

RAFAEL PACCO

PROJETO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO INDUSTRIAL

RAFAEL PACCO

PROJETO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO INDUSTRIAL

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dra. Eliana Vieira Canettieri

Guaratinguetá

2013

P114p Pacco, Rafael
Projeto de uma rede de ar comprimido industrial / Rafael Pacco –
Guaratinguetá : [s.n], 2012.
61 f : il.
Bibliografia: f. 60

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
Orientadora: Prof^a Dr^a Eliana Vieira Canettieri

1. Ar comprimido 2. Compressores I. Título

CDU 621.54

PROJETO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO INDUSTRIAL

RAFAEL PACCO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO
COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

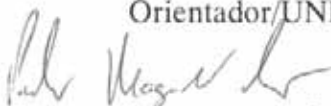
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO
DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dra. ELIANA VIEIRA CANETTIERI
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
UNESP-FEG



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP-FEG

Guaratinguetá
Fevereiro de 2013

DADOS CURRICULARES

RAFAEL PACCO

NASCIMENTO 08.08.1989 – MOGI DAS CRUZES / SP

FILIAÇÃO Paulo Roberto Pacco
Sueli Aparecida Teles Pacco

2008/2013 Curso de Graduação
Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista

dedicado de modo especial a minha família, pai, mãe e irmã, que sempre foram meus grandes incentivadores no decorrer da vida e do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família nas figuras de meus pais *Paulo* e *Sueli* e minha irmã *Paula*, pelo convívio alegre durante todos esses anos de vida, além do suporte financeiro, moral e psicológico para meu aperfeiçoamento pessoal e profissional ao longo dos anos.

ao meu orientador, *Prof^a. Dra. Eliana Vieira Canettieri* que jamais deixou de compartilhar seu conhecimento, disposição e dedicação para a realização do estudo aqui apresentado.

aos professores que fizeram parte do meu curso, onde contribuíram com suas experiências, sabedoria e conhecimento para o aproveitamento do curso.

aos funcionários do Campus de Guaratinguetá da UNESP pela dedicação, atenção e disposição em ajudar sempre que solicitados.

à EAS Engenharia, em particular na pessoa do engenheiro *José Maria*, pelos dados utilizados no estudo apresentado e principalmente pela colaboração no desenvolvimento do trabalho.

aos amigos, colegas e conhecidos que fizeram parte desse período.

PACCO, R. **Projeto de uma rede de ar comprimido industrial**. 2013. 61f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Neste trabalho é apresentado o histórico do uso de ar comprimido pela humanidade, o panorama geral de seu uso e as principais etapas de um projeto para implantação de uma rede industrial de ar comprimido, desde a seleção de um compressor adequado até o dimensionamento da rede de distribuição, discutindo as diferentes possibilidades e características, assim como a viabilidade de cada uma delas. É discutido um estudo de caso de uma empresa alimentícia onde foi implementada uma rede industrial de ar comprimido. Foram coletadas informações junto à indústria alimentícia referentes aos pontos consumidores de ar comprimido assim como o “layout” da nova instalação, sendo esta última necessária para a elaboração do sistema de distribuição. Para o dimensionamento da rede de distribuição foram usados dois métodos, analítico e via nomograma, que se complementaram para a obtenção da tubulação adequada do ponto de vista técnico e financeiro.

PALAVRAS-CHAVE: Ar comprimido. Compressores. Dimensionamento de rede de distribuição. Via analítico e nomograma.

PACCO, R. **Design of an industrial compressed air network.** 2013. 61f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

In this study was shown the historical uses of compressed air by humanity, the general scenario of its uses and the most important steps of a project to set up an industrial network of compressed air, from the selection of a suitable compressor to the design of a distribution network, discussing all the possibilities and their characteristics as well as the feasibility of them. A case study was conducted in a food company where was implemented an industrial compressed air network. Information was collected regarding the consumers points of compressed air, as well as the layout of the new facility, necessary for the development of the distribution system. Two methods were used, analytical and nomogram, which complemented each other to the definition of appropriated tubing, both financially and physically.

KEYWORDS: Compressed air. Compressors. Distribution network design. Analytical and nomogram routes.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Custo de propriedade de um sistema de ar comprimido em 10 anos (METALPLAN, 2006).....	16
Figura 2 - Pressões absoluta e manométrica, mostrando níveis de referência (FOX <i>et al.</i> , 2006).....	17
Figura 3 - Composição do ar atmosférico (SILVA, 2002).....	19
Figura 4 - Tipos de Compressores (SILVA, 2002).	25
Figura 5 - Faixas de operação dos diferentes tipos de compressores (METALPLAN, 2006).	26
Figura 6 - Compressores de êmbolo de simples e duplo estágio, respectivamente (SILVA, 2002).....	27
Figura 7 - Compressor de membrana (SILVA, 2002).....	28
Figura 8 - Compressor rotativo (SILVA, 2002).	28
Figura 9 - Compressor de parafuso (SILVA, 2002).	29
Figura 10 - Compressor de lóbulos (SILVA, 2002).....	30
Figura 11 - Compressor axial (SILVA, 2002).....	31
Figura 12 - Compressor radial (SILVA, 2002).....	31
Figura 13 - Geração, tratamento e distribuição de ar comprimido (SILVA, 2002).	32
Figura 14 - Instalação típica de um sistema de geração de ar comprimido (ROLLINS, 2004).	33
Figura 15 - Compressor "pack" (BRUCOMPRESSORES, 2013).	36
Figura 16 - Painel sequencial para controle de três compressores recíprocos (ROLLINS, 2004).	38
Figura 17 - Tubulação de distribuição de ar comprimido em anel, com ramificações (METALPLAN, 2006).	39
Figura 18 - Conexão recomendável entre tubulação principal e ponto de consumo (METALPLAN, 2006).	39
Figura 19 - Simulação da instalação do compressor, secador e reservatório de ar comprimido.	45
Figura 20 - Anel principal, simplificado.	46
Figura 21 - Ramificações principais derivadas do anel principal de distribuição.	48
Figura 22 - Identificação das ramificações secundárias e seus respectivos comprimentos.....	52
Figura 23 - Nomograma utilizado (PARKER, 2006).....	56
Figura 24 - Nomograma com as retas referentes aos dados do anel principal (PARKER, 2006).....	57
Figura 25 - Simulação da rede de distribuição de ar comprimido, vista de cima.....	58
Figura 26 - Vista em detalhes das ramificações principais.	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condições da atmosfera-padrão americana no nível do mar (FOX <i>et al.</i> , 2006)....	18
Tabela 2 - Umidade máxima (f) absorvida pelo ar em função da temperatura (ROLLINS, 2004).....	20
Tabela 3 – Classes de qualidade pela norma ISO-8573-1 (METALPLAN, 2006).	24
Tabela 4 - Consumo de ar comprimido da nova instalação.....	41
Tabela 5 - Dados para a seleção de um reservatório (ROLLINS, 2004).....	45
Tabela 6 – Comprimento equivalente de tubulação, em metros (PARKER, 2006).	47
Tabela 7 - Dados referentes às ramificações principais e diâmetros obtidos após cálculo.	52
Tabela 8 - Dados referentes às ramificações secundárias e diâmetros obtidos após cálculo. ..	53
Tabela 9 - Dados dos trechos finais da tubulação	54
Tabela 10 - Dados das ramificações principais para utilização do nomograma e o resultado obtido.....	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
2	Objetivo geral	14
2.1	Objetivo principal	14
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3.1	Alguns usos gerais do ar comprimido.....	15
3.2	Comportamento do ar comprimido.....	17
3.3	Pressão	17
3.4	Gás ideal	18
3.5	Composição do ar e ar comprimido	19
3.6	Influência da umidade.....	20
3.6.1	Exemplo de condensação da umidade presente na compressão de ar	21
3.7	Tipos de secadores de ar	22
3.7.1	Secadores deliquescentes.....	22
3.7.2	Secadores dessecantes regenerativos (de absorção)	22
3.7.3	Secadores de refrigeração.....	23
3.8	Filtros de ar	23
3.9	Qualidade do ar comprimido	24
3.10	Compressores	25
3.10.1	Compressores de êmbolo.....	26
3.10.2	Compressor de membrana	27
3.10.3	Compressor Rotativo	28
3.10.4	Compressor de parafuso	29
3.10.5	Compressor de lóbulos (roots).....	29
3.10.6	Turbo-compressores (compressores rotativos).....	30
4	SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO	32
4.1	Objetivo do sistema de ar comprimido	32
4.2	Projetando um sistema de ar comprimido.....	33
4.2.1	Estabelecer a capacidade necessária do compressor	34
4.2.2	Seleção do número de compressores	34
4.2.3	Regulagem do sistema de ar comprimido.....	36
4.2.4	Seleção de compressor: tipo e fabricante	37

4.2.5	Checagem da necessidade de sistemas automáticos de alerta e desligamento ...	38
4.2.6	Checagem do sistema de distribuição de ar comprimido	38
5	ESTUDO DE CASO	40
5.1	Metodologia	43
6	Resultados.....	44
6.1	Via analítica	46
6.2	Via nomograma.....	55
7	CONCLUSÕES	59
8	REFERÊNCIAS	60
	APÊNDICE A - Vista em planta do galpão	

1 INTRODUÇÃO

O uso do ar comprimido na indústria é justificado pelo fato dele ser um condutor de energia para variadas áreas de aplicações industriais. No caso, conduz-se energia pneumática que será transformada em energia mecânica na maior parte das operações. Paralelamente, existem outros condutores de energia a disposição, tais como fluidos para sistemas hidráulicos, e energia elétrica para sistemas elétricos. Segundo Bosch (2008), o ar comprimido vem sendo aplicado como meio de racionalização do trabalho na indústria, e vem ocupando cada vez mais espaço em aplicações industriais. Porém, somente na metade do século XIX que este recurso atingiu o uso industrial.

Segundo Parker (2006), registros históricos mostram que o uso desse recurso é anterior a Da Vinci, que o dominou e o utilizou em diversos inventos. Em passagens da bíblia são encontradas referências ao uso do ar comprimido, principalmente na fundição de metais, tais como: ferro, prata, chumbo e estanho. No século III a.C., Ctesibios fundou a escola de mecânicos, em Alexandria (vigoroso centro cultural do mundo helênico), e tornou-se o precursor da técnica de compressão do ar, onde eram construídas máquinas impulsionadas por ar comprimido. A partir daí, o desenvolvimento da energia pneumática foi deixada de lado por um longo período, até o seu renascimento nos séculos XVI e XVII através de grandes cientistas como Galileu, Otto Von Guericke, Roberto Boyle entre outros que passaram a observar a lei de compressão e expansão dos gases. Encerrando esse período, cita-se o inventor do barômetro, Evangelista Torricelli. Com o passar do tempo e o surgimento de novas demandas e necessidades, foram desenvolvidas várias maneiras de aplicações do ar. Das máquinas impulsionadas por ar comprimido na Alexandria até as mais sofisticadas aplicações eletro-pneumáticas atuais, o homem sempre tentou domar essa energia para utilizá-la a seu favor.

Segundo Santos e Silva (2009), sob a ótica das aplicações o ar comprimido pode ser dividido, além da energia, em processo e controle. O uso energético desse recurso é verificado em operações em que essa energia é usada para produzir movimento e/ou exercer uma força. Já o uso em processo é definido quando o ar comprimido participa do próprio processo, tais como: combustão, refrigeração, aeração etc. As operações de controle são aquelas em que o ar comprimido comuta, inicia, para, modula ou ainda opera máquinas e processos de outras maneiras.

Em alguns ramos industriais, o ar comprimido pode ser utilizado apenas como energia, em outras pode estar ligado apenas ao uso em processos, mas, na maioria dos casos, esse recurso é usado tanto como fornecedor de energia quanto em processos e controle industriais.

2 OBJETIVO GERAL

Projetar um sistema de geração e distribuição de ar comprimido que atenda a demanda de pressão e vazão requeridas pela ampliação da instalação em uma indústria alimentícia localizada na cidade de Mogi das Cruzes, SP.

2.1 Objetivo principal

O objetivo principal do trabalho foi o dimensionamento da rede de distribuição do ar comprimido uma vez que a empresa já possuía um compressor do tipo parafuso ocioso em outra unidade da indústria e foi constatado a partir de critérios técnicos que este atendia a demanda da nova instalação.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O ar comprimido auxilia a humanidade a tratar dos mais diversos problemas de nossa complexa indústria e até do comércio. Desde indústrias de produtos primários, onde são fornecidos produtos para que outras indústrias utilizem em seus processos, até na fabricação de produtos pesados. Encontrado também em indústrias leves, assim como em fábricas de produtos de consumo, tais quais alimentícia e bebidas. Também utilizado em processamento e embalagem de produtos, assim como em transportes, construção civil e pesada e também em manutenção industrial.

3.1 Alguns usos gerais do ar comprimido

De acordo com Rollins (2004), em uma unidade fabril de porte médio, há a possibilidade de uso em dezenas de aplicações diferentes, como em um sistema que aciona prensas de estampagem, apertadeiras pneumáticas, controle e aeração, e ainda assim, fazer parte de um processo químico e/ou produção.

Alem disso, existem aplicações muito difundidas para as quais o ar comprimido é de extrema importância ou essencial, tais como:

- Manutenção fabril: principalmente com ferramentas pneumáticas, tais como rompedores de concreto e martelos pneumáticos.
- Linha de montagem: parafusadeiras e apertadeiras pneumáticas são largamente utilizadas nas linhas de montagem, sendo essenciais nessas operações onde a fadiga humana é um fator importante.
- Motores pneumáticos: muito utilizados em uma grande variedade de aplicações, pois sua velocidade pode ser facilmente variada, assim como a partida e a parada são realizadas rapidamente.
- Automatização e estações automáticas de montagem: circuitos de ar e controle pneumáticos permitem integração de ferramentas pneumáticas e dispositivos auxiliares em uma única máquina.

