momento em que as duas válvulas estão fechadas e o êmbolo se movimenta para baixo é denominado expansão.

O ciclo termodinâmico real de um compressor está ilustrado abaixo.

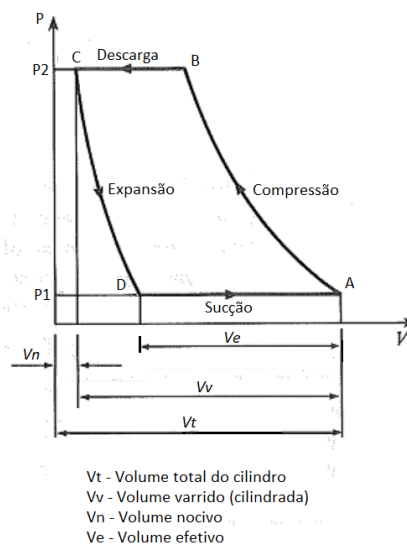
Figura 20 – Ciclo de compressão real



Fonte: traduzido de: <http://www.scielo.br/img/revistas/jbsmse/v28n2/29753f1b.gif>, alterado

O ciclo termodinâmico de um compressor alternativo de êmbolo teórico considera que as etapas de compressão e expansão são politrópicas, como na Figura 21.

Figura 21 – Ciclo de compressão teórico



Fonte: <http://mech.utm.my/mnazri/wp-content/uploads/sites/166/2016/08/P6-1.pdf>, alterado.

3.7 – TERMOPARES

Termopares são sensores utilizados para medição de temperatura e possuem construção relativamente simples, são compostos de dois fios de materiais diferentes conectados em uma extremidade e livres na outra, onde pode-se utilizar um dispositivo capaz de transformar o sinal elétrico em valores de temperatura. Seu funcionamento está baseado no Efeito Seebeck, no qual surge uma diferença de potencial entre duas junções de dois condutores de materiais diferentes expostos a diferentes temperaturas em um circuito fechado.

São instrumentos amplamente utilizados em indústrias devido à sua versatilidade, permitindo medir uma grande faixa de temperaturas. Comercialmente são encontrados em diferentes materiais de acordo com a escala de temperaturas em que irão operar.

Figura 22 – Montagem de um Termopar



Fonte: <https://br.omega.com/prodinfo/termopares.html>

3.8 – DISJUNTORES

Disjuntores são dispositivos eletromecânicos capazes de interromper a corrente elétrica de um circuito após esta ultrapassar um limite inerente à cada disjuntor. Diferentemente de fusíveis que necessitam ser substituídos após sua atuação, os disjuntores podem ser reativados manualmente. São amplamente utilizados em circuitos elétricos residenciais, prediais e industriais e são vendidos de acordo com o tipo de rede à que serão instalados (monofásica, bifásica, trifásica).

Figura 23 – Disjuntores



Fonte: <https://www.mundodaeletrica.com.br/como-funcionam-os-disjuntores/>

4 – MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 – ESTRUTURA DA BANCADA

A geometria construtiva dos compressores pode variar em alguns aspectos, as mais comuns no mercado apresentam o reservatório em sentido vertical ou horizontal com motor e compressor acima do reservatório ou ao lado deste.

Devido ao fato de que o autor precisaria transportar a bancada até a cidade de Uberlândia em um trajeto de 500 quilômetros e realizá-lo através de uma transportadora traria um custo inviável, foi decidido que a bancada deveria acomodar-se no interior do porta-malas de um veículo hatchback (aquele que consiste num compartimento de passageiros com porta-malas integrado). Foram tomadas as medidas do interior do porta-malas do veículo, resultando em medidas úteis: 1000 x 700 x 500 milímetros (comprimento x profundidade x altura).

Dispondo de altura e profundidade limitadas, a geometria escolhida foi com o reservatório posicionado horizontalmente com motor e compressor ao lado deste, o que resolveria o problema de espaço. Na construção do primeiro modelo foram utilizadas cantoneiras com 30 milímetros de lateral e 2,5 milímetros de espessura que, mesmo apresentando rigidez, não teve um bom aspecto visual. Em um segundo modelo foram utilizados tubos metálicos de perfil quadrado de 40 milímetros com 1,5 milímetro de espessura, este modelo, além de rígido, apresentou melhor aspecto visual em relação ao primeiro.

4.2 – UNIDADE COMPRESSORA

A unidade compressora da marca Varga, era originalmente utilizada para geração de ar comprimido, utilizado em veículos de transporte de cargas e pessoas. As medidas internas da unidade foram mensuradas com um paquímetro pelo próprio autor e a pressão máxima de operação foi uma informação obtida através de contato com prestadores de serviços referentes a veículos de grande porte, mais especificamente caminhões e ônibus. As características técnicas podem ser vistas em suma na tabela 3 e posteriormente, os métodos utilizados para obtê-las.

Tabela 3 – Características técnicas da unidade compressora

Diâmetro do cilindro	75	mm
Curso do êmbolo	36	mm
Diâmetro da polia do compressor	210	mm
Pressão máxima de operação	10	barg
Volume varrido por ciclo	159.043,13	mm ³
Volume nocivo	5.938,40	mm ³
Volume total da câmara	164.981,53	mm ³
% de Volume nocivo	3,6	%

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 24 – Unidade compressora



Fonte: Elaborado pelo autor

Para calcular o diâmetro interno do cilindro, foi necessário remover a tampa superior e a tampa inferior (figura 28), afrouxando os quatro parafusos que fixam o conjunto com uma chave tipo catraca, assim teve-se acesso ao interior do compressor.

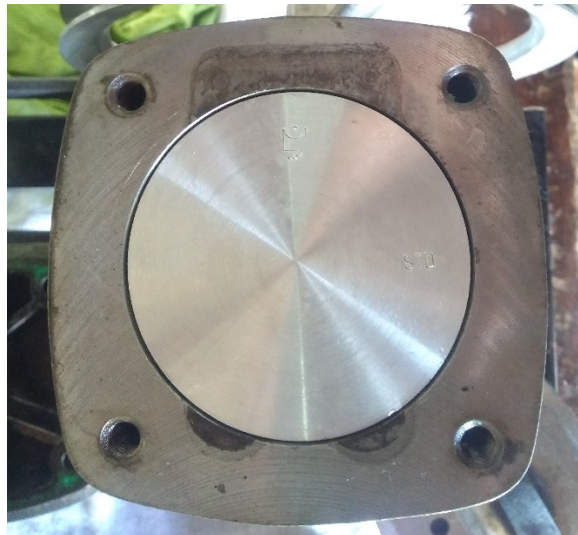
Figura 25 – Tampa superior



Fonte: Elaborado pelo autor

A tampa superior da unidade compressora apresenta cavidades que atenuam pulsações provindas do fluxo de ar, reduzindo turbulências. Alguns modelos apresentam galerias onde circula fluido refrigerante, afim de remover excesso de calor.

