

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MARCOS WILLIAN MOCELLIN

**ATIVAÇÃO E REALIZAÇÃO DE ATIVIDADES PRÁTICAS NA BANCADA DE
ESTUDOS PNEUMÁTICOS E COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE DUPLO
ESTÁGIO – PN30D**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2017**

MARCOS WILLIAN MOCELLIN

**ATIVAÇÃO E REALIZAÇÃO DE ATIVIDADES PRÁTICAS NA
BANCADA DE ESTUDOS PNEUMÁTICOS E COMPRESSORES
ALTERNATIVOS DE DUPLO ESTÁGIO – PN30D**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica - DAMEC - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, Campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Luiz Ribas Pessa

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

ATIVACÃO E REALIZAÇÃO DE ATIVIDADES PRÁTICAS NA BANCADA DE ESTUDOS PNEUMÁTICOS E COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE DUPLO ESTÁGIO – PN30D

MARCOS WILLIAN MOCELLIN

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 05/06/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Júnior
(UTFPR)

Prof. Me. Luis Antonio Brum do Nascimento
(UTFPR)

Prof. Dr. Sérgio Luiz Ribas Pessa
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Engenharia Mecânica

A folha de aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica.

Dedico este trabalho à minha família que me apoiou nestes 5 anos de faculdade, e nunca me deixou desistir mesmo nas horas mais difíceis. Aos meus colegas e acima de tudo amigos e professores, que estiveram sempre presentes nos mais variados momentos durante essa trajetória.

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente à Deus e a minha família pelo apoio e compressão nas horas difíceis. Agradeço aos meus colegas pelas diversas ajudas que recebi quando as solicitei ou não, e ao incentivo que me deram durante todo o curso.

Agradeço também todos os professores que fizeram parte da minha formação até aqui e a todos que de alguma forma me ajudaram para a construção e elaboração deste trabalho.

Agradeço em especial meu orientador Prof. Dr. Sérgio Luiz Ribas Pessa, por sua orientação e toda sua ajuda prestada, pela paciência, disponibilidade e perseverança que me auxiliou desde as primeiras ideias sem as quais não seria possível a conclusão deste trabalho.

“Não contavam com minha astúcia!” (COLORADO, Chapolin, 1970)

RESUMO

MOCELLIN, Marcos Willian. ATIVAÇÃO E REALIZAÇÃO DE ATIVIDADES PRÁTICAS NA BANCADA DE ESTUDOS PNEUMÁTICOS E COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE DUPLO ESTÁGIO – PN30D. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

Esta monografia consiste na análise da ativação e realização de atividades práticas em um módulo experimental de estudos relacionados a pneumática e transferência de calor, a partir da aplicação de uma bancada com um dispositivo de compressão de ar. O equipamento foi recebido pelo departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Pato Branco e foi produzido pela empresa Didacta Italia (S.R.L.) – Apparecchiature Didattiche Produzione. Inicialmente foram obtidos os manuais e software referentes a bancada que haviam sido perdidos, e realizados testes para se verificar o funcionamento do equipamento e suas possíveis aplicações. Após a resolução destes, foram realizadas melhorias na bancada a partir do reparo do micromanômetro diferencial que se encontrava quebrado e da devida etiquetagem e enumeração de todos seus componentes e válvulas, bem como sua limpeza. Após o módulo experimental ter sido colocado em operação foram realizados os seguintes ensaios: Medida da potência absorvida pelo compressor, medida da característica manométrica do compressor, medida do fluxo de ar de entrada e do fluxo de distribuição, medida do aumento da temperatura causado pelo processo de compressão, medida da potência térmica a ser removida para o resfriamento do ar comprimido, medida do fluxo de ar comprimido em 3 diferentes dispositivos de seção reduzida, medida das quedas de pressão em 5 diferentes tipos de circuitos. Todos os procedimentos de ensaio tomados constam neste trabalho bem como seus resultados obtidos, seguidos por uma pequena análise. Todos os resultados se mostraram coerentes com os dados disponibilizados na literatura, mostrando que o equipamento possui uma boa confiabilidade, podendo proporcionar uma maior flexibilidade nas atividades experimentais desenvolvidas na bancada, em possíveis aulas práticas que forem lecionadas futuramente.

Palavras-chave: Compressor alternativo, Bancada pneumática, Perda de carga, Pneumática, Trocador de calor, Pressão, Vazão, Temperatura, Potência, Experimento.

ABSTRACT

MOCELLIN, Marcos Willian. ACTIVATION AND REALIZATION OF PRACTICAL ACTIVITIES IN THE BENCH OF PNEUMATIC STUDIES AND RECIPROCATING COMPRESSORS OF DOUBLE STAGE – PN30D. Final work – Mechanical Engineering Course, Federal Technological University of Paraná. Pato Branco, 2017.

This monograph consists in the analysis of activation and implementation of practical activities in an experimental module of studies related to pneumatic and heat transfer, from the application of a test bench with an air compression device. The equipment was received by the Department of Mechanical Engineering of the Federal Technological University of Paraná - Campus Pato Branco and was produced by the enterprise Didacta Italy (S.R.L.) - Apparecchiature Didattiche Produzione. Initially were obtained the manuals and software relating to the test bench that had been lost, and performed tests to check the operation of the equipment and its possible applications. After solving these, improvements were carried out from the micromanometer differential repair that was broken and the proper tagging and enumeration of all its components and valves, as well as its cleaning. After the experimental module has been put into operation the following tests were performed: Measurement of the power absorbed by the compressor, measurement of the manometric characteristic of the compressor, measurement of the inlet air flow and distribution flow, measurement of the increase temperature caused by the compression process, measurement of the thermal power to be removed to cool down the compressed air, measurement of the flow of compressed air in 3 different devices of reduced section, measurement of the pressure drops in 5 different types of circuits. All test procedures taken in this work are listed as well as their results, followed by a brief analysis. All results were consistent with the data available in the literature, showing that the equipment has a good reliability, and can provide greater flexibility in experimental activities developed on the test bench, in possible practical lessons that may be given in the future.

Keywords: Reciprocating compressor, Pneumatic bench, Pressure drop, Pneumatics, Heat exchanger, Pressure, Flow, Temperature, Power, Experiment.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de construção de um compressor alternado.	7
Figura 2 - Ciclo de funcionamento real (a) e ciclo de funcionamento convencional (b) de um compressor alternado.....	9
Figura 3 - Bancada do compressor PN30D.	18
Figura 4 - Esquema simplificado dos circuitos da bancada.....	19
Figura 5 - Parte frontal da bancada PN30D antes da revitalização.	20
Figura 6 - Parte traseira da bancada PN30D antes da revitalização.	21
Figura 7 - Vista frontal da bancada PN30D após a revitalização.....	22
Figura 8 - Vista traseira da bancada PN30D após da revitalização.....	23
Figura 9 - Síntese dos principais experimentos aconselhados a serem realizados através da bancada.	24
Figura 10 - Visão esquemática da bancada de testes do compressor PN30D.	25
Figura 11 - Visão esquemática da placa elétrica de controle e monitorização da bancada de testes do compressor PN30D.....	26
Figura 12 - Vista do compressor alternativo de dupla fase PN30D.	27
Figura 13 - Resfriador intermediário indicado pela etiqueta com número 7 e o esfriador final com etiqueta de número 8.....	28
Figura 14 - Sondas termométricas T1, T3, T7 e T8.	28
Figura 15 - Sondas termométricas T5, T6, T2 e T4.	28
Figura 16 - Manômetro de Bourdon (M_1), usado para medir a pressão de distribuição atingida na 1ª fase de compressão.	29
Figura 17 - Fluxômetro de água da 1ª fase, indicado pela etiqueta com número 9 e da válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (11).....	29
Figura 18 - Parte inferior da bancada com o sistema de resfriamento, trocador de calor do tipo casco e tubo final indicado pela etiqueta número 8, e dos filtros de ar indicados pela etiqueta de número 15 com suas respectivas válvulas de descarga de condensado.....	30
Figura 19 - Manômetro de Bourdon (M_2), usado para medir a pressão de distribuição atingida na 2ª fase de compressão.	31
Figura 20 - Fluxômetro de água da 2ª fase, indicado pela etiqueta com número 10 e da válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (12).....	31
Figura 21 - Vista do reservatório/tanque de ar (14) do compressor PN30D.	32
Figura 22 - Manômetro de Bourdon (M_3), usado para medir a pressão de distribuição no tanque reservatório de ar.	32
Figura 23 - Interruptor de ajuste da pressão máxima (4), juntamente com a válvula de segurança do reservatório/tanque (5).....	33
Figura 24 - Desacoplador pneumático (3).	33
Figura 25 - Bocal calibrado montado na câmara de equilíbrio (2).....	34

Figura 26 - Micromanômetro diferencial à água de escala inclinada (1).	34
Figura 27 - Fluxômetro de ar (18).	35
Figura 28 - Diafragmas com diâmetros de 4.628 mm (19), 5.329 mm (20), e 5.989 mm (21), juntamente com suas válvulas reguladoras de vazão (28-29-30) respectivamente.	36
Figura 29 - Válvula de controle de fluxo (17).	36
Figura 30 - Manômetro de Bourdon (M_4), usado para a medir a pressão acima dos diafragmas.	37
Figura 31 - Manômetro diferencial em “U” de mercúrio (27).	37
Figura 32 - Conjunto de tubos perfilados com diferentes tamanhos e formatos (22-23-24-25-26).	38
Figura 33 - Manômetro de Bourdon (M_5), para medir a pressão acima dos tubos perfilados.	39
Figura 34 - Tubos perfilados com diferentes tamanhos e formatos (22-23-24-25-26), juntamente com suas válvulas reguladoras de vazão (31-32-33-34-35) respectivamente.	39
Figura 35 - Painel elétrico de controle e monitorização da bancada de testes do compressor PN30D.	40
Figura 36 - Painel com os 10 monitores digitais de temperatura (45), possibilitando o acompanhamento de todas as temperaturas do sistema ao mesmo tempo.	40
Figura 37 - Válvula de amostragem ou distribuição (16).	46
Figura 38 - Potência elétrica P_{el} drenada pelo motor, potência mecânica recebida pelo compressor P_{mecc} e potência fornecida para o fluido P_i como função da razão manométrica de compressão β .	47
Figura 39 - Resultado da medição da potência requerida pelo compressor.	47
Figura 40 - Característica manométrica: razão manométrica de compressão β como função do fluxo de produção corrigido m^* .	52
Figura 41 - Resultado da medição da característica manométrica do compressor.	53
Figura 42 - Curva característica do bocal empregado para a medição do fluxo de ar utilizado pelo compressor.	55
Figura 43 - Evolução do fluxo de entrada \dot{m}_a e do fluxo de distribuição efetivo \dot{m} em função da razão manométrica de compressão, β .	58
Figura 44 - Resultado da Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (medidos com os dados do teste).	59
Figura 45 - Resultado da medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (valor calculado).	59
Figura 46 - Temperaturas medidas do fluido e temperaturas isentrópicas calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.	64
Figura 47 - Resultado das temperaturas do fluido medidas em função da razão manométrica de compressão β_I da primeira fase e β_{II} da segunda fase.	65

Figura 48 - Resultado das temperaturas isentrópicas do fluido calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.....	65
Figura 49 - Valores da potência térmica removida no primeiro e no segundo esfriador em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.....	71
Figura 50 - Resultado da medição da pressão e do fluxo de ar em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.....	72
Figura 51 - Resultado da medição da temperatura e do fluxo do fluido refrigerador (água)...	73
Figura 52 - Resultado da medição do fluxo do fluido refrigerador (água), da potência térmica removida do ar comprimido e da potência térmica recebida pelo fluido refrigerador em cada um dos estágios.....	73
Figura 53 - Esquema de um diafragma de diâmetro d contido em um tubo de diâmetro D	77
Figura 54 - Evolução do coeficiente de fluxo em função do número de Reynolds Re e da razão geométrica de contração m	78
Figura 55 - Comparação entre as medidas obtidas com um fluxômetro e aquelas obtidas com o auxílio de diafragmas.....	80
Figura 56 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma nº19.....	81
Figura 57 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma nº20.....	82
Figura 58 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma nº21.....	82
Figura 59 - Quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.....	86
Figura 60 - Resultado da medição das quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.....	87

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Potência elétrica P_{el} drenada pelo motor, potência mecânica recebida pelo compressor P_{mecc} e potência fornecida para o fluido P_i como função da razão manométrica de compressão β	48
Gráfico 2 - Característica manométrica: razão manométrica de compressão β como função do fluxo de produção corrigido m^*	53
Gráfico 3 - Evolução do fluxo de entrada \dot{m}_a e do fluxo de distribuição \dot{m} em função da razão manométrica de compressão, β	60
Gráfico 4 - Temperaturas medidas do fluido e temperaturas isentrópicas calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.....	66
Gráfico 5 - Valores da potência térmica removida no primeiro e no segundo esfriador em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.	74
Gráfico 6 - Comparação entre as medidas obtidas com o fluxômetro e aquelas obtidas com o auxílio dos diafragmas.....	83
Gráfico 7 - Quedas de pressão nos diafragmas de diferentes tamanhos em função do fluxo de ar comprimido.....	83
Gráfico 8 - Quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.....	88

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Condições padrão do ar.	16
Quadro 2 - Medição da potência requerida pelo compressor.	46
Quadro 3 - Medição da característica manométrica do compressor.	51
Quadro 4 - Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (medidos com dados do teste).	57
Quadro 5 - Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (valor calculado).	57
Quadro 6 - Temperaturas do fluido medidas em função da razão manométrica de compressão β_I da primeira fase e β_{II} da segunda fase.	63
Quadro 7 - Temperaturas isentrópicas do fluido calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.	63
Quadro 8 - Medição da pressão e do fluxo de ar em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.	70
Quadro 9 - Medição da temperatura e do fluxo do fluido refrigerador.	71
Quadro 10 - Medição do fluxo de ar comprimido através de um fluxômetro e diafragmas. ...	80
Quadro 11 - Medição das quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.	86

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	PROBLEMA	2
1.2	OBJETIVOS	3
1.2.1	Objetivo geral.....	3
1.2.2	Objetivos específicos	3
1.3	JUSTIFICATIVA.....	4
2	REFERENCIAL TEÓRICO	5
2.1	INTRODUÇÃO AOS COMPRESSORES	5
2.2	PRINCIPAIS COMPONENTES DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS.....	5
2.3	CICLO DE FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO	7
2.4	RELAÇÕES ANALÍTICAS E SUGESTÕES PARA O ESTUDO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS.....	9
2.4.1	Potência mecânica absorvida pela máquina.....	9
2.4.2	Fluxo de distribuição do fluido	12
2.4.3	Dividindo o processo de compressão em diversos estágios com resfriamento intermediário.....	13
3	O FLUIDO	15
4	METODOLOGIA	17
4.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES	24
4.2	PREPARANDO A BANCADA DE TESTES PARA INICIAR O TRABALHO	42
5	TESTES EM LABORATÓRIO	43
5.1	MEDIDA DA POTÊNCIA ABSORVIDA PELO COMPRESSOR	43
5.1.1	Base teórica	43
5.1.2	Método de execução do teste	45
5.1.3	Resultados do teste.....	47
5.1.4	Análise dos resultados.....	48
5.2	MEDIDA DA CARACTERÍSTICA MANOMÉTRICA DO COMPRESSOR	48
5.2.1	Base teórica	48
5.2.2	Métodos de execução do teste.....	50
5.2.3	Resultados do teste.....	52
5.2.4	Análise dos resultados.....	54
5.3	MEDIDA DO FLUXO DO AR DE ENTRADA E DO FLUXO DE DISTRIBUIÇÃO	54
5.3.1	Base teórica	54
5.3.2	Método de execução do teste	56
5.3.3	Resultados do teste.....	58
5.3.4	Análise dos resultados.....	60
5.4	MEDIDA DO AUMENTO DA TEMPERATURA CAUSADO PELO PROCESSO DE COMPRESSÃO	60
5.4.1	Base teórica	60
5.4.2	Métodos de execução do teste.....	61
5.4.3	Resultados do teste.....	64
5.4.4	Análise dos resultados.....	66
5.5	MEDIDA DA POTÊNCIA TÉRMICA A SER REMOVIDA PARA O RESFRIAMENTO DO AR COMPRIMIDO	67
5.5.1	Base teórica	67

5.5.2 Método de execução do teste	68
5.5.3 Resultados do teste.....	72
5.5.4 Análise dos resultados.....	74
5.6 MEDIDA DO FLUXO DE AR COMPRIMIDO COM DISPOSITIVOS DE SEÇÃO REDUZIDA.....	74
5.6.1 Base teórica	74
5.6.2 Método de execução do teste	78
5.6.3 Resultados do teste.....	81
5.6.4 Análise dos resultados.....	84
5.7 MEDIDA DAS QUEDAS DE PRESSÃO EM DIFERENTES TIPOS DE CIRCUITOS PNEUMÁTICOS.....	84
5.7.1 Base teórica	84
5.7.2 Método de execução do teste	85
5.7.3 Resultados do teste.....	87
5.7.4 Análise dos resultados.....	88
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	89
REFERÊNCIAS	91

1 INTRODUÇÃO

As primeiras máquinas de fluxo foram todas de conchas e bombas de parafuso para elevar água. Os romanos introduziram a roda de pás em torno de 70 a.C. para extrair energia dos cursos de água. Mais tarde os moinhos foram usados para extrair energia do vento (FOX, 2006).

Máquina de fluxo é um dispositivo que realiza trabalho sobre um fluido ou extrai trabalho de um fluido. São classificadas conforme o princípio de operação e características físicas. Para fluidos incompressíveis, as mais comuns são bombas, ventiladores e compressores, que realizam trabalho sobre o fluido.

Compressores de gás são máquinas de processamento de fluido, utilizadas para fornecer energia para um fluido submeter-se a uma dada mudança de estado. São usados para tratar gases a fim de que a pressão de saída seja superior à pressão de entrada.

Os compressores são máquinas que possuem em seus modelos mais comuns um embolo, acionado por um motor, em geral elétrico, que transforma energia mecânica em energia de pressão estática e dinâmica em cinética. E é através dessa energia que o fluido adquire a capacidade de escoar em tubos, ou ser armazenado em reservatórios com alta pressão, podendo vencer as resistências existentes e gerando a vazão, pressão ou velocidade desejáveis (MACINTYRE, 1990).

Após o domínio das máquinas de fluxo e compressores, estudiosos passaram a utilizá-las para simular o escoamento do ar através de equipamentos utilizando modelos reduzidos. Estes estudos são de extrema importância para a melhora do rendimento de máquinas e aperfeiçoamento de perfis aerodinâmicos, tubulações, instrumentos de medição, entre outros. Para tanto, o estudo experimental e didático da Mecânica dos Fluidos e Pneumática é de importância.

Normalmente, o ar comprimido para uso industrial é produzido através de compressores volumétricos, cuja operação pode ser estudada com o auxílio de testes de laboratório, os quais, podem ser realizados na bancada de testes do compressor PN30D.

Objetivando aprimorar os conhecimentos experimentais e práticos sobre compressores de gás e máquinas de processamento de fluido, são apresentados nesta monografia o estudo de uma bancada experimental que foi projetada pela empresa Didacta Italia S.R.L. que consta um compressor pneumático acoplado a um sistema formado por tubulações e diversos instrumentos de aferição, com acessórios que simulam diversas situações de escoamento do ar. A movimentação do ar é feita por um compressor alternativo de duplo estágio que succiona e

comprime o ar para um tanque reservatório (vaso de pressão) o qual posteriormente supre o sistema. Entre a atmosfera e o reservatório se encontram montados simuladores de dutos, diafragmas de tamanhos variados, manômetros diferenciais, válvulas de controle de fluxo, entre outros equipamentos. O sistema também conta com 2 trocadores de calor do tipo casco e tubo, cujo o fluido de troca é água, os mesmos tem por finalidade diminuir a temperatura do ar comprimido produzido através da troca de calor.

Neste estudo foram repetidas as práticas de medida da potência absorvida pelo compressor, medida da característica manométrica do compressor, medida do fluxo da entrada de ar e o fluxo de distribuição, medida do aumento na temperatura causado pelo processo de compressão, medida da potência térmica a ser removida para o resfriamento do ar comprimido, medida do fluxo de ar comprimido com dispositivos de seção reduzida, medida de quedas de pressão em diferentes tipos de circuito.

Para a realização das práticas, inicialmente foi realizada uma manutenção no equipamento bem como sua limpeza pois a mesma se encontrava abandonada a tempo no laboratório de Hidráulica e Pneumática da Universidade. Após esta etapa concluída, foi realizada a montagem e instalação do equipamento a fim de possibilitar o correto funcionamento do equipamento, bem como a enumeração dos componentes a fim de facilitar as práticas.

1.1 PROBLEMA

Máquinas de processamento de fluido, sistemas de distribuição de fluidos, trocadores de calor e a correta leitura dos equipamentos relacionados são áreas a serem estudadas pelo engenheiro mecânico.

O curso de Engenharia Mecânica apresenta como uma das suas grandes áreas de conhecimento a Mecânica dos Fluidos da qual a Hidráulica e a Pneumática fazem parte. Estas disciplinas estudam o movimento e o comportamento de fluidos escoando em ambientes externos e em dutos/tubos, além de forças de arraste e sustentação em sólidos sujeitos a um fluxo. Neste contexto é importante o estudo do comportamento dos fluidos quando movimentados no interior de um sistema de tubos através da energia fornecida por compressores.

Outra grande área é a Termodinâmica da qual a Troca de Calor ou Energia faz parte e também pode ser estudada através da bancada a ser apresentada.

Com esta visão, a Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Câmpus Pato Branco (UTFPR – PB) adquiriu uma bancada relacionada ao estudo de sistemas Pneumáticos, porém, para que esta bancada que se encontrava em desuso a vários anos pudesse entrar em operação, foram necessárias algumas alterações e ajustes no equipamento, bem como um estudo minucioso de suas aplicações e das dependências do Laboratório na UTFPR–PB, visando uma maior flexibilidade experimental do equipamento.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Realizar a manutenção e ativação da unidade de estudos de compressores alternados de dupla fase – PN30D, possibilitando a futura utilização da mesma por alunos e professores da Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Pato Branco em aulas práticas, testes e ensaios relacionados a estudos pneumáticos, térmicos, de transferência de calor e de potência e realizar o teste dos dispositivos de medição bem como as práticas desejadas.

1.2.2 Objetivos específicos

- Obter/recuperar os manuais, software e demais dados perdidos referentes a bancada;
- Estudar e compreender o funcionamento e possíveis aplicações da unidade;
- Realizar a manutenção/recuperação da bancada – PN30D possibilitando sua ativação;
- Colocar em operação a bancada de testes;
- Realizar, elaborar e organizar possíveis ensaios e práticas na bancada e descrever os resultados obtidos, bem como os procedimentos a serem utilizados nas práticas;

Para a elaboração do trabalho foi realizada uma pesquisa bibliográfica para o referencial teórico, juntamente com a manutenção do equipamento, recuperação de componentes danificados, testes dos instrumentos, culminando na reprodução das práticas contidas no manual da máquina. Para tanto foram utilizadas pesquisas na internet, na biblioteca da universidade e laboratórios da universidade.

A abordagem deste trabalho tem como principal função, além de reproduzir os conhecimentos adquiridos na graduação, a disponibilização de uma bancada que possa oferecer um número satisfatório de aulas práticas para disciplinas que envolvam escoamento de fluidos,

troca de calor e ensaios de potência, bem como a operação de compressores alternativos que se assemelham muito a um motor de combustão interna.

Desta forma o trabalho contribui principalmente para a comunidade acadêmica, oferecendo mais uma opção de integração entre a teoria aprendida nas aulas e a prática, contribuindo para a explicação dos professores e facilitando a compreensão dos alunos.

1.3 JUSTIFICATIVA

A determinação do tema foi motivada pela impossibilidade de reprodução das práticas experimentais relacionadas a pneumática e compressores volumétricos alternativos. Sendo que existia está bancada na Universidade, mas não devidamente instalada ou em funcionamento no laboratório, considerando que o equipamento estava abandonado. Além disto, desconhecia-se o estado de funcionamento da bancada.

O projeto envolve estudos de diversas áreas aplicadas da Engenharia Mecânica, como a Mecânica dos Fluidos, Hidráulica e Pneumática, Termodinâmica, Transferência de Calor, Ventilação Industrial, Máquinas de Fluxo, Máquinas Térmicas, Eletrotécnica, Metrologia e Unidades de Medidas, Instrumentação, entre outras, proporcionando a aplicação prática de conceitos como: instalação e montagem de equipamentos e elaboração do projeto de instalação.

E por fim o intuito de proporcionar práticas para fins didáticos, melhorando a dinâmica das aulas práticas e teóricas envolvendo perda de carga, comportamento em regime turbulento, turbulento, estudo de pressões, estudo de trocadores de calor e transferência de calor, estudo de potência de motores elétricos envolvendo o aumento da corrente com o aumento da carga a ser trabalhada, etc. Proporcionar práticas as aulas, pode ser entendido como a principal justificativa para a realização deste estudo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 INTRODUÇÃO AOS COMPRESSORES

Compressores são máquinas de processamento de fluido, por exemplo, máquinas utilizadas para favorecer um fluido com a energia necessária para submeter-se a uma dada mudança de estado. Elas são usadas para tratar gases, para que a pressão de saída seja superior à pressão de entrada.

Dependendo do método através do qual a máquina transfere a energia para um fluido, compressores podem ser classificados como compressores centrífugos (também chamados de turbocompressores) e compressores volumétricos. O antigo fornecimento de energia para um fluido ocorria através do alcance de uma variação, no momento da quantidade de movimento transferida para o fluido corrente; no trabalho mais recente, de maneira virtualmente estática, este fornecimento se dá através de uma parede móvel que força uma quantidade finita de gás em um volume progressivamente decrescente, ou o move de um ambiente de pressão mais baixa para um de pressão mais alta (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

Compressores volumétricos podem ser subdivididos em compressores alternativos e compressores rotativos volumétricos, dependendo se a variação em volume, que é típica de máquinas volumétricas, é obtida através do movimento recíproco de um pistão ou através da construção de câmaras rotativas (como no caso, por exemplo, de compressores com engrenagens ou hélices).

Devido às diferentes características dos vários tipos de compressores, como os listados acima, cada tipo se mostra adaptado de modo ideal para as aplicações dadas, dependendo das especificações requeridas pelo usuário (por exemplo, medida da circulação de gás, distribuição da pressão, etc.). Normalmente, o ar comprimido para uso industrial é produzido através de compressores volumétricos, cujas principais características estão brevemente resumidas nos parágrafos seguintes, e cuja operação pode ser estudada com o auxílio de testes de laboratório, realizados na bancada de testes do compressor PN30D.