Como possui essa variada gama de utilidades, o ar comprimido é utilizado em várias indústrias e instituições importantes da nossa sociedade, tais como:

- Aviação: através de furadeiras, chaves de aperto e rebiteadeiras pneumáticas;

- Automobilística: mesmos casos da aviação, além de máquinas-ferramenta que servem para transportar partes pesadas de/para outro lugar da linha de montagem;
- Bebidas: engarrafadoras de refrigerantes e cervejas;
- Construção civil: variada utilização com destaque para os rompedores de concreto, mais conhecidos como britadeiras;
- Alimentícia: grande utilização devido à importância da não-contaminação dos seus produtos, estando presente em atuadores pneumáticos utilizados em empacotadores, padarias, moinhos, refinadores. Também utilizado na transferência de líquidos e grãos de vagões ferroviários e caminhões.

Segundo Metalplan (2012), o principal gasto referente ao emprego de ar comprimido está relacionado ao gasto energético necessário para sua obtenção (Figura 1). Estima-se que em um ano comprime-se em torno de cinco bilhões de toneladas de ar, levando a um gasto energético da ordem de 400.000 GWh. Para efeito de comparação, a usina hidrelétrica de Itaipu produziu, em 2010, 86.000 GWh. Já o consumo energético do Brasil no ano de 2010 foi de 420.000 GWh. O custo total com ar comprimido atingiu a ordem de 33 bilhões de reais.

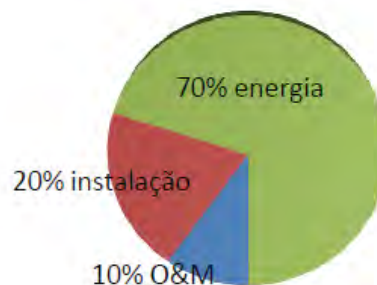


Figura 1 - Custo de propriedade de um sistema de ar comprimido em 10 anos (METALPLAN, 2006).

Como visto o ar comprimido é uma fonte de energia que demanda um gasto elevado em energia elétrica, podendo custar de sete a dez vezes mais que a energia elétrica em uma aplicação similar. Segundo Metalplan (2006), no meio industrial 100 m³ de ar comprimido custa cerca de R\$ 0,85 apenas em energia elétrica. Os principais fatores que justificam o uso dessa forma de energia são flexibilidade, conveniência, segurança e relativa facilidade de armazenamento.

3.2 Comportamento do ar comprimido

Essa forma de energia é resultante da compressão do ar atmosférico, por um compressor que consome energia mecânica para seu funcionamento. Mas para compreender o comportamento do ar comprimido, temos que apresentar e entender o conceito de gás ideal. Nesse estudo, o conceito de pressão é de suma importância para a compreensão desse comportamento.

3.3 Pressão

Os gases são constituídos por moléculas em constante movimento (agitação) as quais exercem uma energia de pressão no ambiente ou recipiente em que está contido. As medidas de pressão podem ter dois pontos de referência, o zero absoluto (vácuo), e a pressão atmosférica. Os valores de pressão devem ser estabelecidos em relação a um nível de referência. Se o nível de referência for o vácuo, a pressão é denominada absoluta, como mostrado na Figura 2. A maioria dos medidores de pressão indica uma diferença de pressão – a diferença entre a pressão medida e a pressão do ambiente (pressão atmosférica local). Os níveis de pressão medidos em relação à pressão atmosférica são denominadas pressões manométricas.

Assim,

$$P_{abs} = P_{atm} + |P_{man}|$$

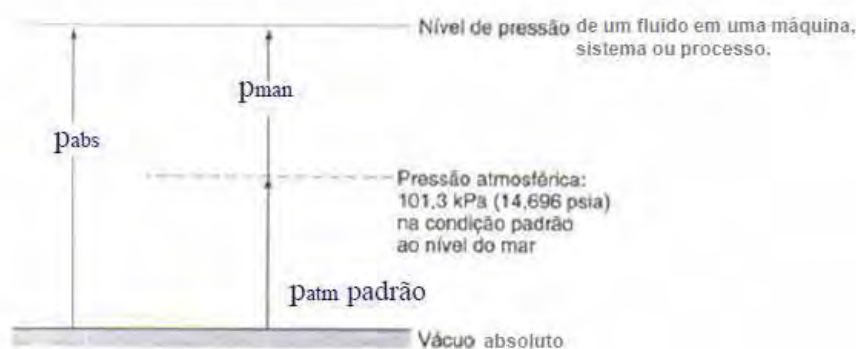


Figura 2 - Pressões absoluta e manométrica, mostrando níveis de referência (FOX *et al.*, 2006).

A existência da pressão atmosférica é dada pela presença de ar (gases) na camada que envolve a terra, e varia conforme a altitude e sua densidade, portanto não tem valor constante.

Condições da atmosfera padrão nos EUA ao nível do mar estão resumidas na Tabela 1. Esses valores são utilizados como referência para a Atmosfera-padrão.

Tabela 1 - Condições da atmosfera-padrão americana no nível do mar (FOX *et al.*, 2006).

Propriedade	Símbolo	SI	Inglês
Temperatura	T		59°F
Pressão	p	101,3 kPa (abs)	14,696 psia
Massa específica	ρ		0,002377 slug/pé ³
Peso específico	γ	-	0,07651 lbf/pé
Viscosidade	μ	$1,789 \times 10^{-5}$ kg/(m.s)(Pa.s)	$3,737 \times 10^{-7}$ lbf.s/pé ²

3.4 Gás ideal

Segundo Van Wylen (2009), das propriedades gerais dos gases, tem-se que eles ocupam a totalidade do volume disponível e produzem forças devido à pressão exercida pelas moléculas em constante movimento. Em uma mistura de vários gases, cada gás comporta-se como se os outros não existissem e a pressão total será dada pela soma de todas as pressões de cada gás (pressão parcial). Como o vapor é produzido pela evaporação de líquidos, dependendo da temperatura, poderá haver evaporação até a pressão máxima de vapor (função da temperatura), sendo então vapor saturado. Os gases estudados podem ser entendidos como vapores superaquecidos, atendendo as leis físicas dos gases, o mesmo não se aplicando ao vapor saturado. Na pneumática os termos gases reais e ideais são constantemente utilizados, sendo o gás real aquele vapor superaquecido que se condensa a certa temperatura, já o gás ideal não se condensa no resfriamento até o zero absoluto, sendo então um estado ideal, facilitando o modelo e equacionamento teórico de seu comportamento, não ocorrendo na prática. Mas, uma vez que o ponto de condensação para os gases reais é dado em altas pressões e temperaturas muito baixas, a princípio, podem-se tratar os gases reais como ideais.

Sendo assim, o estado de um gás pode ser determinado a partir de dados de pressão (P), temperatura (T) e volume (V), através da equação:

$$\frac{PV}{T} = cte$$

Sendo a unidade de temperatura Kelvin. Inserindo a massa nessa equação:

$$PV = mRT$$

Com $R = 287$ J/kg.K, constante do gás para o ar. Portanto, a densidade será:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{P}{RT}$$

3.5 Composição do ar e ar comprimido

O ar atmosférico é composto essencialmente por Nitrogênio (N_2) e Oxigênio (O_2), juntos compõem aproximadamente 99% da mistura do ar, sendo que o resto 1%, é a soma de outros gases que compõem o ar (Figura 3).

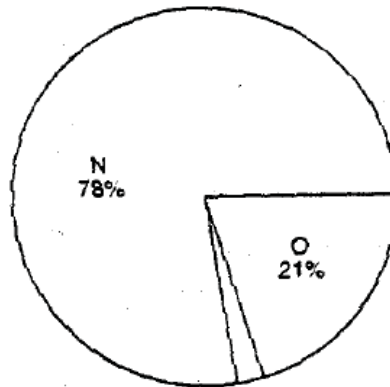


Figura 3 - Composição do ar atmosférico (SILVA, 2002).

Soma-se a essa composição, a presença de água no estado de vapor, sendo a capacidade de absorção de vapor d'água no ar dependente da temperatura ambiente. Sendo ultrapassada essa capacidade o excesso de vapor d'água se condensa e se precipita (neblina, pingos etc.).

A umidade máxima do ar ($f_{m\acute{a}x}$) é dada pela máxima massa de vapor d'água contida em um volume de ar, dada uma temperatura. Já a umidade absoluta, é a efetiva quantidade de vapor d'água presente em um dado volume. Portanto a umidade relativa será dada por:

$$\varphi = \frac{f}{f_{m\acute{a}x}} 100\%$$

O conteúdo máximo de vapor d'água no ar saturado, para cada temperatura, é dado pela Tabela 2.

Tabela 2 - Umidade máxima (f) absorvida pelo ar em função da temperatura (ROLLINS, 2004).

T (°C)	f (g/cm ³)
-20	0,9
-10	2,1
0	4,9
10	9,4
20	17,2
30	30
40	51
50	83
60	130
80	292
100	800

Conforme observado, a $f_{\text{máx}}$ varia conforme a temperatura, portanto é normal expressar a umidade máxima pela respectiva temperatura, denominado temperatura de orvalho, sendo o ponto de orvalho também definido como a temperatura que um gás deverá ser esfriado para que possa ser obtido vapor d'água condensado.

O ar comprimido é o ar atmosférico condensado que armazena energia de pressão, tendo então condições de realizar trabalho. No processo de compressão, é produzido calor, já no processo de expansão, o ar perde calor.

3.6 Influência da umidade

A presença de umidade em operações que utilizam o ar comprimido causa muitos problemas, dentre eles, a oxidação e aumento do desgaste de peças em movimento, pois os lubrificantes são retirados e lavados pela umidade. Por exemplo, em pinturas aplicadas com ar comprimido, a cor, a aderência e o acabamento são afetados negativamente pela presença de umidade, segundo Rollins (2004).

Em sistemas de controle pneumático, a umidade também exerce uma influencia negativa, devido à ferrugem, incrustações e orifícios obstruídos, que levam a defeitos na operação desses sistemas de controle podendo danificar produtos finais e até paralisar a

produção. Em países com invernos rigorosos, o congelamento da umidade nas tubulações muitas vezes resulta em operações defeituosas de tais controles.

O fato é que a umidade sempre estará presente no processo de obtenção do ar comprimido, cabendo ao engenheiro responsável pelo projeto determinar qual seria o processo de secagem do ar comprimido mais adequado para suas finalidades.

3.6.1 Exemplo de condensação da umidade presente na compressão de ar

Exemplo dado por Dall'Amico (2003), um volume de 10 m³ de ar atmosférico a uma temperatura de 15°C e 65% de umidade relativa é comprimido a uma pressão relativa de 6 bar, a temperatura sofre um incremento de 10°C, passando a 25°C. Qual será a quantidade de água que se condensará?

Como a quantidade de água retida pelo ar depende da temperatura, pela Tabela 2, sabemos que 1 m³ de ar terá a capacidade de reter 13,3 gramas de água. Como o volume de ar comprimido foi de 10 m³, a quantidade máxima de água retida será:

$$f_{m\acute{a}x} = 10 \text{ m}^3 \times 13,3 \frac{\text{g}}{\text{m}^3}$$

$$f_{m\acute{a}x} = 133 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}$$

Dada a umidade relativa de 65%:

$$f = f_{m\acute{a}x} \times 0,65$$

$$f = 133 \text{ g} \times 0,65$$

$$f = 86,5 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}$$

Cálculo do volume de ar a uma pressão relativa de 6 bar, da lei dos gases:

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2$$

$$V_2 = \frac{P_1}{P_2} \times V_1$$

$$V_2 = \frac{1,013 \text{ bar}}{(1,013 + 6) \text{ bar}} \times 10 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 1,44 \text{ m}^3$$

Pela tabela 1, 1 m³ de ar a 25°C pode conter no máximo 23,6 g_{H2O}.

$$f' = 1,44 \text{ m}^3 \times 23,6 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{m}^3$$

$$f' = 34 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}$$

A diferença entre a umidade presente no ar antes da compressão, e a máxima umidade permissível do ar depois da compressão e com incremento de temperatura ($f - f'$), será a massa de água que se condensará após a compressão do ar atmosférico.

$$m_{H_2O_{cond.}} = 86,5 \text{ g}_{H_2O} - 34 \text{ g}_{H_2O}$$

$$m_{H_2O_{cond.}} = 52,5 \text{ g}_{H_2O}$$

O exemplo ilustra como a umidade pode influenciar de maneira significativa a operação de um sistema de compressão de ar, ainda mais se a demanda por compressão de ar for da ordem de centenas de metros cúbicos por hora, a massa de condensado crescerá perigosamente, requerendo do projeto um sistema de secagem de ar comprimido muito eficaz.

3.7 Tipos de secadores de ar

De acordo com Rollins (2004), existem basicamente três tipos de secadores: deliqüescentes, dessecantes regenerativos e de refrigeração.

3.7.1 Secadores deliqüescentes

Esses secadores trabalham com materiais secantes higroscópicos, ou seja, tem uma elevada afinidade com a água. O material dessecante retira vapor de água do ar comprimido dissolvendo-se no líquido formado, portanto essa substância é consumida com o tempo, sendo necessária sua reposição, em geral de duas a três vezes ao ano.

As vantagens dos secadores deliqüescentes são o seu baixo custo inicial e a não existência de peças móveis.

Entretanto, possui como desvantagens: redução limitada do ponto de orvalho, substituição regular, manutenção cara, falhas na filtragem podem levar o líquido formado para a tubulação de distribuição, alguns materiais dessecantes fundem-se acima de 32°C, tornando-os sem efeito.

3.7.2 Secadores dessecantes regenerativos (de absorção)

Usam um dessecante que absorve a umidade em milhares de pequenos poros em cada partícula do dessecante. O dessecante pode ser regenerado pela aplicação de calor ou por ar seco e quente. Necessitam de duas ou mais torres de dessecante para uma operação contínua, pois enquanto uma torre está sendo regenerada a outra seca o ar comprimido.