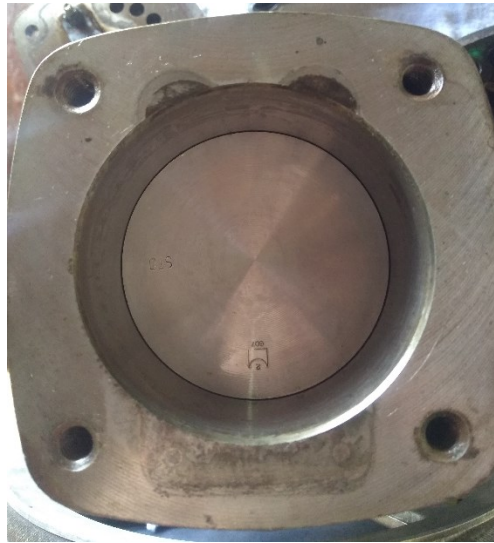
Figura 26 – Interior do cilindro



Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se observar na figura 26, o êmbolo no ponto morto superior. Nesse momento a superfície do êmbolo está alinhada à superfície do cabeçote.

Figura 27 – Interior do cilindro



Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se observar na figura 27, o êmbolo no ponto morto inferior.

Com acesso ao interior do compressor, utilizando-se um paquímetro, mediu-se o diâmetro interno do cilindro, resultando em 75 milímetros. Para medir o curso do êmbolo, foi tomada como base a superfície do cabeçote e a superfície do êmbolo, quando este se encontrou no ponto morto inferior, resultando em 36 milímetros. O diâmetro externo da polia do compressor foi medido com um paquímetro, removendo-se primeiramente a correia.

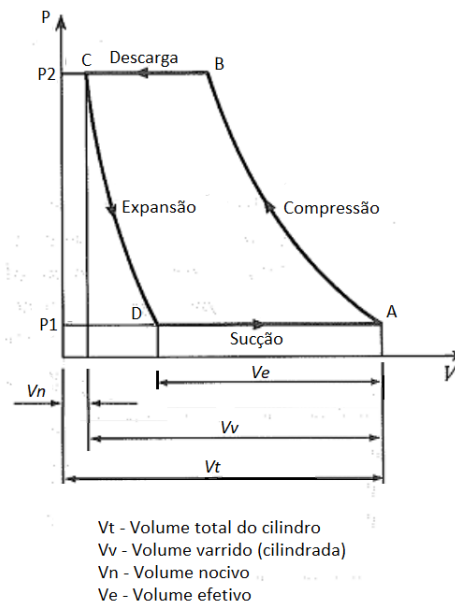
Para o cálculo da potência necessária para a unidade compressora, primeiramente será necessário construir o gráfico que representa o ciclo de compressão da unidade. Visando simplificar os cálculos e reduzir as incertezas causadas por imprecisões de funcionamento, o diagrama do ciclo será aproximado para o ideal, como visto na figura 21, e o processo de compressão será considerado adiabático; aquele em que não há troca de calor durante o processo de compressão.

Em processos adiabáticos, o coeficiente politrópico se iguala ao coeficiente de expansão adiabática (γ) que corresponde à relação entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante do ar.

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4 \quad (1)$$

Dividindo o ciclo de compressão (figura 28) em 4 pontos de maior relevância, tem-se A-B para compressão da massa de ar admitida, B-C para exaustão do ar no interior do cilindro à pressão constante, C-D para re-expansão da fração de ar que corresponde ao volume nocivo e D-A para aspiração de nova massa de ar à pressão constante.

Figura 28 – Ciclo de compressão teórico



Fonte: <http://mech.utm.my/mnazri/wp-content/uploads/sites/166/2016/08/P6-1.pdf>, alterado.

No ponto A o êmbolo atinge o ponto morto inferior, preenchendo completamente o interior da unidade compressora com ar. O volume de ar admitido ou volume varrido é calculado relacionando-se o diâmetro do cilindro e o curso do êmbolo, pela seguinte equação:

$$V_{adm} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \quad (2)$$

$$V_{adm} = \pi \cdot \frac{75^2}{4} \cdot 36$$

$$V_{adm} = 159.043,13 \text{ mm}^3$$

Onde:

V_{adm} : Volume admitido (mm^3);

D : diâmetro interno do cilindro (mm);

L : curso do êmbolo (mm).

O volume nocivo corresponde ao volume de ar que não é expelido do compressor, uma vez que existe uma folga entre o êmbolo no ponto morto superior e a válvula.

Figura 29 – Tampa inferior - Vista inferior



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 30 – Tampa inferior - Vista superior



Fonte: Elaborado pelo autor

Este volume pode ser calculado através do volume dos dois orifícios de exaustão que podem ser observados na figura 29 e da espessura da junta, através da equação (3):

$$V_n = \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot e \right) + \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot l \right) \cdot i \quad (3)$$

$$V_n = \left(\pi \cdot \frac{75^2}{4} \cdot 1 \right) + \left(\pi \cdot \frac{11^2}{4} \cdot 8 \right) \cdot 2$$

$$V_n = 5.938,40 \text{ mm}^3$$

Onde:

Vn : Volume nocivo (mm^3);

e : espessura da junta de vedação (mm);

l : profundidade dos orifícios (mm);

i : número de orifícios.

O volume nocivo é uma característica de projeto e deve equivaler de 3% a 10% do volume do cilindro. Logo tem-se:

$$\%Vn = \frac{Vn}{Vadm} \cdot 100$$

$$\%Vn = \frac{5.938,40}{159.043,13} \cdot 100$$

$$\%Vn = 3,73 \%$$

Onde:

$\%Vn$: Porcentagem de volume nocivo (%);

Vn : Volume nocivo (mm^3);

$Vadm$: Volume admitido (mm).

O volume total da câmara compreende o volume de ar admitido somado ao volume nocivo e representará o ponto A no gráfico.

$$Vtotal = Va + Vn \quad (4)$$

$$Vtotal = 164.981,53 \text{ mm}^3 (1,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3)$$

O ponto C, é representado pelo volume nocivo e possui $5.938,40 \text{ mm}^3 (5,938 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3)$

Para calcular os próximos parâmetros, foram utilizadas as correlações termodinâmicas mencionadas por MADRAS (2013) e NAZRI (2016). Foi considerada a pressão de admissão absoluta do ar como sendo igual a 100 Quilopascal (kPa) ou 1 bar.

É importante lembrar que a cidade de Uberlândia está situada a 863 metros de altitude em relação ao nível do mar e sua pressão atmosférica equivale a 92 Quilopascal.

Volume da câmara em B:

$$Vb = Va \cdot \left(\frac{Pa}{Pb} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

$$Vb = 1,65 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{1}{10} \right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$$Vb = 3,185 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Onde:

Va : Volume da câmara em A (mm³);

Vb : Volume da câmara em B (mm³);

Pa : Pressão manométrica em A (barg);

Pb : Pressão manométrica em B (barg);

n : Coeficiente politrópico.