2.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Compressores alternativos são caracterizados por uma câmara de volume variável, produzida através de movimentos recíprocos de um pistão dentro de um cilindro, que é fechado do lado oposto pelo topo. (veja Figura 1)

O pistão é conectado ao eixo da manivela por uma biela, e se move para e a partir de duas posições opostas, conhecidas como ponto morto alto (PMS) e ponto morto inferior (PMI), respectivamente. Em tais posições, o volume da câmara alcança seus valores mínimo e máximo.

O cilindro se comunica com o exterior através de duas válvulas especiais: a válvula de entrada, que geralmente é automática (válvula V_1 na Figura 1) permite que o ar seja comprimido para ser transferido do ambiente para dentro da câmara de volume variável, durante a fase de entrada; a válvula de alimentação (válvula V_2 na Figura 1) torna possível transferir o ar comprimido para o equipamento durante a fase de distribuição (veja § 2.3 para uma descrição da operação da máquina) (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

As principais quantidades geométricas (veja Figura 1) que caracterizam um compressor alternado são:

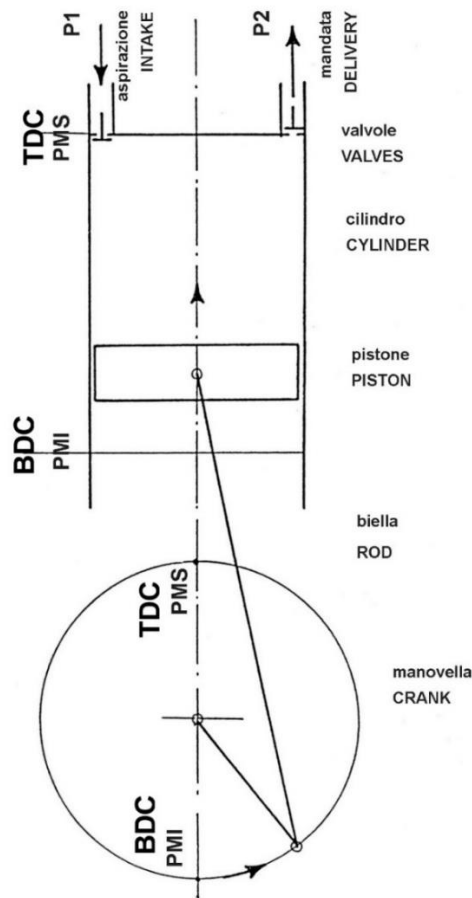
- **Orifício d** - diâmetro do cilindro no qual o pistão se move
- **Percurso c** - distância coberta pelo pistão em seu movimento recíproco entre as duas posições opostas, correspondentes ao PMS e ao PMI.
- **Deslocamento V_o** - diferença entre o volume máximo, V_{max} , da câmara de volume variável (alcançado quando o pistão está no PMI) e o volume mínimo, V_{min} , da câmara (alcançado quando o pistão está no PMS).

$$V_o = V_{max} - V_{min} = \pi \frac{d^2}{4} c$$

- **Volume morto μ** - razão entre o volume mínimo, V_{min} , e o deslocamento, V_o :

$$\mu = \frac{V_{min}}{V_o}$$

Figura 1 - Esquema de construção de um compressor alternado.



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

2.3 CICLO DE FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO

O ciclo de funcionamento de compressor alternativo consiste de apenas dois cursos do pistão, portanto, requer uma única rotação completa do eixo da manivela: isto pode ser ilustrado no diagrama de funcionamento da máquina (veja a Figura 2), onde são indicados os volumes totais, V , nas abscissas, e as pressões, p , dentro do cilindro nas ordenadas (não é recomendável utilizar um diagrama termodinâmico de pressões/volumes específicos, visto que a massa não é constante em algumas fases). Visto que o ciclo de funcionamento real (Figura 2a) é extremamente complexo, normalmente se faz a adoção do ciclo de funcionamento convencional (veja Figura 2b), usando algumas hipóteses simplificadoras, afim de facilitar possíveis processos a serem cálculos (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

O ciclo de funcionamento de um compressor alternado inclui as quatro fases seguintes:

- 1) **Fase de entrada (DA).** Durante esta fase, o ar a ser comprimido é transferido para dentro do cilindro: de acordo com seu movimento do PMS para PMI, o pistão cria um

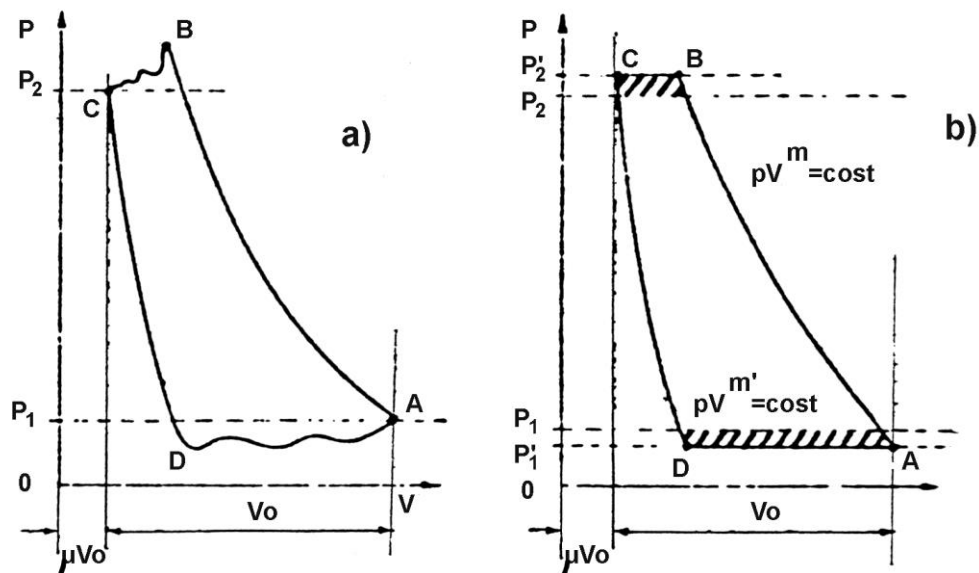
vácuo, que abre a válvula de entrada, V_1 , e suga o ar fresco do ambiente de entrada (que se assume estar sob a pressão p_1): deve-se notar que a fase de entrada não explora o curso do pistão em sua totalidade, e usa apenas uma fração dele, visto que a abertura da válvula V_1 pode acontecer apenas quando o gás contido no volume morto tiver expandido e alcançado uma pressão levemente abaixo de p_1 . No ciclo real, a fase de entrada ocorre sob pressão variável, devido à natureza não fixa do movimento, enquanto que no ciclo convencional ela é aproximadamente a sua metade (abaixo da pressão p_1 devido às perdas de laminação que ocorrem no fluido enquanto ele passa através da válvula).

- 2) **Fase de compressão (AB).** Nesta fase, o pistão, empurrado pelo eixo da manivela, se move de PMI para o PMS, e comprime o gás contido no cilindro: a válvula de entrada, V_1 , na verdade, se fecha tão logo o curso da compressão se inicia, em virtude da sobrepressão que é formada no cilindro, relativa ao ambiente de entrada, enquanto que a válvula de distribuição, V_2 , permanece fechada até que a pressão dentro do cilindro exceda a pressão do ambiente de distribuição, p_2 . No ciclo convencional, esta fase é aproximada através de uma relação analítica, do tipo $pV^m = \text{constante}$. (Nesta fase, se as perdas forem desprezíveis, a massa do gás contida dentro do cilindro é constante, portanto, a equação anterior também pode ser escrita em termos de volumes específicos, $pv^m = \text{constante}$: como resultado, o processo de compressão pode ser esquematizado como uma conversão multiforme com expoente m).
- 3) **Fase de distribuição (BC).** Ao final da fase de compressão, tão logo a pressão dentro do cilindro exceda p_2 , isto é, a pressão do ambiente de distribuição, a válvula V_2 se abre e a fase de distribuição se inicia, durante a qual o pistão continua seu curso para PMS e expelle o gás comprimido para o ambiente de distribuição. No ciclo real, esta fase ocorre sob pressão variável, devido à natureza não fixa do movimento, enquanto que no ciclo convencional ela é aproximadamente a sua metade (abaixo da pressão p_2 devido às perdas de laminação que ocorrem no fluido enquanto ele passa através da válvula).
- 4) **Fase de expansão do gás contido no volume (CD).** Ao final da fase de distribuição, o volume é recolhido pelo gás comprimido que o pistão é incapaz de expelir: tão logo o pistão comece a se mover em direção ao PMI, a válvula V_2 se fecha e o gás contido no cilindro se expande, até alcançar uma pressão levemente abaixo da pressão do ambiente de entrada, p_1 e causando a abertura da válvula V_1 e o início da fase de

entrada. No ciclo convencional, esta fase é aproximada com um tipo de relação analítica $pV^{m'} = \text{constante}$.

(Durante esta fase, se as perdas forem desprezíveis, a massa do gás contida dentro do cilindro é constante, portanto, a equação anterior também pode ser escrita em termos de volumes específicos, $pv^{m'} = \text{constante}$: conseqüentemente, o processo de compressão pode ser esquematizado como uma conversão multiforme com expoente m').

Figura 2 - Ciclo de funcionamento real (a) e ciclo de funcionamento convencional (b) de um compressor alternado.



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

2.4 RELAÇÕES ANALÍTICAS E SUGESTÕES PARA O ESTUDO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

2.4.1 Potência mecânica absorvida pela máquina

A potência mecânica, P_{mecc} , absorvida por um compressor alternativo, é dada por:

$$P_{\text{mecc}} = \frac{L_{\text{cic}} n_{\text{cic}}}{\eta_m}$$

Onde:

L_{cic} é o trabalho realizado pela máquina no fluido, por ciclo

n_{cic} é o número de ciclos realizados pela máquina em unidade de tempo (coincidindo com o número de revoluções em unidade de tempo)

η_m significa eficiência mecânica, ou seja, a razão entre o trabalho que atualmente dá origem ao fluido e o trabalho absorvido pela máquina durante um ciclo (inferior a um, já que parte do trabalho absorvido é invariavelmente gasto por perdas mecânicas)

O trabalho, L_{cic} , pode ser determinado se o ciclo de trabalho da máquina for conhecido, com base nas seguintes considerações.

O trabalho infinitesimal, dL , realizado pelo fluido no pistão, seguindo um deslocamento infinitesimal, dx , o último, será:

$$dL = pSdx = pdV$$

Onde:

p é a pressão dentro do cilindro

S é a superfície do pistão

dV é a variação infinitesimal em volume surgido do deslocamento, dx , do pistão

Portanto, eis que:

$$L_{cic} = \oint dL = \oint pdV = \int_A^B pdV + \int_B^C pdV + \int_C^D pdV + \int_D^A pdV$$

Assim, o trabalho, L_{cic} , corresponde à área fechada no diagrama (p,V) pelo ciclo de funcionamento da máquina. Deve-se notar que, no sentido exato, este trabalho é, de forma geral, negativo, de acordo com as convenções costumeiras da termodinâmica, como é o trabalho realizado pela máquina no fluido; no entanto, no campo dos compressores, é de prática comum adotar uma convenção de sinal oposto e assumir como positivo o trabalho realizado pela máquina no fluido. Portanto, deve-se considerar como trabalho por ciclo, o módulo da quantidade definida acima.

No entanto, a determinação de L_{cic} é um processo particularmente complexo, mesmo quando se refere ao ciclo convencional, visto que é necessário conhecer os expoentes das linhas de compressão e expansão do gás contido no volume, bem como a magnitude das quedas de pressão causadas pelas válvulas automáticas. Por outro lado, o trabalho pode ser facilmente determinado no caso ideal, no qual os processos de compressão e expansão são isentrópicos e a pressão cai devido às válvulas que são desprezíveis. Neste caso, na verdade, tem-se:

$$L_{cic,id} = \frac{k}{k-1} (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1) (p_1 V_{max} - p_1 \beta^{1/k} V_{min})$$

Onde:

k é o expoente isentrópico (= 1.4 para o ar)

β é a razão de compressão manométrica, isto é, a razão entre a pressão do lado da distribuição, p_2 , e a pressão do lado da entrada, p_1 .

V_{\max} é o volume máximo dentro do cilindro, isto é $(1+\mu)V_o$.

V_{\min} é o volume mínimo dentro do cilindro, isto é μV_o .

O trabalho ideal determinado desta maneira pode ser usado como um termo de referência para avaliar a performance de um compressor real, através da definição de eficiência do compressor como sendo a razão entre o trabalho ideal e o trabalho por ciclo atualmente requerido. (Deve-se manter em mente que o trabalho ideal assumido como termo de referência representa o mínimo trabalho necessário para um ciclo de compressão apenas na hipótese de que o fluido tenha sido tratado sem trocas térmicas com o exterior.)

A relação analítica torna possível mostrar que, além de ser afetado pelas características geométricas da máquina (deslocamento, V_o e volume μ), o trabalho por ciclo também depende das condições de operação do compressor, isto é, da razão de compressão manométrica β (e portanto, da pressão do lado da distribuição, p_2 , assumindo a pressão no ambiente de entrada, p_1 , a ser fixada).

Em resumo, pode ser observado que o cálculo da potência absorvida pela máquina através da determinação do trabalho por ciclo será bastante complexo, portanto, geralmente é mais fácil determinar a potência absorvida através de uma medição direta em laboratório, e então deduzir o trabalho por ciclo a partir do último (depois de medir a velocidade de rotação da máquina), conforme a necessidade.

Como uma alternativa, a potência absorvida por um compressor pode ser expressa como uma função do fluxo de distribuição do fluido, utilizando a seguinte relação:

$$P_{\text{mecc}} = \frac{L_i \dot{m}}{\eta_m}$$

Onde:

L_i é o trabalho realizado pela máquina no fluido por unidade de massa;

\dot{m} é o fluxo de distribuição do fluido.

Neste caso, a determinação do trabalho realizado por unidade de massa requer uma série de hipóteses e suposições de constantes numéricas que está longe de ser fácil, e portanto, é novamente recomendável determinar a potência absorvida através de uma medida direta em laboratório e inferir o trabalho específico a partir do último (depois de medir o fluxo de distribuição do compressor), conforme a necessidade (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

2.4.2 Fluxo de distribuição do fluido

Se não houverem perdas, a massa do gás distribuído por ciclo obviamente coincide com a massa de gás captada pelo compressor. Pode-se, portanto, assumir como valor de referência, isto é, como massa de ar que pode ser teoricamente captada, o produto da densidade do gás no ambiente de entrada ρ_1 pelo deslocamento V_o do compressor.

Pode-se, assim, definir como coeficiente de preenchimento do compressor, η_v , a razão entre a massa distribuída com cada ciclo, m_{cic} , e a massa de referência, $\rho_1 V_o$, isto é:

$$\eta_v = \frac{m_{cic}}{\rho_1 V_o}$$

O coeficiente de preenchimento, η_v , de um compressor alternado é sempre inferior a um, pelas seguintes razões:

- Perdas através de fechos imperfeitos do cilindro resultam em massa distribuída menor do que massa captada.
- Nem todo o volume do deslocamento está disponível para aceitar a nova carga, visto que uma fração evidente dele está ocupada pela expansão do gás contido no volume (veja a fig. 1.2): este efeito é ainda mais notável quanto maior for o volume, μ , e, para um dado compressor, tende a aumentar com a razão manométrica de compressão crescente, β , isto é, com a pressão crescente no lado da distribuição, p_2 .
- Ao final do curso de entrada, a densidade do ar contido no cilindro é menor do que a densidade do ar no ambiente de entrada, visto que o ar está sob uma pressão inferior à pressão ambiental (devido ao processo de laminação pelo qual se submete enquanto passa através da válvula de entrada) e a uma temperatura superior à temperatura ambiente (devido ao efeito do calor recebido das paredes do cilindro durante a fase de entrada).

Conhecendo as características geométricas do compressor e as condições do ar no ambiente de entrada, a determinação do coeficiente de preenchimento torna possível calcular o fluxo de ar distribuído pelo compressor. No entanto, pela mesma lógica do parágrafo anterior, no que se refere à potência absorvida pela máquina, neste caso também o cálculo requer uma série de hipóteses e suposições de constantes numéricas de complexidade considerável, de forma que se torna mais fácil determinar o fluxo de distribuição do compressor através de uma medição direta em laboratório e então, se desejado, calcular a partir do último o valor da massa distribuída por ciclo e, se necessário, o coeficiente de preenchimento (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

2.4.3 Dividindo o processo de compressão em diversos estágios com resfriamento intermediário

O uso de válvulas automáticas permite que o compressor se adapte a variações em condições de funcionamento a partir das condições do projeto: assim, se a pressão requerida pelo equipamento do usuário aumenta de p_2 para $p_2^* > p_2$, a fase de compressão continuará até o alcance do nível p_2^* , e a fase de distribuição terá início apenas quando tal nível tiver sido superado. Esta “adaptação” automática do compressor permite arcar com aumentos em p_2 até o ponto quando, para obter a pressão de distribuição requerida p_{2lim} , torna-se necessário aproveitar-se do curso do pistão em sua totalidade, do PMI para PMS, durante o estágio de compressão, eliminando a fração do curso reservada para a fase de distribuição. Neste caso, no que se refere a um ciclo de trabalho convencional e desprezando, para simplificar, as quedas de pressão causadas pelas válvulas, tem-se:

$$\beta_{lim} = \frac{p_{2lim}}{p_1} = \left(\frac{V_A}{V_C} \right)^m = \left(\frac{(1 + \mu)V_o}{\mu V_o} \right)^m = \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^m$$

A pressão máxima de distribuição, p_{2lim} que pode ser alcançada, então depende do expoente m da linha de compressão e do volume μ : assumindo, para simplificar, $m = k$ ($= 1.4$ para o ar), pode-se ver que p_{2lim} aumenta com o volume decrescente e que compressores alternativos podem facilmente alcançar altas razões manométricas de compressão, β (por exemplo, com $\mu = 0,2$ tem-se $\beta_{lim} \approx 12$). Desejando-se alcançar, particularmente, altas pressões de distribuição, visto que μ não pode ser reduzida para abaixo do valor mínimo por razões de projeto, torna-se necessário introduzir um ou mais estágios de compressão adicionais, isto é, compressores que trabalharão no fluido previamente comprimido pela primeira máquina. É recomendável flanquear esta disposição em vários estágios com um sistema de resfriamento intermédio, para resfriar o gás comprimido por cada fase antes de enviá-lo para a próxima.

A compressão em vários estágios com resfriamento intermediário oferece inúmeras vantagens:

- Reduz a temperatura alcançada pelo gás ao final do processo de compressão: isto evita que as altas temperaturas finais alcançadas pelo gás na ausência de resfriamento intermediário causem problemas ou deformações da válvula, ou a deteriorização das qualidades do lubrificante.
- Reduz a quantidade de trabalho necessário para comprimir o gás: o trabalho necessário se aproxima do trabalho requerido pela compressão isotérmica que, como pode ser

demonstrado, é o trabalho mínimo, a temperatura manométrica e a temperatura mínima do gás sendo os mesmos.

Atualmente, estas vantagens e a necessidade de ter à mão taxas apreciáveis de fluxo (tenha em mente que a massa distribuída aumenta com o decréscimo de β) estimulam o uso frequente de compressores multi-fases inter-resfriadas, para valores de $\beta > 6$. Quanto à subdivisão da razão manométrica requerida sobre as diferentes fases, normalmente o critério adotado é o de *compressão inter-resfriada uniforme*, a temperatura do fluido voltando ao valor da temperatura ambiente depois de cada fase e cada fase sendo associada ao mesmo valor de β , correspondendo à enésima origem da razão manométrica requerida total, β_{tot} : assim, por exemplo, para o compressor que equipa a bancada de testes do PN30D, visto que a razão manométrica total a ser alcançada é de $\beta_{tot} = 11$, o processo de compressão pode ser quebrado em dois estágios, cada uma delas com $\beta = \sqrt{11} = 3,3$ (DIDACTA ITALIA S.R.L., 2015).

Finalmente, deve-se notar que é comum instalar outro esfriador depois da última fase de compressão, para controlar a temperatura do ar comprimido distribuído para o equipamento.

3 O FLUIDO

“Um fluido é uma substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento (tangencial), não importa quão pequena ela seja.” (FOX, 1998). A substância muda continuamente de forma, enquanto há tensão de cisalhamento aplicada, e a velocidade aumenta com a intensidade da força.

No caso do compressor alternativo, o fluido operante é o ar, porém este se encontra numa condição especial: é considerado compressível. Isto porque o compressor tem a função de comprimir o ar, e não apenas empurra-lo como no caso de muitos ventiladores. Este comportamento é muito importante, uma vez que ao aplicar uma força sobre o ar (devido à ação do compressor), este se comprime, diminuindo seu volume e aumentando sua temperatura e pressão. Dentre as características importantes do ar estão:

Densidade (ρ) – definida como unidade de massa por volume. Para análise do escoamento em ventiladores, pode-se utilizar a lei de estado para gases perfeitos abaixo:

$$pV = mRT$$

Onde:

p – pressão absoluta (kPa)

V – volume ocupado pelo gás (m^3)

m – massa do gás (kg)

T – temperatura do gás (K)

R – constante dos gases (para o ar $R=287$ J/kgK)

Desta maneira, a massa específica é dada por:

$$\rho = (p/RT)$$

Viscosidade cinemática (ν) – é uma propriedade do fluido derivada da viscosidade absoluta (ou dinâmica) a qual por sua vez é função da temperatura. Para as aplicações desejadas nos experimentos a serem realizados, se pode utilizar a seguinte expressão da viscosidade cinemática em função da temperatura ($^{\circ}C$), dada pela seguinte equação:

$$\nu = (13+0,1T) \times 10^{-6}$$

Viscosidade absoluta (μ) – é a fluidez de um fluido. Quanto mais viscoso este for, menor a deformação a uma certa aplicação de tensão. É dita como constante de proporcionalidade entre a taxa de deformação do fluido e a tensão aplicada sobre ele. Pode ser representada pela equação a seguir:

$$\mu = \nu \rho$$

Calor específico a pressão constante (C_p) – é a quantidade de calor necessário para aumentar em 1°C a temperatura de uma unidade de massa à pressão constante.

Como o desempenho dos equipamentos utilizados para ventilação e compressão de ar é uma função do estado termodinâmico do ar, é usual apresentar o ar em uma condição padrão, como é demonstrado no Quadro 1 abaixo.

Quadro 1 - Condições padrão do ar.

Temperatura	$T_0 = 20^\circ\text{C} = 273\text{K}$
Pressão atmosférica a nível do mar	$P_0 = 101,3 \text{ kPa} = 760 \text{ mmHg}$
Densidade	$\rho_0 = 1,2 \text{ kg/m}^3$
Viscosidade cinemática	$\nu_0 = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Fonte: Incropera, 2008.

Porém, como nem sempre o ar se encontra nessas condições, é necessário realizar a correção da massa específica em função da temperatura. Essa correção pode ser feita a partir de um fator de correção que é dado pela seguinte fórmula:

$$f_c = [P/(T+273)](294/760)$$

Onde:

P – pressão barométrica do local onde foi realizada a medição (mm Hg)

T – temperatura ambiente (no momento em que foi realizada a medição em °C)

E a densidade corrigida é calculada através da equação:

$$\rho = f_c \rho_0$$

Onde:

ρ – é a densidade corrigida

f_c – é o fator de correção

ρ_0 – densidade padrão

A pressão barométrica padrão é calculada através da altitude do local sugerida por DOORENBOS & PRUIETT (1992) pela abaixo:

$$P_{\text{atm}} = 101,3 - 0,01152A + 0,544 \times 10^{-6}A^2$$

Onde:

P_{atm} – é a pressão atmosférica em kPa

A – é a altitude em metros

Assim, como Pato Branco-PR possui uma altitude de 766,8 metros, a pressão barométrica padrão é de:

$$P_{\text{atm}} = 101,3 - 0,01152 \times 766,8 + 0,544 \times 10^{-6} \times 766,8^2 = 92,78 \text{ kPa} = 695,91 \text{ mmHg}$$

Com esses dados é possível calcular o fator de correção da densidade e a pressão do ar em função da temperatura no dia em que foi realizada as medições na bancada de testes.

4 METODOLOGIA

O estudo pode ser definido como uma pesquisa experimental auxiliada pela bancada de testes do compressor PN30D. A primeira etapa do processo foi dada pela obtenção dos manuais e software da bancada os quais tinham sido extraviados devido o equipamento não estar sendo utilizado. Posteriormente foi realizado o estudo dos materiais obtidos o qual contava algumas práticas sugeridas no manual, bem como, detalhes do funcionamento e listagem dos itens, instrumentação e equipamentos existentes na bancada.

Após a compreensão da bancada e de seus itens foi possível notar que a bancada possuía alguns problemas a serem resolvidos, portanto, foi realizado a recuperação de alguns instrumentos de medição, bem como, a adição de outros componentes faltantes para a realização dos experimentos. A partir daí com o equipamento já funcionando foi possível fazer o planejamento dos experimentos a serem realizados e a realização dos testes de funcionamento.

Em seguida foram realizadas pesquisas sobre a teoria pertinente em cada prática e então foram reproduzidas as práticas conforme indicado no manual do equipamento. Posteriormente os cálculos necessários foram realizados a partir dos dados obtidos e confrontados com a teoria, de maneira que os resultados fossem compatíveis com os da literatura. Os dados obtidos foram comparados brevemente e validados com a teoria para cada atividade prática, sugerida em bancada.

As práticas foram planejadas conforme o roteiro sugerido no manual do equipamento, e estão aqui descritas de maneira a facilitar o entendimento das ligações dos componentes e dos sistemas elétricos e hidráulicos, assim como, o pneumático de forma a se obter a correta utilização dos instrumentos. O relatório também apresenta um panorama dos resultados que devem ser obtidos constando suas tabelas, formulas a serem utilizadas e alguns gráficos que podem ser obtidos e confrontados a fim de facilitar o entendimento teórico, bem como, facilitar as explicações dadas pelo professor durante aulas práticas ou teóricas, até mesmo utilizando os dados obtidos nas práticas para exemplificações nas aulas teóricas.