Algumas vantagens dos secadores regenerativos de absorção são: baixo ponto de orvalho obtido, nenhuma água para ser drenada e custo de operação moderado.

Tem como desvantagens: alto custo inicial, manutenção periódica nas torres do dessecante e caso haja falha na filtragem de óleo, este pode cobrir o material dessecante, tornando-o sem efeito.

3.7.3 Secadores de refrigeração

Operam como ar-condicionado residencial ou geladeiras, sendo o ar resfriado por um trocador de calor refrigerante/ar quente. Refrigerantes tipicamente usados são o freon 12 ou 22. Ao passo que o ar vai sendo resfriado, sua capacidade de absorver umidade diminui, sendo então coletado o condensado resultante.

Algumas das vantagens dos secadores de refrigeração são: ponto de orvalho constante, pouca manutenção, baixo custo de operação e não é danificado por vapores de óleo e aerossóis.

A principal desvantagem desse tipo de secador é que ele não pode atingir pontos de orvalho muito baixos, sob pena de solidificação do condensado o que causaria restrições ao fluxo de ar.

3.8 Filtros de ar

Como os compressores movimentam grandes volumes de ar por um longo período, sujeiras contidas no ar podem se acumular em um volume considerável. É função do filtro manter a quantidade de sujeira e materiais abrasivos dentro de limites aceitáveis. A melhor maneira de escolher um filtro de ar depende de um ajuste entre um certo número de variáveis, dentre as quais: projeto dos filtros, necessidades do compressor e as condições atmosféricas locais. Segundo Rollins (2004), os filtros de ar são classificados em três tipos: úmido, banho de óleo e seco.

Os filtros umidificados por óleo consistem de um material filtrante composto de camadas múltiplas de arames, telas ou materiais fibrosos. O material filtrante normalmente estará contido dentro de um recipiente, que periodicamente devem ser removidos e limpos de acordo com especificações do fabricante. Por fim, os elementos são recobertos com óleo e instalados.

Os filtros de banho de óleo passam o ar primeiro através de um reservatório de óleo, sendo então seguidos pelo elemento filtrante.

Já os filtros do tipo seco utilizam materiais espaçados para bloquear a penetração de partículas. Quanto menor for o espaço entre os materiais maior sua eficiência, porém irá requerer constante manutenção para evitar o bloqueio da passagem de ar.

3.9 Qualidade do ar comprimido

Em função dos diferentes tipos de secadores disponíveis e também dos diferentes tipos de filtros, o ar comprimido resultante ainda assim irá conter concentrações de partículas sólidas, água e óleo, ainda que em pequenas concentrações.

Segundo Metalplan (2006), a norma internacional ISO-8573-1 é a referencia central para uso geral de ar comprimido, excetuando-se usos muito particulares como ar medicinal, respiração humana entre outros.

A Tabela 3 ilustra as diferentes classificações do ar comprimido em relação as concentrações de partículas contaminantes.

Tabela 3 – Classes de qualidade pela norma ISO-8573-1 (METALPLAN, 2006).

Classe de qualidade	Sólidos (μm)	Água ($^{\circ}\text{C}$)	Óleo (mg/m^3)
1	0,1	-70	0,01
2	1	-40	0,1
3	5	-20	1
4	15	3	5
5	40	7	25
6	x	10	x
7	x	Não especificado	x

3.10 Compressores

Trata-se de uma máquina de fluxo responsável por transformar energia mecânica/elétrica, em energia de pressão, ou seja, ar comprimido. Existem variados tipos de compressores como ilustrado na Figura 4 a seguir.

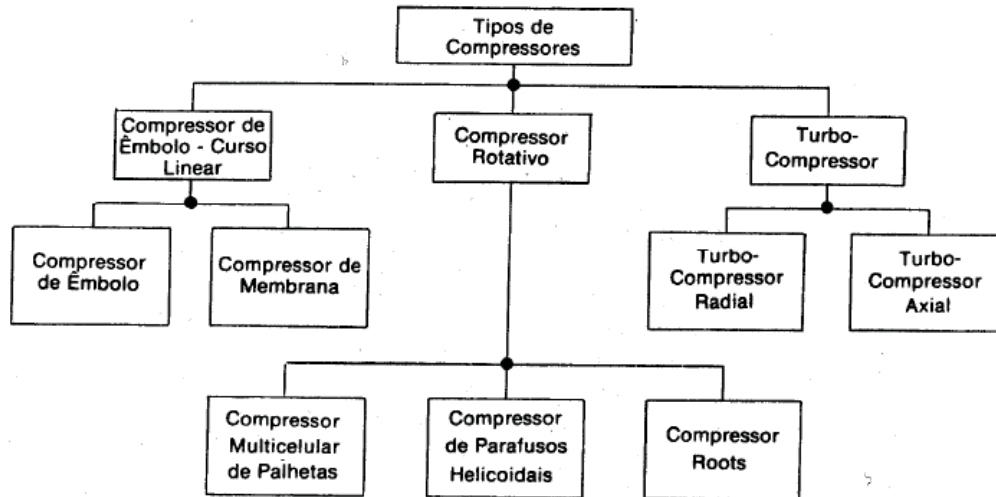


Figura 4 - Tipos de Compressores (SILVA, 2002).

Os compressores de embolo e os rotativos têm por característica comprimir certo volume fixo de ar por ciclo, por isso também são classificados como compressores volumétricos. Os turbo-compressores comprimem o ar forçando seu escoamento através de um bocal, transformando assim energia cinética em energia de pressão.

A Figura 5 mostra essa diversidade de concepções de construção e funcionamento de compressores serve para ilustrar que cada compressor atua em uma determinada faixa de pressão e vazão, possuindo todos suas vantagens e desvantagens cabendo ao engenheiro que projetará o sistema de compressão especificar o equipamento mais adequado para sua necessidade, levando em conta desde a faixa de operação, de vazão e de compressão, até fatores como maior ou menor exigência de manutenção, necessidade de instalação de separadores de óleo, rendimento dentre outras coisas.

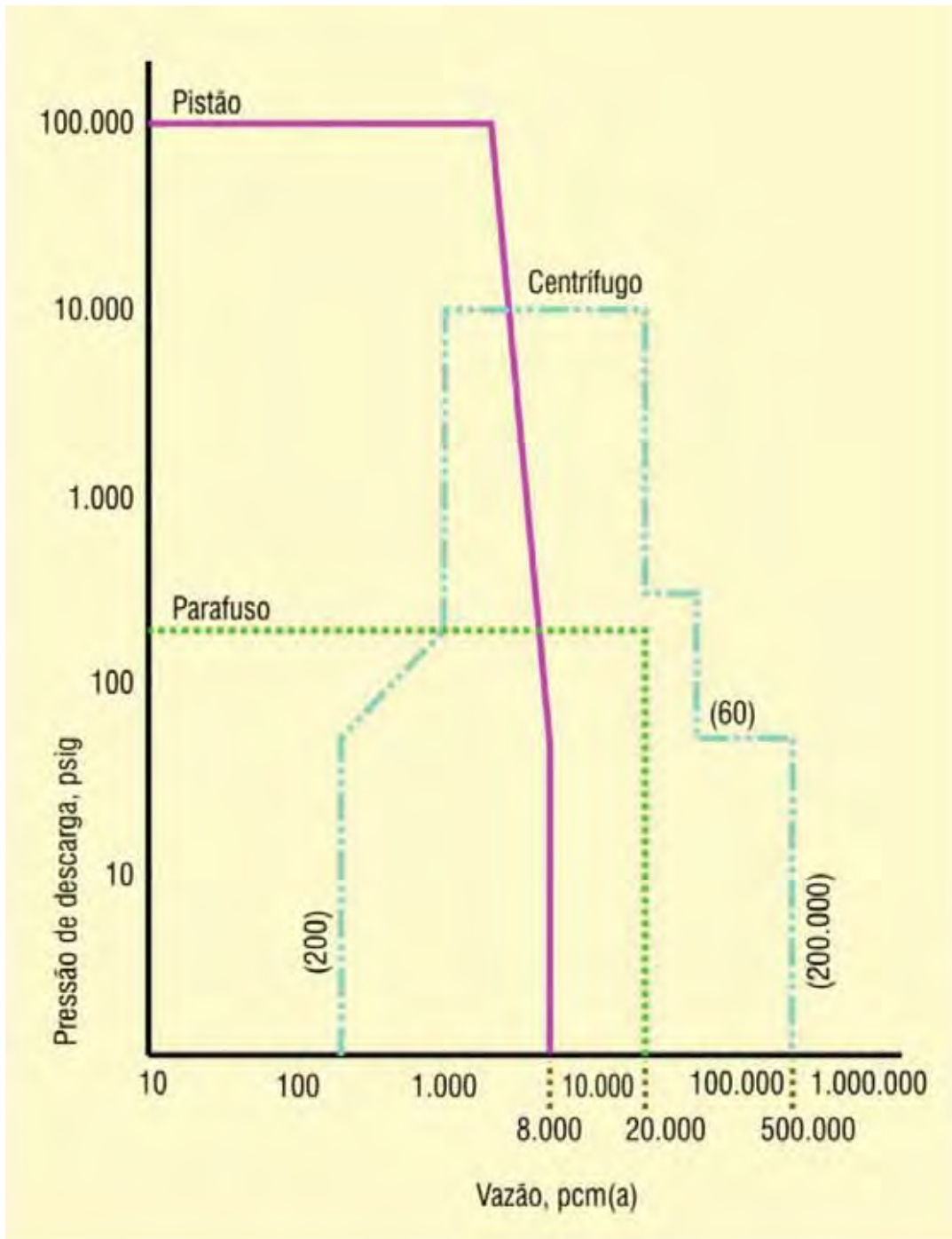


Figura 5 - Faixas de operação dos diferentes tipos de compressores (METALPLAN, 2006).

3.10.1 Compressores de êmbolo.

Sua operação consiste na utilização de um sistema biela-manivela, semelhante à de um automóvel, acionado por um motor de combustão ou um motor elétrico (Figura 6).

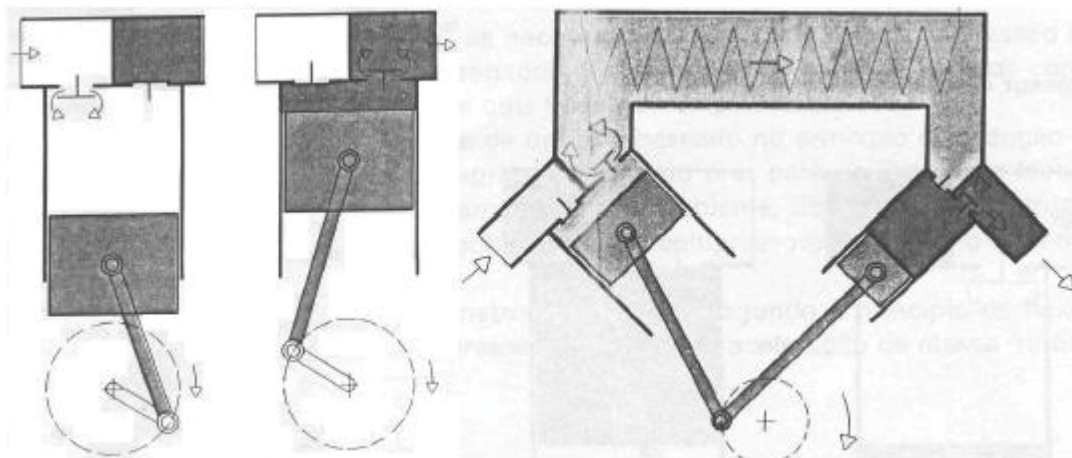


Figura 6 - Compressores de êmbolo de simples e duplo estágio, respectivamente (SILVA, 2002).

Nesse tipo de compressor o ar é aspirado através da abertura de válvulas de pressão sendo aspirado para dentro da câmara de compressão até o pistão atingir o ponto morto superior para então ser comprimido à medida que o pistão vai atingindo o ponto morto inferior, sendo liberado pela válvula de escape assim que isso acontece. Esses são os compressores mais utilizados, devido a sua grande flexibilidade de utilização, tanto para vazão quanto para pressão. Sua faixa de pressão de operação econômica é de 8 a 10 bar. Quando a razão de compressão requerida é muito alta, ocorrem muitas perdas térmicas, sendo necessária a utilização de multi-estágios, em que cada estágio ocorrerá um aumento de pressão. Também haverá aletas em torno de cada pistão para a dissipação de calor gerada pela compressão. Refrigeração à água será necessária em alguns casos.

A grande desvantagem desse tipo de compressor são as pulsações no fornecimento do fluxo de ar, além de oscilações de pressão.

3.10.2 Compressor de membrana

O compressor de membrana (Figura 7) é uma variação desse tipo de compressor, que, como o próprio nome diz, possui uma membrana, a fim de isolar do fluxo de ar comprimido das peças do compressor, evitando resquícios de óleo. Por essa razão, é muito utilizado nas indústrias alimentícia e farmacêutica.

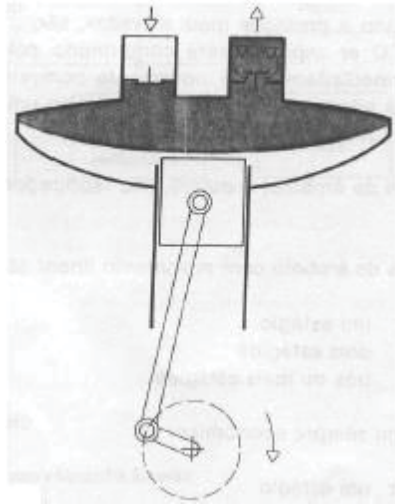


Figura 7 - Compressor de membrana (SILVA, 2002).

3.10.3 Compressor Rotativo

Os compressores rotativos (Figura 8) têm como princípio de funcionamento um rotor girando no interior de uma carcaça, sendo acionado por um motor elétrico ou de combustão. Como o rotor situa-se excentricamente à carcaça, suas palhetas deslizam em guias para comprimir o ar.