Volume da câmara em D:

$$Vd = Vc \cdot \left(\frac{Pc}{Pd} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

$$Vd = 5,938 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{10}{1} \right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$$Vd = 3,076 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Onde:

Vc : Volume da câmara em C (mm³);

Vd : Volume da câmara em D (mm³);

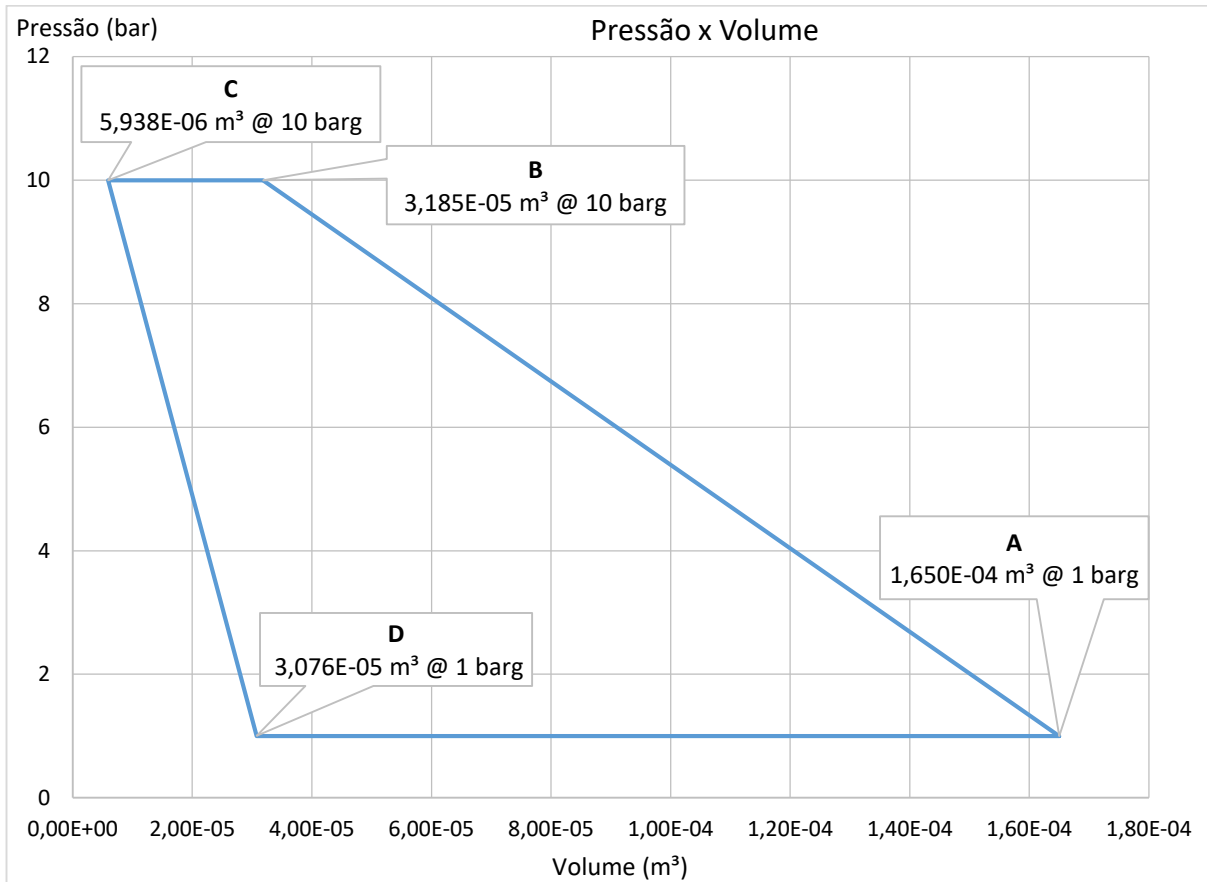
Pc : Pressão manométrica em C (barg);

Pd : Pressão manométrica em D (barg);

n : Coeficiente politrópico.

Logo, construindo o gráfico da unidade compressora, tem-se:

Gráfico 1 – Ciclo de compressão



Fonte: Elaborado pelo autor

O rendimento volumétrico pode ser calculado através de (7), logo:

$$\eta_{vol} = \frac{(V_a - V_d)}{(V_a - V_c)} \quad (7)$$

$$\eta_{vol} = \frac{(1,65 \cdot 10^{-4} - 3,076 \cdot 10^{-5})}{(1,65 \cdot 10^{-4} - 5,938 \cdot 10^{-6})}$$

$$\eta_{vol} = 84,4 \%$$

O volume descarregado por ciclo pode ser encontrado através da diferença de volume entre os pontos A e D.

$$V_{desc} = V_a - V_d \quad (8)$$

$$V_{desc} = 1,65 \cdot 10^{-4} - 3,076 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{desc} = 1,342 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

Posteriormente calculou-se a temperatura do ar que é expelido pelo compressor, considerando a temperatura ambiente de 27 °C (300,15 K).

Como representado no gráfico, a temperatura em B tem o mesmo valor da temperatura em C, idem para os pontos A e D.

$$Tb = Ta \cdot \left(\frac{Pb}{Pa} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (9)$$

$$Tb = 300,15 \cdot \left(\frac{10}{1} \right)^{\frac{(1,4-1)}{1,4}}$$

$$Tb = 579,49 K$$

Onde:

Ta : Temperatura do ar em A (K);

Tb : Temperatura do ar em B (K);

Pa : Pressão manométrica em A (barg);

Pb : Pressão manométrica em B (barg);

n : Coeficiente politrópico.

Em pesquisa realizada em catálogos de fabricantes de unidades compressoras semelhantes a utilizada no presente trabalho, constatou-se que estas possuem rotação máxima de operação de três mil revoluções por minuto em curtos períodos de tempo, pois são acoplados a motores Diesel e não possuem controle de rotação, estando submetidos ao ciclo de trabalho do motor. A figura 31 mostra uma unidade compressora semelhante à utilizada no trabalho.

Figura 31 – Unidade compressora semelhante à utilizada na bancada



Fonte: Catálogo do fabricante Schulz

Por uma escolha do autor, devido as condições de operação, a unidade compressora deve operar entre a faixa de 740 a 750 rotações por minuto. Os motivos que o levaram a escolher tal faixa são:

- Condição de lubrificação: em condições ideais, a lubrificação é forçada através de uma bomba de óleo específica no veículo e, na bancada, devido às características construtivas e operacionais este recurso não será utilizado;

- Menor nível de ruído em relação a rotações superiores;

- Características das polias; uma vez que possuem medidas comerciais padronizadas, não permitindo que se tenha uma polia com a medida pretendida, necessitando realizar alterações no projeto.

A Descarga Livre Efetiva é o volume de ar que a unidade compressora fornece ao reservatório e pode ser calculada por:

$$DLE = V_{desc} \cdot N \quad (10)$$

$$DLE = 1,342 \cdot 10^{-4} \cdot 12,42$$

$$DLE = 1,6682 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

Onde:

V_{desc} : Volume descarregado em cada ciclo (m^3)

N : Número de ciclos do compressor por segundo (rps)

Partindo-se da Equação Geral dos Gases e do valor da Descarga Livre Efetiva, é possível calcular a vazão mássica no sistema.