O equipamento trata-se de uma bancada pneumática abastecida por um compressor alternativo de dupla fase com um sistema de resfriamento a água com um trocador de calor do tipo casco e tubo para cada uma das fases. O mesmo pode ser visto na Figura 3 abaixo, antes de ter sido realizada a manutenção e a limpeza do equipamento:

Figura 3 - Bancada do compressor PN30D.



Fonte: O autor.

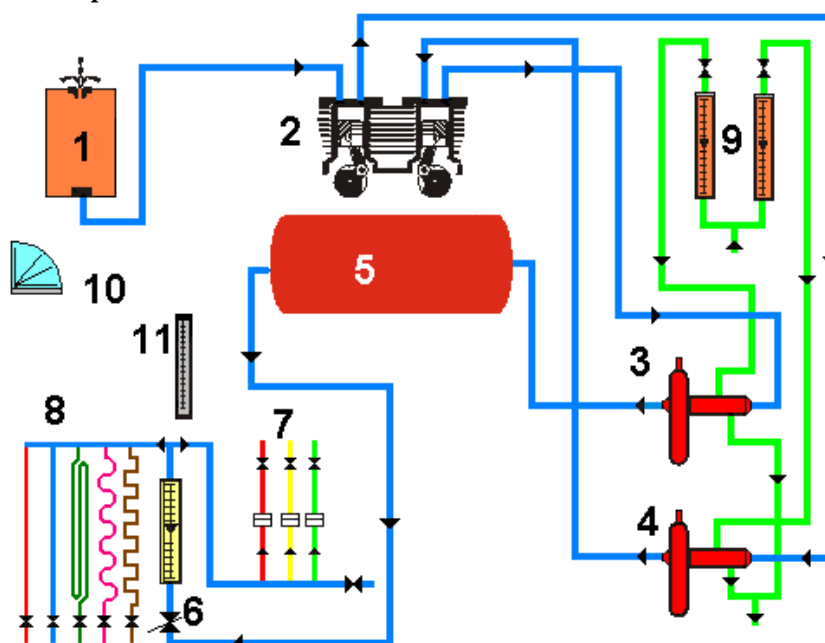
No processo de obtenção dos manuais e software da bancada, 2 manuais em português foram disponibilizados para o orientador pela empresa Panambra. Os mesmos manuais também foram obtidos em inglês através da empresa fabricante do equipamento Didacta Italia S.R.L. O *software* que serve tanto para aquisição de dados direto da bancada como para cálculos e simulações hipotéticas relacionados à bancada foi recuperado em um dos laboratórios da Universidade. No entanto o *software* acabou por ser utilizado apenas para compreender melhor a bancada e seus testes, pois, notou-se que diversos erros de cálculos e nas fórmulas na programação do mesmo, dificultando assim o seu uso nos experimentos. Também não foi utilizado o sistema de aquisição de dados que consta no equipamento, pois as portas e entradas dos cabos de dados são de um padrão obsoleto o que dificultou os testes dos mesmos, bem como, é necessário o uso do *software* para a aquisição em computadores e como foi supracitado o *software* apresenta problemas em sua programação o que poderia dificultar o seu uso. Fica como sugestão para trabalhos futuros, a experimentação do sistema de aquisição de dados da

bancada junto com o *software* através do cabo ligando a porta serial RS-232 à um computador pessoal com porta semelhante ou acoplamento para o mesmo.

Com a compreensão básica da bancada foi possível realizar uma listagem dos principais componentes, que estão listados abaixo, juntamente com um esquema simplificado constando estes componentes na Figura 4.

1. Bocal e abafador
2. Compressor alternativo de dupla fase
3. Trocador de calor "A"
4. Trocador de calor "B"
5. Tanque reservatório de ar
6. Fluxômetro de ar
7. Diafragmas calibrados
8. Tubos perfilados
9. Fluxômetros de água 1 e 2
10. Micromanômetro diferencial à água
11. Manômetro em "U" de mercúrio

Figura 4 - Esquema simplificado dos circuitos da bancada.



Fonte: Software SAD da bancada do compressor PN30D.

Na fase de recuperação da bancada a primeira coisa a ser realizada foi sua limpeza e remarcação/enumeração de todos seus componentes pois a mesma se encontrava abandonada a

anos com excesso de poeira e corrosão nas tubulações metálicas do sistema de arrefecimento à água. As Figuras 5 e 6 apresentam fotos da parte frontal e traseira da bancada respectivamente, da forma que ela foi encontrada antes de ser realizado o processo de revitalização.

Figura 5 - Parte frontal da bancada PN30D antes da revitalização.



Fonte: O autor.

Figura 6 - Parte traseira da bancada PN30D antes da revitalização.



Fonte: O autor.

Juntamente com o processo de limpeza foram realizados testes preliminares para verificar o funcionamento do compressor e possíveis equipamentos danificados ou em mal funcionamento para sua manutenção ou substituição se necessário. Foi verificado que o nível de óleo do sistema se encontrava adequado apesar do período prolongado de desuso da bancada. O compressor e demais sistemas elétricos se mostraram operantes e em bom estado, no entanto, foram encontrados problemas de oxidação em todos os manômetros de Bourdon os quais foram retirados da bancada e desmontados para verificar os problemas, após os problemas serem encontrados, eles foram lubrificados e montados, voltando a funcionar adequadamente para a realização dos experimentos.

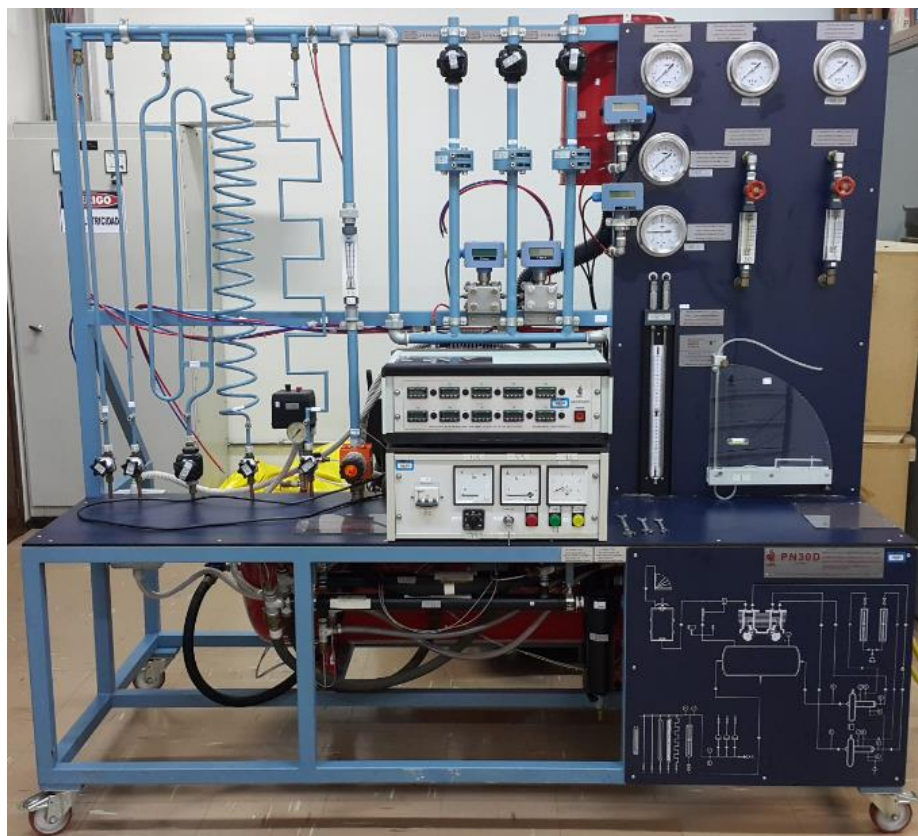
Outro equipamento danificado era o micromanômetro diferencial à água de escala inclinada que se encontrava quebrado, portanto, foi realizado uma emenda no tubo de vidro do mesmo com o uso de parte da própria mangueira, de mesma espessura, que faz a ligação entre o instrumento e o bocal e abafador da bancada. Após o concerto do micromanômetro o mesmo foi abastecido com água pois estava vazio. Com esse micromanômetro se faz a leitura da pressão de sucção do sistema.

Outros 2 itens da bancada que foram necessários suas aberturas e limpezas foram os filtros secadores de ar que constam após os trocadores de calor. Devido a separação das gotículas de água e do ar que acontecem no equipamento, ocorreu o acúmulo de água nos itens, esse acúmulo ocasionou uma leve corrosão no interior dos filtros que ficaram parados com água dentro por muito tempo sem drenada. Após a limpeza os filtros voltaram a operar normalmente.

Foi necessária a adição de duas mangueiras de água ao sistema para a alimentação do sistema de refrigeração as quais não existiam nos laboratórios e foram fornecidas pelo autor. Também foi verificado que todos os demais componentes estavam em boas condições pois a bancada basicamente não havia sido utilizada no passado, com exceção, das poucas vezes no qual ela foi ligada por curiosidade segundo informações fornecidas por professores, não sendo necessário assim a troca da polia do motor ou outras partes móveis do equipamento.

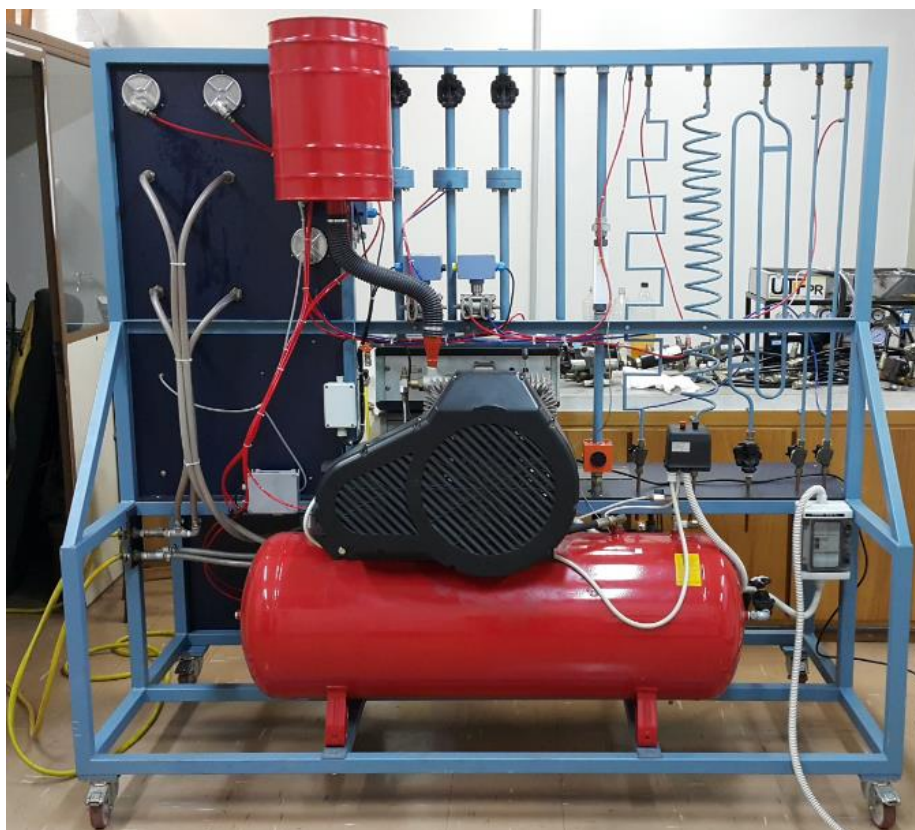
As Figuras 7 e 8 apresentam a vista frontal e traseira da bancada respectivamente, após o processo de revitalização, limpeza e adição dos componentes faltantes bem como após a fase de testes iniciais que demonstraram a possibilidade de realização do trabalho.

Figura 7 - Vista frontal da bancada PN30D após a revitalização.



Fonte: O autor.

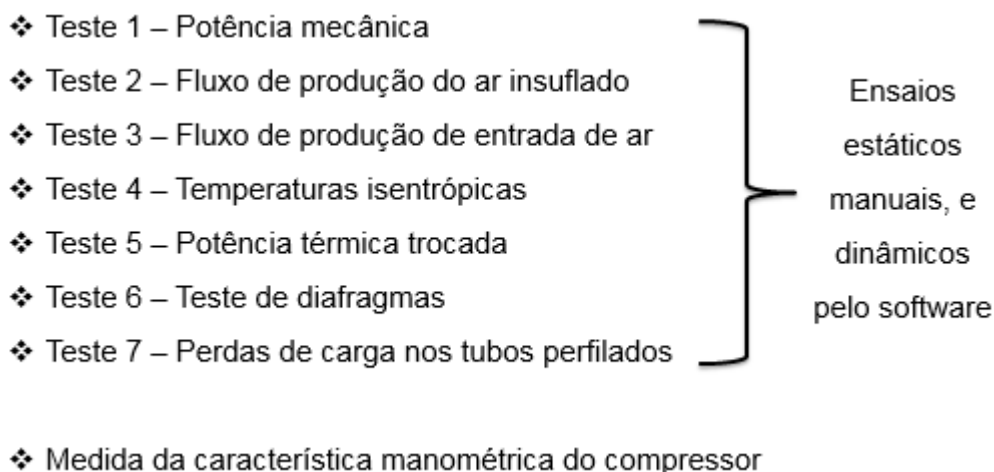
Figura 8 - Vista traseira da bancada PN30D após da revitalização.



Fonte: O autor.

Na etapa de planejamento dos experimentos, notou-se que seria possível apenas a realização dos ensaios estáticos através da leitura momentânea e manual dos valores de pressão, temperatura, fluxo, etc. a partir do equipamento. Pois, apesar da bancada poder realizar ensaios dinâmicos com leituras e gravações durante a variação dos parâmetros, faz-se necessário o uso do *software* e do sistema de aquisição de dados em um computador, o que como já mencionado, não foi possível realizar. A Figura 9 mostra resumidamente os principais experimentos aconselhados, que podem e foram, realizados com o uso da bancada pneumática do compressor PN30D, os quais podem ser subdivididos em outros dependendo da criatividade dos professores, orientadores e alunos.

Figura 9 - Síntese dos principais experimentos aconselhados a serem realizados através da bancada.



Fonte: O autor.

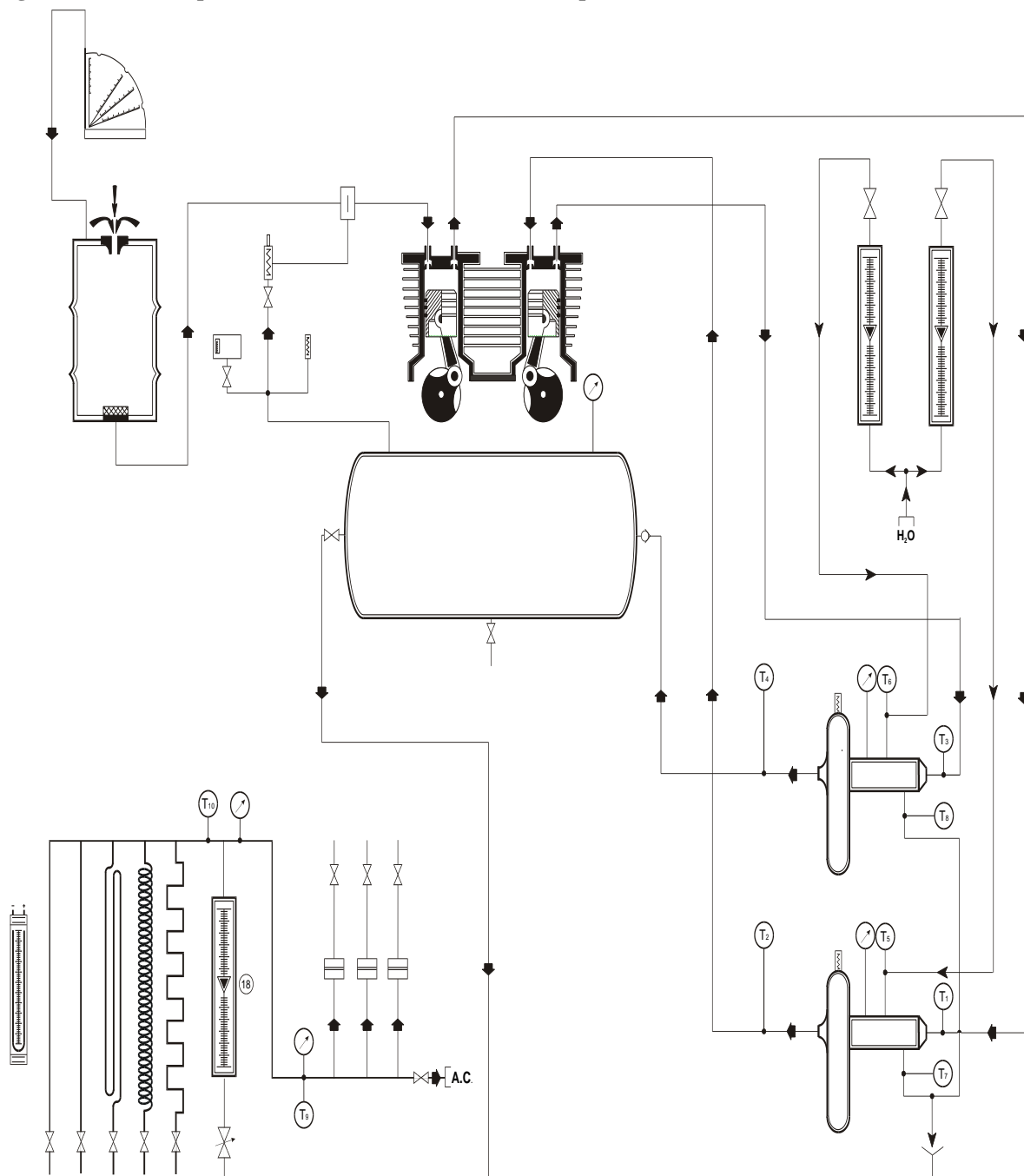
Após isso, foram realizados os experimentos, os quais, constam um a um nos sub-índices da seção número 5 deste trabalho, juntamente com os procedimentos a serem tomados em cada experimento ou prática, resultados obtidos, análise dos resultados e comentários pertinentes.

4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES

A bancada de testes do compressor PN30D utiliza um compressor alternado de duas fases, guiado por um motor elétrico assíncrono, via acionamento por correias em V. A unidade de compressão é equipada com dois conversores de calor do tipo casco e tubo para resfriar o ar comprimido ao final de cada uma das fases, bem como a instrumentação necessária para a medição dos valores do fluxo de ar produzido, da pressão e da temperatura nos mais variados pontos do circuito. A bancada de testes é também adaptada com tubos de diferentes formatos e tamanhos, para o estudo das quedas de pressão que podem ocorrer em uma rede de distribuição de ar comprimido ou ainda por restrições como no caso dos diafragmas.

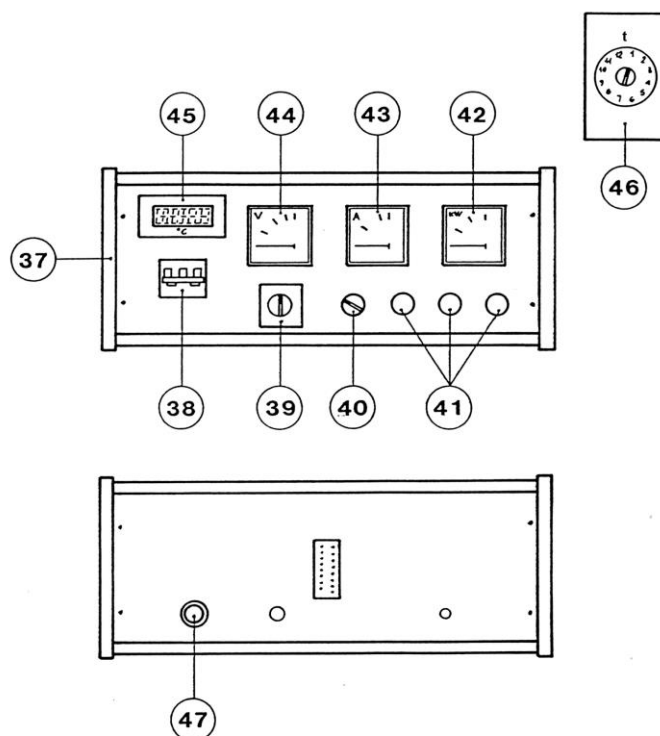
Uma visão esquemática da bancada de testes é fornecida na Figura 10, enquanto que uma visão do painel elétrico de controle e monitorização é mostrada em detalhes na Figura 11; as principais características dos diferentes componentes são dadas abaixo, com suas respectivas imagens quando possível, afim de elucidar possíveis dúvidas e dar mais detalhes sobre a bancada facilitando assim a sua operação durante as práticas.

Figura 10 - Visão esquemática da bancada de testes do compressor PN30D.



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

Figura 11 - Visão esquemática da placa elétrica de controle e monitorização da bancada de testes do compressor PN30D.



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

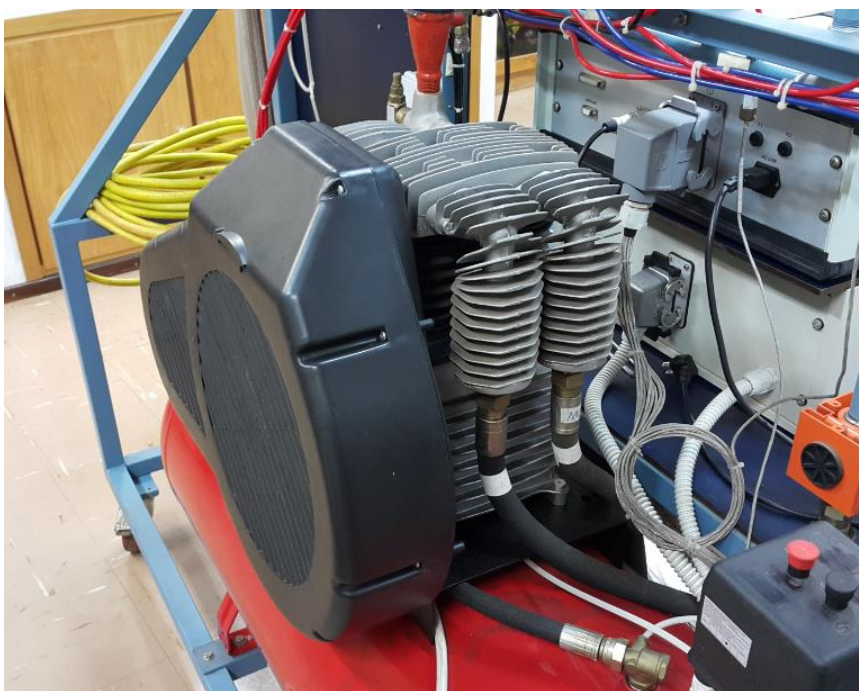
Motor elétrico

- Tipo: Trifásico.
- Fornecimento de energia: 220/380 V - 50 Hz.
- Potência: 3 kW.
- Velocidade: 2830 rpm.

Compressor alternativo (6) é mostrado na Figura 12

- Tipo: Bifásico.
- Construção: Dois cilindros verticais em linha.
- Fluxo de produção: 450 Lt./min. (lado de entrada).
- Máxima pressão de distribuição: 11 bar.
- Velocidade de rotação: 1200 rpm.

Figura 12 - Vista do compressor alternativo de dupla fase PN30D.



Fonte: O autor.

Esfriador intermediário (7) indicado na Figura 13

O tubo de corrente contrária de ar/água abriga o permutador de calor para resfriar o ar depois da primeira fase de compressão, completo com:

- Válvula de segurança (5).
- 2 sondas termométricas para a medição da temperatura do ar na entrada (T_1) e na saída (T_2) do permutador de calor que estão indicados nas Figuras 14 e 15 respectivamente.
- 2 sondas termométricas para a medição da temperatura da água na entrada (T_5) e na saída (T_7) do permutador de calor que estão indicados nas Figuras 15 e 14 respectivamente.
- Manômetro de Bourdon (M_1) mostrado na Figura 16, de 0 a 16 bar, para a medição da pressão do ar.
- Fluxômetro (9) indicado na Figura 17 para a medição da vazão volumétrica dos meios de resfriamento (na escala de 0 a 300 l/h).
- Válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (11) também indicada na Figura 17.

Figura 13 - Resfriador intermediário indicado pela etiqueta com número 7 e o esfriador final com etiqueta de número 8.



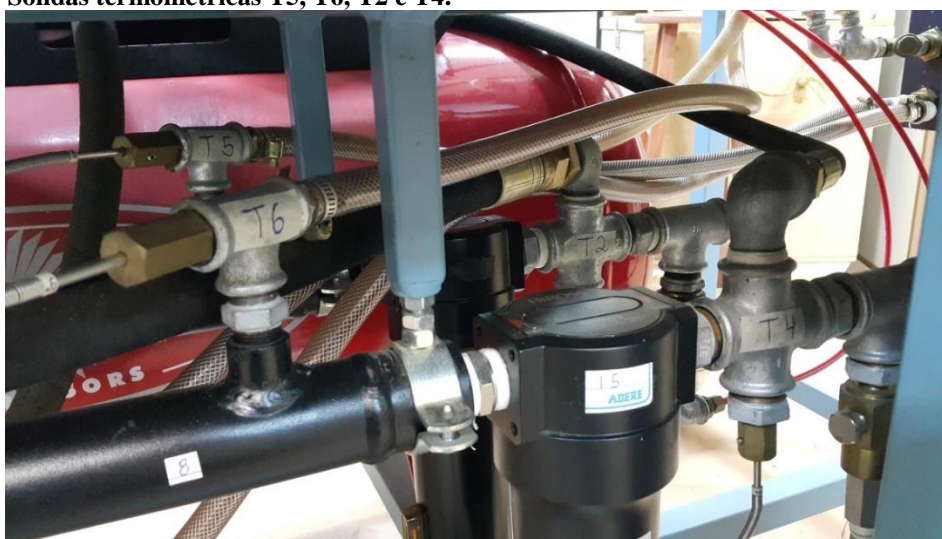
Fonte: O autor.

Figura 14 - Sondas termométricas T1, T3, T7 e T8.



Fonte: O autor.

Figura 15 - Sondas termométricas T5, T6, T2 e T4.



Fonte: O autor.

Figura 16 - Manômetro de Bourdon (M₁), usado para medir a pressão de distribuição atingida na 1ª fase de compressão.



Fonte: O autor.

Figura 17 - Fluxômetro de água da 1ª fase, indicado pela etiqueta com número 9 e da válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (11).



Fonte: O autor.