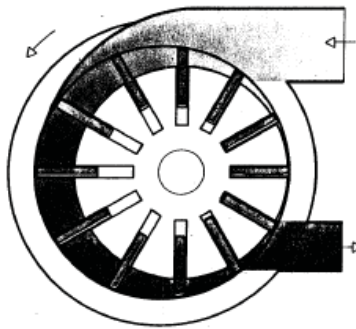


Figura 8 - Compressor rotativo (SILVA, 2002).

No compressor rotativo, nota-se que o ar é ligeiramente comprimido ao curso do rotor, sendo assim o fluxo de ar comprimido gerado é pouco pulsante, porém resultam em pressão de operação mais baixas.

3.10.4 Compressor de parafuso

Tem como conceito de funcionamento dois parafusos, com cada parafuso ligado a seu respectivo eixo de rotação, portanto o ar é continuamente deslocado entre os parafusos com isso não sofre golpes de pressão e aspiração, fornecendo um fluxo contínuo de ar comprimido (Figura 9). Tem como características seu pequeno tamanho e permitem alta rotação, gerando assim um alto consumo de potência. Apesar do alto preço, é um dos tipos preferidos de compressores do mercado por apresentar fluxo contínuo e altas pressões de trabalho.

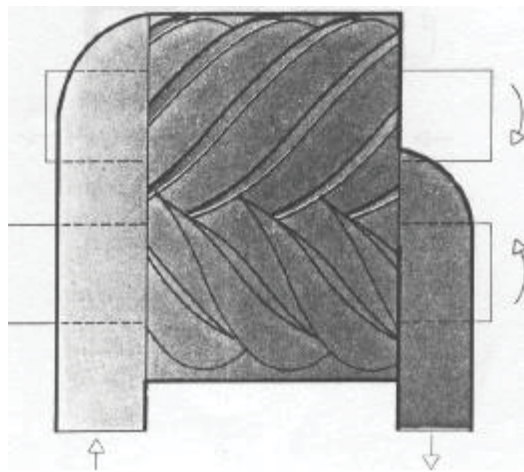


Figura 9 - Compressor de parafuso (SILVA, 2002).

3.10.5 Compressor de lóbulos (roots)

A Figura 10 ilustra os compressores do tipo lóbulos que têm como princípio de funcionamento dois rotores que giram em sentido contrário, deslocando o ar de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão. Muito utilizado em transporte pneumático, sempre trabalhando a baixas pressões. Tem como principal vantagem sua robustez, podendo trabalhar por muitos anos sem exigir maiores cuidados.

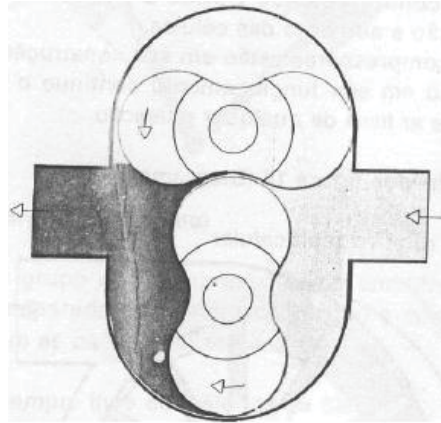


Figura 10 - Compressor de lóbulos (SILVA, 2002).

3.10.6 Turbo-compressores (compressores rotativos)

São máquinas nas quais a compressão do ar é dada pela ação dos impelidores em rotação, imprimindo velocidade e pressão ao ar. Dentre as principais vantagens dos compressores rotativos (turbo-compressores) estão a: alta velocidade de rotação que permite acoplamento direto e redução nas dimensões, funcionamento silencioso, fundação pode ser pequena, rendimento volumétrico alto dentre outras vantagens. As principais desvantagens são: necessidade de eficiência na lubrificação, necessidade de um separador de óleo para evitar a contaminação do ar comprimido, grande desgaste por atrito entre as peças do rotor e da carcaça e fugas internas de gás.

3.10.6.1 Compressor axial

A Figura 11 mostra um compressor tipo Axial, o ar escoar através de rodas girantes em sentido perpendicular ao eixo do compressor. Tem como principal vantagem a alta vazão alcançada, porém a compressão é muito baixa, o que na maioria das vezes requer vários estágios de rotação para atingir a pressão de descarga desejada.

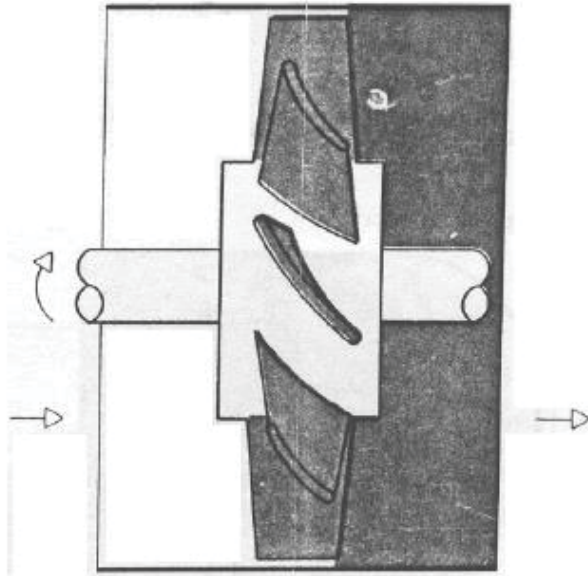


Figura 11 - Compressor axial (SILVA, 2002).

3.10.6.2 Compressor radial

A Figura 12 apresenta o compressor tipo radial, onde o ar entra pelo impelidor da roda girante e escoar no sentido radial. Apresentam as mesmas características do compressor axial no sentido de admitir altas vazões e necessitar de vários estágios para atingir uma pressão de descarga elevada.

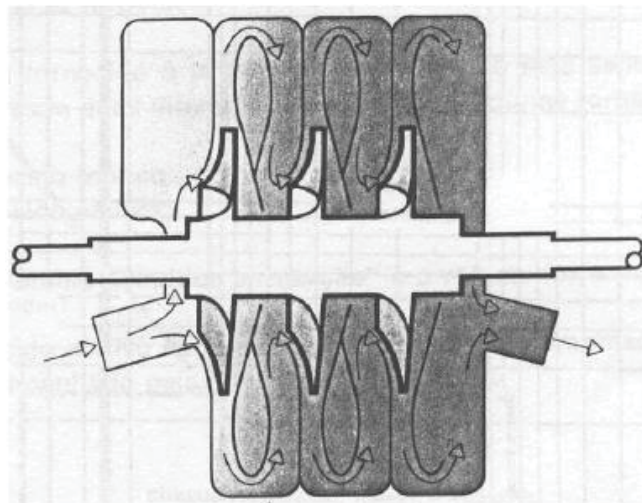


Figura 12 - Compressor radial (SILVA, 2002).

4 SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Como visto anteriormente, o ar comprimido é uma fonte importante de energia para a indústria, possuindo muitas vantagens, como: segurança, economia, adaptação, fácil condução além de reduzir o custo com mão-de-obra.

Porém, para se conseguir usufruir dos benefícios e vantagens de um sistema de ar comprimido é essencial um bom planejamento do mesmo, sendo necessária a seleção cuidadosa dos equipamentos, elaboração do layout e dimensionamento do sistema de distribuição, instalação e manutenção correta dos equipamentos. A Figura 13 apresenta um esquema de geração, tratamento e distribuição de ar comprimido, segundo Silva (2002).

Segundo Rollins (2004), resumidamente um sistema de ar comprimido é composto por: um ou mais compressores, sistema de controle, filtro de admissão, resfriador posterior com separação de condensado, reservatório de ar, secador de ar, tubulação de interconexão e um sistema de distribuição levando o ar comprimido até seus pontos de consumo.

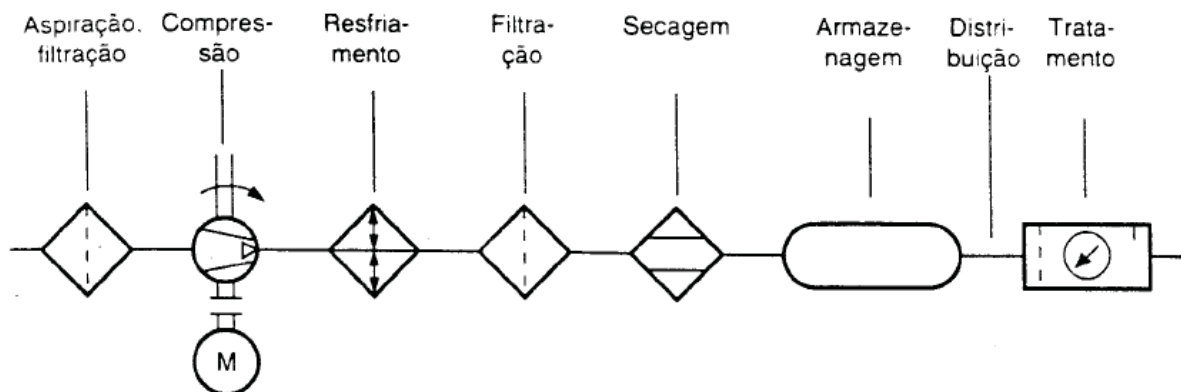


Figura 13 - Geração, tratamento e distribuição de ar comprimido (SILVA, 2002).

4.1 Objetivo do sistema de ar comprimido

O objetivo de um sistema de ar comprimido é o fornecimento de ar, para vários pontos de demanda de uma indústria, em quantidade (vazão), qualidade e na pressão adequada/requerida para operação de ferramentas pneumáticas eficientes assim como outros dispositivos e/ou processos que demandem ar comprimido.

Uma investigação sobre todas as aplicações que demanda ar comprimido na instalação se faz necessária preliminarmente. Também devem ser levados em consideração previsões de

novas aplicações e expansões de consumo. Além disso, deve-se calcular a quantidade de ar comprimido que será requerida do sistema de geração. A Figura 14 apresenta uma instalação típica de um sistema de geração de ar comprimido.

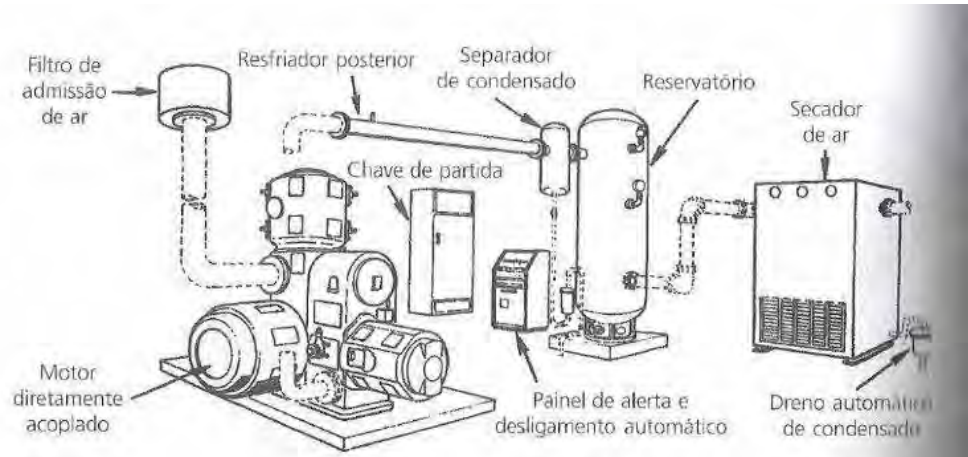


Figura 14 - Instalação típica de um sistema de geração de ar comprimido (ROLLINS, 2004).

4.2 Projetando um sistema de ar comprimido

Segundo Rollins (2004), algumas considerações importantes devem ser levadas em conta quando se projeta um sistema de ar comprimido, dentre elas:

- Estabelecer a capacidade necessária do compressor;
- Selecionar o número de compressores;
- Localização dos compressores;
- Determinação do uso de compressores do tipo “pack” ou componentes individuais;
- Estabelecimento do sistema de regulação mais adequado para o uso;
- Seleção do compressor: tipo e fornecedor;
- Checagem da necessidade de sistemas automáticos de alarme e desligamento;
- Checagem dos sistemas de distribuição de ar comprimido;
- Checagem da localização e capacidade de armazenamento do ar;
- Estabelecimento do layout da tubulação de admissão e descarga;
- Checagem das necessidades do resfriador posterior e do separador de condensado e suas capacidades;

A seguir uma breve explicação sobre cada uma dessas etapas.

4.2.1 Estabelecer a capacidade necessária do compressor

Consiste em uma etapa crucial do planejamento e do projeto de um sistema de ar comprimido. Deve-se levar em conta um estudo dos dispositivos, ferramentas e processos que demandarão ar comprimido, determinar também o regime de operação dessas demandas, se operam em regime contínuo ou ocasionalmente, gerando picos de demanda. Em geral, a demanda total não deve ser a soma das demandas individuais máximas, pois certamente o sistema estaria superdimensionado, devendo então ser levado em conta o consumo médio de cada um. Para atender os picos de demanda eventuais, um volume de armazenagem de ar comprimido é recomendável.

O consumo médio de ar pode ser determinado a partir do fator de carga, que é definido pelo consumo real do equipamento dividido pelo consumo máximo em carga total. A determinação do fator de carga ou uma estimativa dele é um fator essencial para que se chegue a capacidade necessária da instalação.

Para a determinação do fator de carga, dois itens são necessários. Um deles é o fator tempo, ou seja, a proporção de tempo total de trabalho em que a ferramenta/equipamento esteja em uso. O outro é o fator trabalho, ou seja, a proporção entre o consumo real de ar comprimido pela ferramenta/equipamento e o consumo de ar quando este se encontra à plena carga.

Quando se trata de um projeto novo, o recomendável seria usar uma experiência de uma instalação fabril similar. O fator de carga já estabelecido pode ser usado para cálculos preliminares de dimensionamento do sistema. Uma fonte importante de informação são os fabricantes das ferramentas pneumáticas e dos compressores.