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (11)$$

Manipulando a equação (11) em termos de fluxo, tem-se:

$$\dot{m} = \frac{P \cdot \dot{v}}{R \cdot T} \quad (12)$$

$$\dot{m} = \frac{10^5 \cdot 1,6682 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 300,15}$$

$$\dot{m} = 1,9365 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Onde:

\dot{m} : Vazão mássica (kg/s)

P: Pressão atmosférica (condição do ar de admissão) (Pa)

\dot{v} : Vazão volumétrica (m³/s)

R: Constante específica do ar (J/kg·K)

T: Temperatura ambiente (K)

A potência da unidade compressora pode ser calculada através de (13).

$$\dot{W} = \left(\frac{n}{n-1} \right) \cdot \dot{m} \cdot R \cdot (T_b - T_a) \quad (13)$$

$$\dot{W} = \left(\frac{1,4}{1,4-1} \right) \cdot 1,9365 \cdot 10^{-3} \cdot 287 \cdot (579,49 - 300,15)$$

$$\dot{W} = 543,37 \text{ W}$$

Onde:

\dot{W} : Potência da unidade compressora (W)

n : Coeficiente politrópico

\dot{m} : Vazão mássica (kg/s)

R: Constante específica do ar (J/kg·K)

T_a : Temperatura do ar em A (K)

T_b : Temperatura do ar em B (K)

4.3 – UNIDADE MOTORA

A unidade fornecedora de potência para o compressor escolhida é da marca WEG, modelo D56, com capacidade de fornecer 550 watts, possui 4 polos, bivolt operante à frequência de 60 Hertz em rede monofásica e 1740 rotações por minuto, já considerado escorregamento.

Figura 32 – Unidade motora



Fonte: site do fabricante

Figura 33 – Especificações do motor

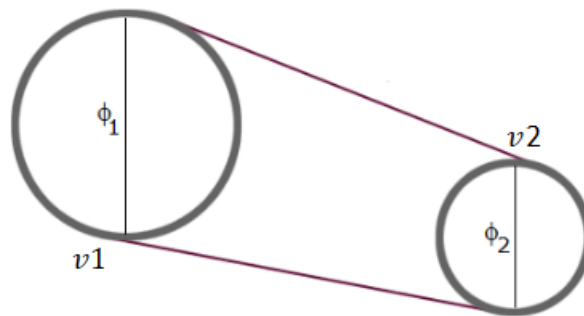
Linha do produto	: Geral Monofásico			Código do produto	: 10084278
Carcaça	: D56			Tempo de rotor bloqueado	: 10s (frio) 6s (quente)
Potência	: 0.550 kW (0.75 HP-cv)			Elevação de temperatura	: 80 K
Número de polos	: 4			Regime de serviço	: Cont.(S1)
Frequência	: 60 Hz			Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C
Tensão nominal	: 127/220 V			Altitude	: 1000 m
Corrente nominal	: 13.6/5.90 A			Grau de proteção	: IP21
Corrente de partida	: 68.0/29.5 A			Método de refrigeração	: IC01 - ODP
Ip/In	: 5.0x(Cód. K)			Forma construtiva	: B3D
Corrente a vazio	: 12.5/4.60 A			Sentido de rotação ¹	: Ambos
Rotação nominal	: 1730 rpm			Método de partida	: Partida direta
Escorregamento	: 3.89 %			Massa aproximada ³	: 13.4 kg
Conjugado nominal	: 3.04 Nm				
Conjugado de partida	: 250 %				
Conjugado máximo	: 240 %				
Classe de isolamento	: B				
Fator de serviço	: 1.25				
Momento de inércia (J)	: 0.0057 kgm ²				
Potência	50%	75%	100%	Esforços na fundação	
Rendimento (%)	55.5	63.0	65.5	Tração máxima	: 169 N
Cos Φ	0.46	0.57	0.66	Compressão máxima	: 301 N

Fonte: site do fabricante

4.4 – POLIAS

Para que o compressor funcione dentro da faixa de rotação escolhida pelo autor, a polia do motor deve ser escolhida em tamanho adequado. A partir da fórmula da relação de transmissão por correias, encontra-se o diâmetro da polia motora.

Figura 34 – Transmissão por polias e correia



Fonte: <https://blogdaengenharia.com/wp-content/uploads/2013/05/PoliaseCorreias.pdf>, alterada

$$\text{Ø1} \cdot v1 = \text{Ø2} \cdot v2 \quad (14)$$

$$\text{Ø2} = \frac{210 \cdot 745}{1740}$$

$$\text{Ø2} = 89,91 \text{ mm}$$

Onde:

Ø1: Diâmetro da polia movida (mm);

v1: Rotação da polia movida (rpm);

Ø2: Diâmetro da polia motora (mm);

v2: Rotação da polia motora (rpm).

O autor escolheu a velocidade média da faixa de operação como velocidade de referência.

Comercialmente, a polia mais próxima do valor calculado possui diâmetro de 90 milímetros com canal A. A correia utilizada foi do modelo A-44.

4.5 – RESERVATÓRIO

Para a escolha de um reservatório que atendesse às necessidades da bancada, o autor recorreu à consulta no manual da Parker de “Dimensionamento de Redes de Ar Comprimido”, onde consta que o volume do reservatório deve equivaler a pelo menos 20% da Descarga Livre Efetiva, logo tem-se:

$$\begin{aligned} Vr &= 20\% \cdot DLE[m^3/min] & (15) \\ Vr &= 20\% \cdot 1,6682 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \\ Vr &= 0,020 m^3 (20 L) \end{aligned}$$

O reservatório utilizado na bancada possui volume interno de 24 litros, se adequando ao que é citado na bibliografia e admite 8 barg de pressão de trabalho. Este componente está equipado com: manômetro, pressostato, válvula de segurança, válvula de retenção, válvula para dreno, válvula de alívio da tubulação para partida do motor e registros para utilização do ar comprimido. O pressostato foi regulado para desativar o motor quando fosse atingida uma pressão de 7,8 barg.

4.6 – FILTRO

O autor optou por não instalar filtro no compressor pois este será operado apenas em locais isentos de poeira e partículas prejudiciais.

4.7 – INSTRUMENTAÇÃO

A extração dos dados de funcionamento do compressor, foi realizada utilizando sensores de pressão, corrente, tensão e temperatura.

O sensor de pressão é um manômetro, instalado junto ao pressostato, permitindo a visualização da pressão no interior do reservatório.

Para leitura da tensão e corrente elétrica demandados pelo motor elétrico, será utilizado uma central de medição com visor digital. Este equipamento possui um sensor que detecta a tensão na linha e um sensor de corrente por efeito Hall localizado em um dos fios de alimentação do motor, convertendo os sinais e indicando-os no visor.

Figura 35 – Medidor utilizado



Fonte: https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-887541048-medidor-de-tenso-e-corrente-ac-100a-80-300v-painel-210102-_JM

A temperatura do ar evacuado do interior do cilindro será captada por um termopar tipo K com tolerância de medição entre 0°C e 1100°C e um multímetro capaz de realizar a conversão da diferença de potencial em valores de temperatura no visor do multímetro. O sensor está instalado na conexão de saída da unidade compressora.

Figura 36 – Termopar utilizado



Fonte: https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-692901725-sensor-termopar-tipo-k-0-800c-cabo-blindado-tipo-sonda-_JM

Figura 37 – Multímetro utilizado



Fonte: Elaborado pelo autor

4.8 – DISPOSITIVOS ELÉTRICOS E CABLAGEM

Para energizar a bancada e resguardá-la de eventuais instabilidades nocivas originárias da rede, serão utilizados disjuntores de 25 Ampères. Tal valor foi escolhido uma vez que a corrente de partida do motor elétrico atinge os 29,5 Ampères, disjuntores de menor valor poderiam desarmar em uma eventual partida do motor.