Esfriador final (8) apresentado nas Figura 13 e 18

O tubo de corrente contrária de ar/água abriga o permutador de calor para resfriar o ar depois da segunda fase de compressão, completo com:

- Válvula de segurança (5).
- 2 sondas termométricas para a medição da temperatura do ar na entrada (T_3) e na saída (T_4) do permutador de calor que estão indicados nas Figuras 14 e 15 respectivamente.
- 2 sondas termométricas para a medição da temperatura da água na entrada (T_6) e na saída (T_8) do permutador de calor que estão indicados nas Figuras 15 e 14 respectivamente.
- Manômetro de Bourdon (M_2) mostrado na Figura 19, de 0 a 16 bar, para a medição da pressão do ar.
- Fluxômetro (10) indicado na Figura 20 para a medição da vazão volumétrica dos meios de resfriamento (na escala de 0 a 300 l/h).
- Válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (12) também indicada na Figura 20.

Figura 18 - Parte inferior da bancada com o sistema de resfriamento, trocador de calor do tipo casco e tubo final indicado pela etiqueta número 8, e dos filtros de ar indicados pela etiqueta de número 15 com suas respectivas válvulas de descarga de condensado.



Fonte: O autor.

Figura 19 - Manômetro de Bourdon (M₂), usado para medir a pressão de distribuição atingida na 2ª fase de compressão.



Fonte: O autor.

Figura 20 - Fluxômetro de água da 2ª fase, indicado pela etiqueta com número 10 e da válvula de ajuste e interrupção do fluxo de água (12).



Fonte: O autor.

Tanque de ar (14) é representado na Figura 21

Capacidade para 200 litros, testado pela ISPESEL, disposto horizontalmente, em formato cilíndrico, completo com:

- Manômetro de Bourdon (M₃) apresentado na Figura 22, de 0 a 16 bar, para a medição da pressão do ar.

- Interruptor de ajuste da pressão (4) mostrado na Figura 23, com ajuste de 1 a 12 bar, para ligar e desligar o motor do compressor.
- Desacoplador operado a ar (3) está indicado na Figura 24, e tem como objetivo desativar o circuito de recepção do ar comprimido pelo compressor até o tanque, evitando assim uma possível sobrecarga do reservatório caso o compressor seja religado após o sistema já ter atingido a pressão máxima de ajuste.
- Plugue de descarga condensado.

Figura 21 - Vista do reservatório/tanque de ar (14) do compressor PN30D.



Fonte: O autor.

Figura 22 - Manômetro de Bourdon (M₃), usado para medir a pressão de distribuição no tanque reservatório de ar.



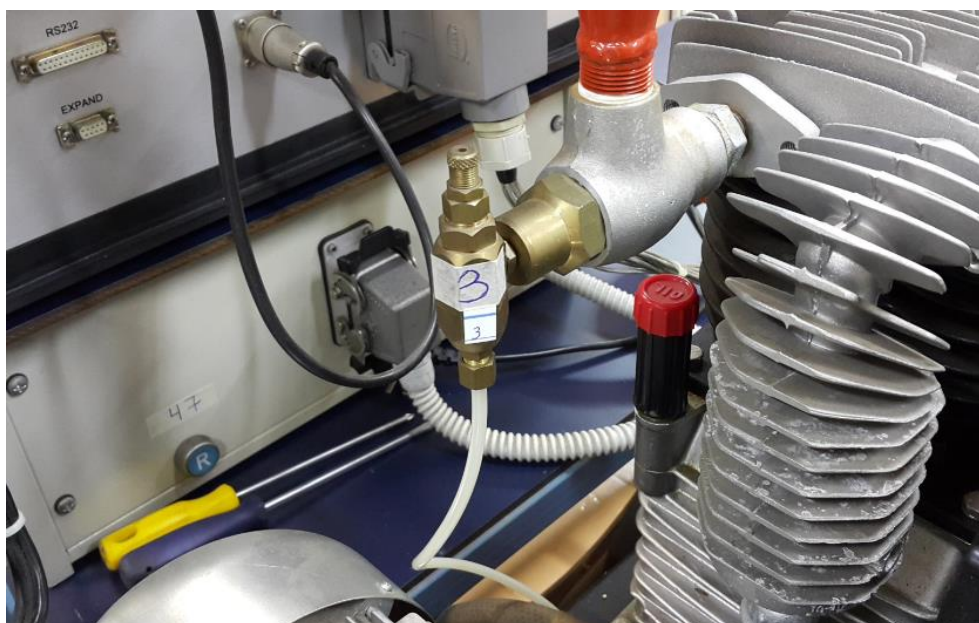
Fonte: O autor.

Figura 23 - Interruptor de ajuste da pressão máxima (4), juntamente com a válvula de segurança do reservatório/tanque (5).



Fonte: O autor.

Figura 24 - Desacoplador pneumático (3).



Fonte: O autor.

Dispositivo para medir o fluxo de ar utilizado pelo compressor (1 - 2)

Inclui:

- Bocal calibrado ajustado a um recipiente umedecedor (2) mostrado na Figura 25.

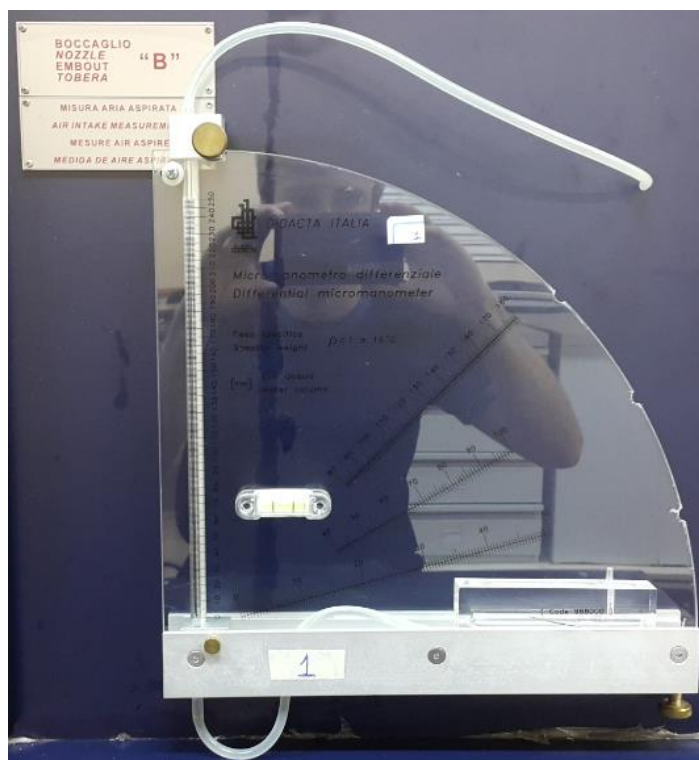
- Manômetro diferencial de escala inclinada à água (1) indicado na Figura 26, para a medição das quedas de pressão causadas pelo bocal no processor de sucção.

Figura 25 - Bocal calibrado montado na câmara de equilíbrio (2).



Fonte: O autor.

Figura 26 - Micromanômetro diferencial à água de escala inclinada (1).



Fonte: O autor.

Dispositivos para a medição da distribuição do fluxo de ar (18 - 19 - 20 - 21)

Incluem:

- Fluxômetro de ar (18) é mostrado na Figura 27 (intervalo de medidas: 0 a 25 Nm³/h, máxima pressão 10 bar).
- 3 diafragmas, calibrados nos padrões UNI, com diâmetros de 4.628 mm (19), 5.329 mm (20), e 5.989 mm (21) estão indicados na Figura 28, ajustados em tubos de 3/4” de tamanho, com torneiras de pressão diferencial de 1/8” nas bordas delimitadoras.
- Válvula de controle de fluxo (17) acima do tubo está apresentada na Figura 29, contendo o fluxômetro, para o ajuste do fluxo de ar.
- Válvulas reguladoras de vazão (28-29-30) também mostradas na Figura 28 abaixo dos tubos dos diafragmas, contendo o fluxômetro, para o ajuste do fluxo de ar.
- Sonda termométrica (T₉) para a medida da temperatura do ar acima dos diafragmas
- Manômetro de ar de Bourdon (M₄) apresentado na Figura 30, na escala de 0 a 10 bar, para medir a pressão acima dos diafragmas.
- Manômetro diferencial em “U” de mercúrio (27) indicado na Figura 31, com escala de 0 a 300 mmHg, para a medição da pressão diferencial entre a parte superior e a inferior dos diafragmas.

Figura 27 - Fluxômetro de ar (18).



Fonte: O autor.

Figura 28 - Diafragmas com diâmetros de 4.628 mm (19), 5.329 mm (20), e 5.989 mm (21), juntamente com suas válvulas reguladoras de vazão (28-29-30) respectivamente.



Fonte: O autor.

Figura 29 - Válvula de controle de fluxo (17).



Fonte: O autor.

Figura 30 - Manômetro de Bourdon (M4), usado para a medir a pressão acima dos diafragmas.



Fonte: O autor.

Figura 31 - Manômetro diferencial em “U” de mercúrio (27).



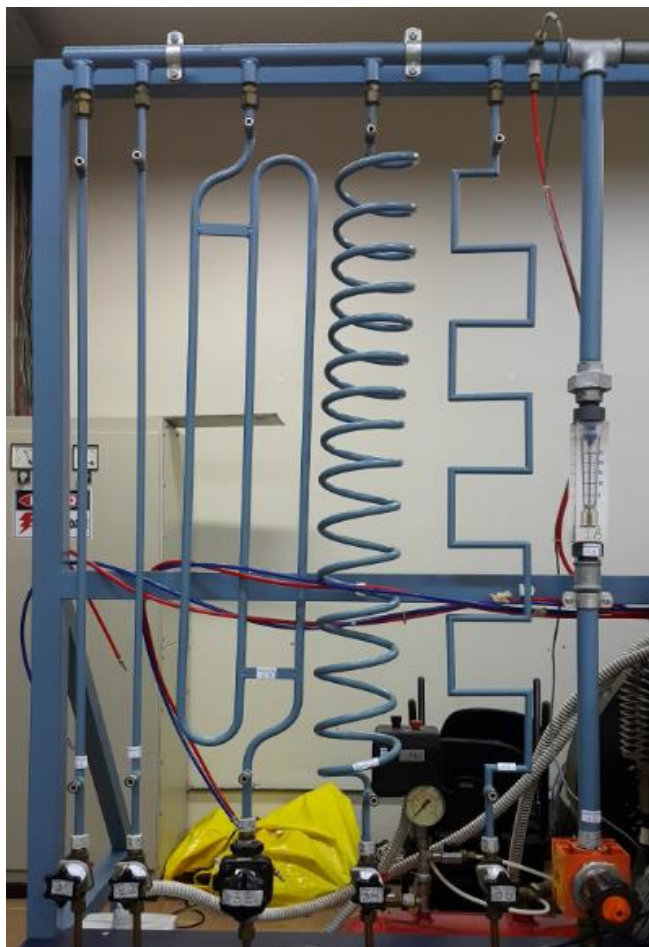
Fonte: O autor.

Dispositivo para a determinação das quedas de pressão nos tubos (22 - 23 - 24 - 25 - 26)

Inclui:

- Um conjunto de 5 tubos correspondentes aos números (22-23-24-25-26) apresentados na Figura 32, de diferentes formatos e tamanhos, para a demonstração e determinação das quedas de pressão como função do ar fluindo através deles, medido através do fluxômetro de ar (18).
- Válvula de controle de fluxo (17) acima dos tubos sendo testados já apresentada na Figura 29, para o ajuste da vazão volumétrica de ar.
- Sonda termométrica (T_{10}) para a medição da temperatura do ar acima dos tubos que estão sendo testados.
- Manômetro de ar de Bourdon (M_5) apresentado na Figura 33, na escala de 0 a 10 bar, para a medição da pressão acima dos tubos que estão sendo testados.
- Válvulas reguladoras de vazão (31-32-33-34-35) indicadas na Figura 34 abaixo dos tubos perfilados, para o ajuste do fluxo de ar.

Figura 32 - Conjunto de tubos perfilados com diferentes tamanhos e formatos (22-23-24-25-26).



Fonte: O autor.

Figura 33 - Manômetro de Bourdon (M₅), para medir a pressão acima dos tubos perfilados.



Fonte: O autor.

Figura 34 - Tubos perfilados com diferentes tamanhos e formatos (22-23-24-25-26), juntamente com suas válvulas reguladoras de vazão (31-32-33-34-35) respectivamente.



Fonte: O autor.

Finalmente, o painel elétrico de controle e monitorização é mostrado na Figura 35, bem como já foi mostrado seu esquema na Figura 11, é composto pelos seguintes dispositivos:

- Chave principal (38).

- Chave voltmétrica (39).
- Chave de inicialização e parada (40).
- Indicadores luminosos (41).
- Wattímetro (42).
- Amperímetro (43).
- Voltímetro (44).
- Monitor digital de temperatura (45) apresentado na Figura 36.
- Chave para sondas termométricas (46).
- Chave de reinicialização da proteção térmica (47) (atrás do painel de controle eletrônico).

Figura 35 - Painel elétrico de controle e monitorização da bancada de testes do compressor PN30D.



Fonte: O autor.

Figura 36 - Painel com os 10 monitores digitais de temperatura (45), possibilitando o acompanhamento de todas as temperaturas do sistema ao mesmo tempo.



Fonte: O autor.

Legenda da visão esquemática da bancada de testes do compressor

1. Micromanômetro diferencial à água de escala inclinada
2. Câmara de equilíbrio
3. Desacoplador pneumático
4. Chave de pressão máxima
5. Válvulas de segurança
6. Compressor alternativo
7. Resfriador de ar/água intermediário
8. Resfriador de ar/água final
9. Fluxômetro da água (resfriador intermediário)
10. Fluxômetro da água (resfriador final)
11. Válvula de controle do fluxo da água (resfriador intermediário)
12. Válvula de controle do fluxo da água (resfriador final)
13. Válvula de verificação
14. Tanque de ar
15. Válvula de descarga condensada
16. Válvula de amostragem ou distribuição
17. Válvula de controle de fluxo
18. Fluxômetro de ar
19. Diafragma calibrado de $\phi = 4,628$ mm
20. Diafragma calibrado de $\phi = 5,329$ mm
21. Diafragma calibrado de $\phi = 5,989$ mm
- 22-23-24-25-26. Tubos de diferentes formatos
27. Manômetro diferencial em “U” de mercúrio
- 28-29-30. Válvulas reguladoras de vazão dos diafragmas
- 31-32-33-34-35. Válvulas reguladoras de vazão dos tubos perfilados
36. Torneira de amostragem de ar comprimido

Legenda do painel elétrico de controle e monitorização

38. Chave principal
39. Chave voltmétrica
40. Chave de inicialização e parada
41. Indicadores luminosos

- 42. Wattímetro**
- 43. Amperímetro**
- 44. Voltímetro**
- 45. Monitor digital de temperatura**
- 46. Chave para sondas termométricas**
- 47. Chave de reinicialização da proteção térmica**

Pontos de medição de pressão

- M₁ Pressão de distribuição, 1ª fase**
- M₂ Pressão de distribuição, 2ª fase**
- M₃ Pressão de distribuição do tanque**
- M₄ Pressão acima dos diafragmas**
- M₅ Pressão acima dos tubos adaptados**

Pontos de medição de temperatura

Tamb Temperatura do ar de entrada

- T₁ Temperatura do ar de distribuição, 1ª fase (dentro do esfriador intermediário)**
- T₂ Temperatura do ar de entrada, 2ª fase (fora do esfriador intermediário)**
- T₃ Temperatura do ar de distribuição, 2ª fase (dentro do esfriador final)**
- T₄ Temperatura do ar na saída do esfriador final**
- T₅ Temperatura da água dentro do esfriador intermediário**
- T₆ Temperatura da água dentro do esfriador final**
- T₇ Temperatura da água fora do esfriador intermediário**
- T₈ Temperatura da água fora do esfriador final**
- T₉ Temperatura do ar acima dos diafragmas**
- T₁₀ Temperatura do ar acima dos tubos perfilados**

4.2 PREPARANDO A BANCADA DE TESTES PARA INICIAR O TRABALHO

É orientado no manual do equipamento que os seguintes procedimentos sejam tomados durante a instalação da bancada de teste e antes de sua operação:

- a) Certifique-se de que a tensão do fornecimento de energia corresponde ao valor expresso nos documentos enviados (220 V).

- b) Conecte a bancada ao cabo elétrico de energia e certifique-se de que os valores de tensão na corrente correspondam à tensão especificada (realize esta operação através do voltímetro 44 e da chave voltmétrica 39; desvio admissível: $\pm 10\%$).
- c) Certifique-se de que a direção da rotação do motor elétrico corresponda ao valor mostrado no motor, inicializando-o e parando-o imediatamente com a chave de inicialização/parada 40.
- d) Certifique-se de que o nível de óleo do compressor atinja a metade da distância visível na janela de verificação.
- e) Conecte o circuito de resfriamento à rede de água e abra as válvulas de interrupção 11 e 12; certifique-se de que o fluxo dos meios de resfriamento, através dos fluxômetros 9 e 10, seja no mínimo 30 lt./h.
- f) Certifique-se de que o desacoplador pneumático 3 esteja ajustado em 9 bar, de que a chave da pressão 4 esteja ajustada em 10 bar, e de que as válvulas que ligam o desacoplador e a chave de pressão ao tanque 14 estejam ambas abertas.
- g) Inicie o motor do compressor através da chave de inicialização 40.
- h) Certifique-se de que não haja vazamentos de ar comprimido das articulações, das válvulas e das caixas de vedação.
- i) Através do manômetro M_3 , certifique-se de que a pressão no tanque aumenta progressivamente; em caso negativo, verifique novamente se há vazamentos.
- j) Opere o sistema até que a pressão no tanque seja 9 bar, e certifique-se de que o desacoplador pneumático 3 esteja na pressão especificada.
- k) Remova o desacoplador 3 fechando a válvula de interrupção relacionada, e certifique-se de que a chave de pressão máxima interfira na pressão de calibração de 10 bar e desligue o motor elétrico.
- l) Reabra o desacoplador anteriormente removido pela válvula de interrupção para poder prosseguir com os devidos experimentos.

5 TESTES EM LABORATÓRIO

5.1 MEDIDA DA POTÊNCIA ABSORVIDA PELO COMPRESSOR

5.1.1 Base teórica

A potência absorvida pelo compressor pode ser medida através do motor assíncrono que opera o compressor.

A potência elétrica P_{el} drenada dos cabos elétricos de força através do motor, na verdade, pode ser medida com um Wattímetro (nº. 42 nas Figuras 11 e 35); deve-se levar em consideração, no entanto, que parte desta potência será dissipada dentro do próprio motor e ao longo da transmissão via correia, conectando o motor ao compressor: como resultado, o último, na prática, receberá apenas uma fração P_{mecc} do valor P_{el} , medida através do Wattímetro.

A potência mecânica recebida pelo compressor é, portanto, dada por:

$$P_{mecc} = P_{el} \eta_{tr}$$

Onde:

P_{el} Potência elétrica drenada dos cabos elétricos (kW)

P_{mecc} Potência mecânica realmente recebida pelo compressor (kW)

η_{tr} Eficiência total da máquina elétrica e da transmissão (neste caso, pode ser assumido $\eta_{tr} = 0.9$).

Tendo determinado a potência mecânica realmente recebida pelo compressor, é necessário levar em consideração o fato de que apenas uma fração dela, P_i , será transferida para o fluido, visto que uma parte será dissipada por perdas mecânicas dentro do compressor.

A potência fornecida para o fluido, portanto, será:

$$P_i = P_{mecc} \eta_m$$

Onde:

P_i Potência fornecida para o fluido (kW)

P_{mecc} Potência mecânica realmente recebida pelo compressor (kW)

η_m Eficiência mecânica do compressor (neste caso, pode ser assumido $\eta_m = 0.9$).

A potência a ser fornecida para o fluido, e, portanto, a potência requerida pelo compressor, são uma função do topo especificado: o propósito deste teste é determinar a evolução da potência requerida, como uma função da distribuição de pressão medida através do manômetro M_3 , isto é, a razão manométrica β entre a pressão de distribuição citada e a pressão de entrada.

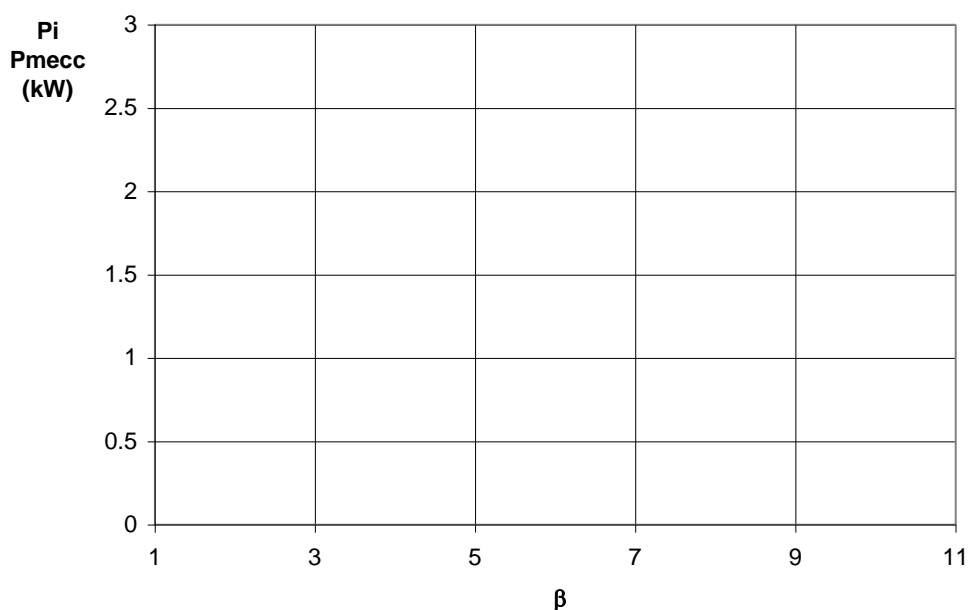
5.1.2 Método de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes tenha sido preparada para o acionamento de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, no § 4.2. Em particular, verifique as configurações do desacoplador pneumático (9 bar) e a chave da pressão máxima (10 bar), e certifique-se de que a pressão de distribuição dentro do tanque 14, conforme a medição através do manômetro M_3 , esteja suficientemente abaixo destas configurações (por exemplo, pressão de distribuição $\approx 0,5 - 1$ bar), para que o desacoplador e a chave de pressão não sejam disparados durante os testes.

- a) Meça a pressão e a temperatura atmosférica do ar no laboratório.
- b) Ligue o compressor através da chave de inicialização/parada (nº. 40 nas Figuras 11 e 35).
- c) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 mostrada na Figura 37 e qualquer uma das válvulas de interrupção 31-32-33-34-35; então, abra a válvula de ajuste 17: este procedimento simulará a presença de uma unidade requerendo o fluxo de ar comprimido produzido pelo compressor.
- d) Espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque 14 se estabilize, e então leia os valores da potência elétrica P_{el} através do Wattímetro (nº. 42 nas Figuras 11 e 35) e a pressão de distribuição através do manômetro M_3 , e os anote no Quadro 2.
- e) Trabalhe na válvula de ajuste 17: feche-a parcialmente para obter um aumento na pressão de distribuição no tanque 14; espere o tempo necessário para que a pressão no tanque se estabilize e repita as leituras de pressão e potência elétrica absorvida. Anotando os valores no Quadro 2.
- f) Repita o processo até que a pressão dispare o desacoplador pneumático ou a chave de máxima pressão seja alcançada, e anote os valores da pressão e da potência drenada no Quadro 2.
- g) Utilizando as equações dadas no § 5.1.1, complete o Quadro 2, calculando o valor da potência mecânica requerida pelo compressor P_{mecc} e o valor da potência fornecida para o fluido P_i , então, organize-os no gráfico mostrado na Figura 38, ou crie outros gráficos para auxiliar na análise ou no entendimento.

Figura 38 - Potência elétrica P_{el} drenada pelo motor, potência mecânica recebida pelo compressor P_{mecc} e potência fornecida para o fluido P_i como função da razão manométrica de compressão β .



Fonte: O autor.

5.1.3 Resultados do teste

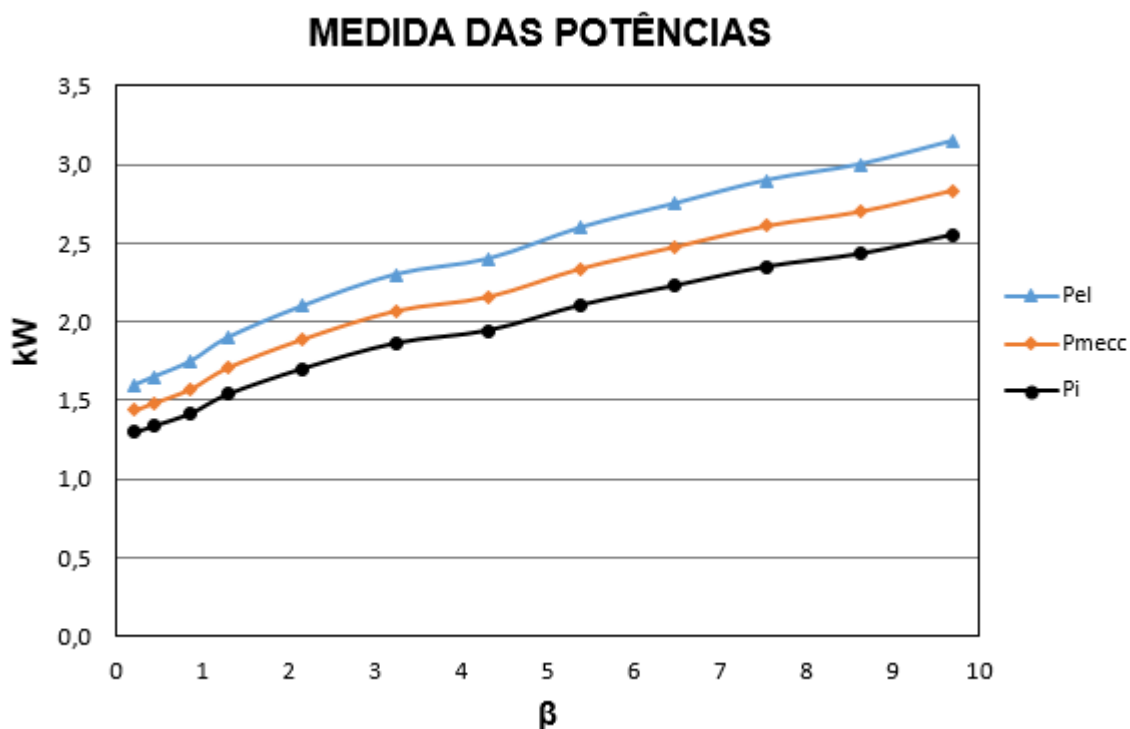
Os dados obtidos no experimento e os resultados da medição da potência requerida pelo compressor estão apresentados na Figura 39 abaixo, bem como no Gráfico 1 onde estão indicadas as potências obtidas em função da razão manométrica de compressão β .