4.2.2 Seleção do número de compressores

Após a determinação das necessidades individuais dos diversos pontos de consumo, a próxima etapa é a combinação destas informações para o estabelecimento da capacidade total de ar comprimido.

Um estudo do comportamento da demanda de ar comprimido deve ser considerado. Se a instalação necessita de picos de consumo, a instalação de reservatórios de ar comprimido deve ser considerada, sendo estes recarregados nos períodos de consumo médio. Ainda devem ser levados em conta possíveis vazamentos, estes geralmente encontrados próximos aos

pontos de consumo. Possíveis expansões da instalação e aumento nos tempos de operação das ferramentas também devem ser considerados. Segundo Metalplan (2006), boas práticas de projeto devem considerar perdas por vazamento de 5 a 10%, além da perda de carga na tubulação de distribuição sendo no máximo 10% entre a geração e o ponto consumidor de ar comprimido.

Outra abordagem do projeto inclui a análise dos sistemas de geração de ar comprimido ser com compressor único ou múltiplos, centralizado ou descentralizado.

A adoção de compressor único na instalação é uma escolha não recomendada, pois assim como outra máquina de fluxo, o compressor precisa de manutenção e eventualmente precisa parar de operar para que a manutenção seja realizada, assim sendo provavelmente a demanda de ar comprimido não seria atendida por muito tempo apenas com o reservatório de ar, provocando prejuízos pela parada na produção. Portanto, recomenda-se a adoção de um compressor em “stand-by”, que entre em operação quando o compressor principal estiver parado para a manutenção.

Um sistema centralizado de compressores tem varias vantagens interessantes em relação ao sistema descentralizado. Uma sala separada para os compressores é desejável, onde possa ser admitido ar fresco e limpo. Necessidades variáveis e intermitentes de ar comprimido podem ser combinadas para uma carga constante. O isolamento e redução do ruído podem ser feitos com mais facilidade, além da instalação de equipamentos de controle não justificáveis economicamente em instalações menores de múltiplas unidades.

A principal vantagem de um sistema de unidades múltiplas é a sua flexibilidade. Em uma instalação onde possíveis expansões são de difícil previsão pequenas unidades de compressão de ar podem ser adquiridas de acordo com as novas demandas. Outra situação seria quando não há possibilidade financeira de adquirir uma central de geração de ar comprimido. Uma forma de minimizar o custo de manutenção e operação de múltiplas unidades é a adoção de compressores de mesmo fabricante e também de mesmo modelo, podendo manter assim um estoque reduzido de peças de reposição.

Atualmente, a popularização dos compressores do tipo “pack” mostra que essa configuração oferece muitas vantagens, além de uma instalação rápida e barata (Figura 15). O pacote oferece aos compradores a vantagem de um único fabricante ser responsável por todos os componentes. Porém, não existe um padrão industrial sobre o conteúdo de uma unidade Pack, mas o melhor pacote para um cliente é aquele em que apenas energia e água de resfriamento (quando necessária) precisam ser conectadas ao “pack”, sendo o produto final ar comprimido seco e limpo. Como cada instalação possui necessidades específicas, recomenda-

se contatos entre o usuário e o fabricante para a seleção do “pack” mais adequado para a instalação.



Figura 15 - Compressor "pack"¹ (BRUCOMPRESSORES, 2013).

4.2.3 Regulagem do sistema de ar comprimido

Em uma instalação, em geral, o consumo de ar comprimido varia, mas é desejável que a pressão do ar no ponto de consumo seja relativamente constante. A grande diversidade de tipos construtivos de compressores (deslocamento positivo, rotativos e centrífugos) exige diferentes medidas para a regulagem de cada tipo de compressor.

Para compressores de deslocamento positivo são usados muitas vezes pressostatos para iniciar e pausar o motor ligado ao compressor, em relação a alteração da pressão de descarga. Cabe ressaltar que a faixa de atuação do pressostato seja relativamente grande, caso contrário o compressor vai dar partida e desligar repetidamente, podendo causar danos ao compressor, ao motor ou equipamento de partida. Outro tipo de controle muito utilizado é o controle dual, essa operação permite que o usuário opere o compressor em regime de partida-parada automático quando a demanda de ar for menor, e a sua comutação será usada quando a demanda de ar for elevada, com velocidade constante. Em unidades de compressão maiores, também são utilizados dispositivos pilotos atuantes nos aliviadores das válvulas de admissão, fazendo com que os compressores atuem geralmente em: carga total, $\frac{3}{4}$ de carga, $\frac{1}{2}$ carga, $\frac{1}{4}$ de carga e sem carga.

¹ Disponível em <<http://www.brucompressores.com.br/Produto/Details/144>>

Para compressores rotativos (parafuso e palheta) o método de controle é diferente dos compressores de deslocamento positivo convencionais. Para compressores de único estágio, usa-se a obstrução parcial da admissão. Com isso, o controle pode ser obtido de 100 à 60% da carga total do compressor. Essas unidades também são favoráveis ao uso de acionadores de velocidade variável, regulando a faixa de velocidade dos motores de acionamento.

Para compressores dinâmicos, o controle é um pouco mais sofisticado, uma vez que o fluxo de ar é muito mais sensível. Antigamente, a obstrução do fluxo na admissão era muito utilizada como forma de regulagem, porém as novas unidades estão sendo fornecidas com palhetas-guia na admissão, estas fornecem um controle preciso do fluxo de admissão, reduzindo as chances de a máquina atingir condições de retorno de fluxo, também denominado “surge”. Também são usados acionadores de velocidade variável, obtendo-se um grau de controle da capacidade.

Ainda pode ser utilizado um monitoramento remoto, pois muitas vezes é desejável que um supervisor possa ser alertado sobre alguma condição anormal de operação, principalmente quando existem vários compressores na instalação fabril e estes estão bem dispersos um do outro.

4.2.4 Seleção de compressor: tipo e fabricante

A confiabilidade de um sistema de ar comprimido é absolutamente essencial, uma vez que o ar comprimido é de grande utilidade para a indústria. Como o compressor é o “coração” de um sistema de ar comprimido a escolha correta de um equipamento é de grande importância. Como visto, há vários tipos de compressores, cada um possuindo certas características de operação (figura 4), portanto cabe ao engenheiro selecionar o equipamento mais adequado. Ainda devem ser levados em consideração: o custo da energia, horas de trabalho, tempo em carga, custo inicial, custo de lubrificantes, necessidade de instalações externas, valor de revenda, instalação, depreciação, ventilação, disponibilidade de água para resfriamento, ruído, manutenção dentre outros fatores.

4.2.5 Checagem da necessidade de sistemas automáticos de alerta e desligamento

Antigamente como ilustra a Figura 16, os sistemas automáticos de alerta e desligamento eram adquiridos à parte dos outros equipamentos, porém com a popularização dos compressores “pack” essa preocupação foi minimizada, uma vez que a maioria desses equipamentos já vem com sistemas automáticos de alerta e desligamento.



Figura 16 - Painel sequencial para controle de três compressores recíprocos (ROLLINS, 2004).

4.2.6 Checagem do sistema de distribuição de ar comprimido

Como qualquer perda de pressão entre o ponto de geração (compressor) e o ponto de uso será irreversível, o sistema de distribuição se torna um dos elementos mais importantes do sistema. Portanto, devem ser observadas algumas considerações.

Primeiramente, para que a queda de pressão entre o ponto de geração e o ponto de consumo não ultrapasse 10% as dimensões das tubulações de distribuição devem ser suficientemente grandes, contando com conexões que exerçam pouca resistência ao fluxo (curvas de raios grandes). Como visto também se deve levar em conta crescimento da demanda no futuro.

Outro fator a ser considerado é a adoção de uma rede fechada de distribuição (Figura 17), pois se permite que o fluxo ocorra em dois trajetos possíveis até o ponto de maior consumo de ar. Quando a tubulação for muito longa, a instalação de reservatórios de ar nos pontos mais distantes e perto dos consumidores que requeiram um pico de demanda é recomendada, evitando assim, quedas excessivas de pressão.

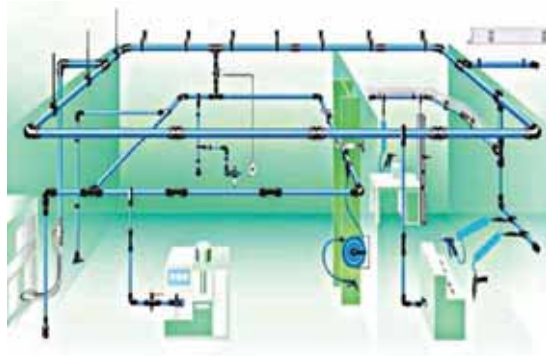


Figura 17 - Tubulação de distribuição de ar comprimido em anel, com ramificações (METALPLAN, 2006).

Alem disso, cada ponto de saída da tubulação deve atingir o mais próximo possível dos pontos de consumo, evitando assim quedas maiores de pressão através das mangueiras. As conexões com a tubulação principal devem ser feitas pela parte de cima da tubulação (Figura 18), evitando assim a passagem de condensado para os pontos de consumo.

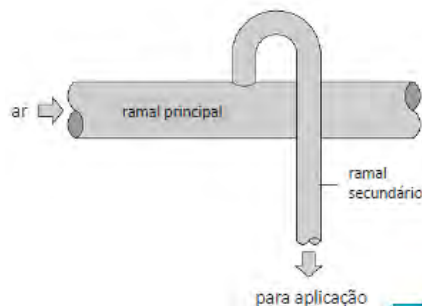


Figura 18 - Conexão recomendável entre tubulação principal e ponto de consumo (METALPLAN, 2006).

Ainda deve-se levar em conta uma inclinação da tubulação, na direção dos pontos de consumo, afim do condensado convergir para um ponto de drenagem. Nunca se deve inclinar a tubulação em direção ao compressor, sob o risco de ocorrer retorno de condensado para o mesmo. Em sistemas com compressores isentos de óleo, usam-se tubulações resistentes a corrosão, pois diferente de um sistema com compressores lubrificados com óleo onde uma película de óleo é formada protegendo a tubulação de corrosão, em sistemas isentos de óleo a tubulação sofrerá com corrosão pela formação de condensado.

5 ESTUDO DE CASO

Uma indústria alimentícia localizada na cidade de Mogi das Cruzes, no estado de São Paulo, buscou ampliar sua capacidade produtiva e para tal demandaria a construção de um novo galpão industrial que por sua vez necessitou de um projeto para atender todas as suas demandas em relação às utilidades necessárias em sua cadeia produtiva (água gelada, ar comprimido, fornecimento de gás natural etc.).

Abordaremos o projeto de um sistema de ar comprimido que atenderá a demanda prevista para o empreendimento.

O primeiro passo foi realizado com a finalidade de compreender, entender e quantificar a demanda de ar comprimido da nova instalação. Foi informado em reunião com o usuário que o ar comprimido necessário seria seco e isento de óleo, também foi notificado que, para efeito de dimensionamento das tubulações de distribuição de ar comprimido, deveria ser levado em conta o consumo máximo de cada ponto, desprezando assim o fator de carga, descrito no item 3.2.1 apesar de já existir outra instalação com demandas similares de ar comprimido, o que permitiria uma boa estimativa do comportamento da utilização de ar comprimido, podendo-se chegar a um valor satisfatório de fator de carga.

O segundo passo foi a quantificação dos dados referentes ao consumo de ar em cada ponto. Foi fornecida pelo cliente uma tabela referente a cada ponto de consumo, com seus respectivos dados de vazão e pressão requeridos (Tabela 4).

Tabela 4 - Consumo de ar comprimido da nova instalação.

Local	Equipamento	Pressão		Vazão	
		psig	barg	scfm	m ³ /h
Aco1	Câmara de fermentação	60	4,22	10,5	17,84
Aco2	Elevador de artesas nº 2	90	6,33	2	3,40
Aco3	Elevador de artesas nº 3	90	6,33	2	3,40
Aco4	Mezcladora de Esponjas	90	6,33	2	3,40
Aco5	Mezcladora de mssas nº 2	90	6,33	10	16,99
Aco6	Mezcladora de masas nº 3	90	6,33	10	16,99
Aco7	Tolva de Esponjas	90	6,33	10	16,99
Aco8	Tolva nº 2	90	6,33	10	16,99
Aco9	Tolva nº 3	90	6,33	28	47,57
Aco10	Divisora AAD Triple extrusos	87	6,12	25	42,48
Aco11	Recuperador de farinha	87	6,12	25	42,48
Aco12	Modeladora nº 1	80	5,63	1	1,70
Aco13	Modeladora nº 2	80	5,63	1	1,70
Aco14	Modeladora nº 3	80	5,63	1	1,70
Aco15	Câmara de vapor	90	6,33	2	3,40
Aco16	Forno	80	5,63	2	3,40
Aco17	Desmoldador de pão	90	6,33	15	25,49
Aco18	Apilador de moldes	80	5,63	1	1,70
Aco19	Desapilador de moldes	80	5,63	1	1,70
Aco20	Transportadores de retorno de moldes	90	6,33	50	84,95
Aco21	Rebanadora nº 01	80	5,63	5	8,50
Aco22	Rebanadora nº 02	80	5,63	5	8,50
Aco23	Rebanadora nº 03	80	5,63	5	8,50
Aco24	Rebanadora nº 04	80	5,63	5	8,50
Aco25	Rebanadora nº 05	80	5,63	5	8,50
Aco26	Embolsadora nº 01	80	5,63	10	16,99
Aco27	Embolsadora nº 02	80	5,63	10	16,99
Aco28	Embolsadora nº 03	80	5,63	10	16,99
Aco29	Embolsadora nº 04	80	5,63	10	16,99
Aco30	Embolsadora nº 05	80	5,63	10	16,99
Aco31	Sistema de rechacho dectector de metales	90	6,33	2	3,40

Continuação: Tabela 4 - Consumo de ar comprimido da nova instalação.