Uma caixa de bornes foi utilizada para conectar os aparelhos à rede elétrica; uma espécie de barramento com conexões para distribuição de energia.

A fim de agregar os dispositivos elétricos e o display, o autor optou por utilizar uma caixa plástica própria para painéis de distribuição de eletricidade.

Em 220 volts o motor consome menor corrente elétrica quando em 127 volts, o que permite utilizar fios com menores seções transversais (bitola). A escolha da seção nominal do condutor foi realizada através de tabela disponibilizada pelo fabricante, seguindo a norma NBR 5410:2014, de acordo com a corrente que cada condutor suporta.

Figura 38 – Capacidade de condução de corrente para cabos de cobre

Capacidade de condução de corrente em amperes (A) para cabos de cobre com isolamento em PVC (70° C)

• Método de instalação: B1, B2 e C.

Seção Nominal do Condutor (mm ²)	Métodos de referência indicados					
	B1		B2		C	
	2 Condutores Carregados	3 Condutores Carregados	2 Condutores Carregados	3 Condutores Carregados	2 Condutores Carregados	3 Condutores Carregados
0,5	9	8	9	8	10	9
0,75	11	10	11	10	13	11
1	14	12	13	12	15	14
1,5	17,5	15,5	16,5	15	19,5	17,5
2,5	24	21	23	20	27	24
4	32	28	30	27	36	32
6	41	36	38	34	46	41
10	57	50	52	46	63	57
16	76	68	69	62	85	76
25	101	89	90	80	112	96
35	125	110	111	99	138	119
50	151	134	133	118	160	144
70	192	171	168	149	213	184
95	232	207	201	179	258	223
120	269	239	232	206	299	259
150	309	275	265	236	344	299
185	353	314	300	268	392	341
240	415	370	351	313	461	403
300	477	426	401	358	530	464
400	571	510	477	425	634	557
500	656	587	545	486	729	642

Extraída da norma NBR 5410:2004 - Instalações Elétricas de Baixa Tensão.

Fonte: site do fabricante Sil.

Foi escolhido condutor com seção de 2,5 mm². Os cabos estão superdimensionados, uma vez que a corrente do motor a plena carga atinge 7 Ampères em 220 volts e condutores menores suportariam essa carga, no entanto, no futuro, a bancada pode vir a sofrer alguma alteração e se for necessário ligá-la em 127 volts, o condutor suportará a corrente elétrica sem problemas.

Tanto os disjuntores quanto o display estão instalados em uma caixa plástica própria para painéis de distribuição de eletricidade.

Figura 39 – Painel elétrico em teste



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 40 – Bancada finalizada



Fonte: Elaborado pelo autor

Onde:

1 – Unidade compressora.

2 – Conexão de saída, onde se encontra o Termopar.

3 – Caixa com dispositivos elétricos e display.

4 – Serpentina de cobre. Possui duas funções: aumentar a área de contato do ar a alta temperatura expelido do compressor, auxiliando em seu resfriamento e amortecer vibrações originadas do fluxo pulsante de ar.

5 – Pressostato com válvula de alívio da linha, válvulas para utilização do ar e manômetro. A válvula de segurança se encontra na parte de trás.

6 – Válvula de retenção.

7 – Reservatório de ar. A válvula de drenagem se encontra na superfície inferior do reservatório.

8 – Motor elétrico.

9 – Sensor de corrente elétrica.

A tabela 4 apresenta os componentes constituintes da bancada e seus respectivos preços. O custo total da bancada ficou em torno de R\$1.391,25 e pôde ser construída em 4 dias, considerando que todos os componentes já estavam em mãos.

Tabela 4 – Custo dos componentes

	Quantidade	Valor unitário	Valor total
Rodízios	4 unidades	R\$ 9,00	R\$ 36,00
Tubos 40x40x1,5	4 metros	R\$ 2,50	R\$ 10,00
Caixa de bornes	1 unidade	R\$ 24,50	R\$ 24,50
Dreno	1 unidade	R\$ 7,00	R\$ 7,00
Disjuntores	2 unidades	R\$ 25,00	R\$ 50,00
Display digital	1 unidade	R\$ 54,00	R\$ 54,00
Manômetro	1 unidade	R\$ 40,00	R\$ 40,00
Motor elétrico	1 unidade	R\$ 635,00	R\$ 635,00
Multímetro	1 unidade	R\$ 93,00	R\$ 93,00
Pressostato	1 unidade	R\$ 100,00	R\$ 100,00
Reservatório	1 unidade	-	-
Termopar	1 unidade	R\$ 15,80	R\$ 15,80
Unidade compressora	1 unidade	R\$ 120,00	R\$ 120,00
Válvula de retenção	1 unidade	R\$ 36,00	R\$ 36,00
Válvula de segurança	1 unidade	R\$ 16,00	R\$ 16,00
Válvula reguladora	1 unidade	R\$ 60,00	R\$ 60,00
Registro	1 unidade	R\$ 12,00	R\$ 12,00
Tubulação de cobre 5/16"	1,5 metros	R\$ 13,50	R\$ 20,25
Conexões em geral	3 unidades	R\$ 10,00	R\$ 30,00
Fio - 2,5 mm ²	5 metros	R\$ 2,40	R\$ 12,00
Tomada	1 unidade	R\$ 7,30	R\$ 7,30
Eletrodo de solda 2,5 mm	10 unidades	R\$ 12,40	R\$ 12,40

Total	R\$ 1.391,25
-------	--------------

Fonte: Elaborado pelo autor

5 – RESULTADOS

As temperaturas calculadas para o processo adiabático podem ser vistas na tabela 5. O cálculo foi realizado através da equação 9, para cada faixa de pressão no interior do reservatório até a pressão a qual o pressostato foi regulado para desativar o motor (7,8 bar). É possível observar que o ar atinge elevadas temperaturas durante o processo de compressão e posteriormente serão comparadas com os dados extraídos durante o teste.

Tabela 5 – Temperaturas calculadas

Pressão barg	Temperatura de saída	
	K	°C
1	300,15	27,00
1,5	337,02	63,87
2	365,89	92,74
2,5	389,97	116,82
3	410,83	137,68
3,5	429,33	156,18
4	446,02	172,87
4,5	461,29	188,14
5	475,38	202,23
5,5	488,51	215,36
6	500,80	227,65
6,5	512,39	239,24
7	523,35	250,20
7,5	533,77	260,62
7,8	539,79	266,64

Fonte: Elaborado pelo autor

Por sua vez, a tabela 6 mostra os dados extraídos durante o teste de funcionamento do compressor, e a tabela 7, um comparativo entre os valores calculados e os valores medidos.