Figura 39 - Resultado da medição da potência requerida pelo compressor.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temperatura ambiente:	18 °C	Densidade corrigida:	1,1102 kg/m ³
Número da leitura	Pressão de distribuição M3 (bar)	Razão manométrica (β)	P_{el} (kW)	P_{mecc} (kW)	P_i (kW)
1	0,2	0,22	1,60	1,44	1,30
2	0,4	0,43	1,65	1,49	1,34
3	0,8	0,86	1,75	1,58	1,42
4	1,2	1,29	1,90	1,71	1,54
5	2	2,16	2,10	1,89	1,70
6	3	3,23	2,30	2,07	1,86
7	4	4,31	2,40	2,16	1,94
8	5	5,39	2,60	2,34	2,11
9	6	6,47	2,75	2,48	2,23
10	7	7,54	2,90	2,61	2,35
11	8	8,62	3,00	2,70	2,43
12	9	9,70	3,15	2,84	2,55

Fonte: O autor.

Gráfico 1 - Potência elétrica P_{el} drenada pelo motor, potência mecânica recebida pelo compressor P_{mecc} e potência fornecida para o fluido P_i como função da razão manométrica de compressão β .



Fonte: O autor.

5.1.4 Análise dos resultados

A potência que deve ser fornecida para o fluido, e portanto, a potência mecânica requerida pelo compressor, deve mostrar uma evolução uniforme crescendo com o aumento da pressão de distribuição requerida e, portanto, com a razão manométrica β crescente.

5.2 MEDIDA DA CARACTERÍSTICA MANOMÉTRICA DO COMPRESSOR

5.2.1 Base teórica

Para avaliar a conveniência de um compressor para um determinado uso, é necessário conhecer sua característica manométrica, isto é, a evolução da razão manométrica, β , como função do fluxo de produção da distribuição. Esta curva característica, na verdade, torna possível determinar, para cada valor do fluxo de produção requerido pelo equipamento, a **head** que o compressor é capaz de fornecer (ou vice-versa, para cada valor da **head** requerida, determinar a vazão que o compressor pode fornecer). O objetivo deste teste, portanto, consiste na organização desta curva característica através da medição da vazão do compressor, com o auxílio de um fluxômetro (nº. 18 no sistema, mostrado na Figura 27), para a variação da pressão de distribuição, de acordo com a medição com o manômetro M_3 .

Visto que o fluxômetro fornece uma leitura do fluxo de gás expresso em Nm³/h, isto é, referente à pressão específica do fluido e às condições de temperatura (chamada de condições normais e correspondendo a P = 760 mmHg, T = 20° C), é necessário medir a pressão e a temperatura do fluido nas proximidades do fluxômetro durante as medições experimentais, através do manômetro M₅ e da sonda termométrica T₁₀, e calcular o fluxo de produção atual com a fórmula a seguir:

$$\dot{m} = 1,2 \dot{m}_1 \sqrt{\frac{p_5}{p_o} \frac{T_o}{T_{10}}}$$

Onde:

\dot{m} É o fluxo de produção efetivo (kg/h)

\dot{m}_1 É o fluxo de produção medido durante os testes (Nm³/h)

1,2 É a densidade do ar nas condições de referência (kg/m³)

p_o É a pressão do ar nas condições de referência (correspondente a 760 mmHg, isto é, 1,013 bar)

p_5 É a pressão do ar medida durante os testes

T_o É a temperatura do ar nas condições de referência (isto é, 20° C)

T_{10} É a temperatura do ar medida durante os testes

Finalmente, visto que além de ser afetado pela razão manométrica, β , o fluxo de distribuição de ar do compressor também depende das condições de entrada. No estudo de compressores é comum a referência a um fluxo de produção corrigido, m^* , que significa a vazão nas condições de referência, que pode ser obtido se utilizando a seguinte relação:

$$m^* = m \frac{p_o}{p_{amb}} \sqrt{\frac{T_{amb}}{T_o}}$$

Onde:

m^* É o fluxo de produção corrigido (kg/h)

\dot{m} É o fluxo de produção efetivo medido durante os testes (kg/h)

p_o É a pressão atmosférica de referência (geralmente 760 mmHg)

p_{amb} É a pressão atmosférica medida durante os testes

T_o É a temperatura ambiental de referência (geralmente 20° C)

T_{amb} É a temperatura ambiental medida durante os testes

Nota

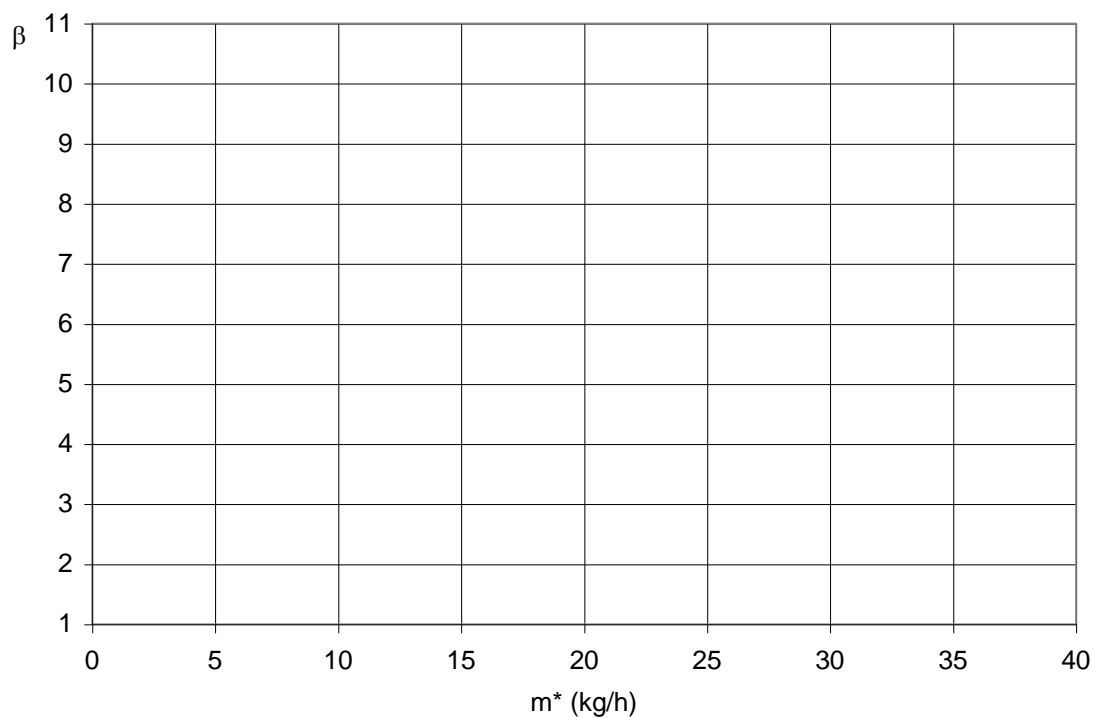
Nas fórmulas dadas acima, a pressão atmosférica pode ser expressa em qualquer unidade de medida, bem como as temperaturas por se tratar de expressões que envolvem divisão entre as grandezas de mesma unidade.

5.2.2 Métodos de execução do teste**Advertência**

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes tenha sido preparada para o acionamento de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, no § 4.2. Em particular, verifique as configurações do desacoplador (9 bar) e a chave da pressão máxima (10 bar), e certifique-se de que a pressão de distribuição dentro do tanque 14, conforme a medição através do manômetro M_3 , esteja suficientemente abaixo destas configurações (por exemplo, pressão de distribuição $\approx 0,5 - 1$ bar), para que o desacoplador e a chave de pressão não sejam disparados durante os testes.

- a) Meça a pressão e a temperatura atmosférica do ar no laboratório.
- b) Ligue o compressor através da chave de inicialização/parada (nº. 40 nas Figuras 11 e 35).
- c) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e qualquer uma das válvulas de interrupção 31-32-33-34-35; então, abra a válvula de ajuste 17: este procedimento simulará a presença de uma unidade requerendo o fluxo de ar comprimido produzido pelo compressor.
- d) Espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque 14 se estabilize, e então leia o valor da pressão de distribuição através do manômetro M_3 , o valor da vazão volumétrica através do fluxômetro 18 e da sonda termométrica T_{10} e os anote no Quadro 3.
- e) Trabalhe na válvula de ajuste 17: feche-a parcialmente para obter um aumento no valor da pressão de distribuição no tanque 14 e então espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque se estabilize, e leia novamente o valor da pressão de distribuição com o manômetro M_3 , a vazão volumétrica através do fluxômetro 18, e os valores da pressão e temperatura do fluido nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_3 e do sonda termométrica T_{10} ; anote os valores obtidos no Quadro 3.
- f) Repita o processo até que a pressão de disparada do desacoplador pneumático ou a chave de máxima pressão seja alcançada, e anote os valores obtidos no Quadro 3.

Figura 40 - Característica manométrica: razão manométrica de compressão β como função do fluxo de produção corrigido \dot{m}^* .



Fonte: O autor.

5.2.3 Resultados do teste

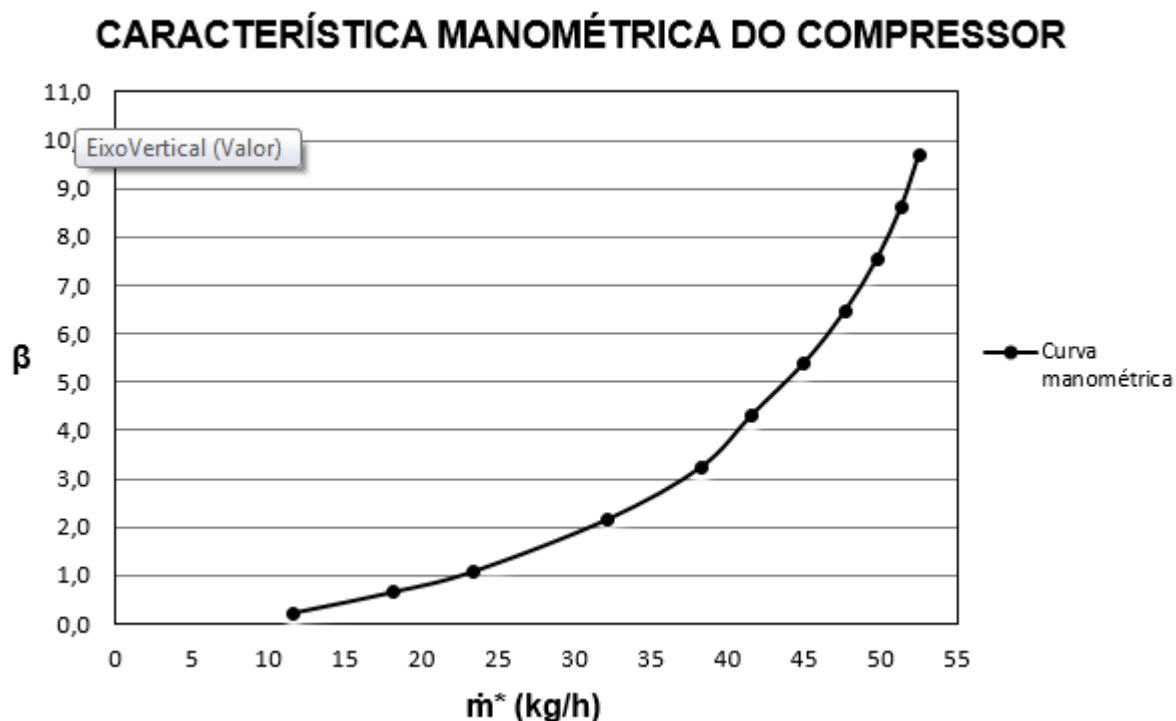
Os valores obtidos no experimento e os resultados da medição da característica manométrica do compressor estão apresentados na Figura 41 abaixo, assim como no Gráfico 2 onde é apresentada a característica manométrica do compressor ou razão manométrica de compressão β como função do fluxo de produção corrigido \dot{m}^* .

Figura 41 - Resultado da medição da característica manométrica do compressor.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temperatura ambiente:	19 °C	Densidade corrigida:	1,1064 kg/m ³		
Número da leitura	Pressão de distribuição M3 (bar)	Razão manométrica (β)	\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temperatura no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	\dot{m}^* Fluxo de produção corrigido (kg/h)
1	0,2	0,22	20	0,2	18,1	10,6988	11,6613
2	0,6	0,65	18	0,6	18,2	16,6749	18,1750
3	1	1,08	18	1	18,5	21,5161	23,4518
4	2	2,16	17,5	2	19,1	29,5527	32,2115
5	3	3,23	17	3	19,5	35,1364	38,2974
6	4	4,31	16	4	19,8	38,1658	41,5995
7	5	5,39	15,5	5	20,1	41,3161	45,0331
8	6	6,47	15	6	20,4	43,7771	47,7156
9	7	7,54	14,5	7	20,7	45,6852	49,7953
10	8	8,62	14	8	20,9	47,1394	51,3803
11	9	9,70	13,5	9	21,1	48,1968	52,5329

Fonte: O autor.

Gráfico 2 - Característica manométrica: razão manométrica de compressão β como função do fluxo de produção corrigido \dot{m}^* .



Fonte: O autor.

5.2.4 Análise dos resultados

A característica manométrica de um compressor alternado tem uma evolução virtualmente vertical: com o crescimento da pressão de distribuição requerida e, portanto, com o crescimento da razão manométrica, β , a vazão permanece aproximadamente constante, mostrando canais notáveis apenas para os valores altos de β , na medida em que o intervalo da utilização normal inclui valores da razão manométrica bem abaixo do limite β_{lim} , correspondente ao fluxo zero (veja § 2.4.3).

5.3 MEDIDA DO FLUXO DO AR DE ENTRADA E DO FLUXO DE DISTRIBUIÇÃO

5.3.1 Base teórica

No estudo de compressores alternados, pode ser útil determinar, em função de β , não apenas a evolução da vazão, como descrito no teste anterior, mas também a evolução do fluxo de ar tomado pelo compressor. Uma comparação entre estes dois fluxos de produção, na verdade, pode se permitir analisar as perdas que ocorrem durante a fase de compressão do fluido. O objetivo deste teste é obter tais dados, através da medição da vazão de distribuição com um fluxômetro (nº. 18 mostrado na Figura 27), e da vazão do ar de entrada através de um bocal conectado a um micro-manômetro diferencial (nº. 1 na Figura 26), para a variação da pressão de distribuição, de acordo com a medição realizada com o manômetro M_3 .

Para determinar a vazão de distribuição, veja os indicadores fornecidos no § 5.2.1: o fluxo do ar de entrada, ao contrário, deve ser determinado mantendo-se em mente as seguintes considerações.

O bocal, situado na entrada de uma câmara de equilíbrio (nº. 2 Figura 25), localizada antes do compressor, cria um ponto de redução na seção de passagem do fluido, resultando em um aumento na velocidade do fluido e, portanto, em uma redução na pressão da seção diminuída. Aplicando o teorema de Bernoulli, pode-se demonstrar que um determinado fluxo de produção \dot{m}_a do fluido corrente é diretamente proporcional à raiz quadrada da diferença de pressão Δp , entre a seção reduzida e o ambiente acima :

$$\dot{m}_a = K\sqrt{\Delta p}$$

Sendo K o fator de proporcionalidade, dependendo da geometria do bocal, da pressão do ar e das condições de temperatura do ambiente de entrada. A vazão pode, portanto, ser medida de forma relativamente simples, como uma diferença de pressão.

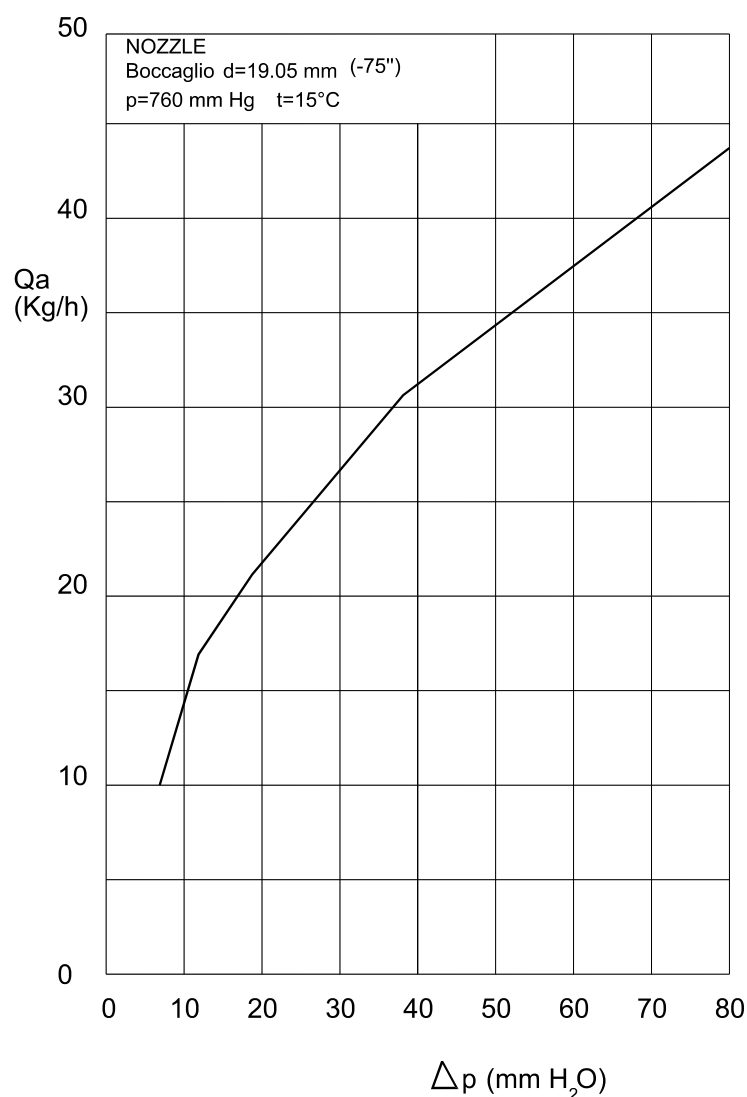
A diferença de pressão sendo muito pequena, é determinada com o auxílio de um micro-manômetro diferencial.

A vazão pode ser calculada facilmente, sem a dependência de fórmulas, através de gráficos do tipo mostrado abaixo na Figura 42; com estes diagramas, a vazão pode ser calculada imediatamente, baseado no valor medido de Δp .

Na verdade, os valores lidos no diagrama devem ser corrigidos mais adiante, em função das condições do ambiente (pressão e temperatura atmosféricas): no entanto, se as diferenças de pressão e temperatura dos valores padrão forem suficientemente pequenas, esta correção pode ser desprezada.

A presença de uma câmara de equilíbrio acima do bocal é indispensável para amortecer as oscilações em Δp , que seriam produzidas através da evolução pulsante do fluxo de ar captado pelo compressor.

Figura 42 - Curva característica do bocal empregado para a medição do fluxo de ar utilizado pelo compressor.



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

5.3.2 Método de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes tenha sido preparada para o acionamento de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, no § 4.2. Em particular, verifique as configurações do desacoplador (9 bar) e a chave da pressão máxima (10 bar), e certifique-se de que a pressão de distribuição dentro do tanque 14, conforme a medição através do manômetro M_3 , esteja suficientemente abaixo destas configurações (por exemplo, pressão de distribuição $\approx 0,5 - 1$ bar), para que o desacoplador e a chave de pressão não sejam disparados durante os testes.

- a) Meça a pressão e a temperatura atmosférica do ar no laboratório.
- b) Ligue o compressor através da chave de inicialização/parada (nº. 40 nas Figuras 11 e 35).
- c) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e qualquer uma das válvulas de interrupção 31-32-33-34-35; então, abra a válvula de ajuste 17: este procedimento simulará a presença de uma unidade requerendo o fluxo de ar comprimido produzido pelo compressor.
- d) Espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque 14 se estabilize, e então leia os valores da pressão de distribuição com o manômetro M_3 , a queda de pressão no bocal através do micro-manômetro diferencial a água indicado pelo nº. 1, o fluxo de produção de distribuição através do fluxômetro 18, e os valores da pressão e temperatura do fluido nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_5 e da sonda termométrica T_{10} e anote os valores obtidos na Quadro 4.
- e) Trabalhe na válvula de ajuste 17: feche-a parcialmente para obter um aumento no valor da pressão de distribuição no tanque 14; espere o tempo necessário para que a pressão no tanque se estabilize, e repita as leituras da pressão de distribuição com o manômetro M_3 , da queda de pressão no bocal através do micro-manômetro diferencial 1, do fluxo de produção de distribuição através do fluxômetro 18, da pressão e da temperatura do fluido nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_5 e da sonda termométrica T_{10} , e então anote os valores obtidos no Quadro 4.
- f) Repita o processo até que a pressão de disparada do desacoplador pneumático ou da chave de máxima pressão seja alcançada, e anote os valores relativos no Quadro 4.
- g) Utilizando as equações dadas no § 5.2.1, complete o Quadro 5, calculando os valores da razão manométrica de compressão e o fluxo de produção efetivo; utilizando o

gráfico mostrado na Figura 42 determine o valor do fluxo de entrada; finalmente anote no gráfico mostrado na Figura 43 a evolução do fluxo de produção efetivo e o fluxo de entrada em função da razão manométrica β . Crie outros gráficos para auxiliar na análise ou no entendimento.

Quadro 4 - Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (medidos com dados do teste).

Pressão de distribuição M_3 (bar)	m_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M_5 (bar)	Temperatura no fluxômetro T_{10} (°C)	Δp Queda de pressão no bocal (mmH ₂ O)

Pressão do ambiente:

Temperatura do ambiente:

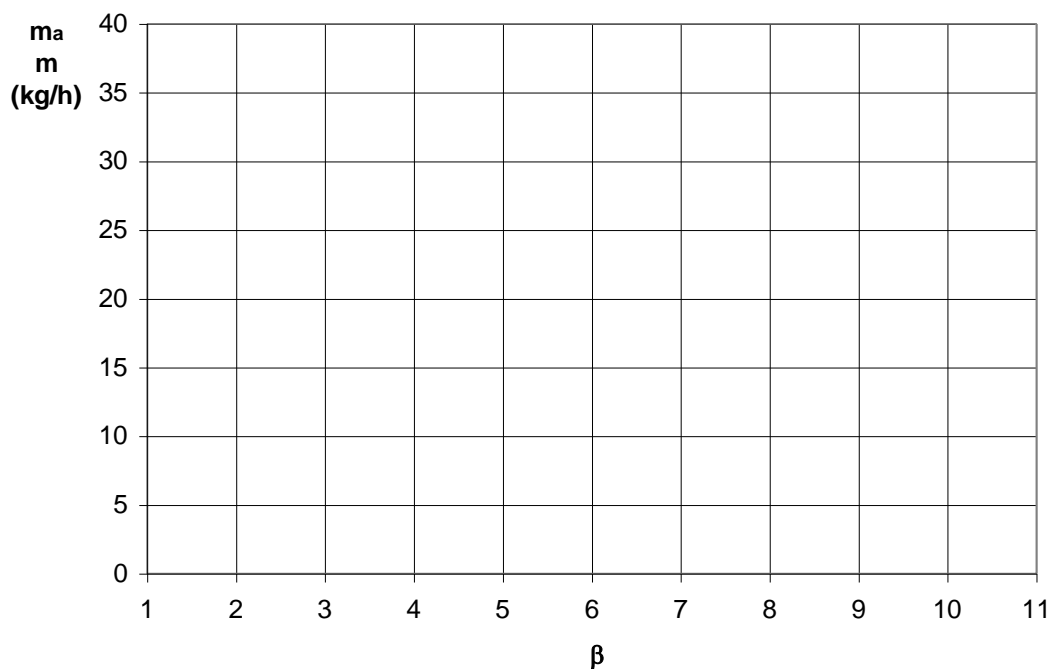
Fonte: O autor.

Quadro 5 - Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (valor calculado).

Pressão de distribuição M_3 (bar)	Razão manométrica β	m_1 Pressão de distribuição medida (Nm ³ /h)	m Fluxo de produção efetivo (kg/h)	m_a Fluxo de distribuição de entrada (kg/h)

Fonte: O autor.

Figura 43 - Evolução do fluxo de entrada \dot{m}_a e do fluxo de distribuição efetivo \dot{m} em função da razão manométrica de compressão, β .



Fonte: O autor.

5.3.3 Resultados do teste

Os dados obtidos na prática e os resultados da medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (medidos com os dados do teste) estão apresentados na Figura 44 abaixo, já os valores calculados da medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor estão indicados na Figura 45, bem como o Gráfico 3 mostra a evolução do fluxo de entrada \dot{m}_a e do fluxo de distribuição \dot{m} em função da razão manométrica de compressão β .

Figura 44 - Resultado da Medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (medidos com os dados do teste).