Aco32	Cierre de la bolsa com cierre evidente adulteracion nº 01	85	5,98	10	16,99
Aco33	Cierre de la bolsa com cierre evidente adulteracion nº 02	85	5,98	20	33,98
Aco34	Cierre de la bolsa com cierre evidente adulteracion nº 03	85	5,98	10	16,99
Aco35	Cierre de la bolsa com cierre evidente adulteracion nº 01	85	5,98	10	16,99
Aco36	Cierre de la bolsa com cierre evidente adulteracion nº 01	85	5,98	10	16,99
Aco37	Desviador vertical	90	6,33	2	3,40
Aco38	Cesta de carga producto orientor cargador nº 01	80	5,63	8	13,59
Aco39	Cesta de carga producto orientor cargador nº 02	80	5,63	8	13,59
Aco40	Cesta de carga producto orientor cargador nº 03	80	5,63	8	13,59
Aco41	Cesta de carga producto orientor cargador nº 04	80	5,63	8	13,59
Aco42	Cesta de carga producto orientor cargador nº 05	80	5,63	8	13,59
Aco43	Milenio dolly doble descargadora	80	5,63	4	6,80
Aco44	Vaciar cesta pila de transportador de embalse	80	5,63	1	1,70
Aco45	Salida inferior basket unstacker - servo	80	5,63	1	1,70
Aco46	Unstacker cesta denester unidad	80	5,63	5	8,50
TOTAL (planta nova)					677,1

A próxima ação foi a definição do “layout” da nova instalação que também foi passada pelo usuário, demonstrando a localização dos pontos de consumo de ar comprimido na nova instalação.

5.1 Metodologia

O projeto seguiu com duas metodologias diferentes de dimensionamento e projeto do sistema de ar comprimido. A primeira abordagem foi via analítica, baseando-se nos critérios mencionados no item 3. A segunda, via nomograma fornecido pelo manual técnico da Parker, onde a partir de algumas premissas de projeto como perda de carga admissível, vazão e pressão inicial traçam-se retas que resultarão em um ponto de intersecção localizado sobre um eixo o qual define o diâmetro interno da tubulação.

6 RESULTADOS

No projeto o subitem 3.2.4 (Seleção de compressor: tipo e fabricante) foi suprimido da análise, pois o usuário já possuía um compressor que estava ocioso em outra unidade do grupo empresarial, um compressor “pack” da fabricante Ingersoll Rand de parafuso modelo SSR-XF100, de vazão máxima 495 pcm (841,01 m³/h) e pressão de operação 100 lbf/pol² (7 barg) com características técnicas dadas pelo fabricante² abaixo:

- Projetado para fornecer ar livre de pulsações, 24 horas por dia a 100% de carga;
- Unidade compressora robusta e durável projetada com rolamentos duplos de rolos cônicos para suportar as cargas axiais, incorpora também um depósito de lubrificante garantindo lubrificação imediata;
- Microprocessador “Intelissys” que permite a combinação dos sistemas de controle de capacidade, modulação e carga-alívio, além de controle de partida e parada automática. Parâmetros de operação são ajustados diretamente no painel, bem como a monitoração das condições críticas de operação. Também existe a possibilidade de comunicação remota.
- Operação silenciosa com nível de ruído à no máximo 76 dBA;
- Abastecido com lubrificante projetado para ser trocado a cada dois anos ou 8.000 horas de uso, oferecendo maior capacidade de separar-se do ar, além de garantir a redução da temperatura de operação do equipamento;
- Projetado para operar em temperaturas ambiente de até 46°C, garantindo assim a operação nos dias mais quentes do verão, eliminando paradas indesejáveis;

O secador selecionado foi o de refrigeração. A escolha foi fundamentada por ser um tipo de secador de simples manuseio, pouca e baixo custo de manutenção e principalmente por não ser danificado por vapores de óleo ou aerossóis.

Segundo Rollins (2004) a seleção do reservatório de ar comprimido que deve estar localizado após o secador pode ser calculada para certas aplicações, sendo a experiência e julgamento pessoal importantes nessa escolha. A Tabela 5 fornece dados para a seleção de reservatório em função da capacidade do compressor utilizado.

² RAND, I. Nossos produtos. **Compressores**, 2013. Disponível em: <<http://www.ingersoll-rand.com.br/dev/produtos.php?p=2>>. Acesso em: 05 Janeiro 2013.

Tabela 5 - Dados para a seleção de um reservatório (ROLLINS, 2004).

Diâmetro [pol.]	Comprimento [pés]	Capacidade real do compressor [m ³ /h]	Volume	
			[pés]	[m ³]
14	4	68	4 ½	0,13
18	6	187	11	0,31
24	6	323	19	0,53
30	7	578	34	0,95
36	8	969	57	1,60
42	10	1630	96	2,69
48	12	3600	151	4,23
54	14	5300	223	6,24
60	16	7500	314	8,79
66	18	10200	428	11,98

Como o a capacidade real do compressor é de 841,01 m³/h, a escolha do reservatório se dá por um reservatório de 1,6 m³ que atenderá com folga a necessidade da instalação. A Figura 19 ilustra a instalação do compressor, secador e reservatório de ar comprimido da forma que serão implantados no novo galpão industrial.



Figura 19 - Simulação da instalação do compressor, secador e reservatório de ar comprimido.

Os resultados obtidos para o dimensionamento da rede de distribuição de ar comprimido são apresentados nas seções seguintes, via analítica e nomograma, respectivamente.

6.1 Via analítica

O dimensionamento da rede de distribuição de ar comprimido foi separado em três etapas. A primeira, referente ao anel principal de distribuição. A segunda, referente aos ramais principais, e a terceira referente aos ramais secundários que atenderão diretamente os pontos de consumo.

Na primeira etapa, foi traçado no layout da instalação industrial uma representação da localização e tamanho do anel principal, bem como de suas ramificações, podendo ser visualizado com maiores detalhes no Apêndice A. Uma versão simplificada está representada pela Figura 20.

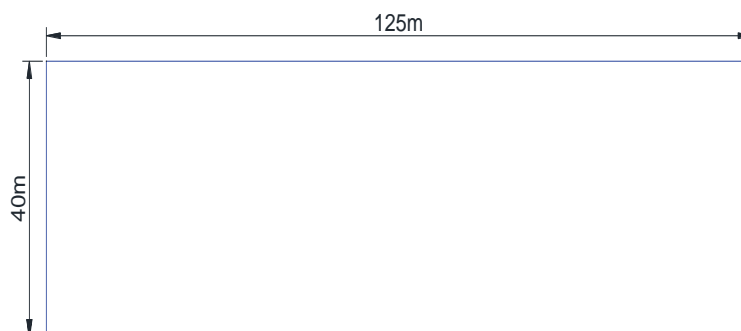


Figura 20 - Anel principal, simplificado.

Por critérios definidos no projeto, não foram consideradas perdas por vazamentos, aumento provável do consumo e a pedido do cliente também não foi considerado fator de serviço, portanto para compensar esses fatores, para dimensionamento do anel principal será levada em conta a vazão total, e não a metade, e o que seria a máxima distância possível entre o ponto de geração e o ponto mais distante do anel (metade do comprimento total), uma vez que o fluxo no anel divide-se em dois sentidos.

Portanto:

$$L = 40m + 125m$$

$$L = 165 \text{ metros}$$

Segundo Telles (1999), para escoamento de ar comprimido e gases, é muito utilizada a equação de Weymouth:

$$Q = 18,062 \times \frac{T_0}{P_0} \times \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) \times d^{5,33}}{\gamma \times T \times L}} \quad (1)$$

Quando o escoamento se dá em condições padrão de temperatura e pressão, pode-se admitir que $T = T_0 = 60^\circ\text{F} + 460$, e $P_0 = 14,7$ psia, a fórmula é simplificada para:

$$Q = 27,95 \times \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) \times d^{5,33}}{L_t}} \quad (2)$$

Segundo Rollins (2004), a perda de carga em tubulações e ramificações principais não deve exceder 0,2 bar. Esse

Então, para o anel principal, temos os seguintes dados:

$$P_1 = 7 \text{ barg} = 8,013 \text{ bar}$$

$$P_2 = 8,013 \text{ bar} - 0,2 \text{ bar} = 7,813 \text{ bar}$$

$$Q = 677,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 165 \text{ m}$$

Substituindo os dados acima na equação 2, e após conversão para as unidades necessárias, obtemos:

$$d_{\text{anel}} = 2,46 \text{ polegadas, normalizando para valor de diâmetro comercial:}$$

$$d_{\text{anel}} = 2 \frac{1}{2} \text{ polegadas}$$

Como não foram consideradas ainda as perdas de carga localizadas, adotaremos um diâmetro comercial de 3 polegadas e a partir da Tabela 6, obteremos o comprimento equivalente das conexões utilizadas.

Tabela 6 – Comprimento equivalente de tubulação, em metros (PARKER, 2006).

Diâmetro (pol.)	½	¾	1	1 ½	2	2 ½	3	4	5	6
Cotovelo 90°	1,10	1,34	1,58	2,25	2,60	2,80	3,40	4,00	2,20	2,7
Curva 90°	0,67	0,70	0,83	1,00	1,10	1,10	1,20	1,40	1,50	1,7
Tê (fluxo dividido)	0,80	1,20	1,50	2,40	3,00	3,90	4,80	6,00	8,00	9,2
Válvula gaveta	0,17	0,20	0,25	0,37	0,46	0,52	0,58	0,76	0,95	0,98

Do APÊNDICE A, são constatadas as seguintes conexões: uma válvula gaveta, quatro cotovelos 90° e nove Tês (fluxo dividido). Portanto para diâmetro comercial de 3 polegadas, obtemos para o anel principal, um comprimento equivalente das conexões:

$$L_{eq} = 0,58 + (4 \times 3,40) + (9 \times 4,80)$$

$$L_{eq} = 57,40 \text{ m}$$

Então o comprimento total da tubulação será:

$$L_t = (L_{anel} + L_{eq})/2$$

$$L_t = (330 + 57,40)/2$$

$$L_t = 194 \text{ m}$$

Então, um novo cálculo será efetuado com esse novo valor de comprimento, pela equação 2:

$$P_2 = 7,94 \text{ bar}$$

Então a perda máxima de carga do anel principal será de 0,07 bar, dentro do limite admissível de 0,2 bar, segundo Rollins (2004).

O próximo passo do dimensionamento é com relação às ramificações principais que derivam do anel principal de distribuição, como ilustrado pela Figura 21.

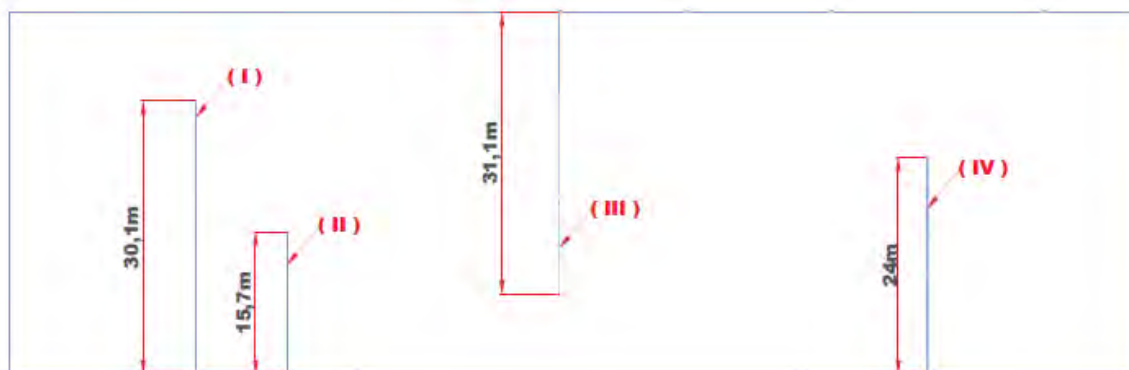


Figura 21 - Ramificações principais derivadas do anel principal de distribuição.

O cálculo para as ramificações principais seguem a mesma premissa usada para o dimensionamento do anel principal de distribuição, ou seja, admite-se perda de carga de 0,2 bar, segundo Rollins (2004).

Utilizando a equação 2, e considerando a pressão inicial das ramificações principais como a pressão após perda máxima de carga do anel principal, e considerando também a vazão da ramificação sendo a soma das vazões de todos os pontos que derivam dessa ramificação, temos, para a ramificação (I):

$$P_1 = 7,94 \text{ bar}$$

$$P_2 = (7,94 - 0,2) \text{ bar} = 7,74 \text{ bar}$$

$$Q_I = 142,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_I = 30,1 \text{ m}$$

Substituindo na equação 2, após conversões para unidades pertinentes, temos:

$$d_I = 1 \text{ polegada}$$

Portanto, utilizaremos diâmetro de 1 ½ polegadas na ramificação (I) e da Tabela 5 obtemos o L_{eq} , sendo que a ramificação (I) possui: dez Tês (fluxo dividido) e um cotovelo 90°.

$$L_{eq} = (10 \times 2,4) + 2,25$$

$$L_{eq} = 26,3 \text{ m}$$

Então o comprimento total será:

$$L_t = L_{ramificação} + L_{eq}$$

$$L_t = 56,4 \text{ m}$$

Então a pressão final da ramificação (I), recalculada através da equação 2 será:

$$P_2 = 7,89 \text{ bar}$$

Então a perda máxima de carga nessa ramificação será dada por:

$$P_1 - P_2 = \Delta P$$

$$7,94 \text{ bar} - 7,89 \text{ bar} = 0,05 \text{ bar}$$

A perda de carga está dentro dos limites admissíveis sugeridos por Rollins (2004) de 0,2 bar.