Tabela 6 – Dados extraídos durante teste

Tensão: 220V			
Pressão	Temperatura de saída		Corrente
barg	K	°C	A
1	314,15	41,00	4,8
1,5	318,15	45,00	5
2	324,15	51,00	5,2
2,5	330,15	57,00	5,6
3	336,15	63,00	5,8
3,5	341,15	68,00	6
4	349,15	76,00	6,2
4,5	354,15	81,00	6,4
5	361,15	88,00	6,5
5,5	366,15	93,00	6,6
6	376,15	103,00	6,8
6,5	384,15	111,00	6,9
7	392,15	119,00	7
7,5	401,15	128,00	7,2
7,8	409,15	136,00	7,2

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 7 – Comparativo valores medidos e calculados

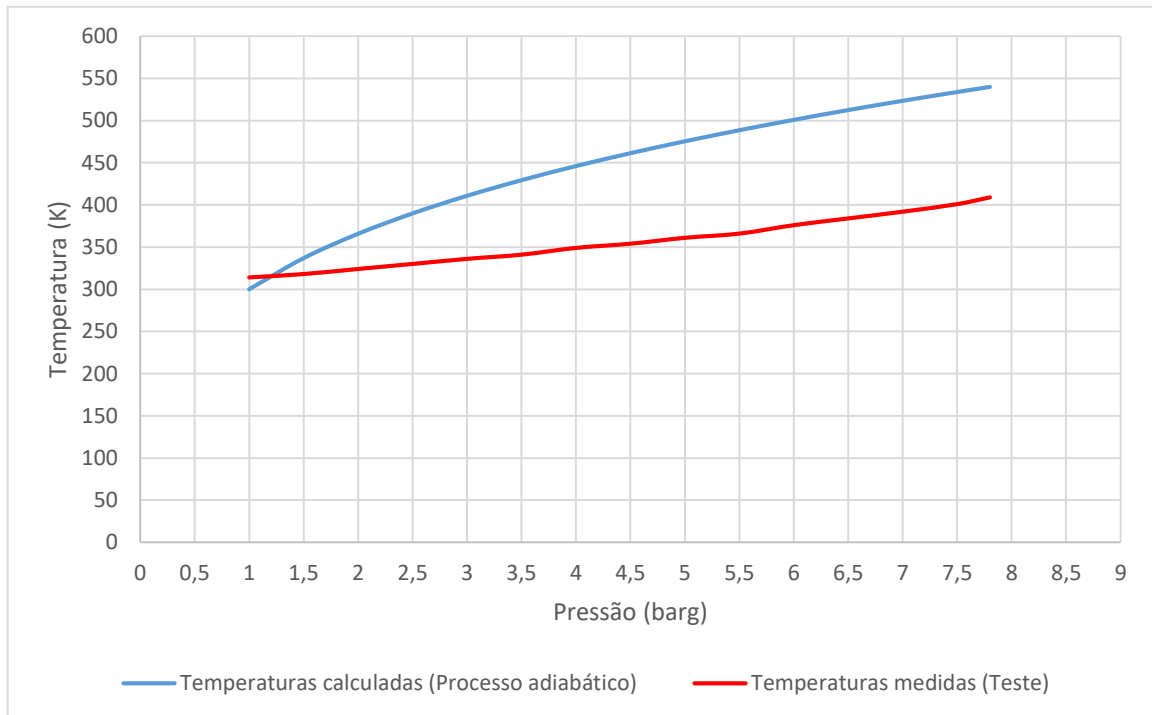
Pressão (barg)	Temperaturas Calculadas (K)	Temperaturas Medidas (K)	Erro Relativo (%)
1	300,15	314,15	4,66
1,5	337,02	318,15	5,60
2	365,89	324,15	11,41
2,5	389,97	330,15	15,34
3	410,83	336,15	18,18
3,5	429,33	341,15	20,54
4	446,02	349,15	21,72
4,5	461,29	354,15	23,23
5	475,38	361,15	24,03
5,5	488,51	366,15	25,05
6	500,8	376,15	24,89
6,5	512,39	384,15	25,03
7	523,35	392,15	25,07
7,5	533,77	401,15	24,85
7,8	539,79	409,15	24,20

Média:	19,59
--------	-------

Fonte: Elaborado pelo autor

O gráfico 2 demonstra de uma maneira visual, o modo como as curvas das temperaturas calculadas e medidas se comportam, pode-se observar como divergem ao longo do teste.

Gráfico 2 – Curvas de temperaturas I



Fonte: Elaborado pelo autor

De acordo com a tabela 7, é possível verificar elevada discrepância entre os valores calculados e medidos, com erro relativo médio de 19,59%. Tal situação ocorreu devido a escolha do autor em considerar o processo adiabático, uma vez em que não se dispunha de determinados dados disponíveis para o dimensionamento adequado da unidade motora. Em um processo adiabático, não há troca de calor do gás com o meio, no entanto, devido às condições de funcionamento reais, ocorre atrito entre as partes móveis do compressor, principalmente entre o êmbolo e a parede do cilindro. Parte desse atrito se transformará em calor que será transmitido ao fluido; a passagem do gás através das válvulas também irá interferir em seu escoamento.

Devido às condições reais de operação, pequenas transformações termodinâmicas alteram o processo, caracterizando-o como politrópico, no qual o valor do coeficiente n varia entre 1 e 1,4.

Fazendo uso das temperaturas medidas, é possível calcular o coeficiente politrópico em um valor mais próximo do real.

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (16)$$

$$\left(\frac{409,15}{300,15}\right) = \left(\frac{7,8}{1}\right)^{\frac{(n-1)}{n}}$$

$$\log\left(\frac{409,15}{300,15}\right) = \frac{(n-1)}{n} \cdot \log\left(\frac{7,8}{1}\right)$$

$$n \cong 1,18$$

Onde:

T_f : Temperatura medida na pressão máxima de operação (K)

T_i : Temperatura medida no início do processo (K)

P_f : Pressão manométrica final do teste (barg)

P_i : Pressão manométrica inicial do teste (barg)

n : Coeficiente politrópico

Corrigindo os parâmetros operacionais para o coeficiente politrópico real, tem-se:

Volume da câmara no ponto B:

$$V_b = V_a \cdot \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

$$V_b = 1,65 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{1}{1,18}}$$

$$V_b = 2,344 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volume da câmara em D:

$$V_d = V_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_d}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

$$V_d = 5,938 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{10}{1}\right)^{\frac{1}{1,18}}$$

$$V_d = 4,179 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Rendimento volumétrico:

$$\eta_{vol} = \frac{(Va - Vd)}{(Va - Vc)} \quad (7)$$

$$\eta_{vol} = \frac{(1,65 \cdot 10^{-4} - 4,179 \cdot 10^{-5})}{(1,65 \cdot 10^{-4} - 5,938 \cdot 10^{-6})}$$

$$\eta_{vol} = 77,46 \%$$

Volume descarregado por ciclo:

$$V_{desc} = Va - Vd \quad (814)$$

$$V_{desc} = 1,65 \cdot 10^{-4} - 4,179 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{desc} = 1,232 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

Temperatura em B:

$$Tb = Ta \cdot \left(\frac{Pb}{Pa} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (9)$$

$$Tb = 300,15 \cdot \left(\frac{10}{1} \right)^{\frac{(1,18-1)}{1,18}}$$

$$Tb = 426,46 \text{ K}$$

Descarga Livre Efetiva:

$$DLE = V_{desc} \cdot N \quad (10)$$

$$DLE = 1,232 \cdot 10^{-4} \cdot 12,42$$

$$DLE = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Vazão mássica:

$$\dot{m} = \frac{P \cdot \dot{v}}{R \cdot T} \quad (12)$$

$$\dot{m} = \frac{10^5 \cdot 1,53 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 300,15}$$

$$\dot{m} = 1,776 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Potência do compressor:

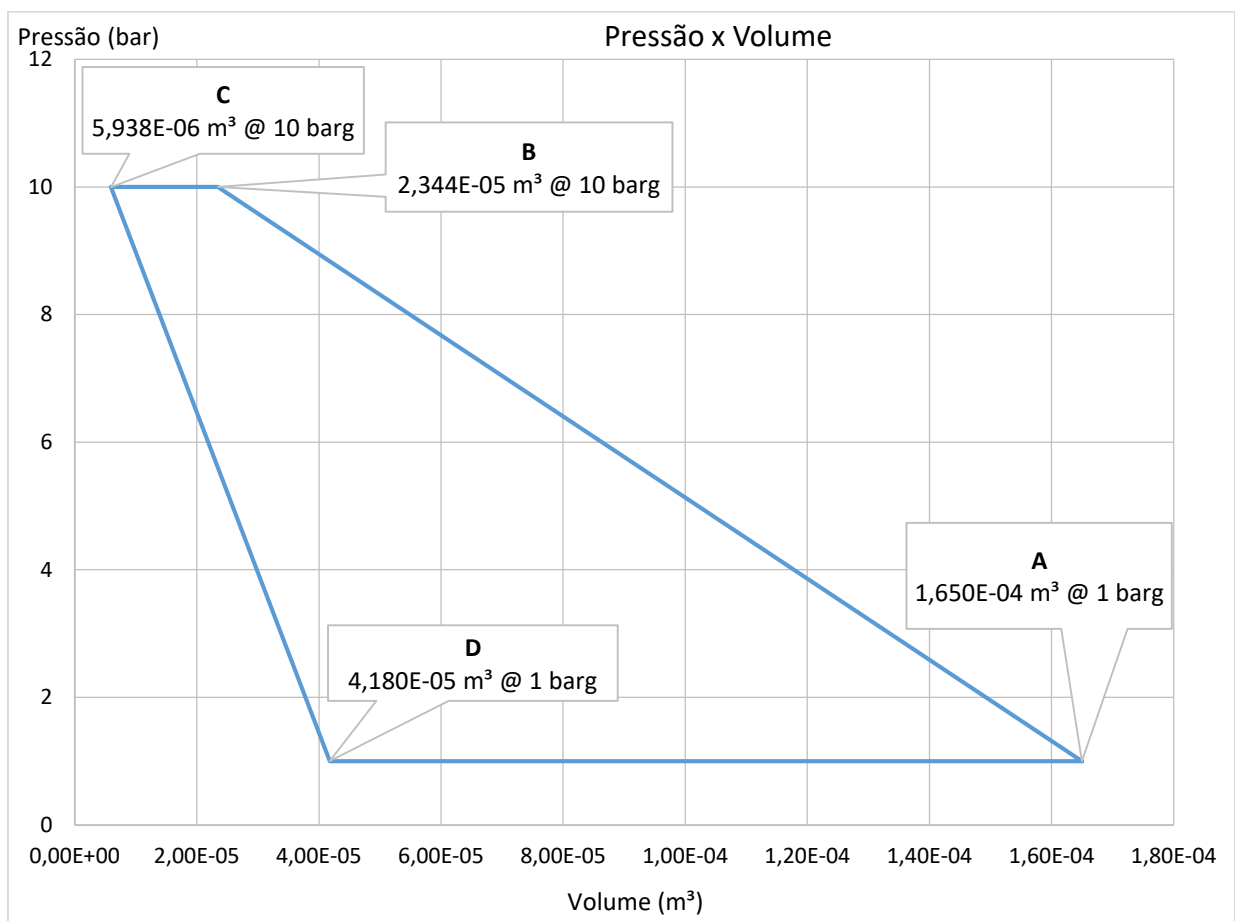
$$\dot{W} = \left(\frac{n}{n-1} \right) \cdot \dot{m} \cdot R \cdot (T_b - T_a) \quad (13)$$

$$\dot{W} = \left(\frac{1,18}{1,18-1} \right) \cdot 1,776 \cdot 10^{-3} \cdot 287 \cdot (426,46 - 300,15)$$

$$\dot{W} = 422,06 \text{ W}$$

O gráfico de compressão corrigido, representado pelo gráfico 3, sofrerá alterações apenas nos pontos B e D, uma vez que estão relacionados com o coeficiente politrópico, já A e C permanecem inalterados, pois são intrínsecos ao compressor.

Gráfico 3 – Ciclo de compressão corrigido



Fonte: Elaborado pelo autor

As temperaturas calculadas precisaram ser recalculadas utilizando-se o coeficiente politrópico real do compressor e a tabela 8 mostra um comparativo entre as temperaturas recalculadas e as temperaturas medidas.

Tabela 8 – Comparativo entre as temperaturas recalculadas e reais

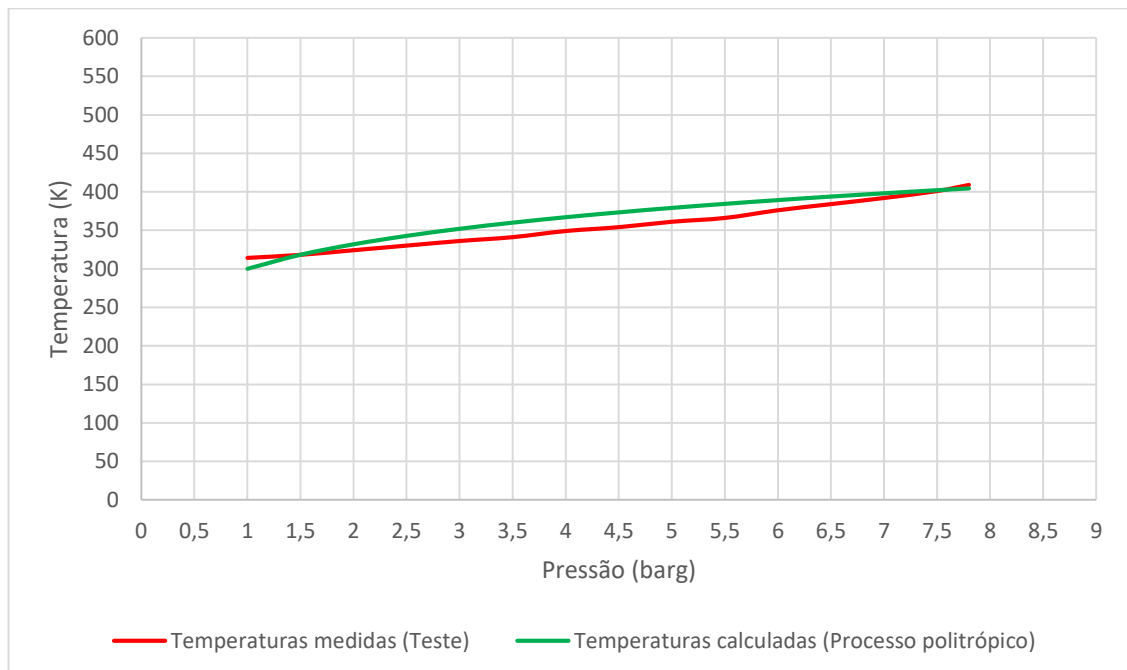
Pressão (barg)	Temperaturas Recalculadas (K)	Temperaturas Medidas (K)	Erro Relativo (%)
1	300,15	314,15	4,66%
1,5	318,36	318,15	0,07%
2	331,95	324,15	2,35%
2,5	342,89	330,15	3,72%
3	352,1	336,15	4,53%
3,5	360,07	341,15	5,26%
4	367,13	349,15	4,90%
4,5	373,46	354,15	5,17%
5	379,23	361,15	4,77%
5,5	384,51	366,15	4,78%
6	389,41	376,15	3,40%
6,5	393,96	384,15	2,49%
7	398,23	392,15	1,53%
7,5	402,24	401,15	0,27%
7,8	406,03	409,15	0,77%

Média:	3,24%
--------	-------

Fonte: Elaborado pelo autor

O gráfico 4 demonstra de uma maneira visual, o modo como as curvas das temperaturas recalculadas e medidas se comportam e pode-se observar que elas praticamente se justapuseram após a correção do coeficiente politrópico, se comparado ao gráfico 2.