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temperatura ambiente:	17,5 °C	Densidade corrigida:	1,1121 kg/m ³
Número da leitura	Pressão de distribuição M3 (bar)	\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	Δp Queda de pressão no bocal (mmH ₂ O)
1	0,2	19,5	0,2	17,5	26
2	0,6	19,0	0,6	17,6	26
3	1	18,0	1	17,7	26
4	2	17,5	2	18,0	26
5	3	17,0	3	18,3	27
6	4	16,5	4	18,6	27
7	5	16,0	5	19,0	28
8	6	15,5	6	19,4	28
9	7	15,0	7	19,6	29
10	8	14,0	8	20,0	29
11	9	13,0	9	20,3	29

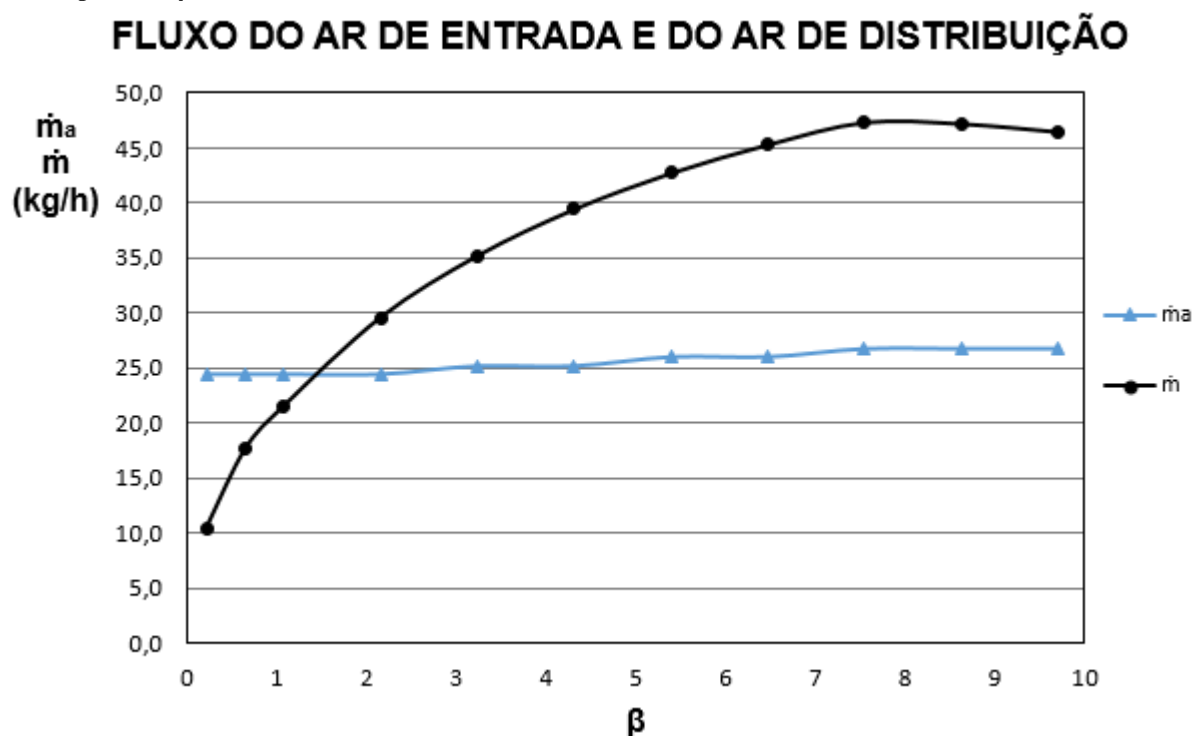
Fonte: O autor.

Figura 45 - Resultado da medição do fluxo de distribuição e do fluxo de entrada do compressor (valor calculado).

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temperatura ambiente:	17,5 °C	Densidade corrigida:	1,1121 kg/m ³		
Número da leitura	Pressão de distribuição M3 (bar)	Razão manométrica (β)	\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	\dot{m}_a Fluxo de distribuição de entrada (kg/h)
1	0,2	0,22	19,5	0,2	17,5	10,4421	24,5
2	0,6	0,65	19,0	0,6	17,6	17,6194	24,5
3	1	1,08	18,0	1	17,7	21,5456	24,5
4	2	2,16	17,5	2	18,0	29,6085	24,5
5	3	3,23	17,0	3	18,3	35,2086	25,2
6	4	4,31	16,5	4	18,6	39,4394	25,2
7	5	5,39	16,0	5	19,0	42,7291	26,0
8	6	6,47	15,5	6	19,4	45,3136	26,0
9	7	7,54	15,0	7	19,6	47,3493	26,7
10	8	8,62	14,0	8	20,0	47,2117	26,7
11	9	9,70	13,0	9	20,3	46,4750	26,7

Fonte: O autor.

Gráfico 3 - Evolução do fluxo de entrada \dot{m}_a e do fluxo de distribuição \dot{m} em função da razão manométrica de compressão, β .



Fonte: O autor.

5.3.4 Análise dos resultados

Baseada na discussão anterior da curva manométrica característica, a evolução do fluxo de distribuição e o fluxo de entrada é geralmente quase constante para a variação β , apresentando uma redução progressiva apenas para altos valores de β . Uma comparação entre o fluxo de distribuição e o fluxo de entrada também pode tornar possível determinar a realidade dos vazamentos que ocorrem na fase de compressão do fluido; no entanto, a perda do fluxo do fluido geralmente é modesta (na maioria das vezes, inferior a 5% do fluxo de produção de distribuição) e, portanto, sua determinação através de unidades de medição habitualmente empregadas em nível industrial, tais como fluxômetros, diafragmas e bocais, cuja precisão é da ordem de 2-3%, frequentemente se mostrará difícil.

5.4 MEDIDA DO AUMENTO DA TEMPERATURA CAUSADO PELO PROCESSO DE COMPRESSÃO

5.4.1 Base teórica

Além de causar um aumento na pressão, o processo de compressão também causa um aumento da temperatura do gás que está sendo tratado; o objetivo do teste é medir este

crescimento de temperatura, que é uma função da pressão de distribuição. Durante o teste, as leituras podem ser empregadas na primeira e na segunda fase do compressor: as sondas termométricas, T_{amb} e T_1 , na verdade, tornam possível medir as temperaturas do fluido antes e depois da primeira fase de compressão, enquanto que o manômetro M_1 possibilita determinar a razão manométrica β_I da primeira fase; da mesma forma, com as sondas T_2 e T_3 é possível medir as temperaturas do fluido antes e depois da segunda fase compressão, enquanto que os manômetros M_1 e M_2 possibilitam determinar a razão manométrica de compressão β_{II} do segundo estágio.

Os aumentos em temperatura medidos na prática podem ser comparados aos aumentos calculados na hipótese da compressão isentrópica. De acordo com esta hipótese, seria, na verdade as seguintes relações:

$$T_{1is} = T_{amb} \beta_I^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \Rightarrow T_{1is} - T_{amb} = T_{amb} \left(\beta_I^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right)$$

$$T_{3is} = T_2 \beta_{II}^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \Rightarrow T_{3is} - T_2 = T_2 \left(\beta_{II}^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right)$$

Finalmente, pode-se analisar os efeitos favoráveis do resfriamento intermediário no controle da temperatura, que seriam alcançados pelo gás ao final de uma compressão isentrópica sem resfriamento intermediário (denotando com β a razão de compressão total, $\beta_I \beta_{II}$):

$$T_{fin,is} = T_{amb} \beta^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \Rightarrow T_{fin,is} - T_{amb} = T_{amb} \left(\beta^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right)$$

Nota

Nas fórmulas antecedentes, as temperaturas devem ser expressas em graus K.

5.4.2 Métodos de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes tenha sido preparada para o acionamento de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, no § 4.2. Em particular, verifique as configurações do desacoplador (9 bar) e a chave da pressão máxima (10 bar), e certifique-se de que a pressão de distribuição dentro do tanque 14, conforme a medição através do manômetro M_3 , esteja suficientemente abaixo destas configurações (por

exemplo, pressão de distribuição $\approx 0,5 - 1$ bar), para que o desacoplador e a chave de pressão não sejam disparados durante os testes.

- a) Meça a pressão e a temperatura do ar no laboratório.
- b) Ligue o compressor através da chave de inicialização/parada (nº. 40 nas Figuras 11 e 35).
- c) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e qualquer uma das válvulas de interrupção 31-32-33-34-35; então, abra a válvula de ajuste 17: este procedimento simulará a presença de uma unidade requerendo o fluxo de ar comprimido produzido pelo compressor.
- d) Espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque 14 se estabilize, e então leia os valores das pressões de distribuição na primeira e na segunda fase através dos manômetros M_1 e M_2 anote os valores obtidos no Quadro 6; leia através da caixa com os leitores digitais de temperatura das sondas termométricas que apresentam as temperaturas, entre elas, do ar na entrada da primeira fase, como mensurado pela sonda termométrica T_{amb} , no painel digital (nº. 45 na Figura 36); repita a leitura obtendo a temperatura na saída da primeira fase, como medida através da sonda termométrica, T_1 , a temperatura na entrada da segunda fase, como medida pela sonda termométrica, T_2 , e finalmente, a temperatura na saída da segunda fase, como medida pela sonda termométrica, T_3 ; anote todos os valores obtidos no Quadro 6.
- e) Trabalhando a válvula de ajuste 17: feche-a parcialmente para produzir um aumento na pressão de distribuição no tanque 14; espere o tempo necessário para que a pressão no tanque se estabilize, e então leia os valores da pressão e da temperatura novamente, e os anote no Quadro 6.
- f) Repita o processo até que a pressão disparada do desacoplador pneumático ou a chave de máxima pressão seja alcançada; anote os valores obtidos para a pressão e a temperatura no Quadro 6.
- g) Utilizando as equações dadas no § 5.4.1, complete o Quadro 7, calculando os valores da temperatura isentrópica e então organizando-os, junto com os valores das temperaturas medidas, no gráfico mostrado na Figura 46. Crie outros gráficos para auxiliar na análise ou no entendimento.

Quadro 6 - Temperaturas do fluido medidas em função da razão manométrica de compressão β_I da primeira fase e β_{II} da segunda fase.

Pressão de distribuição 1ª fase M_1 (bar)	Razão manom. 1ª fase β_I	Pressão de distribuição 2ª fase M_2 (bar)	Razão manom. 2ª fase β_{II}	Temp. na entrada 1ª fase T_{amb} (°C)	Temp. de distribuição 1ª fase T_1 (°C)	Temp. na entrada 2ª fase T_2 (°C)	Temp. de distribuição 2ª fase T_3 (°C)

Pressão do ambiente:

Temperatura do ambiente:

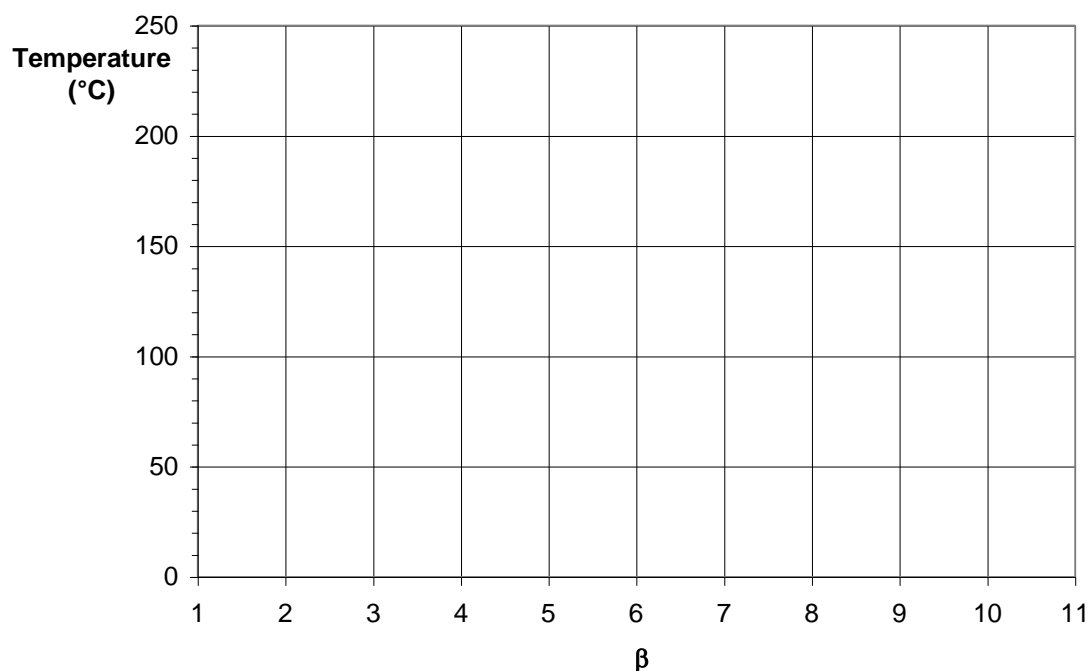
Fonte: O autor.

Quadro 7 - Temperaturas isentrópicas do fluido calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.

Razão manom. 1ª fase β_I	Temp. na entrada 1ª fase T_{amb} (°C)	Temp. is. de distribuição 1ª fase T_{1is} (°C)	Razão manom. 2ª fase β_{II}	Temp. na entrada 2ª fase T_2 (°C)	Temp. is. de distribuição 2ª fase T_{2is} (°C)	Razão manom. compl. $\beta = \beta_I \beta_{II}$	Temp. is. de distribuição não interr. $T_{fin,is}$ (°C)

Fonte: O autor.

Figura 46 - Temperaturas medidas do fluido e temperaturas isentrópicas calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.



Fonte: O autor.

5.4.3 Resultados do teste

Os dados obtidos no experimento e os resultados da medição das temperaturas do fluido em função da razão manométrica de compressão β_I da primeira fase e β_{II} da segunda fase estão apresentados na Figura 47 abaixo, já o resultado das temperaturas isentrópicas do fluido calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio são apresentadas na Figura 48, bem como no Gráfico 4 é mostrado todas as temperaturas em função da razão manométrica de compressão β .

Figura 47 - Resultado das temperaturas do fluido medidas em função da razão manométrica de compressão β_I da primeira fase e β_{II} da segunda fase.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	17,5 °C	Densidade corrigida:	1,1121 kg/m ³			
Pressão de distribuição M3 (bar)	Pressão de distribuição 1ª fase M1 (bar)	Razão manom. 1ª fase β_I	Pressão de distribuição 2ª fase M2 (bar)	Razão manom. 2ª fase β_{II}	Temp. na entrada 1ª fase Tamb (°C)	Temp. de distribuição 1ª fase T1 (°C)	Temp. na entrada 2ª fase T2 (°C)	Temp. de distribuição 2ª fase T3 (°C)
0,2	0,80	0,862	0,80	1,000	17,5	69,3	22,0	29,0
0,6	1,00	1,078	1,00	1,000	17,8	73,9	22,4	30,4
1	1,30	1,401	1,50	1,154	18,0	79,4	22,7	32,4
2	1,70	1,832	2,40	1,412	18,3	82,6	23,0	34,8
3	1,70	1,832	3,20	1,882	18,6	86,8	23,0	39,9
4	1,74	1,875	4,00	2,299	18,9	89,9	23,0	46,6
5	1,79	1,929	5,00	2,793	19,3	91,5	23,0	50,6
6	1,82	1,962	6,00	3,297	19,6	93,4	23,0	55,2
7	1,83	1,972	7,03	3,842	19,9	94,7	23,1	59,0
8	1,90	2,048	8,00	4,211	20,2	96,2	23,1	63,3
9	1,94	2,091	9,00	4,639	20,4	96,8	23,1	65,0

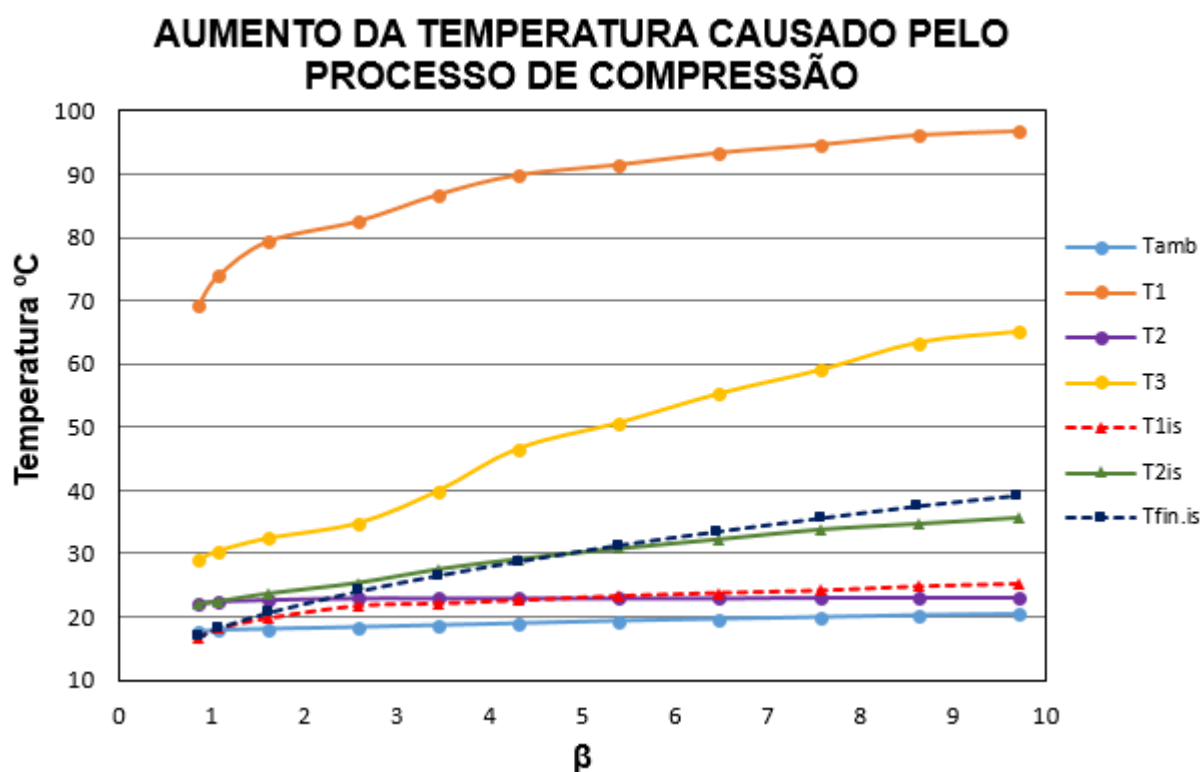
Fonte: O autor.

Figura 48 - Resultado das temperaturas isentrópicas do fluido calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	17,5 °C	Densidade corrigida:	1,1121 kg/m ³		
Razão manom. 1ª fase β_I	Temp. na entrada 1ª fase Tamb (°C)	Temp. is. de distri. 1ª fase T1is (°C)	Razão manom. 2ª fase β_{II}	Temp. na entrada 2ª fase T2 (°C)	Temp. is. de distri. 2ª fase T2is (°C)	Razão manom. Compl. $\beta = \beta_I \beta_{II}$	Temp. is. de distri. sem interr. Tfin.is (°C)
0,862	17,5	16,77	1,000	22,0	22,00	0,86	16,77
1,078	17,8	18,19	1,000	22,4	22,40	1,08	18,19
1,401	18,0	19,82	1,154	22,7	23,65	1,62	20,65
1,832	18,3	21,76	1,412	23,0	25,38	2,59	24,01
1,832	18,6	22,11	1,882	23,0	27,56	3,45	26,49
1,875	18,9	22,62	2,299	23,0	29,18	4,31	28,69
1,929	19,3	23,29	2,793	23,0	30,85	5,39	31,23
1,962	19,6	23,76	3,297	23,0	32,34	6,47	33,41
1,972	19,9	24,16	3,842	23,1	33,93	7,58	35,49
2,048	20,2	24,79	4,211	23,1	34,83	8,62	37,38
2,091	20,4	25,19	4,639	23,1	35,81	9,70	39,05

Fonte: O autor.

Gráfico 4 - Temperaturas medidas do fluido e temperaturas isentrópicas calculadas em função das razões manométricas de compressão β_I e β_{II} para as 1ª e 2ª fases, respectivamente, e razão manométrica total, β , sem resfriamento intermédio.



Fonte: O autor.

5.4.4 Análise dos resultados

Com base das relações analíticas dadas no § 5.4.1, é óbvio que a elevação na temperatura causada pela compressão isentrópica aumenta com o crescimento da razão manométrica: a evolução das temperaturas de distribuição calculadas será, portanto, um crescimento uniforme da função de β . Quanto à evolução das temperaturas de distribuição medidas experimentalmente, é possível observar derivações consideráveis dos valores calculados. Isto ocorre devido ao fato de que, durante o processo atual de compressão, o fluido troca calor com as paredes dos cilindros; o valor desta transferência de calor depende da temperatura do fluido e da temperatura média das paredes do cilindro, conseqüentemente, é altamente afetado pela razão manométrica: quanto maior é a pressão de distribuição, maior é a temperatura alcançada pelo fluido, e, portanto, maior é a transferência de calor do fluido para as paredes e o desvio dos valores calculados na hipótese do processo de compressão ser isentrópico.

5.5 MEDIDA DA POTÊNCIA TÉRMICA A SER REMOVIDA PARA O RESFRIAMENTO DO AR COMPRIMIDO

5.5.1 Base teórica

O aumento da temperatura do gás produzido pelo processo de compressão é geralmente inaceitável, devido às razões ilustradas no § 2.4.3, e, portanto, torna-se necessário fornecer alguns meios de resfriar o ar comprimido. Normalmente, isto é feito através dos conversores de calor de água/ar. O objetivo deste teste é medir a potência térmica a ser removida em função da pressão de distribuição. As medições experimentais podem ser feitas ambas no resfriamento intermédio instalado entre a primeira e a segunda fase de compressão, e no esfriador final localizado depois da segunda fase; além disto, para cada esfriador a medição da potência térmica transferida pode ser feita no ar comprimido e no lado do fluido em resfriamento (água, neste caso). Através das sondas termométricas T_1 e T_2 pode-se medir a temperatura do ar comprimido antes e depois do primeiro resfriador, enquanto que o fluxômetro 18 (veja a Figura 27) torna possível medir o fluxo de produção de distribuição específico \dot{m} a partir do compressor (coincidindo com o fluxo de ar que passa através do conversor de calor, depois das perdas, que são geralmente desprezíveis). A potência térmica \dot{Q}_{at} removida do ar comprimido no primeiro resfriador, portanto, será:

$$\dot{Q}_{at} = \frac{\dot{m} c_p (T_1 - T_2)}{3600}$$

Onde:

\dot{Q}_{at} é a potência térmica removida do ar comprimido no primeiro esfriador (kW)

\dot{m} é o fluxo específico do ar comprimido (kg/h)

c_p é a capacidade térmica específica do ar sob pressão constante (= 1 kJ/kgK).

T_1 é a temperatura do ar na entrada do primeiro esfriador (°C)

T_2 é a temperatura do ar na saída do primeiro esfriador (°C)

Não é necessário dizer que esta potência deve coincidir com a potência térmica \dot{Q}_{Iref} recebida pelo fluido refrigerador, cujo valor é determinado através de medição das temperaturas dele antes e depois do mesmo, através das sondas termométricas T_5 e T_7 respectivamente, e seu fluxo de produção específico, \dot{m}_{Iref} , através do fluxômetro de água (resfriador intermediário) 9 (veja Figura 17), se fazendo o uso para tanto da seguinte formula:

$$\dot{Q}_{al} = \dot{Q}_{Iref} = \frac{\dot{m}_{Iref} c_{ref} (T_7 - T_5)}{3600}$$

Onde:

\dot{Q}_{Iref} é a potência térmica recebida pelo fluido refrigerador no primeiro resfriador (kW)

\dot{m}_{Iref} é o fluxo específico do fluido refrigerador no primeiro resfriador (kg/h)

c_{ref} é a capacidade térmica específica do fluido refrigerador (que é de 4,184 kJ/kgK para a água)

T_5 é a temperatura da água na entrada do primeiro resfriador (°C)

T_7 é a temperatura da água na saída do primeiro resfriador (°C)

Analogamente, através das sondas termométricas T_3 e T_4 , pode-se medir as temperaturas do ar comprimido antes e depois do esfriador final, enquanto que as sondas termométricas T_6 e T_8 tornam possível medir as temperaturas da água antes e depois do resfriador final: o fluxo de ar específico pode ser medido através do fluxômetro 18, enquanto que o fluxo específico da água \dot{m}_{IIref} pode ser medido através do fluxômetro de água (resfriador final) número 10 (veja Figura 20). Portanto, para o segundo esfriador, tem-se:

$$\dot{Q}_{all} = \dot{m} c_p (T_3 - T_4) = \dot{Q}_{IIref} = \dot{m}_{IIref} c_{ref} (T_8 - T_6)$$

5.5.2 Método de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes tenha sido preparada para o acionamento de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, no § 4.2. Em particular, verifique as configurações do desacoplador (9 bar) e a chave da pressão máxima (10 bar), e certifique-se de que a pressão de distribuição dentro do tanque 14, conforme a medição através do manômetro M_3 , esteja suficientemente abaixo destas configurações (por exemplo, pressão de distribuição $\approx 0,5 - 1$ bar), para que o desacoplador e a chave de pressão não sejam disparados durante os testes.

- a) Meça a pressão e a temperatura do ar no laboratório.
- b) Ligue o compressor através da chave de inicialização/parada (nº. 40 nas Figuras 11 e 35).

- c) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e qualquer uma das válvulas de interrupção 31-32-33-34-35; então, abra a válvula de ajuste 17: este procedimento simulará a presença de uma unidade requerendo o fluxo de ar comprimido produzido pelo compressor.
- d) Espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque 14 se estabilize, e então leia os valores das pressões de distribuição da primeira e da segunda fase com os manômetros M_1 e M_2 e anote os valores obtidos no Quadro 8; agora leia o fluxo de ar através do fluxômetro 18 (e, além disso, leia a pressão do ar e a temperatura nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_5 e da sonda termométrica T_{10} , para fazer as correções necessárias, de acordo com o método descrito no § 5.2.1); anote as leituras no Quadro 8.
- e) Através da caixa com os leitores digitais de temperatura das sondas termométrica (n.º 45 na Figura 36), visualize a temperatura do ar na entrada do primeiro esfriador, de acordo com a medição feita pela sonda termométrica T_1 ; repita este passo visualizando a temperatura do ar na saída do primeiro esfriador, conforme a medição feita pela sonda termométrica T_2 , a temperatura da água na entrada do primeiro esfriador (T_5) e a temperatura da água na saída do primeiro esfriador (T_7): se a diferença (T_7-T_5) for particularmente pequena, reduza o fluxo de água que passa através do conversor de calor através da válvula de ajuste de vazão 11, até que seja alcançada uma diferença de temperatura de 10°C se possível; então faça a leitura do fluxo de produção de água através do fluxômetro de água 9, e anote os dados obtidos no Quadro 8.
- f) Faça as leituras a respeito do segundo esfriador seguindo o mesmo procedimento descrito para o primeiro esfriador no ponto e): meça a temperatura do ar na entrada (T_3) e na saída (T_4), e então as temperaturas da água na entrada (T_6) e na saída (T_8); se a diferença (T_8-T_6) for particularmente pequena, reduza o fluxo de água que circula através do conversor de calor através da válvula de ajuste 12, até se alcançar uma diferença de temperatura de 5°C a 10°C se possível; então faça a leitura do fluxo de água através do fluxômetro 10, e anote os dados obtidos no Quadro 9.
- g) Trabalhe na válvula de ajuste; feche-a parcialmente para obter um aumento na pressão de distribuição no tanque 14; então espere o tempo necessário para que a pressão dentro do tanque se torne estável e repita as operações descritas nos pontos d), e) e f); anote as leituras obtidas nos Quadros 8 e 9.