Para a ramificação (II):

$$P_1 = 7,94 \text{ bar}$$

$$P_2 = 7,74 \text{ bar}$$

$$Q_{II} = 135,93 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_{II} = 15,7 \text{ m}$$

Substituindo na equação 2, após conversões de unidades necessárias, temos:

$$d_{II} = 0,86 \text{ polegadas}$$

Normalizando para diâmetro comercial:

$$d_{II} = 1 \text{ polegada}$$

Pelo APÊNDICE A, a ramificação (II) possui quatro Tês (fluxos divididos) e um cotovelo 90°, pela Tabela 5, obtemos para diâmetro de 1 polegada :

$$L_{eq} = (4 \times 1,50) + 1,58$$

$$L_{eq} = 7,58 \text{ m}$$

Então o comprimento total será:

$$L_t = 15,7 + 7,58$$

$$L_t = 23,3 \text{ m}$$

Reutilizando a equação 2 com o novo comprimento total, temos:

$$P_2 = 7,81 \text{ bar}$$

A perda de carga máxima da ramificação (II) será:

$$P_1 - P_2 = \Delta P$$

$$7,94 - 7,81 = 0,13 \text{ bar}$$

A perda de carga está dentro dos limites admissíveis sugeridos por Rollins (2004) de 0,2 bar.

Para a ramificação (III):

$$P_1 = 7,94 \text{ bar}$$

$$P_2 = 7,74 \text{ bar}$$

$$Q_{III} = 158,01 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_{III} = 31,3 \text{ m}$$

Substituindo na equação 2, após conversões de unidades necessárias, temos:

$$d_{III} = 1,18 \text{ polegadas}$$

Normalizando para diâmetro comercial:

$$d_{III} = 1 \frac{1}{2} \text{ polegadas}$$

Pelo APÊNDICE A, a ramificação (III) possui seis Tês (fluxos divididos) e um cotovelo 90°.

Então, utilizando a Tabela 5, o comprimento equivalente da ramificação (III) será:

$$L_{eq} = (6 \times 1,50) + 1,58$$

$$L_{eq} = 10,6 \text{ m}$$

Portanto, o comprimento total da tubulação é dado por:

$$L_t = 31,3 + 10,6$$

$$L_t = 41,9 \text{ m}$$

Reutilizando a equação 2 com o novo comprimento total, temos:

$$P_2 = 7,9 \text{ bar}$$

A perda de carga máxima da ramificação (III) será:

$$P_1 - P_2 = \Delta P$$

$$7,94 - 7,90 = 0,04 \text{ bar}$$

A perda de carga está dentro dos limites admissíveis sugeridos por Rollins (2004) de 0,2 bar.

Para a ramificação (IV):

$$P_1 = 7,94 \text{ bar}$$

$$P_2 = 7,74 \text{ bar}$$

$$Q_{IV} = 198,78 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_{IV} = 24 \text{ m}$$

Substituindo na equação 2, temos:

$$d_{IV} = 1,06 \text{ polegadas}$$

Normalizando para diâmetro comercial:

$$d_{IV} = 1 \frac{1}{2} \text{ polegada}$$

Pelo APÊNDICE A, a ramificação (IV) possui seis Tês (fluxos divididos) e um cotovelo 90°.

Então, utilizando a Tabela 5, o comprimento equivalente da ramificação (III) será:

$$L_{eq} = (6 \times 1,50) + 1,58$$

$$L_{eq} = 10,6 \text{ m}$$

Portanto, o comprimento total da tubulação é dado por:

$$L_t = 24,0 + 10,6$$

$$L_t = 34,6 \text{ m}$$

Reutilizando a equação 2 com o novo comprimento total, temos:

$$P_2 = 7,9 \text{ bar}$$

A perda de carga máxima da ramificação (IV) será:

$$P_1 - P_2 = \Delta P$$

$$7,94 - 7,90 = 0,04 \text{ bar}$$

A perda de carga está dentro dos limites admissíveis sugeridos por Rollins (2004) de 0,2 bar.

A Tabela 7 mostra os dados referentes a cada ramificação principal com os resultados obtidos após cálculos acima.

Tabela 7 - Dados referentes às ramificações principais e diâmetros obtidos após cálculo.

	P_1 (bar)	P_2 (bar)	Q (m ³ /h)	L_t (metros)	$d_{\text{normalizado}}$ (pol.)
Ramificação I	7,94	7,89	142,72	56,4	1 ½
Ramificação II	7,94	7,81	135,93	23,3	1
Ramificação III	7,94	7,90	158,01	41,9	1 ½
Ramificação IV	7,94	7,90	198,78	34,6	1 ½

O próximo passo é o dimensionamento das ramificações secundárias, provenientes das ramificações principais que atenderão a demanda de mais que um ponto de consumo, como ilustra a Figura 22.

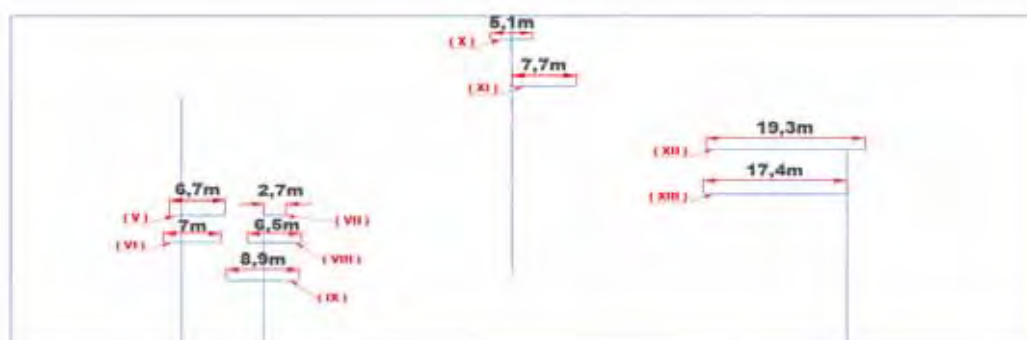


Figura 22 - Identificação das ramificações secundárias e seus respectivos comprimentos.

O cálculo para as ramificações secundárias seguem a mesma premissa usada nos dimensionamentos do anel principal e das ramificações principais, através do uso da equação 2, exceto que a perda de carga máxima admitida nessas ramificações, para um cálculo preliminar, será de 0,1 bar segundo Rollins (2004).

A pressão no início das ramificações dependerá de qual ramificação primária ela se derivará sendo de 7,89 bar para aquelas que derivam da ramificação (I), 7,81 bar para aquelas que derivam da ramificação (II) e 7,90 bar para aquelas que derivam da ramificação (III) e (IV).

Os dados das ramificações secundárias e seus respectivos diâmetros normalizados disponíveis comercialmente estão listados na Tabela 8, que já consta com os valores calculados dos comprimentos equivalentes de cada ramificação ($L_{\text{equivalente}}$), assim como a pressão final com a perda de carga máxima (P_2) e a perda de carga máxima (ΔP), que como

pode ser observado, não ultrapassou a perda máxima de carga recomendada por Rollins (2004) de 0,1 bar para ramificações secundárias.

Tabela 8 - Dados referentes às ramificações secundárias e diâmetros obtidos após cálculo.

	P₁	P₂	ΔP	Q	L_{tubulação}	L_{equivalente}	L_{total}	d_{normalizado}
	[bar]	[bar]	[bar]	[m³/h]	[m]	[m]	[m]	[pol.]
Ramificação V	7,89	7,85	0,04	50,97	6,7	3,8	10,5	¾
Ramificação VI	7,89	7,87	0,02	33,98	7,0	4,6	11,6	¾
Ramificação VII	7,81	7,79	0,02	50,97	2,7	3,5	6,2	¾
Ramificação VIII	7,81	7,77	0,04	50,97	6,5	4,6	11,1	¾
Ramificação IX	7,81	7,79	0,02	33,98	8,9	5,4	14,3	¾
Ramificação X	7,90	7,82	0,08	27,18	5,1	3,8	8,9	½
Ramificação XI	7,90	7,89	0,01	3,40	7,7	3,5	11,2	½
Ramificação XII	7,90	7,87	0,03	61,16	19,3	6,2	25,5	1
Ramificação XIII	7,90	7,80	0,10	132,52	17,4	4,3	21,7	1

O último passo é o dimensionamento dos trechos finais da tubulação de distribuição de ar comprimido, ou seja, os trechos que derivam, dependendo da localização, do anel principal, da ramificação principal ou das ramificações secundárias. Ressalta-se que o anel principal de distribuição situa-se a 6 metros de altura em relação ao solo e os pontos de consumo estão situados a 1 metro de altura em relação ao solo, portanto deve-se adicionar 5 metros no comprimento utilizado para calcular os diâmetros dos trechos finais da tubulação. Ainda segundo Rollins (2004) foi adotado um valor de 0,05 bar para a perda de carga nesse último trecho, para um pré-dimensionamento da tubulação. Após o pré-dimensionamento, foram coletados dados referentes as perdas localizadas que ocorrem nos trechos finais (válvula gaveta e/ou cotovelo de 90°). Uma pressão maior que a máxima pressão requerida pelos pontos de consumo foi obtida para todos os pontos, conforme Tabela 4.

Os dados referentes aos trechos finais da tubulação de distribuição estão apresentados na Tabela 9

Tabela 9 - Dados dos trechos finais da tubulação

Ponto de consumo	P1 [bar]	P2 [bar]	ΔP [bar]	Q [m ³ /h]	L _{tubulação} [metros]	L _{equivalente} [m]	L _{total} [m]	d _{normalizado} [pol]
Aco1	7,94	7,91	0,03	17,84	7,85	1,27	9,12	½
Aco2	7,87	7,86	0,00	3,40	5	0,17	5,17	½
Aco3	7,87	7,86	0,00	3,40	5	0,17	5,17	½
Aco4	7,87	7,85	0,00	3,40	5	0,17	5,17	½
Aco5	7,87	7,85	0,02	16,99	5,5	1,27	6,77	½
Aco6	7,87	7,85	0,02	16,99	5,5	1,27	6,77	½
Aco7	7,89	7,86	0,03	16,99	9,4	0,17	9,57	½
Aco8	7,87	7,85	0,00	16,99	5	0,2	5,2	¾
Aco9	7,80	7,78	0,02	47,57	5	0,2	5,2	¾
Aco10	7,80	7,79	0,01	42,48	5	0,2	5,2	¾
Aco11	7,89	7,88	0,01	42,48	5	0,2	5,2	¾
Aco12	7,90	7,88	0,00	1,70	5,7	1,27	6,97	½
Aco13	7,90	7,88	0,00	1,70	5,7	1,27	6,97	½
Aco14	7,90	7,88	0,00	1,70	5,7	1,27	6,97	½
Aco15	7,94	7,91	0,00	3,40	9,4	1,27	10,67	½
Aco16	7,94	7,91	0,00	3,40	9,4	1,27	10,67	½
Aco17	7,90	7,89	0,01	25,49	9,4	1,54	10,94	¾
Aco18	7,89	7,88	0,00	1,70	5	0,17	5,17	½
Aco19	7,89	7,88	0,00	1,70	5	0,17	5,17	½
Aco20	7,90	7,87	0,03	84,95	11,4	1,83	13,23	1
Aco21	7,79	7,77	0,00	8,50	5	0,17	5,17	½
Aco22	7,79	7,77	0,00	8,50	5	0,17	5,17	½
Aco23	7,79	7,77	0,00	8,50	5	0,17	5,17	½
Aco24	7,79	7,77	0,00	8,50	5	0,17	5,17	½
Aco25	7,89	7,88	0,01	8,50	6,2	1,27	7,47	½
Aco26	7,77	7,75	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco27	7,77	7,75	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco28	7,77	7,75	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco29	7,87	7,85	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco30	7,87	7,85	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco31	7,94	7,92	0,00	3,40	7,3	1,27	8,57	½
Aco32	7,79	7,77	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco33	7,79	7,78	0,01	33,98	5	0,2	5,2	¾
Aco34	7,85	7,83	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco35	7,85	7,83	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco36	7,85	7,83	0,02	16,99	5	0,17	5,17	½
Aco37	7,89	7,88	0,00	3,40	6	1,27	7,27	½
Aco38	7,82	7,81	0,01	13,59	5	0,17	5,17	½
Aco39	7,82	7,81	0,01	13,59	5	0,17	5,17	½
Aco40	7,94	7,92	0,02	13,59	7,9	1,27	9,17	½
Aco41	7,89	7,88	0,01	13,59	5	0,17	5,17	½

Continuação: Tabela 9 – Dados dos trechos finais de tubulação

Aco42	7,89	7,87	0,02	13,59	7,5	1,27	8,77	½
Aco43	7,89	7,88	0,00	6,80	7,5	1,27	8,77	½
Aco44	7,89	7,88	0,00	1,70	5,6	1,27	6,87	½
Aco45	7,89	7,88	0,00	1,70	7,7	1,27	8,97	½
Aco46	7,89	7,88	0,01	8,50	5,6	1,27	6,87	½

6.2 Via nomograma

Segundo Parker (2006), um nomograma pode ser utilizado para o dimensionamento da tubulação de distribuição de ar comprimido (Figura 23). O nomograma é constituído de seis eixos: Eixo 1, Eixo 2, comprimento da tubulação (metros), volume aspirado (m^3/h), diâmetro interno do tubo (mm), pressão do ponto inicial do trecho considerado (bar) e queda de pressão (bar). O procedimento consiste em seleccionar os pontos do comprimento da tubulação e da vazão aspirada pelo trecho e traçar uma reta que passe por esses dois pontos, prolongando-a até interceptar o Eixo 1. Pelo outro lado, devem-se seleccionar os pontos da pressão inicial do trecho considerado e da queda de pressão e então traçar outra reta que passe por esses outros dois pontos. Essa reta interceptará o Eixo 2. Por fim, traça-se outra reta entre os pontos obtidos pelos Eixos 1 e 2, interceptando assim, o eixo do diâmetro interno do tubo a ser utilizado no projeto.