Gráfico 4 – Curvas de temperaturas II



Fonte: Elaborado pelo autor

Comparando-se gráficos 2 e 4, é possível notar como a curva de temperatura real se aproximou da teórica, mostrando que o funcionamento do compressor, na prática, se aproxima do que é apresentado na teoria. Tal fato fica explícito por meio das tabelas 7 e 8, que mostram que o erro relativo médio entre os valores calculados e medidos reduziu de 19,59% para 3,29%.

6 – CONCLUSÃO

O presente trabalho permitiu ao autor aprimorar seus conhecimentos práticos e teóricos relacionados a compressores e seus princípios de funcionamento, principalmente em compressores alternativos. Foi também possível obter conhecimento de mais fontes de dados relacionadas ao assunto.

O intuito do autor ao desenvolver esse trabalho foi possibilitar a quem tiver interesse acerca do assunto, adquirir conhecimento podendo acompanhar o funcionamento de um compressor ou aprimorar seu potencial e que esta bancada gere, no futuro, frutos como publicações e monografias aos alunos da FEMEC.

Em diversas ocasiões o profissional depara-se com situações onde os recursos são escassos, principalmente àqueles relacionados a fontes de dados. Neste sentido cabe ao engenheiro buscar maneiras de desenvolver seu trabalho a partir das informações que estão ao seu alcance.

A bancada apresentou funcionamento dentro do que era esperado segundo a bibliografia, não apresentando problemas operacionais durante os testes. Após a alteração na consideração do processo, de adiabático para politrópico e encontrando o coeficiente politrópico do processo, a média de erro relativo entre as temperaturas calculadas e medidas ficaram em torno de 3,24%, sendo este, um valor extremamente baixo se comparado aos 19,59% iniciais e ao se confrontar teoria com realidade.

Estudos posteriores podem ser desenvolvidos na bancada trazendo situações reais que podem vir a acontecer em uma indústria, como: analisar o comportamento do compressor variando-se tipos de lubrificantes, pressão do lubrificante injetado no cabeçote, vazão do mesmo; simular o impacto de um filtro de ar saturado no consumo de energia alterando-se a pressão do ar de admissão com uma válvula reguladora; examinar o efeito de diferentes temperaturas do ar de admissão e explorar o quanto um vazamento pode influenciar em custos adicionais de operação.

Visando buscar eficiência energética, uma solução para compressores a pistão é a compressão em estágios, na qual o segundo compressor aspira a descarga do primeiro, permitindo que ocorra um resfriamento intermediário da massa de ar e o processo tende a uma compressão isotérmica, levando a um menor trabalho requerido por quilograma de gás comprimido.

Algumas melhorias referentes à segurança podem ser realizadas na bancada e o autor recomenda vigorosamente que sejam realizadas antes de colocá-la em funcionamento contínuo, estão listadas abaixo:

- Instalação de tampa polias;
- Botão de parada de emergência;
- Aplicação de espuma ou mangueira em toda a extensão da tubulação de ar, uma vez que o ar comprimido está a alta temperatura e a aquece a ponto de provocar queimaduras;
- Teste hidrostático no reservatório, para que se tenha uma comprovação de que tal acessório está adequado à utilização sem oferecer riscos;
- Filtro admissão, para que nada, nem ninguém tenha acesso direto ao interior do compressor;
- Fusíveis, como uma alternativa à segurança dos equipamentos elétricos.

O autor ainda recomenda que sejam realizadas adequações referentes à NR-10 – SEGURANÇA EM INSTALAÇÕES E SERVIÇOS EM ELETRICIDADE e à NR-12 – SEGURANÇA NO TRABALHO EM MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS, evitando potenciais riscos a quem irá operá-la ou esteja em suas proximidades.

7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AVALLONE, E.A; BAUMEISTER, T; SADE, A. STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS. 11ª Ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1916. 2345p.

BOLES, M.A; CENGEL, Y.A. TERMODINÂMICA. 7ª Ed. São Paulo: McGraw-Hill - Grupo A, 2013. 1020p.

COMPRESSED AIR SYSTEMS. A History of air Compressors. Disponível em: <<http://aircompressors.compressedairsystems.com/blog/a-history-of-air-compressors>>. Acesso: 10 outubro 2017.

COMPRESSED AIR. Compressed Air History. Disponível em: <<http://www.ecompressedair.com/library-pages/compressed-air-history.aspx>>. Acesso: 11 outubro 2017.

CRUZ, A.J.R.S. Automação Industrial. CURSO TÉCNICO DE MECÂNICA, março 2010, 132p. Disponível em: < <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfususAH/automacao-industrial>>. Acesso: 22 junho 2017.

MADRAS, I. Preparation of Compressed Air. In: FLUID POWER CONTROL, 2013. NPTEL, 2013, p.37. Disponível em: <<http://www.nptel.ac.in/courses/112106175/36>>. Acesso: 15 outubro 2017.

NAZRI, M. N. Positive Displacement Machines. In: UNIVERSITI TEKNOLOGI MALAYSIA, 2016. 66 slides. Disponível em: <<http://mech.utm.my/mnazri/wp-content/uploads/sites/166/2016/08/P6-1.pdf>>. Acesso: 16 outubro 2017.

PACHECO, L.M. Tipos de Compressores, Princípios Construtivos, Funcionais e suas Aplicações. SENAI, Pindamonhangaba, 19p. março 2011. Disponível em: <<http://s3.amazonaws.com/s3.wikimaterial.com/production/material/attachment/0946b738-1931-4a93-b555-1670018dc19d.pdf>>. Acesso: 20 outubro 2017.

PARKER. Dimensionamento de Redes de Ar Comprimido Disponível em: <<https://docgo.net/parker-dimensionamento-de-redes-de-ar-comprimido-pdf>>. Acesso: 21 outubro 2017.

TOUZA, V.A. Análise da Performance de Compressores pelo Modelo de Redlich/Kwong. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, março 2015. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10013430.pdf>>. Acesso: 22 junho 2017.

VIEIRA, M.A. Idade dos Metais. MUSEU VIRTUAL, 7p. Disponível em: <http://web.ccead.puc-rio.br/condigital/mvsl/linha%20tempo/Idade_Metais/pdf_LT/LT_idade_dos_metais.pdf>. Acesso: 10 junho 2017.