5.5.3 Resultados do teste

Os dados adquiridos no experimento e os resultados da medição da pressão e do fluxo de ar em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase estão apresentados na Figura 50 abaixo, já os resultados da medição da temperatura e do fluxo do fluido refrigerador (água) são apresentados na Figura 51. E por fim os resultados da medição da vazão mássica do fluido refrigerador (água), e da potência térmica removida do ar comprimido e recebida pelo fluido refrigerador em cada um dos dois estágios são mostrados na Figura 52, assim como no Gráfico 5 são apresentados os valores da potência térmica removida no primeiro e no segundo esfriador em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.

Figura 50 - Resultado da medição da pressão e do fluxo de ar em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	18,5 °C	Densidade corrigida:	1,1083 kg/m ³			
Pressão de distribuição M3 (bar)	Pressão de distribuição 1ª fase M1 (bar)	Razão manom. 1ª fase β_I	Pressão de distribuição 2ª fase M2 (bar)	Razão manom. 2ª fase β_{II}	\dot{m}_1 Fluxo de ar medido (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de ar atual (kg/h)
0,2	0,80	0,862	0,80	1,000	19,0	0,2	18,8	10,1516
0,6	1,00	1,078	1,00	1,000	16,0	0,6	19,2	14,7967
1	1,30	1,401	1,40	1,077	14,0	1	19,6	16,7033
2	1,65	1,778	2,30	1,394	10,0	2	20,0	16,8613
3	1,70	1,832	3,20	1,882	9,0	3	20,7	18,5636
4	1,74	1,875	4,18	2,402	8,0	4	21,2	19,0375
5	1,78	1,919	5,10	2,865	7,0	5	21,9	18,6019
6	1,81	1,951	6,10	3,370	6,0	6	22,2	17,4574
7	1,84	1,983	7,10	3,859	5,5	7	22,6	17,2731
8	1,89	2,037	8,10	4,286	5,0	8	22,7	16,7842
9	1,92	2,069	9,08	4,729	4,7	9	23,0	16,7257

Fonte: O autor.

Figura 51 - Resultado da medição da temperatura e do fluxo do fluido refrigerador (água).

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	18,5 °C	Densidade corrigida:	1,1083 kg/m ³				
Temp. do ar na entrada do 1º resf. T1 (°C)	Temp. do ar na saída do 1º resf. T2 (°C)	Temp. da água na entrada do 1º resf. T5 (°C)	Temp. da água na saída do 1º resf. T7 (°C)	\dot{m}_{Iref} Fluxo de água no 1º resf. (l/h)	Temp. do ar na entrada do 2º resf. T3 (°C)	Temp. do ar na saída do 2º resf. T4 (°C)	Temp. da água na entrada do 2º resf. T6 (°C)	Temp. da água na saída do 2º resf. T8 (°C)	\dot{m}_{IIref} Fluxo de água no 2º resf. (l/h)
64,7	20,6	17,9	21,9	50	27,1	18,3	17,4	18,9	50
76,5	22,0	18,0	23,2	50	30,9	18,7	17,4	19,5	50
82,4	22,7	18,2	24,0	50	33,3	19,0	17,5	19,9	50
87,5	23,2	18,3	24,7	50	38,6	19,4	17,5	20,6	50
90,7	23,4	18,3	24,9	50	43,6	19,6	17,5	21,3	50
91,8	23,6	18,4	25,0	50	50,9	19,8	17,6	22,2	50
93,1	23,6	18,4	25,3	50	55,6	19,9	17,7	22,8	50
96,6	23,8	18,5	25,7	50	61,2	19,9	17,7	23,5	50
97,6	23,9	18,6	25,7	50	64,9	19,9	17,8	23,9	50
98,6	24,0	18,7	25,9	50	67,6	19,9	17,8	24,2	50
100,0	24,1	18,9	26,0	50	70,3	19,9	17,9	24,5	50

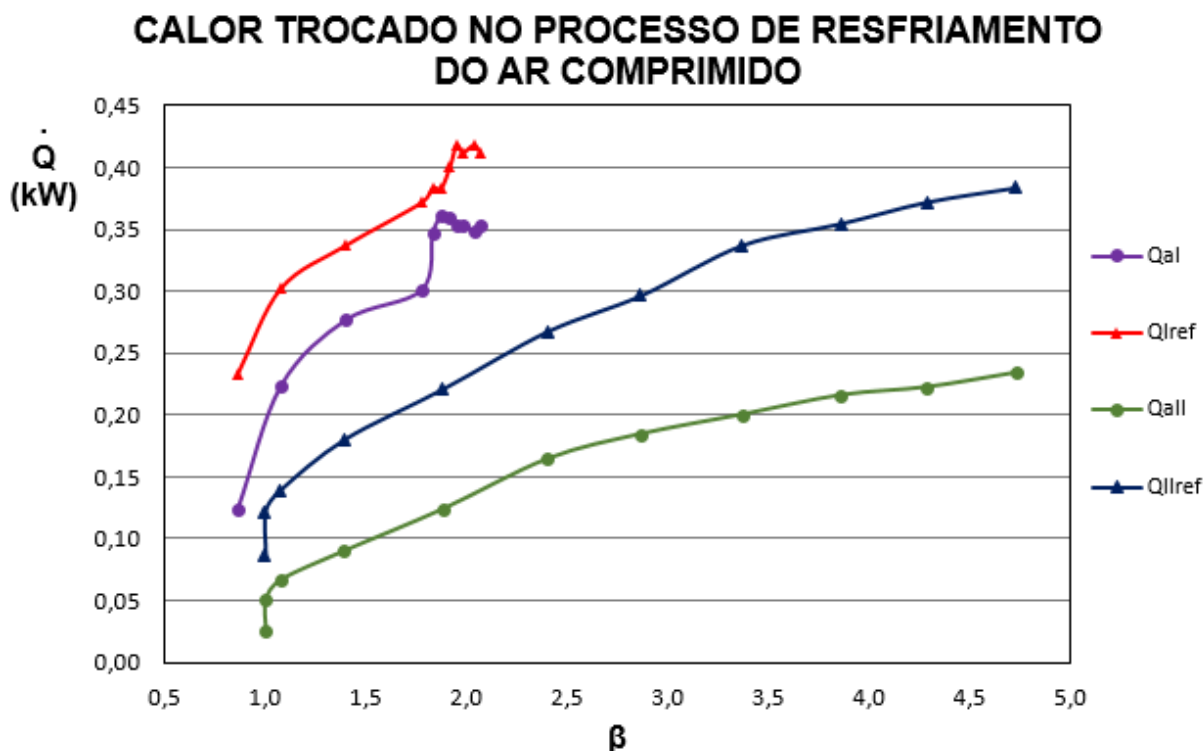
Fonte: O autor.

Figura 52 - Resultado da medição do fluxo do fluido refrigerador (água), da potência térmica removida do ar comprimido e da potência térmica recebida pelo fluido refrigerador em cada um dos estágios.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	18,5 °C	Densidade corrigida:	1,1083 kg/m ³
\dot{Q}_{al} Calor remo. do ar no 1º resfriador (kW)	\dot{m}_{Iref} Fluxo de água no 1º resf. (kg/h)	\dot{Q}_{Iref} Calor rece. pela água no 1º resf. (kW)	\dot{Q}_{aII} Calor remo. do ar no 2º resfriador (kW)	\dot{m}_{IIref} Fluxo de água no 2º resf. (kg/h)	\dot{Q}_{IIref} Calor rece. pela água no 2º resf. (kW)
0,1244	50	0,2324	0,0248	50	0,0872
0,2240	50	0,3022	0,0501	50	0,1220
0,2770	50	0,3370	0,0663	50	0,1395
0,3012	50	0,3719	0,0899	50	0,1801
0,3470	50	0,3835	0,1238	50	0,2208
0,3607	50	0,3835	0,1645	50	0,2673
0,3591	50	0,4010	0,1845	50	0,2964
0,3530	50	0,4184	0,2003	50	0,3370
0,3536	50	0,4126	0,2159	50	0,3545
0,3478	50	0,4184	0,2224	50	0,3719
0,3526	50	0,4126	0,2342	50	0,3835

Fonte: O autor.

Gráfico 5 - Valores da potência térmica removida no primeiro e no segundo esfriador em função das razões manométricas de compressão, β_I para a 1ª fase e β_{II} para a 2ª fase.



Fonte: O autor.

5.5.4 Análise dos resultados

A potência térmica a ser removida para resfriar o ar comprimido deve aumentar com o crescimento de β , como foi discutido com respeito às elevações de temperatura do fluido produzido pelo processo de compressão.

Também deve ser notado que mesmo erros sem importância na leitura das temperaturas podem resultar em erros consideráveis na determinação da potência térmica removida; assim, por exemplo, se o aumento na temperatura do fluido refrigerador for de apenas 10°C, um erro de 1°C na leitura da temperatura da água produz um erro de 10% na determinação da potência térmica subtraída do fluido refrigerador.

5.6 MEDIDA DO FLUXO DE AR COMPRIMIDO COM DISPOSITIVOS DE SEÇÃO REDUZIDA

5.6.1 Base teórica

No estudo de compressores alternados, como no estudo de circuitos pneumáticos, é frequentemente necessário medir o fluxo de produção, como apontado com respeito aos

experimentos descritos até aqui. Em alguns casos, fluxômetros são muito grandes ou muito caros, e outros dispositivos são usados, tais como diafragmas e bocais. Estes dispositivos de seção reduzida não fornecem uma visualização direta e imediata do fluxo sendo medido, mas possibilitam que o mesmo seja determinado indiretamente, com o auxílio de relações analíticas.

O objetivo deste teste é realizar medições através de um fluxômetro (nº. 18 na Figura 27) e com o auxílio de diafragmas de diferentes tamanhos (nº. 19-20-21 na Figura 28), e então comparar os resultados obtidos com os diferentes tipos de instrumentos de medição.

Para a medição de fluxos de produção com o auxílio de um fluxômetro, veja as instruções dadas no § 5.2.1; quanto ao uso de diafragmas, deve-se notar que:

Um diafragma (veja Figura 53) cria uma seção reduzida junto com a passagem do fluido, causando um aumento na velocidade do fluido e, portanto, uma redução na pressão. Aplicando o teorema de Bernoulli, pode-se demonstrar que o fluxo específico \dot{m}_a do fluido corrente é diretamente proporcional à raiz quadrada da diferença de pressão Δp , entre a seção reduzida e o ambiente acima:

$$\dot{m}_a = K \sqrt{\Delta p}$$

Onde K é um fator de proporcionalidade, dependendo da geometria do diafragma e das características físicas do fluido. A medida do fluxo pode, portanto, ser reduzida à medida de uma diferença de pressão, que não é difícil de ser calculada.

A diferença de pressão pode ser determinada com o auxílio de um manômetro diferencial (nº. 27 na Figura 31).

Para calcular o fluxo de produção, o fator K deve ser explícito: de acordo com as convenções utilizadas pelos padrões italianos (CNR-UNI 10023) e internacionais/brasileiros (ABNT NBR ISO 5167), o procedimento é como segue.

$$\dot{m}_a = K \sqrt{\Delta p} = \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho}$$

Onde:

α é o fluxo de produção ou coeficiente de fluxo

ε é o coeficiente de compressibilidade

d é o diâmetro do diafragma

ρ é a densidade do fluido acima do diafragma

O coeficiente de compressibilidade ε , por sua vez, pode ser determinado com a seguinte fórmula:

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35m^4) \frac{\Delta p}{k p}$$

Onde:

m é a razão geométrica de contração do diafragma ($m=d/D$, onde d é o diâmetro do furo do diafragma e D é o diâmetro do tubo que contém o diafragma)

k é o expoente da isentropia do fluido ($k=1.4$ para o ar)

p é a pressão do fluido acima do diafragma

O coeficiente do fluxo α também é uma função da razão geométrica de contração m e do número de Reynolds da corrente:

$$Re = \frac{uD}{\nu}$$

Onde:

u é a velocidade do fluido acima do diafragma (m/s)

D é o diâmetro do tubo que contém o diafragma (m)

ν é a viscosidade cinemática do fluido (m²/s).

No caso do ar, para pressões similares à pressão do ambiente, ν pode ser expresso (denotando com T a temperatura expressa em K) como:

$$\nu = \frac{0.150291 \cdot 10^{-5} T^{1.5}}{T + 123.584}$$

A evolução de α em função de Re é dada no diagrama da Figura 54 para diferentes valores de m e pode ser expressa analiticamente graças à seguinte relação:

$$\alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - m^4}}$$

$$\text{com } C = 0.5959 + 0.0312m^{2.1} - 0.184m^8 + 0.0029m^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re D} \right)^{0.75}$$

Como pode ser visto, em condições de movimento turbulento, para valores de Re maiores do que um valor limite Re_{lim} representado pela curva LL na Figura 54, α se torna virtualmente independente de Re : neste caso, conhecendo o coeficiente de contração m , sua determinação é imediata, e o cálculo do fluxo de produção não é difícil. Se o movimento não for turbulento, ao contrário ($Re < Re_{lim}$, pontos para a esquerda da curva LL na Figura 54), é

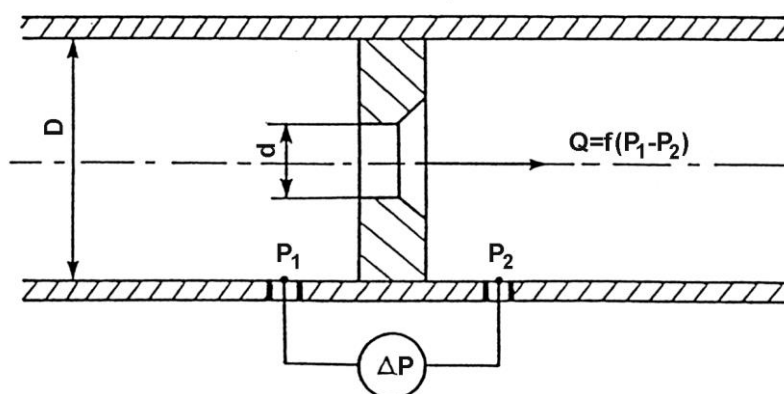
necessário adotar um procedimento repetitivo, visto que α torna-se uma função de Re , que, por sua vez, é uma função da velocidade do fluido e, portanto, do fluxo de produção desconhecido.

Se aconselha que se proceda como segue: suponha um valor temporário de α (que, para a primeira tentativa, é denotado com α^I), por exemplo assumindo, para simplificar, $Re > Re_{lim}$, e calcule o fluxo e a velocidade correspondentes do fluxo acima do diafragma. Então calcule o número de Reynolds e, utilizando a fórmula dada acima ou o diagrama mostrado na Figura 53, determine novamente o valor de α , (agora denotada com α^{II}) e a compare com α^I : se a hipótese $Re > Re_{lim}$ for confirmada, então: $\alpha^{II} = \alpha^I$, e o valor calculado do fluxo de produção está certo; por outro lado, se $Re < Re_{lim}$ então $\alpha^{II} \neq \alpha^I$, e portanto, será necessário recalculá-lo o fluxo com base no novo valor α^{II} . Neste ponto deve-se determinar novamente o número de Reynolds e o novo valor de α (α^{III}), e assim por diante, até encontrar-se: $\alpha^{n+1} = \alpha^n$.

Para facilitar a execução do teste, foi listado abaixo na Figura 53, as principais características dos diafragmas que podem ser usados na bancada de testes do compressor PN30D.

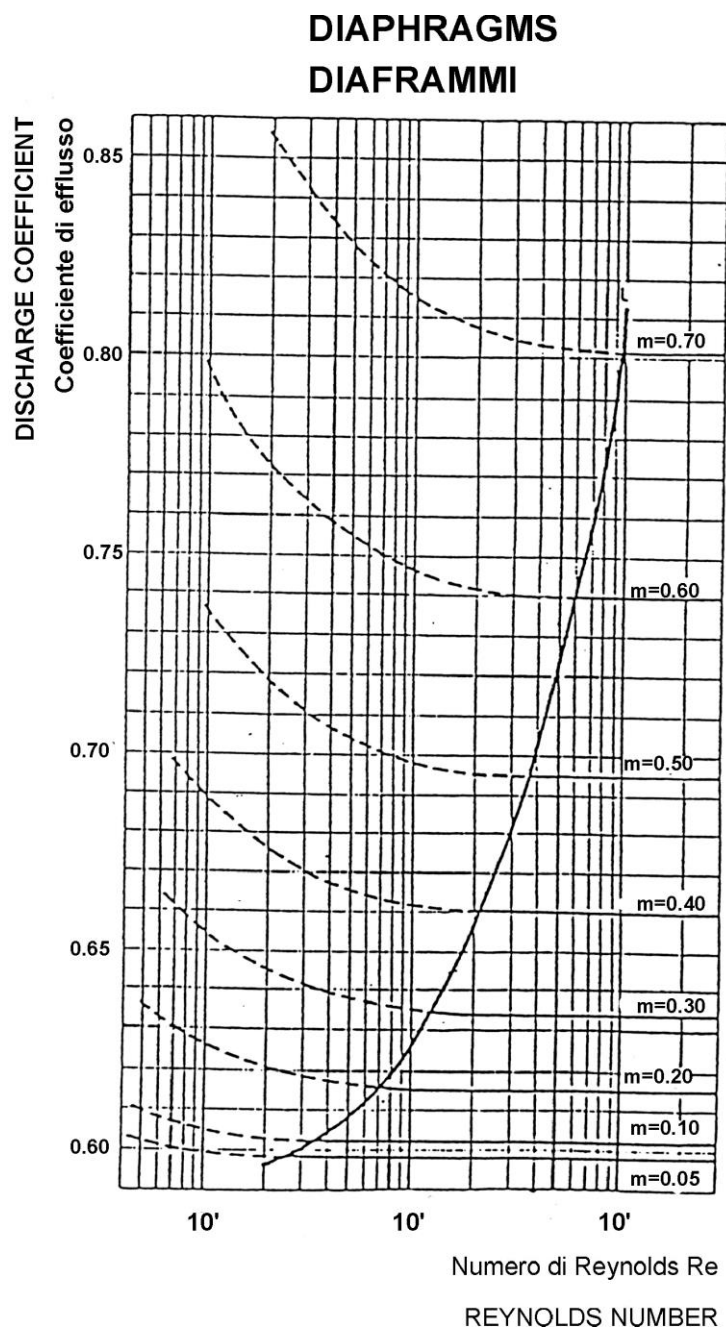
Figura 53 - Esquema de um diafragma de diâmetro d contido em um tubo de diâmetro D .

Nº de referência do esquema na Figura 28	19	20	21
Diâmetro do diafragma d (mm)	4,628	5,329	5,989
Diâmetro do tubo D (mm)	19,05	19,05	19,05
Razão geométrica de contração m	0,24	0,28	0,31



Fonte: Adaptado de Didacta Italia SRL (2015).

Figura 54 - Evolução do coeficiente de fluxo em função do número de Reynolds Re e da razão geométrica de contração m .



Fonte: Didacta Italia SRL (2015).

5.6.2 Método de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes esteja preparada para a partida de acordo com os procedimentos descritos acima, no § 4.2. Então inicialize o compressor através da chave de inicialização/parada (nº 40 nas Figuras 11 e 35) e

pressurize o tanque 14 até que a pressão disparada do desacoplador pneumático ou a chave de máxima pressão seja alcançada.

- a) Conecte o manômetro diferencial de mercúrio 27 ao diafragma escolhido para realizar as medições.
- b) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e a válvula de interrupção situada depois do diafragma escolhido (28, 29 ou 30); então, abra a válvula de ajuste 17: como resultado, o ar comprimido fluirá através do fluxômetro 18 e através do diafragma escolhido.
- c) Faça a leitura do fluxo de ar através do fluxômetro 18 (e meça a pressão e a temperatura do ar nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_5 e da sonda termométrica T_{10} , para que possa fazer as correções necessárias, de acordo com o método descrito no § 5.2.1); então meça a queda de pressão no diafragma através do manômetro diferencial de mercúrio 27, bem como a pressão do ar e as condições de temperatura total do diafragma através do manômetro M_4 e da sonda termométrica T_9 ; anote os valores obtidos no Quadro 10.
- d) Trabalhe na válvula de ajuste 17, para obter variações consideráveis no fluxo de produção, e repita as operações realizadas no passo c).
- e) Repita o procedimento para os outros diafragmas.
- f) Utilizando as equações dadas no § 5.6.1, complete o Quadro 10, calculando os valores do fluxo medidos através dos diafragmas e anotando-os no gráfico comparativo mostrado na Figura 55. Crie outros gráficos caso julgue interessante para auxiliar na análise ou no entendimento do experimento, ou ainda gráficos relacionados a perda de carga referentes aos diafragmas, como é realizado no experimento 5.7.2 deste trabalho.

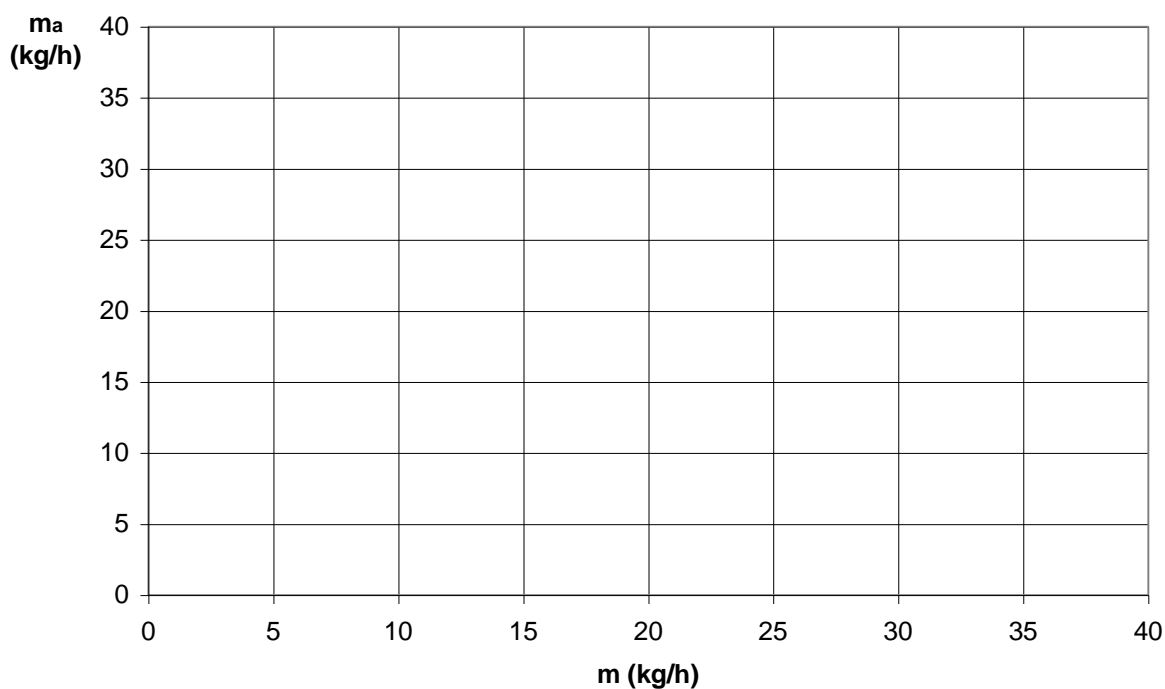
Quadro 10 - Medição do fluxo de ar comprimido através de um fluxômetro e diafragmas.

m_1 Pressão de distrib. do fl. m. (Nm ³ /h)	Pressão do fluxômetro M ₅ (bar)	Temp. no fl.m. T ₁₀ (°C)	m Fluxo atual do fl.m. (kg/h)	Pressão antes do diafragma M ₄ (bar)	Temp. antes do diafragma T ₉ (°C)	Δp Queda de pressão no diafrag. (mmHg)	m_a Distribuição através do diafragma (kg/h)

Pressão do ambiente:

Temperatura do ambiente:

Fonte: O autor.

Figura 55 - Comparação entre as medidas obtidas com um fluxômetro e aquelas obtidas com o auxílio de diafragmas.

Fonte: O autor.

5.6.3 Resultados do teste

Os dados adquiridos durante a prática e os resultados da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e dos diafragmas nº19, nº20 e nº21 estão apresentados abaixo nas Figuras 56, 57 e 58 respectivamente, bem como no Gráfico 6 é demonstrado a comparação entre as medidas obtidas com o fluxômetro e aquelas obtidas com o auxílio dos diafragmas. Já no Gráfico 7 são apresentadas as quedas de pressão, ou perdas de carga, nos diafragmas de diferentes tamanhos em função do fluxo de ar comprimido.

Figura 56 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma nº19.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	20,5 °C	Densidade corrigida:	1,1007 kg/m ³			
\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	Pressão antes do diafragma M4 (bar)	Temp. antes do diafragma M9 (°C)	Δp Queda de pressão no diafragma (mmHg)	\dot{m}_a Fluxo de distribuição através do diafragma (Kg/h)	\dot{m}_{a1} Fluxo de produção através do diafragma (Nm ³ /h)
9,5	1	21,9	11,2901	1	24,6	34,0	4,0029	3,3682
9,0	2	22,3	15,1160	2	25,1	29,0	5,2820	3,1449
8,5	3	22,7	17,4729	3	26,1	23,3	5,8264	2,8344
7,0	4	22,9	16,6099	4	26,6	21,0	6,4753	2,7289
6,5	5	23,5	17,2265	5	27,4	13,8	5,9008	2,2265
5,5	6	23,7	15,9621	6	27,8	10,0	5,5781	1,9220
5,0	7	23,9	15,6684	7	28,1	8,0	5,4343	1,7342
4,8	8	24,2	16,0721	8	28,5	7,2	5,5300	1,6516
4,5	9	24,3	15,9790	9	28,8	6,0	5,3865	1,5170

Fonte: O autor.