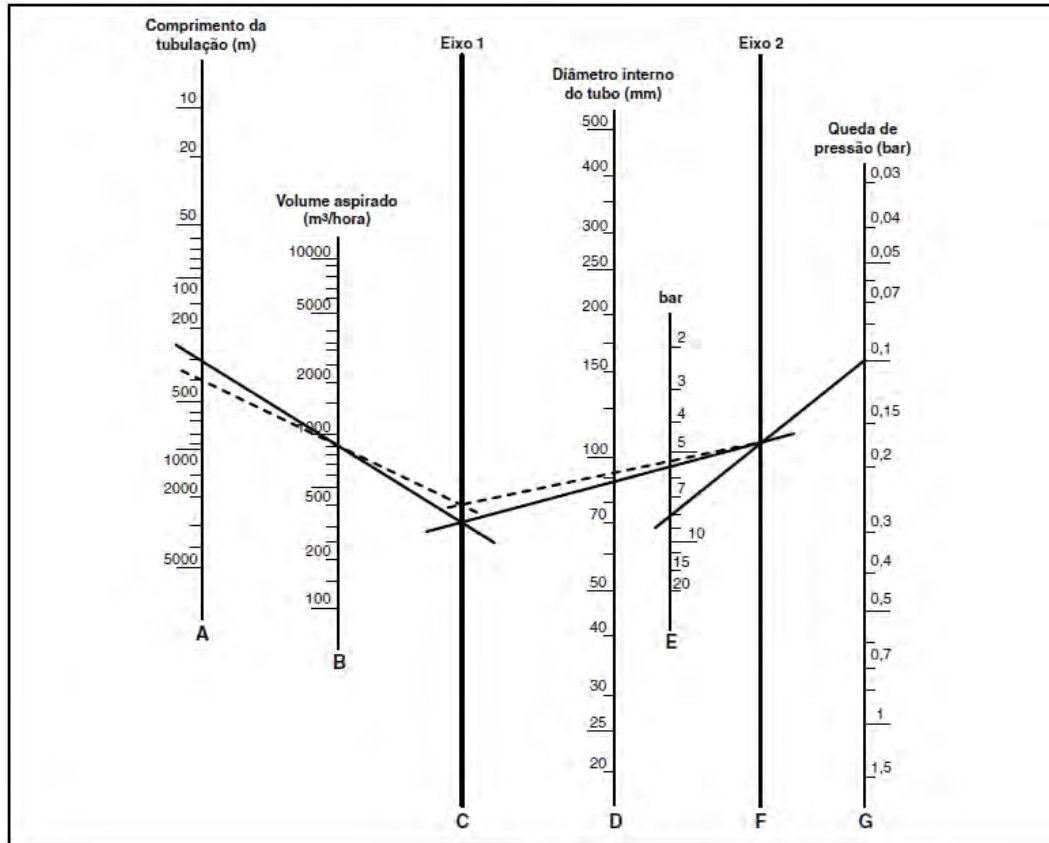


Figura 23 - Nomograma utilizado (PARKER, 2006).

Portanto, para dimensionamento da tubulação do anel principal através do nomograma ilustrado pela Figura 24, foram traçadas as retas, a primeira (azul), referente aos pontos do comprimento da tubulação (165 metros) e vazão aspirada (677,1 m³/h), a segunda (vermelha), referente aos pontos da pressão inicial do trecho (8 bar) e a queda de pressão admitida no trecho (0,2 bar), e finalmente, a terceira reta (verde), que une os pontos obtidos pelas retas azul e vermelha que interceptaram os Eixos 1 e 2, respectivamente.

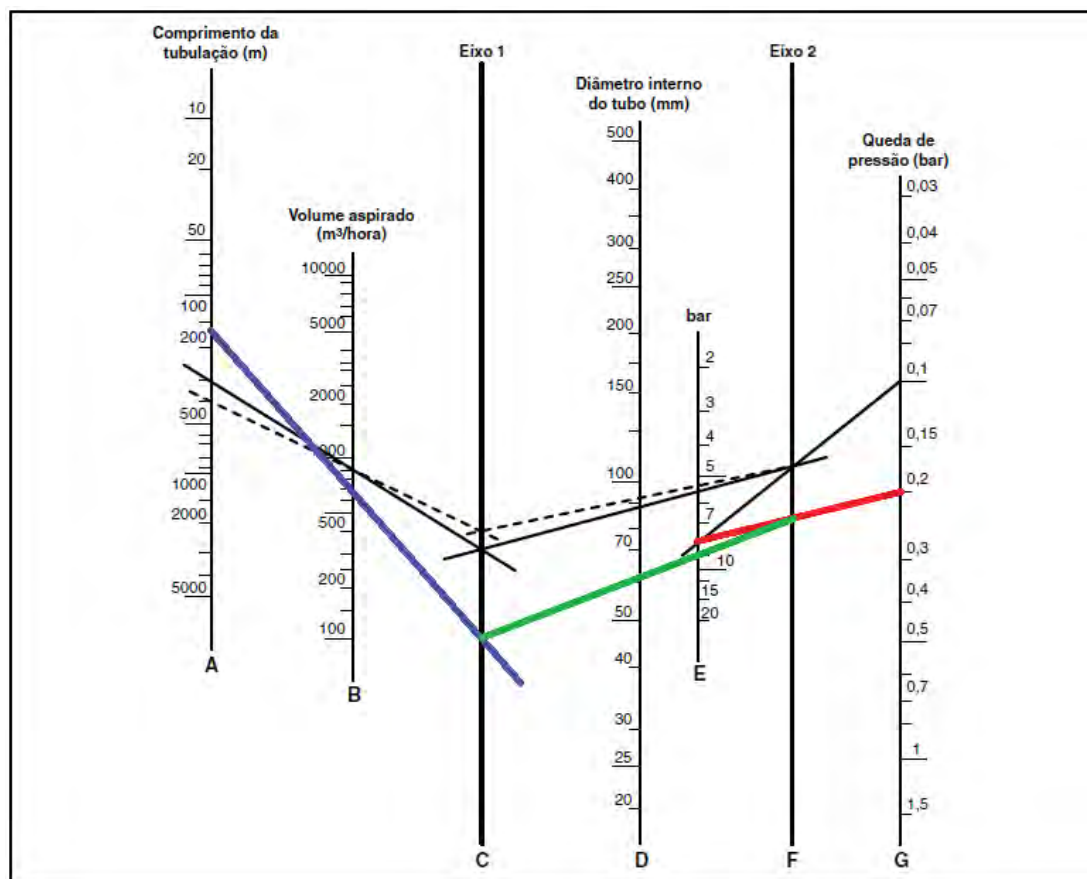


Figura 24 - Nomograma com as retas referentes aos dados do anel principal (PARKER, 2006).

O diâmetro interno do tubo ideal para anel principal, segundo o nomograma, é de aproximadamente 61 milímetros, ou seja, 2,4 polegadas.

O nomograma foi utilizado para o dimensionamento das ramificações principais do projeto, sendo os resultados obtidos representados pela Tabela 8, com a pressão 1 referindo-se a pressão no ponto de início da ramificação principal que teve uma queda de pressão de 0,2 bar devido à perda de carga do anel principal. A queda de pressão admitida nas ramificações principais foi de 0,2 bar.

Tabela 10 - Dados das ramificações principais para utilização do nomograma e o resultado obtido.

	P_1	ΔP	Q	L	$d_{\text{nomograma}}$		$d_{\text{normalizado}}$
	[bar]	[bar]	[m ³ /h]	[metros]	[mm]	[pol.]	[pol.]
Ramificação I	7,8	0,2	142,72	30,1	25	0,98	1
Ramificação II	7,8	0,2	135,92	15,7	23,1	0,91	1
Ramificação III	7,8	0,2	158,01	31,1	27,7	1,09	1 ¼
Ramificação IV	7,8	0,2	198,78	24	25,4	1	1

O nomograma não pôde ser utilizado para dimensionar o restante da tubulação de distribuição, pois as outras ramificações possuem baixos valores de vazão e comprimento, levando a uma extrapolação dos eixos utilizados no nomograma, inviabilizando um resultado confiável. As Figuras 25 e 26 ilustram uma simulação feita em SolidWorks de como ficará a instalação da nova planta, já com as tubulações de distribuição de ar comprimido.

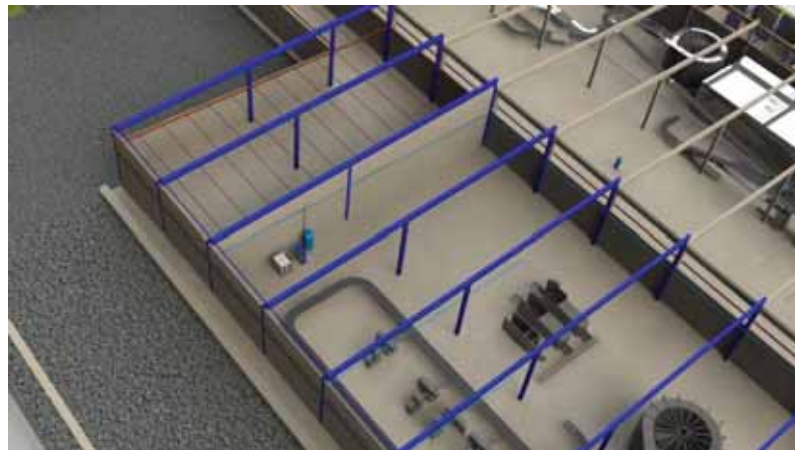


Figura 25 - Simulação da rede de distribuição de ar comprimido, vista de cima.

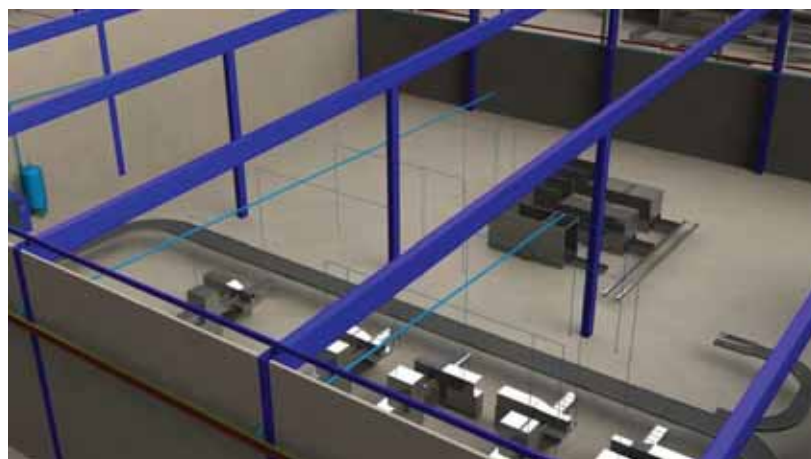


Figura 26 - Vista em detalhes das ramificações principais.

7 CONCLUSÕES

O correto dimensionamento de uma fonte de geração e uma rede industrial de distribuição de ar comprimido exige conhecimentos técnicos e experiência do profissional, sendo imprescindível o contato com o cliente e os fabricantes aptos a atender as demandas do projeto. O papel do engenheiro responsável é de conciliar as necessidades e disponibilidade (física e monetária) do cliente com as opções disponíveis no mercado que atendam da melhor maneira possível os requisitos do projeto, isto é, vazão e pressão necessárias nos pontos de consumo, com o menor custo possível e com o menor desperdício possível de energia.

No projeto a seleção de compressor (tipo e fabricante) foi suprimido da análise, pois o usuário já possuía um compressor que estava ocioso em outra unidade do grupo empresarial, um compressor “pack” da fabricante Ingersoll Rand de parafuso modelo SSR-XF100, de vazão máxima 495 pcm (841,01 m³/h) e pressão de operação 100 lbf/pol² (7 barg). O compressor atendeu as demandas da instalação com certa folga, sendo sua capacidade de 841,01 m³/h, e a demanda máxima do projeto de 677,1m³/h, comprometendo aproximadamente 81% da vazão de operação do compressor.

O dimensionamento da rede industrial de distribuição de ar comprimido mostrou-se eficaz em ambos os métodos, via analítica e nomograma, para o anel principal e ramificações principais. Porém os nomogramas são recomendados para serem usados em um pré-dimensionamento do sistema de distribuição por apresentarem pouca precisão.

Nos trechos restantes da tubulação, ramais secundários e trechos finais, foram obtidos valores de diâmetros comerciais que variaram de ½ a 1 ½ polegadas, passando por tubulações de ¾ e 1 polegada, gerando certa uniformidade de diâmetros que resulta em economia no momento da aquisição e maior facilidade de manutenção da rede.

8 REFERÊNCIAS

Brucompressores. Disponível em: <http://www.brucompressores.com.br/Produto/Details/144>. Acesso em: 03 Janeiro 2013.

BOSCH. Tecnologia de ar comprimido. Campinas: Robert Bosch Limitada, 2008.

DALL'AMICO, E. R. Fundamentos da Pneumática. [S.l.]: SMC, 2003.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 6ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

METALPLAN. Manual de Ar Comprimido. São Paulo: Metalplan, 2006.

PARKER. Dimensionamento de redes de ar comprimido. Jacareí: Parker Training, 2006.

RAND, I. Nossos produtos. Compressores, 2013. Disponível em: <http://www.ingersoll-rand.com.br/dev/produtos.php?p=2>. Acesso em: 05 Janeiro 2013.

ROLLINS, J. P. Manual de Ar Comprimido e Gases. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

SANTOS, A. A. D.; SILVA, A. F. D. Automação Pneumática. 2. ed. Porto: Publindústria, 2009.

SILVA, E. C. N. Apostila de Pneumática. São Paulo: Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Poli (USP), 2002.

TELLES, P. C. D. S. Tubulações Industriais: Cálculo. 9ª Edição. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1999.

TELLES, P. C. D. S. Tubulações Industriais: Materiais, Projeto e Montagem. 9ª Edição. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1999.

VAN WYLEN, G. J. E. S. R. E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 7ª Edição. ed. [S.l.]: Edgard Blucher Ltda., 2009.

APÊNDICE A – Vista em planta do galpão