Figura 57 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma n°20.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	20,5 °C	Densidade corrigida:	1,1007 kg/m ³			
\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	Pressão antes do diafragma M4 (bar)	Temp. antes do diafragma M9 (°C)	Δp Queda de pressão no diafragma (mmHg)	\dot{m}_a Fluxo de distribuição através do diafragma (Kg/h)	\dot{m}_{a1} Fluxo de produção através do diafragma (Nm ³ /h)
12,0	1	22,4	14,2491	1	24,9	31,0	5,1782	4,3609
10,0	2	22,5	16,7899	2	25,4	19,8	5,9810	3,5623
8,5	3	22,6	17,4759	3	25,9	13,4	6,1204	2,9769
7,5	4	22,8	17,7993	4	26,4	10,6	6,3612	2,6804
6,0	5	23,0	15,9148	5	26,8	8,4	6,4831	2,4442
5,5	6	23,2	15,9756	6	27,3	5,8	5,9599	2,0519
5,0	7	23,4	15,6816	7	27,6	5,0	6,0470	1,9280
4,5	8	24,1	15,0702	8	28,3	4,0	5,8590	1,7495
4,0	9	24,3	14,2035	9	28,7	3,3	5,7377	1,6158

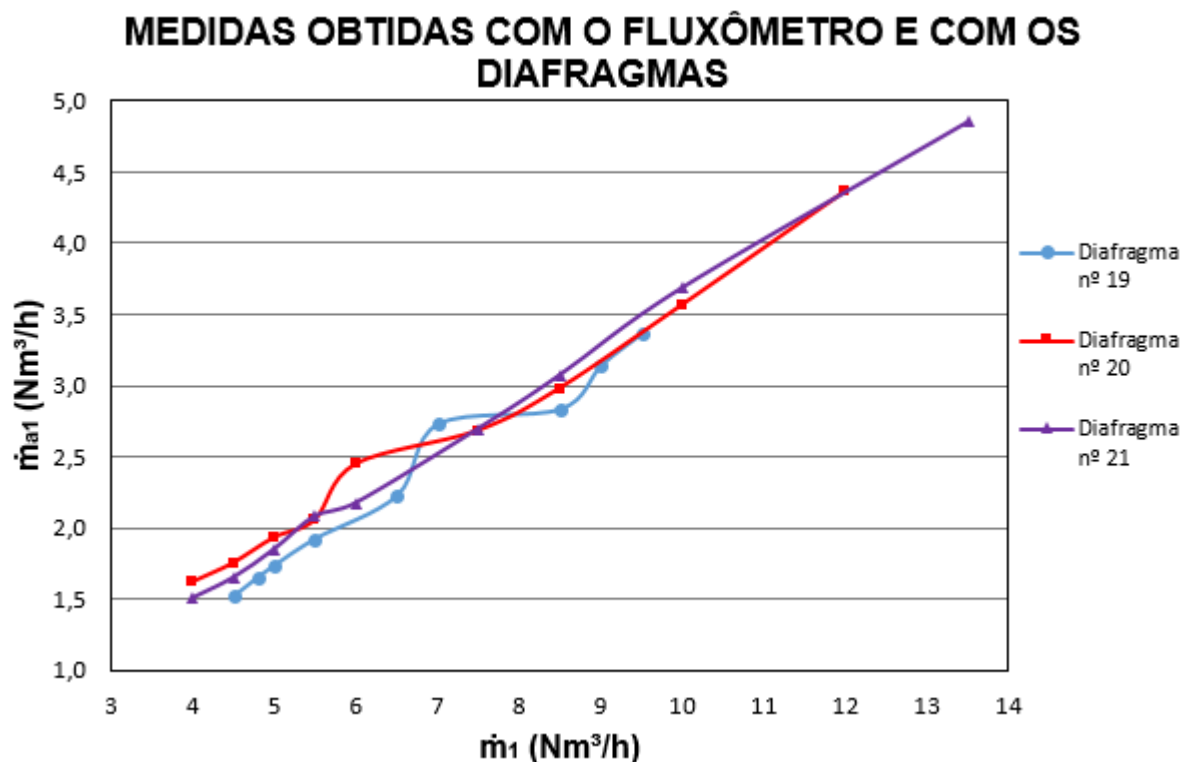
Fonte: O autor.

Figura 58 - Resultado da medição do fluxo de ar comprimido através do fluxômetro e do diafragma n°21.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	20,5 °C	Densidade corrigida:	1,1007 kg/m ³			
\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	Pressão antes do diafragma M4 (bar)	Temp. antes do diafragma M9 (°C)	Δp Queda de pressão no diafragma (mmHg)	\dot{m}_a Fluxo de distribuição através do diafragma (Kg/h)	\dot{m}_{a1} Fluxo de produção através do diafragma (Nm ³ /h)
13,5	1	22,0	16,0411	1	24,7	23,0	5,7651	4,8518
10,0	2	22,2	16,7984	2	25,3	12,4	6,1919	3,6860
8,5	3	22,5	17,4788	3	25,9	8,3	6,3177	3,0723
7,5	4	22,6	17,8053	4	26,3	6,2	6,3990	2,6954
6,0	5	22,8	15,9202	5	26,8	3,8	5,7669	2,1734
5,5	6	23,1	15,9783	6	27,2	3,4	6,0492	2,0822
5,0	7	23,3	15,6843	7	27,6	2,6	5,7957	1,8476
4,5	8	23,6	15,0829	8	27,9	2,0	5,5268	1,6489
4,0	9	23,9	14,2131	9	28,3	1,6	5,3496	1,5055

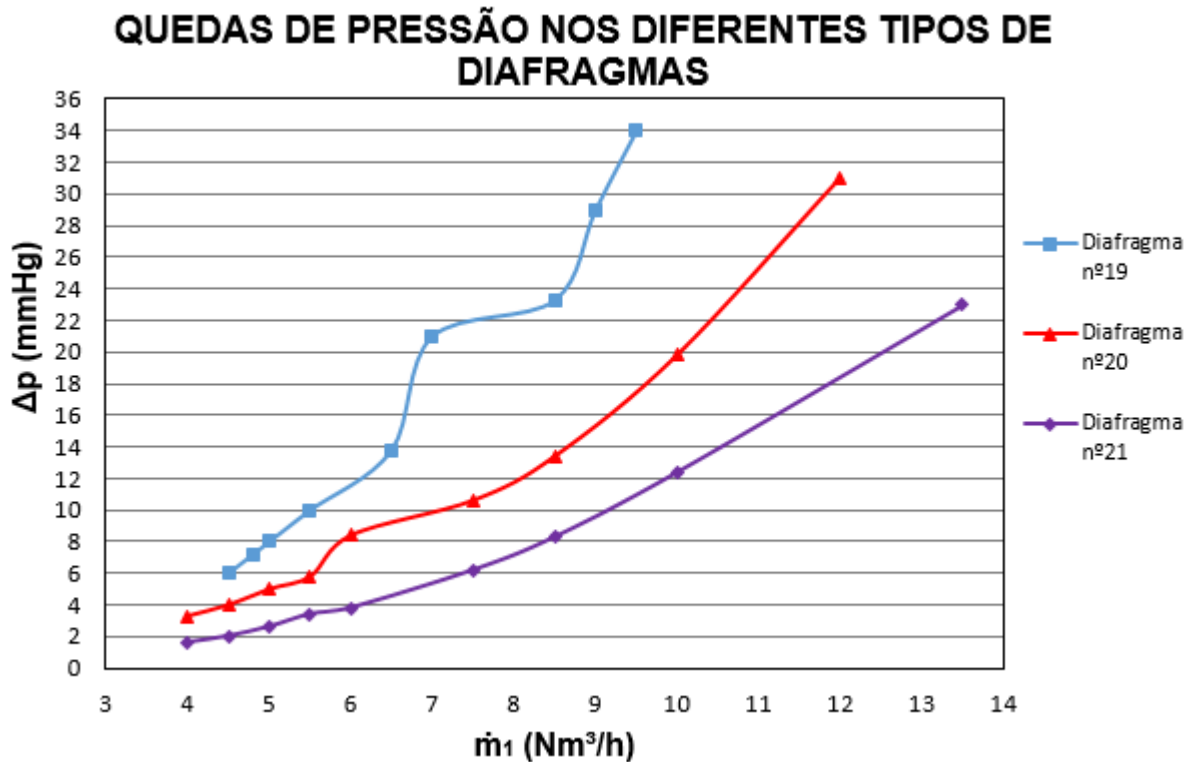
Fonte: O autor.

Gráfico 6 - Comparação entre as medidas obtidas com o fluxômetro e aquelas obtidas com o auxílio dos diafragmas.



Fonte: O autor.

Gráfico 7 - Quedas de pressão nos diafragmas de diferentes tamanhos em função do fluxo de ar comprimido.



Fonte: O autor.

5.6.4 Análise dos resultados

Não é necessário dizer que os fluxos de produção determinados através dos diafragmas devem ser idênticos àqueles determinados com o fluxômetro, e os pontos de teste marcados no gráfico na Figura 55 devem, portanto, cair ao longo do bissetor do diagrama. No entanto houve uma disparidade grande nos resultados obtidos no experimento, como é demonstrado nos valores das Figuras 56, 57, 58 e no Gráfico 6; deve-se manter em mente, no entanto, que ambos os tipos de medida estão sujeitos a erros na ordem de 2 - 4% tanto devido a leitura dos instrumentos como devido a precisão dos mesmos.

Já no Gráfico 7 nota-se as quedas de pressão nos 3 diafragmas de tamanhos diferentes. Os resultados obtidos se mostram adequados com o que era esperado, já que, ocorreu o aumento da perda de carga com o aumento da vazão pelos diafragmas. Nota-se que a prática também se mostra condizente com a teoria no que se trata na comparação da perda de carga quanto ao tamanho dos diafragmas, pois, quanto menor o diafragma, ou seja, a passagem pelo qual o ar tem de passar, maior é a queda de pressão obtida no sistema.

5.7 MEDIDA DAS QUEDAS DE PRESSÃO EM DIFERENTES TIPOS DE CIRCUITOS PNEUMÁTICOS

5.7.1 Base teórica

Para dimensionar uma rede de distribuição de ar comprimido, é necessário conhecer as quedas de pressão que ocorrem nos tubos, o objetivo deste teste é medir através de um manômetro diferencial de mercúrio (nº 27 na Figura 31), as quedas de pressão que ocorrem nos tubos de diferentes perfis e tipos, em função do fluxo que passa através dos próprios tubos, fluxo este, que será medido através de um fluxômetro (nº 18 na Figura 27). Desta maneira, é possível identificar a assim chamada **curva característica** do circuito, representada pela evolução das quedas de pressão como função do fluxo do fluido em circulação. Esta curva é utilizada para identificar o tipo de compressor em condições ideais para satisfazer as necessidades de um sistema, visto que torna possível identificar, para cada valor do fluxo requerido pelo equipamento, a **perda de carga** ou **head** necessário para ter a circulação do fluxo, isto é, o **head** que deve ser fornecido pelo compressor para que a operação desejada seja realizada.

5.7.2 Método de execução do teste

Advertência

Antes de inicializar o compressor, certifique-se de que a bancada de testes esteja preparada para a partida de acordo com os procedimentos descritos acima, no § 4.2. Então inicialize o compressor através da chave de inicialização/parada (nº 40 nas Figuras 11 e 35) e pressurize o tanque 14 até que a pressão disparada do desacoplador pneumático ou a chave de máxima pressão seja alcançada.

- a) Conecte o manômetro diferencial de mercúrio 27 ao tubo de tamanho selecionado para a execução das medições.
- b) Abra totalmente a válvula de distribuição 16 e a válvula de interrupção situada abaixo do tubo escolhido (31, 32, 33, 34 ou 35); então, abra a válvula de ajuste 17, como resultado, o ar comprimido fluirá através do fluxômetro 18 e através do tubo escolhido.
- c) Faça a leitura do fluxo de ar através do fluxômetro 18 (e meça a pressão e a temperatura do ar nas proximidades do fluxômetro através do manômetro M_5 e da sonda termométrica T_{10} , para que possa fazer as correções necessárias, de acordo com as instruções dadas no § 5.2.1); então meça a queda de pressão no tubo escolhido através do manômetro de mercúrio 27; anote as leituras no Quadro 11.
- d) Trabalhe na válvula de ajuste 17, para obter variações consideráveis no fluxo de produção, e repita as operações realizadas no passo c).
- e) Repita o procedimento para os outros tubos.
- f) Anote os valores de queda de pressão em função do fluxo de produção no diagrama mostrado na Figura 59. Crie outros gráficos ou esquemas caso julgar necessário ou interessante para a aprendizagem de estudos relacionados a perda de carga, ou que auxiliam, na análise e entendimento do experimento.

Quadro 11 - Medição das quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.

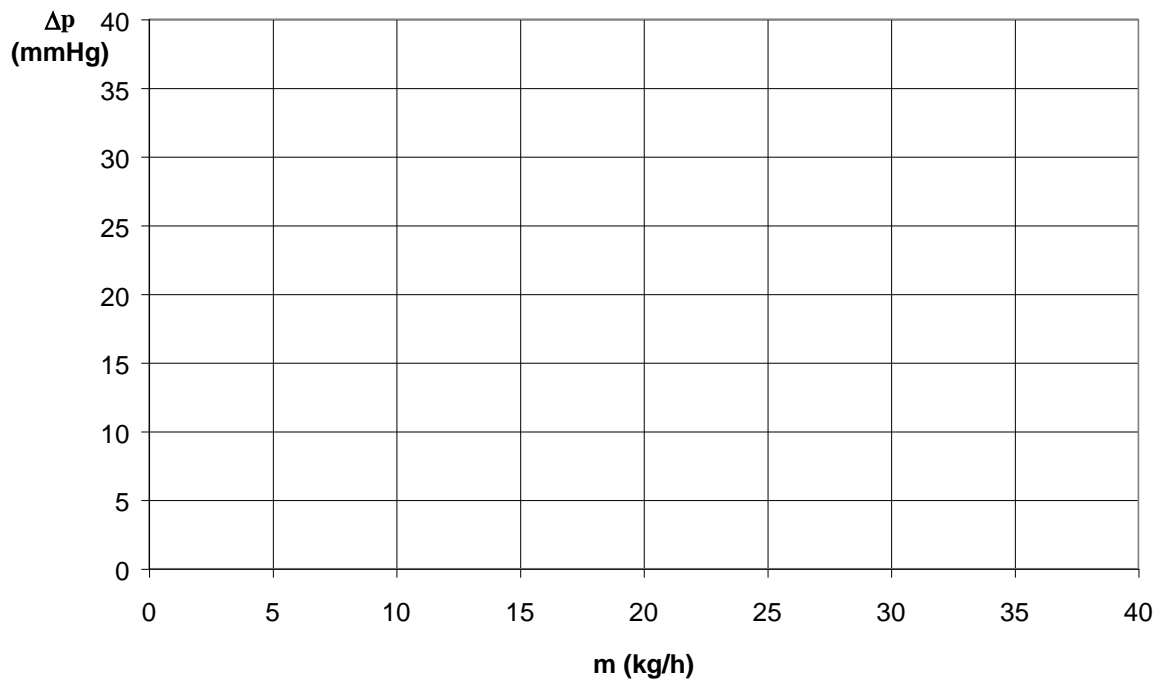
\dot{m}_1 Fluxo medido com o fluxômetro (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M ₅ (bar)	Temperatura no fluxômetro T ₁₀ (°C)	\dot{m} Fluxo atual do fl. m. (kg/h)	Δp Queda de pressão no tubo (mmHg)

Pressão do ambiente:

Temperatura do ambiente:

Fonte: O autor.

Figura 59 - Quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.



Fonte: O autor.

5.7.3 Resultados do teste

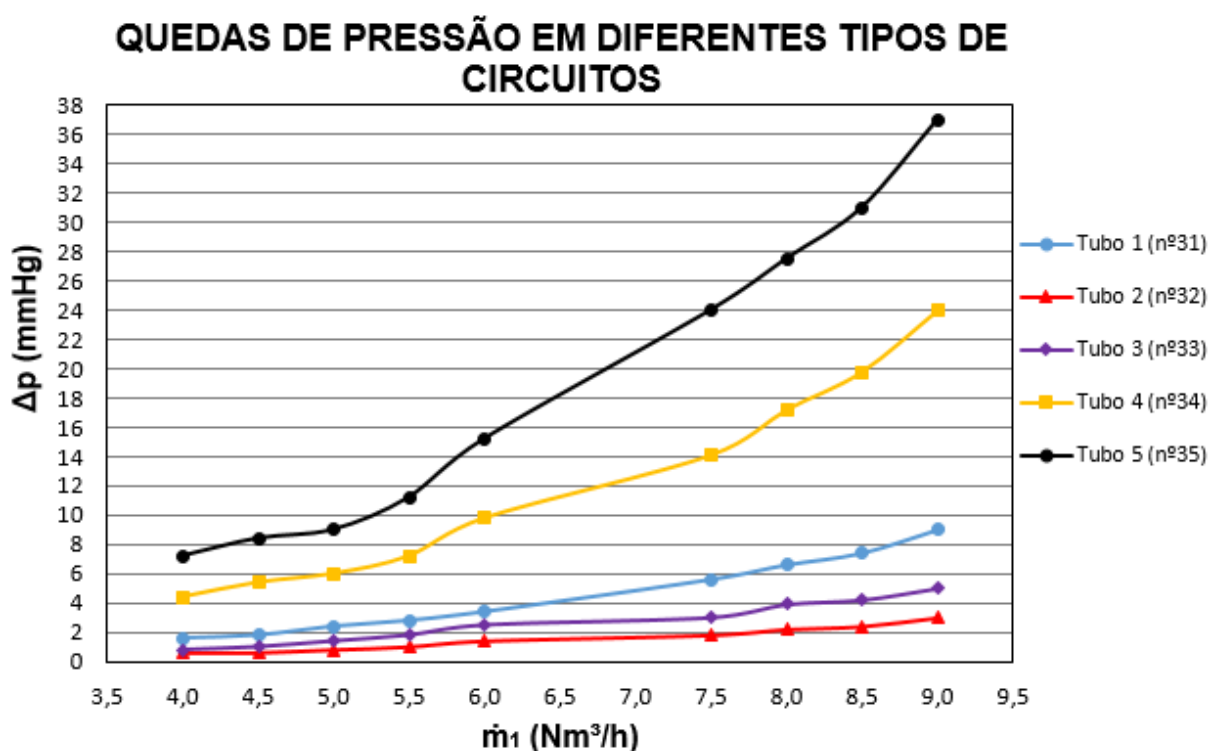
Os resultados obtidos no experimento e os dados da medição das quedas de pressão, ou perdas de carga, nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido estão apresentados na Figura 60 abaixo, assim como no Gráfico 8, onde as quedas de pressão são apresentadas de forma mais visual em função da vazão do ar comprimido.

Figura 60 - Resultado da medição das quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.

Pressão ambiente:	0,9278 bar	Temp. ambiente:	19,5 °C	Densidade corrigida:	1,1045 kg/m ³				
\dot{m}_1 Medida do fluxo de produção (Nm ³ /h)	Pressão no fluxômetro M5 (bar)	Temp. no fluxômetro T10 (°C)	\dot{m} Fluxo de produção efetivo (kg/h)	Δp_1 Queda de pressão no tubo 1 (nº31) (mmHg)	Δp_2 Queda de pressão no tubo 2 (nº32) (mmHg)	Δp_3 Queda de pressão no tubo 3 (nº33) (mmHg)	Δp_4 Queda de pressão no tubo 4 (nº34) (mmHg)	Δp_5 Queda de pressão no tubo 5 (nº35) (mmHg)	
9,0	1	19,8	10,7341	9,0	3,0	5,0	24,0	37,0	
8,5	2	20,5	14,3199	7,4	2,4	4,2	19,8	31,0	
8,0	3	21,1	16,4897	6,6	2,2	3,9	17,2	27,5	
7,5	4	21,7	17,8325	5,6	1,8	3,0	14,1	24,0	
6,0	5	22,2	15,9364	3,4	1,4	2,5	9,8	15,2	
5,5	6	22,5	15,9945	2,8	1,0	1,8	7,2	11,2	
5,0	7	23,0	15,6922	2,4	0,8	1,4	6,0	9,0	
4,5	8	23,4	15,0879	1,8	0,6	1,0	5,4	8,4	
4,0	9	23,8	14,2155	1,6	0,6	0,8	4,4	7,2	

Fonte: O autor.

Gráfico 8 - Quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido.



Fonte: O autor.

5.7.4 Análise dos resultados

Como esperado, as quedas de pressão nos tubos aumentam com o fluxo de produção crescente, além disso, elas aumentam com o aumento do comprimento do tubo, com a diminuição do diâmetro do tubo, e com o número e a brusquidão das mudanças na direção ou na seção do tubo, e com a velocidade do fluido (isto é, as quedas de pressão ou perdas de carga aumentam com a área da seção transversal decrescente do tubo).

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Ao propor o tema do trabalho foram encontradas algumas dificuldades relacionadas a parte de aquisição de dados por meio eletrônico do equipamento, devido o equipamento ter padrões antigos se comparados com os padrões tecnológicos atuais. Então foi decidido abandonar a parte de experimentação ou práticas se utilizando o sistema de aquisição de dados da bancada, assim apenas fazendo os experimentos manualmente, sem o uso de programas.

Outro inconveniente que levou a essa decisão foi o fato de que o *software* ou programa relacionado a bancada acabou por ser utilizado apenas para compreender melhor a bancada e seus testes, pois, notou-se diversos erros de cálculos e nas fórmulas da programação do mesmo dificultando assim o seu uso nos experimentos. E para se fazer o uso do sistema de aquisição de dados da bancada é necessário o uso do *software* para a aquisição por meio de um computador e como citado o *software* apresenta problemas o que também impossibilitaria tal prática.

Assim fica como sugestão para possíveis trabalhos futuros, a experimentação do sistema de aquisição de dados da bancada junto com o software através do cabo ligando a porta serial RS232 à um computador pessoal com porta semelhante ou acoplamento para o mesmo.

Outra etapa importante para o início das atividades foi a revitalização da bancada, que foi realizada a partir da limpeza da mesma, recuperação e manutenção de certos componentes, adição de partes necessárias que estavam faltando, como as mangueiras de água, recuperação dos manuais e *software* da bancada, enumeração de todos os componentes a fim de facilitar as práticas e disposição da bancada em laboratório de forma a possibilitar a realização das práticas, pois o mesmo deveria ter uma torneira de água, uma tomada 4 pinos 220V e um ralo ou local adequado para o descarte da água de refrigeração.

As especificações básicas do equipamento já estavam pré-estabelecidas nos manuais o que facilitou o trabalho de operação. No entanto no decorrer do trabalho, encontrou-se alguns problemas de operação, necessitando pequenas alterações ou adaptações, como por exemplo no manômetro de mercúrio em “U”, o qual apresenta escala máxima de 30 mmHg, impossibilitando leituras nas quais a vazão é alta, o que gerava diferenças de pressão maiores que 30 mmHg.

Após a realização operacional dos experimentos e obtenção dos dados, a etapa de cálculo e apresentação teórica dos resultados foi a etapa que desprendeu mais tempo do processo. Encontrou-se muitos problemas e dificuldades no que se trata da teoria encontrada nos manuais do equipamento, desde erros nas fórmulas até erros na teoria e na escrita. Dos 7

experimentos básicos realizados pode-se dizer que 5 deles obtiveram resultados adequados ou próximos ao esperado. No entanto experimentos como os relatados nos itens 5.5 e 5.6 obtiveram grandes diferenças nos valores obtidos, principalmente na prática do item 5.6, no que se trata da leitura da vazão por meio dos diafragmas.

Já na questão de êxito, os experimentos que mais obtiveram sucesso foram os itens 5.1 que relata a medida da potência elétrica P_{el} drenada pelo motor, potência mecânica recebida pelo compressor P_{mecc} e potência fornecida para o fluido P_i como função da razão manométrica de compressão. O item 5.7 que relata as quedas de pressão nos tubos com diferentes geometrias em função do fluxo de ar comprimido e a parte do item 5.6 que relata as quedas de pressão nos diafragmas de diferentes tamanhos em função do fluxo de ar comprimido. Pode-se dizer que a bancada é muito boa para a aprendizagem e apresentação de experimentos envolvendo perda de carga e estudos de trocadores de calor, podendo ser facilmente aplicada nas aulas práticas de matérias que envolvam tais conteúdos. No entanto em experimentos como os relatados nos item 5.2 e 5.3 notou-se uma maior dificuldade no entendimento dos mesmos por se tratar de um compressor alternado de ar, ou seja, sendo o ar um fluido compressível gerar gráficos os quais envolvam pressão ou razão manométrica e vazão mássica se torna difícil já que a variação da pressão sobre o fluido interfere na densidade do mesmo o que altera conseqüentemente a vazão mássica do fluido. Isso pode dificultar o entendimento dos alunos já que o sistema se diferencia dos sistemas mais usuais estudados, como por exemplo quando se trabalha com curvas características de turbomáquinas, como bombas centrifugas ou ventiladores, que possuem curvas de trabalho bem característica dependendo basicamente do tipo ou geometria das pás que são empregadas.

Finalmente, a reprodução das práticas mostrou a necessidade do conhecimento teórico para o desenvolvimento dos cálculos e interpretação dos resultados. Apesar de quase todas as práticas propostas terem apresentado resultados coerentes, foi necessária uma boa fundamentação teórica para chegar nos resultados. Esta preparação mostra a dificuldade dos professores em elaborar aulas práticas e funcionais, que ao mesmo tempo possam ser feitas no curto período de tempo de aula.

Fica também como sugestão para seqüência deste trabalho a realização de outras práticas, dependendo apenas da criatividade e da necessidade dos alunos ou professores que venham a se envolver com a bancada de estudos pneumáticos e compressores alternados de dupla fase – PN30D, podendo-se também incluir outros acessórios à bancada, fazendo-se assim o uso do sistema de ar comprimido já existente.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR ISO 5167-1: **Medição de vazão de fluidos por dispositivos de pressão diferencial, inserido em condutos forçados de seção transversal circular, Parte 1: Princípios e requisitos gerais.** 2. ed. Rio de Janeiro, 2008.

ABNT NBR ISO 5167-2: **Medição de vazão de fluidos por dispositivos de pressão diferencial, inseridos em condutos forçados de seção transversal circular, Parte 2: Placas de Orifício.** 2. ed. Rio de Janeiro, 2008.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo, SP: Editora McGraw-Hill Companie, 2006. 740 p.

DIDACTA ITALIA S.R.L., **Manual do usuário e guia de exercícios – PN30D unidade de estudo de compressores alternados de dupla fase.** 1. ed. 2. rev. Torino - Italia: Didacta Italia, 2015.

DIDACTA ITALIA S.R.L., **Manual do usuário e guia de exercícios – SAD/PN30D sistema de aquisição automática de dados para PN30D.** 1. ed. 1. rev. Torino - Italia: Didacta Italia, 2015.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 4 ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1998. 662 p.

GOMES, Laura V.; FRATTA, Rafael. **Implantação, avaliação e melhoria em túnel de vento e levantamento dos parâmetros de funcionamento.** Trabalho de Conclusão de Curso – Graduação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** 6a ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2008.

MACINTYRE, Archibald, J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição.** 2ª Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1990.